

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

HACHEMI ABDELKADER

AHFIR YANIS

Thème

Convection mixte dans une cavité carrée ventilée en présence de rayonnement surfacique

Soutenu le : 04/10/2020 devant le jury composé de:

Mr. H. ALI AGHA

Président

Mr. D. SADAQUI

Rapporteur

Mr. M. HAMDI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciement

Nous tenons à remercier tout d'abord, Allah le tout puissant et Miséricordieux, qui nous a donné la force et le courage pour terminer nos études et à élaborer ce modeste travail.

Nous tenons à remercier nos chers parents pour les efforts et sacrifices qu'ils ont entrepris afin de nous voir réussir.

Nous remercions tout particulièrement notre encadreur Monsieur Sadaoui . Djamel, ainsi que notre Co-promoteur Hamici. Nadjib pour leur conseils pendant la réalisation de ce mémoire, leur aide appréciable et leur encouragements tout au long de notre travail.

Nos remerciement s'adressent également aux examinateurs Monsieur Hamdi .Messouad et Monsieur Ali Agha .Hamza pour avoir accepté de lire et d'évaluer notre mémoire.

Nos profonds remerciements vont également à toutes les personnes qui nous ont aidés et soutenue de près ou de loin.



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui

s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, ma Mère ...

A mon Père, école de mon enfance, qui a été mon ombre durant tous mon cursus,

Que Dieu le tout puissant les gardes et les protège.

A mon cher Frère Kouceila et à mes Sœurs Lidya et Tassadit

Et à toute ma famille,

A mes amis, mes copains de chambre qui ont toujours étaient là quand j'ai eu besoin d'eux,

A mon binôme Ahfir Yanis pour sa collaboration,

A mes professeurs à qui je suis très reconnaissant, pour tout le savoir et les valeurs qu'ils m'ont appris

A toute la promotion Énergétique de l'année 2019 – 2020,

A moi-même, pour avoir enduré et surpassé les obstacles durant mon parcours scolaire.

HACHEMI ABDELKADER

Je dédie ce modeste travail

*A mes chers parents en témoignage pour leur sacrifice
sans limites.*

A mes chères sœurs.

A la mémoire de mon cher frère Iyamine.

A toute ma famille.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.

AHFIR Yanis

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iv
Liste de figures	vi
Liste des tableaux	ix
Nomenclature	x
Introduction générale	1
Chapitre I : [Etude bibliographique]	3
I.1. Introduction.....	3
I.2. Conduction.....	3
I.3. Rayonnement.....	4
I.4. Convection.....	5
I.4.1. La convection forcée	5
I.4.2. La convection naturelle.....	5
I.4.3. La convection mixte.....	6
I.5. Etude bibliographique.....	6
I.5.1. Couplage de la convection avec le rayonnement.....	6
I.5.2. Couplage de la convection naturelle avec le rayonnement thermique	7
I.5.3. Couplage convection mixte avec le rayonnement thermique.....	11
I.6. Conclusion.....	16
Chapitre II : [Position du problème et formule mathématique]	17
II.1. Introduction.....	17
II.2. Présentation du problème.....	17
II.3. Formulation mathématique du problème.....	18
II.3.1. Hypothèses simplificatrices.....	18
II.3.2. Equations gouvernantes du problème.....	18
II.3.2.a. Forme dimensionnelle des équations.....	18
II.3.2.b. Forme adimensionnelle des équations.....	19
II.3.3. Couplage convection-rayonnement.....	21
II.4. Groupements sans dimensions.....	22
II.5. Conclusion	23

Chapitre III : [Résultats et discussion]	24
III.1.Introduction.....	24
III.2. Validation.....	24
III.2.1. Couplage convection naturelle avec rayonnement dans une cavité fermée.....	24
III.2.2. Convection mixte dans une cavité ventilée.....	26
III.3. Choix de maillage	27
III.4. Influence des différents paramètres sur les transferts thermiques	29
III.4.1. Influence du nombre de Reynolds	29
III.4.2. Influence du nombre de Grashof	34
III.4.3. Influence de l'émissivité des surfaces	37
III.5. Conclusion	42
Conclusion générale	43
Référence bibliographiques	44
ANNEXES	46
Annexes A : [Méthodes des volumes finis].....	46
Annexes B : [propriétés d'air à pression atmosphérique].....	48
Résumé/Abstract.....	49

Liste des figures

Figure I. 1: Schéma représentatif de la conduction thermique	3
Figure I. 2: Schéma représentatif du rayonnement thermique	5
Figure I. 3: Schéma représentatif de la convection forcée.....	5
Figure I. 4: Schéma représentatif de la convection naturelle	6
Figure I. 5 : Schéma du problème considéré dans la référence	9
Figure I. 6: Géométrie considérée dans la référence	11
Figure I. 7: Schéma du problème considéré dans la référence	12
Figure I. 8: Géométrie étudiée par Safi et Lot	13
Figure I. 9: Géométrie étudiée dans la référence	13
Figure I. 10: Géométrie étudiée	15
Figure I. 11: Géométrie considérée par Mohammadi et Gandjalikhan	16
Figure II. 1: Domaine physique considéré	17
Figure III. 1: Configuration de référence	24
Figure III. 2: Influence de l'émissivité sur les isothermes pour $Ra=10^6$	25
Figure III. 3: Influence de l'émissivité sur les lignes de courant pour $Ra=10^6$	26
Figure III. 4: Configuration considérée dans la référence.....	26
Figure III. 5: Influence du nombre de Richardson sur les isothermes pour $Gr=10^4$	27
Figure III. 6: Influence du nombre de Richardson sur les lignes de courant pour $Gr=10^4$	28
Figure III. 7: Effet du nombre de nœuds sur les nombres de Nusselt convectif et Nusselt radiatif calculés sur la paroi supérieure froide : $Re=100$ et $Gr=10^4$	30

Figure III. 8: Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^4$	30
Figure III. 9: Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$	31
Figure III. 10: Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^6$	32
Figure III. 11: Profils de vitesse au sein de la cavité pour différentes valeurs de Re ($Y=0.5H$) ...	32
Figure III. 12: Profils de température au sein de la cavité pour différentes valeurs de Re ($Y=0.5H$).....	33
Figure III. 13: Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents nombres de Reynolds et différents nombres de Grashof $Gr=10^4$, $Gr=10^5$ et $Gr=10^6$	34
Figure III. 14: Nombres de Nusselt convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Reynolds	35
Figure III. 15: Effet du nombre de Grashof sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Re=600$ et $Re=1000$	36
Figure III. 16: Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents Grashof : $Re=600$ et $Re=1000$	37
Figure III. 17: Nombre de Nusselt radiatif et convectif sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Grashof	37
Figure III. 18: Nombre de Nusselt total sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Grashof	37

Figure III. 19: Nombre de Nusselt total sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Grashof	39
Figure III. 20: Contours des isothermes pour $Gr=10^6$	40
Figure III. 21: Température moyenne à la sortie pour différentes émissivités	41
Figure III. 22: Effet de l'émissivité sur le Nombre de Nusselt moyen convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents Re et $Gr=10^4$	42
Figure III. 23: Effet de l'émissivité sur le Nombre de Nusselt moyen convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents Re et $Gr=10^6$	42
Figure III. 24: Nombre de Nusselt moyen global sur la paroi supérieure froide pour différentes Émissivités : a) $Gr=10^4$; b) $Gr=10^6$	43

Liste des tableaux

Tableau II. 1: Conditions aux limites	19
Tableau II. 2: Conditions aux limites sans dimensions	22
Tableau III.1 : Nombres de Nusselt moyens sur les parois actives : $T_o=293.15K$; $T=10K$ $H=0.097m$ et $Ra=10^6$	25

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unité (SI)
C_p	Capacité calorifique du fluide	$J kg^{-1} K^{-1}$
D_e	Orifice d'entrée	m
D_s	Orifice de sortie	m
g	Accélération de pesanteur	$m.s^{-2}$
H	Hauteur de la cavité	m
h	Coefficient d'échange de chaleur	$W m^{-2} K^{-1}$
N	Nombre de surface radiante	
P	Pression adimensionnelle	
p	Pression dimensionnelle	Pa
Q_r	Densité de flux net radiatif adimensionné	$W m^{-2}$
q_r	Densité de flux net radiatif	$W m^{-2}$
T	Température	K
u	Composante de vitesse (selon x)	$m s^{-1}$
U_0	Vitesse de l'air à l'entrée de la cavité	$m s^{-1}$
v	Composante de vitesses (selon y)	$m s^{-1}$
V	Composante adimensionnelle des vitesses	
x, y	Cordonnées dimensionnelles	m
X, Y	Cordonnées adimensionnelles $X=x/H$ $Y=y/H$	

α	Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
β	Coefficient de dilatation du fluide à pression constant	K^{-1}
ε	Emissivité	
λ	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ρ	Masse volumique de l'air	kg m^{-3}
ΔT	Différence de température	K
θ	Température adimensionnelle	
δ_{ij}	Symbole de Kronecker	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$

Nombre adimensionnelle

Gr	Nombre de Grashof	
Nu	Nombre de Nusselt	
Nr	Nombre de rayonnement	
Ra	Nombre de Rayleigh	
Re	Nombre de Reynold	
Ri	Nombre de Richardson	
Pr	Nombre de Prandtl	
Pe	Nombre de Peclet à l'interface	
Indices		
c, f	Paroi chaude et froide	
conv, rad et total	Respectivement convectif radiatif et total	

Introduction Générale

L'étude des transferts thermiques couplée dans une cavité ventilée a suscité un intérêt grandissant durant ces dernières décennies. Cet intérêt est dicté par le rôle joué par telles configuration dans nombreuses applications industrielles dans plusieurs domaines : le refroidissement des composants électronique, la climatisation, les échangeurs de chaleur, les centrales nucléaires...etc.

De nombreuses études ont été réalisés en utilisant : méthode numérique (simulation numérique) et pratique (expérience de laboratoire). Il est vraisemblable que l'expérimentation de laboratoire est d'une importance cruciale pour valider la première approche, néanmoins elle reste handicapée par le cout élevé du matériel et la difficulté réalisation. La simulation numérique reste la méthode la moins couteuse, et la plus utilisable. L'évolution rapide des capacités des calculateurs au cours de ces vingt dernières années a permis un progrès notable dans la compréhension du phénomène de la convection.

L'étude de la convection naturelle et mixte dans les cavités a fait l'objet de nombreuses études en raison de l'importance de ce phénomène, tant sur le plan fondamental que sur le plan industriel. Dans ce type de problème, différentes modes de transfert thermique (convection, conduction, rayonnement) peuvent intervenir de façon couplée. Toutefois, quand le transfert radiatif est considéré. Un problème particulier se pose lorsque le fluide lui-même se comporte comme un milieu semi-transparent, c'est-à-dire qu'il absorbe et émet le rayonnement infrarouge. Il faut alors tenir compte d'une source de chaleur interne au milieu, résultant de la différence entre l'énergie radiative absorbée et celle qui a été émise par chaque élément de volume.

L'objectif de ce travail est de simuler numériquement le transfert de chaleur par le couplage entre la convection et le rayonnement de surface dans une cavité carrée ventilée. De hauteur H , avec des parois horizontales thermiquement isolée et des parois verticales soumises à une température constantes T_f . Les orifices d'entrée et de sorties ont de même dimension. L'entrée est située au centre de la paroi horizontale inférieure, alors que les deux sorties sont situées dans la partie supérieure de la cavité respectivement du côté gauche et du côté droit.

Afin d'assurer une cohérence et une organisation à notre mémoire, nous l'avons structuré et réparti, principalement, en trois chapitres.

Le premier chapitre, présente des généralités sur le transfert de chaleur et le couplage convection et le rayonnement thermique, ainsi les synthèses bibliographiques des différents travaux qui ont traités ce type de phénomène.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons la configuration géométrique du problème à étudier, ainsi que le modèle mathématique des différentes équations de l'écoulement. Une mise sous forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites appropriées est entreprise afin de faire apparaître quelques groupements adimensionnelles avec laquelle la discussion des résultats sera faite.

Le troisième chapitre est consacré à l'interprétation des différents résultats obtenus par l'étude paramétrique

Finalement, nous sommes parvenus, en conclusion générale, à résumer les principaux résultats obtenus dans cette étude ; les perspectives et les extensions envisageables pour ce travail.

Etude bibliographique

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur est le processus par lequel l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux dont les températures sont différentes.

La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant. Par exemple, la chaleur est principalement transmise par conduction à travers les murs en brique d'une maison, lorsque que l'on met ses mains au-dessus d'un feu de cheminée (ou de barbecue), on ressent la chaleur, en effet le processus mis en jeu est la convection. La Terre reçoit sa chaleur du soleil en grande partie par rayonnement.

I.2 Conduction

Seule la conduction permet un transfert de chaleur efficace à travers les solides opaques, Figure I-1. Lorsque l'on chauffe l'une des extrémités d'une barre métallique, la chaleur se transmet par conduction à l'autre extrémité plus froide. D'après la loi de Fourier, la vitesse à laquelle la chaleur est conduite dans un corps par unité de section est proportionnelle à l'opposé du gradient de la température du corps, ce facteur de proportionnalité s'appelle la conductibilité thermique.

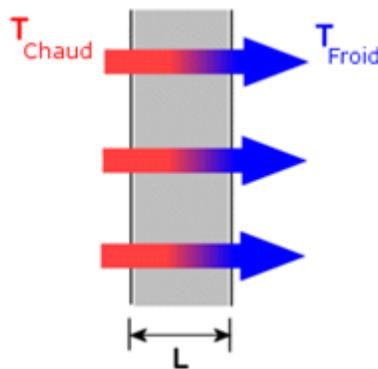


Figure I. 1:Schéma représentatif de la conduction thermique

Loi de fourier

La densité de flux thermique traversant la couche est proportionnelle au gradient de température est :

$$q = -\lambda S \Delta T$$

Les métaux comme l'or, l'argent et le cuivre ont une conductibilité thermique élevée, ils sont dit conducteurs, alors que des matériaux comme la laine de verre et l'amiante ont une conductibilité thermique beaucoup plus faible, ils sont dit isolants.

I.3 Rayonnement

Les particules dont sont formés les corps émettant de l'énergie électromagnétique dans l'infrarouge, Figure I-2. Cette énergie radiante permet le transfert de chaleur à partir de la matière. Ce rayonnement est émis par tout corps dont la température est supérieure au zéro absolue. Plus élevée est la température d'un corps, plus intense sera son rayonnement thermique. Parallèlement à l'émission de chaleur, un corps absorbe et réfléchit le rayonnement émis par d'autre corps dans son voisinage. Si le taux d'émission est égale au taux d'absorption, le taux de transfert par rayonnement est zéro puisque le corps ne gagne ni perd de chaleur.

Dans le vide, le rayonnement est le seul mécanisme de transfert de chaleur possible, l'énergie rayonnante est portée par ses photons. Ceux-ci se déplaçant facilement dans les gaz et les vapeurs. Par contre les solides et au moindre mesures les liquides absorbent et réfléchissent les photons. Autrement dit, le rayonnement thermique ne pénètre ni les solides ni les liquides. Donc, on pratique, le rayonnement n'est possible que dans le vide ou dans les gaz (ou dans la vapeur). Séparant les corps entre les quelles la chaleur est diffusé. On notera que de la matière est nécessaire pour le transfert de chaleur d'un endroit à un autre dans le cas de la conduction ou de la convection.

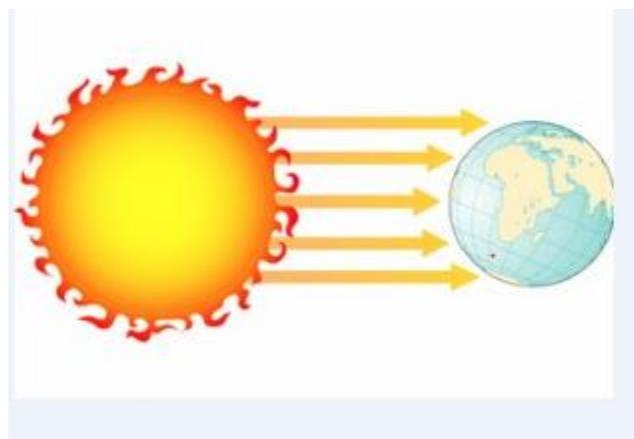


Figure I-2 : Un schéma représentatif du rayonnement thermique.

Lois de Stefan-Boltzmann

$$q = \varepsilon \sigma T^4$$

I.4 Convection

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. On distingue trois types de convection:

I.4.1 La convection forcée

Le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, compresseur...), par Exemple le refroidissement d'une plaque sous l'effet du vent Figure I-3.

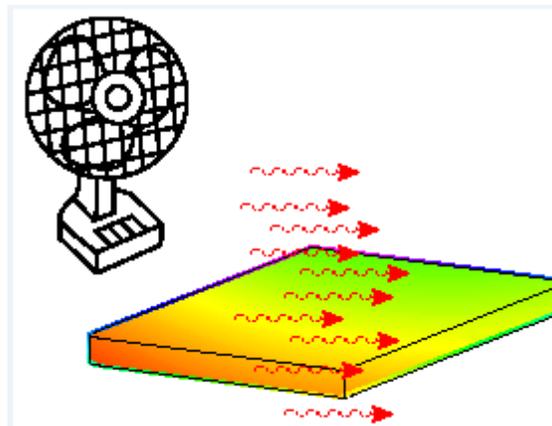


Figure I-3 : Un schéma représentatif de la convection forcée.

I.4.2 La convection naturelle

Les mouvements sont dus aux variations de la masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid).

Exemple de mouvement de la vapeur au-dessus d'une tasse de café Figure I-4.



Figure I-4 : Schéma représentatif de la convection naturelle

I.4.3 La convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement fictives, dues aux deux types de convection considérées séparément, sont de même ordre de grandeur. La convection mixte peut être aidée (favorable) lorsque les effets de la convection naturelle et de la convection forcée sont dans la même direction. Elle est défavorable quand ces derniers effets sont de sens opposés.

En général les problèmes de la convection thermique s'intéressent à la détermination du taux de transfert thermique et la température de surface. Ces facteurs très importants dans l'ingénierie sont établis une fois la distribution de température dans le fluide en mouvement est déterminée. Le point essentiel dans le transfert thermique par convection est la détermination de la distribution de la température dans le fluide considéré.

L'expression du flux de chaleur en convection est la suivante :

$$\phi = h.s.(T - T_{\infty})$$

Avec

h : Coefficient de convection moyen.

s : Aire perpendiculaire à la direction des flux de chaleur.

T : Température de la paroi considérée.

T_{∞} : Température du fluide au large.

I.5 Etude bibliographique

I.5.1 Couplage de la convection avec le rayonnement

L'étude de la convection naturelle et mixte dans les cavités a fait l'objet de nombreuses études en raison de l'importance de ce phénomène, tant sur le plan fondamental que sur le plan

industriel. Dans ce type de problème, différentes modes de transfert thermique (convection, conduction, rayonnement) peuvent intervenir de façon couplée. Toutefois, quand le transfert radiatif est considéré. Un problème particulier se pose lorsque le fluide lui-même se comporte comme un milieu semi-transparent, c'est-à-dire qu'il absorbe et émet le rayonnement infrarouge. Il faut alors tenir compte d'une source de chaleur interne au milieu, résultant de la différence entre l'énergie radiative absorbée et celle qui a été émise par chaque élément de volume.

I.5.2 Couplage de la convection naturelle avec le rayonnement thermique

Parmi les premières études traitant le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement thermique dans les cavités, on peut citer les contributions de **Larson** et **Viskanta** [1] et **Kim** et **Viskanta** [2] qui ont examiné l'effet du rayonnement surfacique couplé à la convection naturelle laminaire dans une cavité rectangulaire. Leurs résultats ont montré que la contribution du rayonnement dans le transfert thermique est plus importante que celle de la convection naturelle. De plus, l'augmentation de la température des surfaces avoisinant la paroi chaude est attribuée au rayonnement des parois. Leurs résultats ont indiqué également que le rayonnement réduit l'effet de la convection, mais conduit en contrepartie à une augmentation du transfert de chaleur total.

Fusegi et Farouk [3] ont étudié le couplage de la convection naturelle avec le rayonnement au sein d'une cavité différentiellement chauffée, dont les parois sont noires ($\epsilon=1$), remplie d'un gaz gris en régime laminaire et faiblement turbulent ($\Delta T=555K, 10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^9$). Il ressort de cette étude que quand tous les effets radiatifs (paroi et gaz) sont pris en compte, le rayonnement volumique réduit légèrement le flux de chaleur à la paroi et intensifie les mouvements de recirculation au sein de cavité. **Fusegi et Farouk** [3] de leurs côtés ont trouvé que le rayonnement peut augmenter la valeur de Nusselt convectif jusqu'à 5 à 6 fois sa valeur dans le cas de convection pure en régime laminaire.

Behnia et al [4] ont étudié numériquement l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement des surfaces internes partiellement réfléchissantes d'une cavité rectangulaire différentiellement chauffée et remplie d'air. Les deux parois horizontales adiabatiques et la paroi verticale chaude sont supposées opaques, alors que la paroi verticale froide est semi-transparente échange de la chaleur avec le milieu extérieur par rayonnement solaire et par convection. Portant essentiellement sur le comportement dynamique du fluide dans une cavité carrée pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^4 et 3×10^5 , les résultats obtenus ont souligné que le rayonnement tend à accélérer l'écoulement, cette tendance s'amplifie avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Akiyama et Chong [5] ont analysé numériquement l'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement surfacique dans une cavité carrée remplie d'air. Ils ont mis en évidence que le rayonnement modifie significativement l'écoulement du fluide et la distribution de température. De

plus, les parois émissives ont un effet négligeable sur le transfert de chaleur par convection tandis que le transfert de chaleur par rayonnement augmente rapidement avec l'émissivité des surfaces internes.

Ridouane et al. [6] ont considéré le cas de la convection naturelle couplée au rayonnement surfacique dans une cavité carrée chauffée par le bas et refroidie par le haut. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des différences finies. Similairement aux trois dernières références ci-dessus, les résultats de cette étude montraient que l'émissivité des parois a un faible effet sur le transfert de chaleur par convection (le nombre de Nusselt convectif subit une légère diminution avec l'augmentation de l'émissivité des parois) et une forte influence sur la composante radiative du transfert thermique (le nombre de Nusselt radiatif augmente de manière monotone avec l'émissivité des parois). En outre, les résultats obtenus indiquaient l'apparition d'un régime d'écoulement oscillatoire. Cependant, le rayonnement a un effet important sur la transition vers ce régime. L'augmentation de l'émissivité des surfaces retarde le passage de la solution stable à la solution oscillatoire. Les résultats ont montré également que la transition d'une solution stationnaire à une solution chaotique peut se produire simplement en augmentant l'émissivité des parois.

Mezrhab et al [7] se sont intéressés au couplage convection-rayonnement dans une cavité contenant un bloc carré dans son centre. La cavité est isolée par ses parois horizontales alors que les parois verticales sont maintenues à des températures constantes. Un modèle numérique, basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour résoudre les équations différentielles gouvernant le problème. Une analyse des résultats a montré que le rayonnement contribue à l'homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité et à une augmentation considérable du nombre de Nusselt moyen, en particulier pour un rapport des conductibilités thermiques solide-fluide et des nombres de Rayleigh élevés. Il est constaté également que le transfert de chaleur est insensible à la conductivité thermique du bloc interne lorsque l'échange radiatif est absent. Cependant, le transfert de chaleur dans la cavité augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique lorsque l'effet du rayonnement est pris en compte.

Wang et al [8] ont développés un code de calcul pour l'étude du couplage rayonnement de surface-convection naturelle dans le cas d'une cavité carrée différentialement chauffée remplie d'air et dont les quatre parois internes ont la même émissivité. Il ressort des différents que le rayonnement renforce le mouvement d'air le long des parois horizontales et diminue la stratification au centre de la cavité. A faibles nombres de Rayleigh, le flux net radiatif et le nombre de Nusselt radiatif varient linéairement avec la différence de température entre les parois actives et avec la hauteur de la cavité, respectivement.

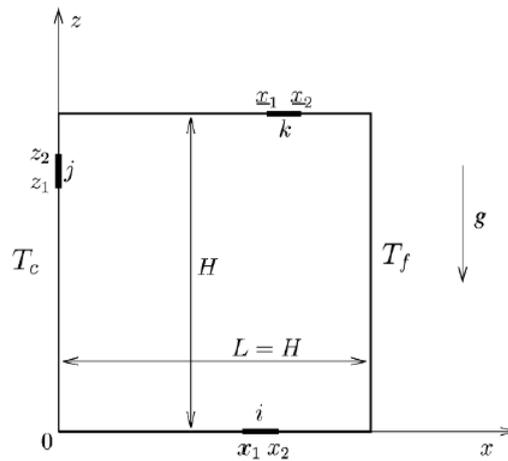


Figure I-5 : Schéma du problème considéré dans la référence [8]

Colomer et al [9] ont traité le couplage convection naturelle-rayonnement volumique dans une cavité carrée différentiellement chauffée ($T_c=600\text{K}$; $T_f=300\text{K}$ et $\varepsilon=1$) et remplie d'un gaz ($\text{N}_2+\text{H}_2\text{O}+\text{CO}_2$). L'ETR est résolue par la méthode des ordonnées discrètes. Ils ont analysé l'effet du nombre de Planck sur l'effet de rayonnement volumique. Ainsi, pour ($\text{Nr}<0.5$) le rayonnement influe très peu sur l'écoulement en revanche pour ($\text{Nr}>0.5$) l'effet de rayonnement volumique devient important et modifie le flux de chaleur à la paroi.

Saravanan et Sivaraj [10] ont modélisé numériquement l'interaction entre le rayonnement surfacique et la convection naturelle dans une cavité remplie d'air en présence d'une plaque mince placée en son centre. Cette plaque est soumise à un chauffage uniforme et non uniforme. Les résultats obtenus ont montré que le rayonnement contribue à une bonne homogénéisation de la température entre les parois isolées et le taux de transfert de chaleur dans le cas d'une plaque placée verticalement était toujours supérieur à celui d'une plaque orientée horizontalement. De plus, la contribution de la convection au transfert de chaleur global augmente avec l'émissivité lorsque la plaque est placée horizontalement et diminue lorsque la plaque est placée verticalement. Dans un autre travail [10], ils ont considéré le même problème avec un bloc chauffant placé au centre de la cavité. Les parois verticales sont refroidies et les parois horizontales sont isolées. Le problème a été résolu en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont conclu que l'effet du rayonnement n'est significatif que lorsque le nombre de Rayleigh est suffisamment élevé. Dans le cas d'un bloc isotherme ou générant de la chaleur à un taux constant [10], ils ont montré qu'en présence du rayonnement, l'écoulement induit par la force de pousser est favorisé dans le cas d'un bloc isotherme, alors qu'il est retardé dans le cas d'un bloc générant de la chaleur.

Plus tard, **Karats et Derbentil [11]** ont mené une étude expérimentale sur la convection naturelle couplée au rayonnement dans des cavités rectangulaires remplies d'air, et refroidies localement à

partir d'une paroi verticale pour différents rapports de forme. Un dissipateur thermique local, placé à mi-hauteur dans la direction verticale sur la paroi de gauche. Une corrélation pour le nombre de Nusselt moyen a été proposée, celui-ci augmente considérablement en diminuant le rapport de forme de la cavité.

Toujours dans la catégorie des cavités différentiellement chauffées, les résultats numériques obtenus par **Akiyana et al [12]** ont indiqué que le rayonnement de surface modifie considérablement la structure de l'écoulement même pour les faibles émissivités des parois. A faible nombres de Rayleigh, le rayonnement engendre des gradients de températures importants au voisinage des parois verticales ce qui renforce la conduction, alors que des nombres de Rayleigh élevés entraînent une baisse du transfert de chaleur convectif dans la cavité.

Sumon Saha et al [13] ont étudié la convection naturelle et mixte autour d'une source de chaleur uniforme encastrée sur le fond d'une enceinte rectangulaire horizontale, munie d'un orifice d'entrée et de deux orifices de sortie (**Figure I-6**). Les équations de Navier-Stokes sont résolues pour trois valeurs typiques du nombre de Reynolds basé sur de la hauteur de l'enceinte ($Re=50$; 100 et 200 ; $0 \leq Ri \leq 10$ et $Pr=0,71$). Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par les nombres de Reynolds et de Richardson. Une corrélation empirique est alors développée pour le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Richardson.

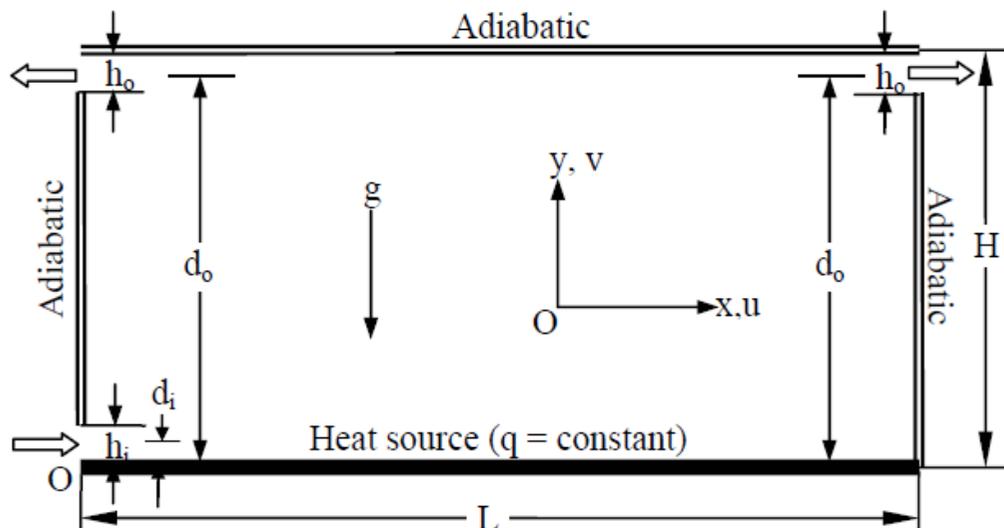


Figure I-6 : Géométrie considérée dans la référence [13]

Les premiers travaux sur l'interaction du rayonnement volumique et la convection naturelle ont été réalisés par **Viskanata [2]**, dans le cas d'un gaz supposé gris (propriété radiative d'absorption et d'émission indépendante de la longueur d'onde et de température).

D'autre part, **Lauriat [13]** a étudié le cas d'une cavité bidimensionnelle avec un rapport de forme $H/L_x = 5$ à 20 ce qui lui a permis de mettre en évidence l'effet du rayonnement du gaz sur la topologie de l'écoulement. En effet, le rayonnement volumique ralentit l'écoulement pour les faibles nombres de Rayleigh ($Ra < 10^3$) et l'intensifie pour les nombres de Rayleigh supérieurs ($Ra > 10^4$) favorisant ainsi les transferts de chaleur au sein de la cavité par rapport au cas de la convection pure.

Yucel et al [14] ont traité le même problème en faisant appel à la méthode des ordonnées discrètes. L'étude concerne une cavité carrée remplie d'air, dont les toutes les parois sont noires. Les parois actives ont un ratio de température ($T_{chaud}/T_{froid}=2$), le nombre de Rayleigh ; le nombre de Planck de 0.02 et l'épaisseur optique sont respectivement $Ra=5 \times 10^6$, $N=0.02$ et $\tau=0.2$ à 5. Les auteurs ont constaté que le rayonnement volumique modifie la distribution de température en réchauffant le cœur de la cavité, et conduit dans le cas d'un milieu optiquement mince à des structures multicellulaires. De plus, cette étude a permis de mettre en évidence l'intérêt de la méthode des ordonnées discrètes.

I-5-3 Couplage convection mixte avec le rayonnement thermique

M. Rahman et al. [15] ont modélisé numériquement la convection mixte dans une cavité ventilée en présence d'un générateur de chaleur (un obstacle circulaire solide placé au centre). L'entrée se trouve en bas du côté de la cavité, tandis que la sortie est située en haut à droite, toutes les parois sont considérées adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur, Figure I-6.

Les résultats obtenus ont montré qu'une augmentation des nombres de Reynolds et de Prandtl entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen le long de la surface de la source de chaleur

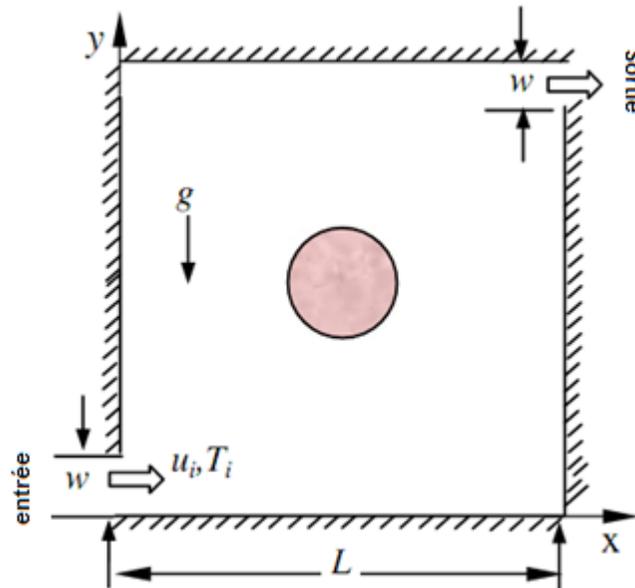


Figure I-7 : Schéma du problème considéré dans la référence [15]

Safi et Lot [16] ont analysé numériquement la convection mixte dans une enceinte carrée ventilée dans le cas d'un jet d'air chaud (figure I-8). L'étude est faite en fonction des nombres de Reynolds, de Peclet et du Richardson. Il a été montré que la stratification au sein de la cavité apparaît pour $Ri = Gr/Re^2 = 1$ pour une cavité dont les parois horizontales sont adiabatiques, et l'écoulement dépend fortement des nombres de Peclet et de Richardson.

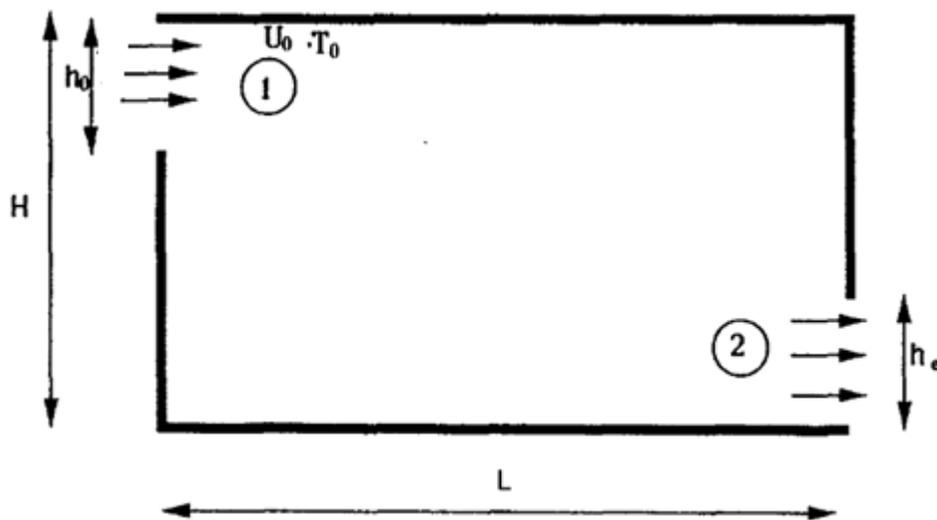


Figure I-8 : Géométrie étudiée par Safi et Lot [18].

Raji et Hasnaoui [17] ont mené une étude sur l'interaction convection mixte-rayonnement thermique dans les cavités ventilées à surface grises, Figure I-9. Les équations de Navier-Stokes avec l'approximation de Boussinesq ont été résolues numériquement. L'effet de rayonnement thermique sur les lignes de courant et les isothermes est analysé pour différentes valeurs des

nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), de Reynolds ($50 \leq Re \leq 5000$) et de l'émissivité des surface ($0 \leq \varepsilon \leq 1$). Les paramètres géométriques considérés sont le rapport d'aspect de la cavité $A=L/H=2$ et la hauteur relative des ouvertures $B=h/H=1/4$. Les résultats ont permis de conclure que le rayonnement thermique modifie considérablement la distribution de température, les champs d'écoulement et le transfert de chaleur aux voisinages des parois actives des cavités.

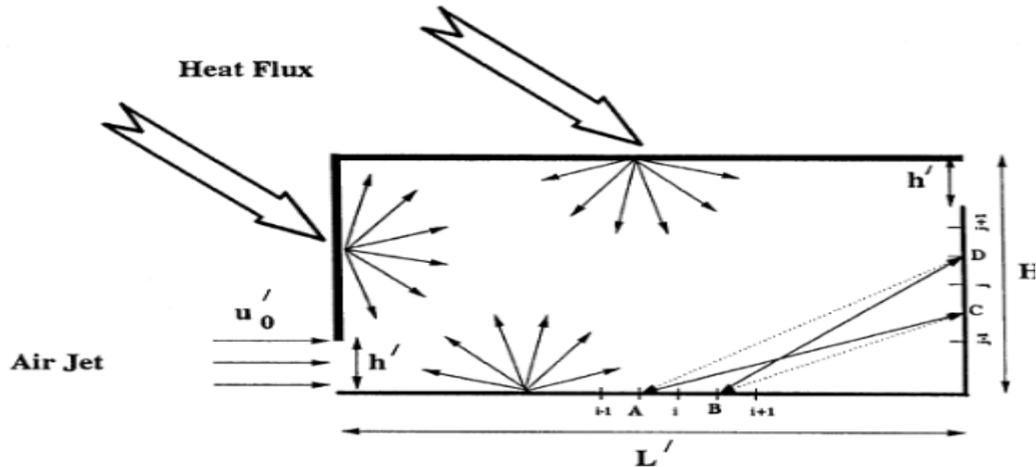


Figure I-9 : Géométrie étudiée dans la référence [19]

Bahlaoui [18] a finalisé une étude numérique sur la convection mixte combinée avec le rayonnement dans une cavité partitionnée, et a conclu que la contribution de l'émissivité de surface ne peut pas être négligée. Il a également remarqué une réduction de la contribution de la convection au le transfert de chaleur total avec l'augmentation du rayonnement à mesure que la valeur de l'émissivité ε de surface croit.

Mahapatra [19] a conduit une étude sur l'interaction de la convection mixte avec le rayonnement dans une enceinte différentiellement chauffée. Cette étude considère une cavité avec des parois mobiles en présence d'un milieu gris absorbant, émettant et diffusant de façon radicale. La méthode des ordonnées discrètes a été utilisée pour modéliser l'équation du transport radiatif et la des volumes finis est adoptée comme technique de discrétisation. Deux cas de convection mixtes résultant du mouvement vertical de la paroi isotherme et du mouvement horizontal de la paroi adiabatique et leur interaction avec le rayonnement ont fait l'objet d'un examen critique. La convection mixte opposée à la flottabilité interagissant avec le rayonnement a été mise en évidence dans le présent de travaille. L'effet du nombre de Richardson ($Ri=0.1$ à 10), du paramètre de conduction de rayonnement, de l'albédo à diffusion unique et de l'épaisseur optique sur l'écoulement du fluide et le transfert d'énergie ont été étudiés. Une comparaison exhaustive entre

les influences du rayonnement sur la convection mixte résultant de la paroi isotherme verticale et du mouvement horizontal de la paroi adiabatique a été effectuée.

Belmiloud et Chmloul [20] ont étudié numériquement la convection mixte couplée au rayonnement dans une cavité carrée avec un couvercle entraine et des parois horizontales adiabatiques Figure I-10. Le but de cette étude est de cerner l'influence de l'émissivité ϵ et du nombre de Richardson Ri sur le nombre de Nusselt moyen. Les parois verticales de la cavité étant chauffées de manières différentielles, la paroi gauche est maintenue à une température uniforme supérieure à celle de la paroi droite. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les valeurs de l'émissivité utilisées sont comprises entre 0 et 1, le nombre de Richardson varie entre 0,1 et 10, le nombre de Rayleigh est fixé à $Ra=10^4$ et le nombre de Prandtl à $Pr=0,71$. Les lignes de courant, les isothermes et le nombre de Nusselt moyen sont présentés en fonction de l'émissivité de surface. Les résultats ont montré que la vitesse augmente et le nombre de Nusselt Nu_{cv} convectif diminue réduit lorsque l'émissivité ϵ augmente.

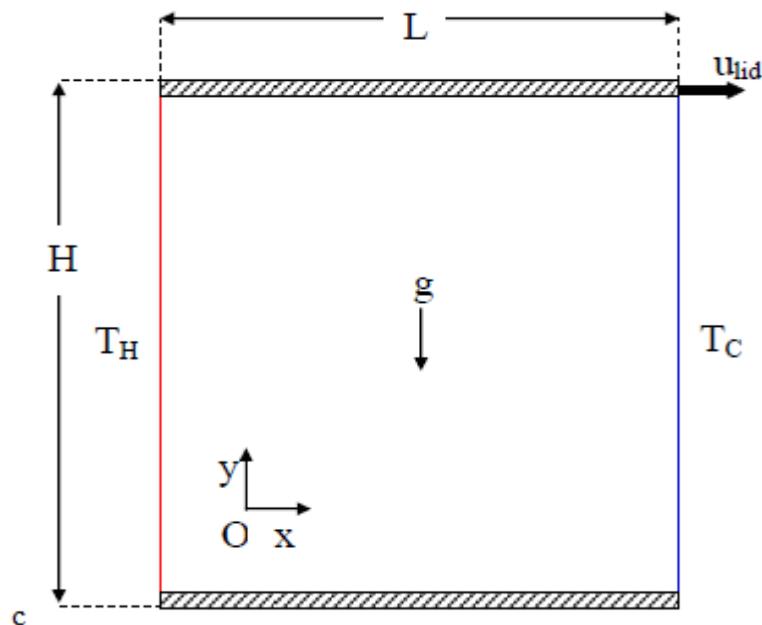


Figure I-10 : la géométrie étudiée

Mohammadi et Gandjalikhan [21] se sont intéressés à la convection mixte couplée au rayonnement dans une cavité trapézoïdale entraînée par son couvercle, Figure I-11. Les équations gouvernantes (Navier – Stokes et énergie) sont résolues par la méthode des volumes finis basée sur l'algorithme simple alors que la solution de l'équation de transfert radiatif ETR est obtenue par la méthode des ordonnées discrètes. Ils ont remarqué une augmentation du taux de transfert de chaleur

radiatif avec une augmentation proportionnelle du paramètre de conduction de rayonnement et de l'émissivité de surface.

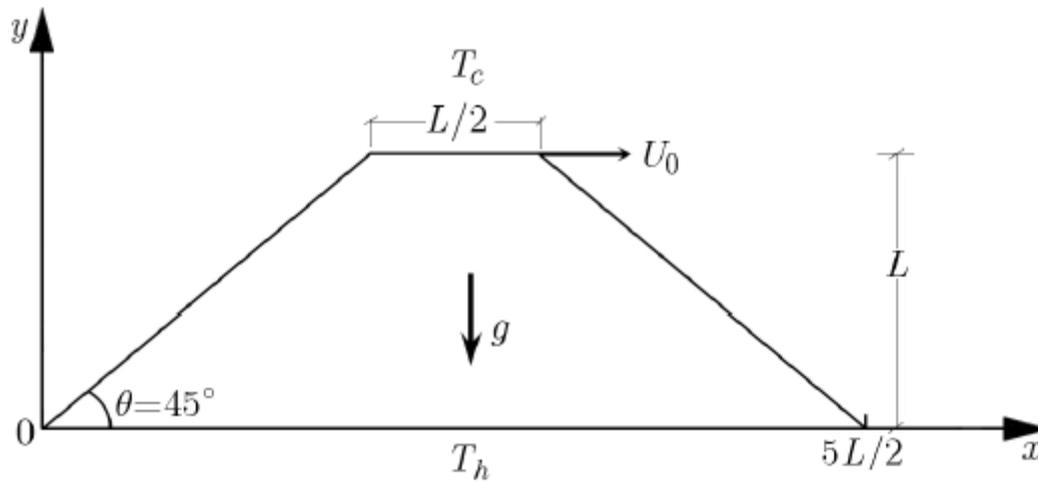


Figure I-11 : Géométrie considérée par Mohammadi et Gandjalikhan [21]

Récemment, **Mohammadi [22]** a mené une étude numérique sur l'effet du transfert de chaleur radiatif sur l'écoulement et en régime de convection mixte dans une cavité carrée entraînée par son couvercle en présence d'un milieu gris émettant, absorbant et diffusant de manière isotrope. L'approximation de Boussinesq a été utilisée pour modéliser les équations gouvernantes et l'algorithme Simple (méthode semi-implicite pour les équations liées à la pression) est utilisé pour coupler les champs de vitesse et de pression. L'équation de transfert radiatif et les équations gouvernantes ont été résolues respectivement par la méthode des ordonnées discrètes et la méthode de volume fini afin d'obtenir la distribution de la température, de la vitesse et de flux de chaleur dans le milieu participant. Les distributions de température et de vitesse et du nombre de Nusselt ont été analysés dans une large gamme d'épaisseur optique (0 à 100) et du nombre de Richardson (0,01 à 100). Les résultats ont montré que le rayonnement a un rôle significatif sur le comportement thermique dans la cavité et le transfert de chaleur par rayonnement a un faible effet sur les modèles thermique et dynamique pour les faibles valeurs de nombre de Richardson.

I-6 Conclusion

Cette recherche bibliographique nous a permis de prendre connaissance des résultats des différents travaux de recherche effectués sur le couplage convection mixte et rayonnement thermique.

Pour cela nous proposons dans ce travail une étude sur la convection mixte en présence du rayonnement dans une cavité carrée ventilée et nous allons analyser les effets de quelques paramètres sur l'écoulement et le transfert de chaleur à l'intérieure de cavité.

Position du problème et formule mathématique

II.1.Introduction

Dans ce travail, on se propose d'analyser le transfert de chaleur dans une cavité carrée ventilée. Il s'agit alors d'étudier la convection couplée au rayonnement de surfaces afin de prédire l'influence de certains paramètres physique et géométrique sur le comportement dynamique et thermique d'un fluide (air) considéré parfaitement transparent.

La modélisation mathématique du problème repose sur les équations couplées de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. La résolution complète de ses équations revient à déterminer en tout point du fluide les grandeurs caractéristique V , p et T .

II.2.Présentation du problème

La configuration géométrique considérée est montrée sur la figure **II.1**. Il s'agit d'une cavité carrée ventilée, bidimensionnelle, dont les parois verticales sont thermiquement isolées et les parois horizontales soumises à des températures constantes.

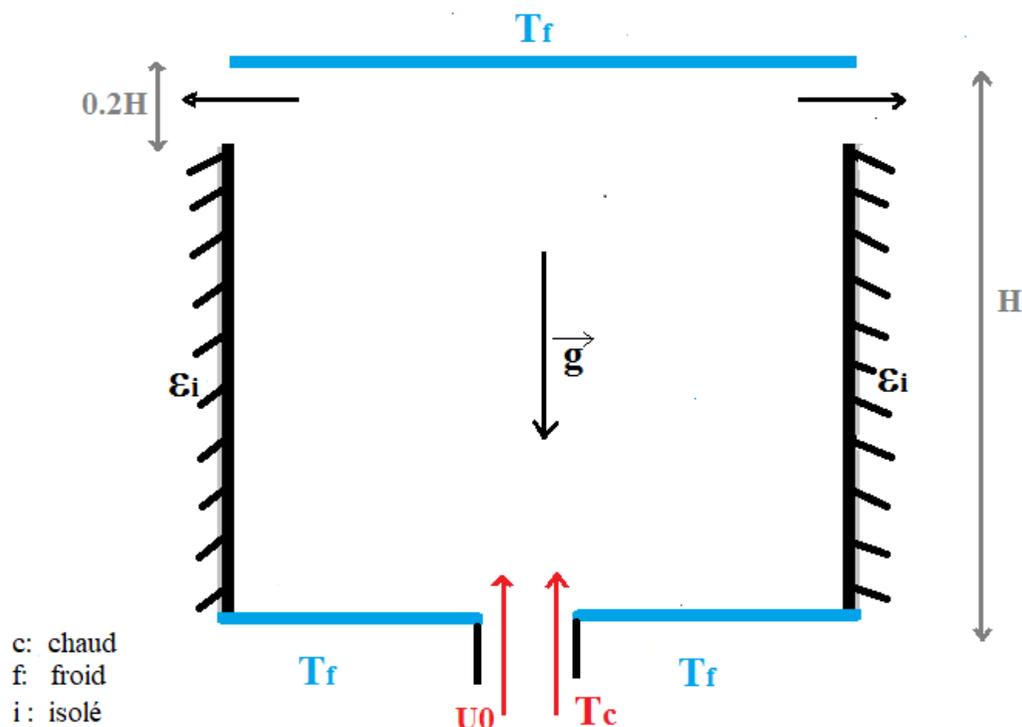


Figure II-1 : Domaine physique considéré

Les orifices d'entrée et de sorties ont de même dimension $D_e=D_s=0.2H$. L'entrée est située au centre de la paroi horizontale inférieure, alors que les deux sorties sont situées dans la partie supérieure de la cavité respectivement du côté gauche et du côté droit.

II.3. Formulation mathématique du problème

II.3.1. Hypothèses simplificatrices

Le fluide visqueux considéré a une densité (ρ), une viscosité cinématique (ν) et une conductivité thermique (λ). Il est supposé newtonien, incompressible en régime d'écoulement laminaire et stationnaire. L'écoulement est bidimensionnel (x, y).

En plus des hypothèses précédentes on se placera dans les conditions de l'approximation de Boussinesq, ce qui nécessite une résolution simultanée des équations de la dynamique et de l'énergie au sein du fluide. L'approximation de Boussinesq suppose que la masse volumique est constante dans tous les termes des équations de conservation sauf dans celui des forces de volume (ρg). En se limitant, au premier terme du développement de ρ en terme de température, on peut écrire :

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

Où ρ_0 est la masse volumique du fluide à la température de référence T_0 et β le coefficient de

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

II.3.2. Equations gouvernantes du problème

En régime de convection, le phénomène met en jeu le mouvement du fluide, par conséquent il faut résoudre les équations générales de la dynamique des fluides. En tenant compte des différentes hypothèses déjà citées, le modèle mathématique adopté est basé sur les équations liant les variables de pression, de vitesse et de température.

II.3.2.a. Forme dimensionnelle des équations

Les équations en question découlent des lois de conservation de la masse (équation de continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier Stokes) et de l'énergie (équation de la température) ; et elles s'écrivent comme suit :

Equation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.2})$$

Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\left(v_j \frac{\partial x_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} + g \beta (T - T_f) \delta_{i2} \quad (\text{II.3})$$

Equation de l'énergie

$$\rho C_p \left(v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} \quad (\text{II.4})$$

x_i , ρ et T étant respectivement la composante de la vitesse suivant la direction x_i , la pression et la température. Le système formé par les équations précédentes n'est pas fermé, pour cela on lui associera les conditions aux limites

δ_{i2} : Symbole de Kronecker

Conditions aux limites**Tableau II. 1: conditions aux limites**

Parois	Limites géométrique	Conditions dynamiques	Conditions thermiques
Paroi verticale gauche	$x=0$ $y_1 \leq y \leq y_2$	$u=0$ $v=0$	$\frac{\partial T}{\partial x} + q_r = 0$
Paroi supérieure	$0 \leq x \leq L$ $y=H$	$u=0$ $v=0$	$T=T_f=293.15K$
Paroi inférieure	$0 \leq x \leq x_2$ $x_3 \leq x \leq L$ $y=H$	$u=0$ $v=0$	$T=T_f=293.15K$
L'entrée de fluide	$x_2 \leq x \leq x_3$ $y=0$	$u=u_0$ $v=0$	$T=T_c=313.15K$
Paroi verticale droite	$x=L$ $0 \leq y \leq y_2$	$u=0$ $v=0$	$\frac{\partial T}{\partial x} + q_r = 0$

II.3.2.b. Forme adimensionnelle des équations

L'emploi des variables réduites dans les équations permet de généraliser les phénomènes physiques, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendantes du système d'unités de mesure utilisé pour les étudier. Autrement dit, elles permettent d'obtenir des informations plus générales, et jouent un rôle important dans la similitude. En effet, pour ramener les équations phénoménologiques sous une forme adimensionnelle, il est nécessaire que nous définissions les variables sans dimensions dites aussi variables réduites, moyennant les grandeurs caractéristiques du problème.

Principales variables adimensionnelles :

-Coordonnées adimensionnées $X_i = x_i / H \quad Y_i = y_i / H$

-Température adimensionnée : $\theta = \frac{T - T_f}{\Delta T}$ avec $\Delta T = T_c - T_f$

-Vitesse adimensionnée : $V_i = v_i / U_0$

-pression adimensionnée : $P = p / \rho U_0^2$

-flux radiatif adimensionné : $Q_r = q_r / \varepsilon \sigma T_c^4$

σ : constant de Stefan-Boltzmann 5.67×10^{-8} ; (W.m⁻².K⁻⁴)

Equation adimensionnelles

En tenant compte de ces changements de variables, les équations précédentes associées aux conditions aux limites deviennent :

-Équation de conservation de la masse (Equation de continuité)

$$\frac{\partial V_i}{\partial X_i} = 0 \quad (\text{II.5})$$

Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\left(V_j \frac{\partial V_i}{\partial X_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_j \partial X_j} + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \delta_{i2} \quad (\text{II.6})$$

Équation de l'énergie

$$\left(V_j \frac{\partial \theta_i}{\partial X_j} \right) = \frac{1}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X_j \partial X_j} \right) \quad (\text{II.7})$$

Ces équations en projection dans le système d'axes cartésien (X, Y) s'écrivent :

Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.8})$$

Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\text{OX/} \quad U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{-\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

$$\text{OY/} \quad U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{-\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri\theta \quad (\text{II.10})$$

Équation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Pr Re}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.11})$$

II.3.3. Couplage convection-rayonnement

Le transfert de chaleur est simulé par la formulation de la radiativité. Le fluide de travail ne participe pas au rayonnement, seules les surfaces contribuent à l'échange radiatif. Ces surfaces sont supposées grises, diffuses et opaques. Le couplage de la convection avec le rayonnement de surface se fait uniquement à travers les conditions aux limites thermiques sur les surfaces isolées.

Le nombre de Nusselt est utilisé pour évaluer le taux de transfert de chaleur sur une surface donnée de la cavité. Dans ce cas, le nombre de Nusselt global est défini comme la somme d'un nombre de Nusselt radiatif et d'un nombre de Nusselt convectif.

$$Nu = Nu_{conv} + Nu_{ray} = -\int \frac{\partial \theta}{\partial Y} dx + \int N_r Q_r dx \quad (\text{II.12})$$

Dans ces équations N_r est le nombre de rayonnement.

Condition aux limites sans dimensions**Tableau II. 2:conditions aux limites sans dimensions**

Parois	Limites géométrique	Conditions dynamiques	Conditions thermiques
Paroi verticale gauche	$X=0$ $0 \leq Y \leq Y_2$	$U=0$ $V=0$	$-\left(\frac{\partial \theta}{\partial x_i}\right) + N_r Q_r = 0$
Paroi supérieure	$0 \leq X \leq L$ $Y=H$	$U=0$ $V=0$	$\theta=0$
Paroi inférieure	$0 \leq X \leq X_2$ $X_3 \leq X \leq L$ $Y=H$	$U=0$ $V=0$	$\theta=0$
L'entrée de fluide	$X_2 \leq X \leq X_3$ $Y=0$	$U=1$ $V=0$	$\theta=1$
.Paroi verticale droite	$X=L$ $0 \leq Y \leq Y_2$	$U=0$ $V=0$	$+\left(\frac{\partial \theta}{\partial x_i}\right) + N_r Q_r$

II.4.Groupements sans dimensions

L'addimensionnement des équations de conservation fait apparaître des nombres adimensionnels, qui caractérisent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur à l'intérieur de cavité.

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \text{ (Diffusion de quantité de mouvement/diffusion thermique)}$$

Nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{g\beta(T_c - T_f)H^3}{\nu^2} \text{ (Forces de gravité/forces visqueuses)}$$

Nombre de Rayleigh :

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

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu} \text{ (Forces d'inerties du fluide/forces visqueuses)}$$

Nombre de Richardson:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta(T_c - T_f)H}{U_0^2} \text{ (Forces de gravité/forces d'inerties du fluide)}$$

II.5.Conclusion

Ce chapitre est consacré à la présentation du problème à étudier, en définissant le système d'équations régissant l'écoulement et le transfert thermique dans la cavité considérée et les conditions aux limites associées.

Ce système d'équations ainsi que ses conditions aux limites constituent un modèle mathématique très difficile à résoudre analytiquement, c'est pour cela qu'on a recours à des méthodes numérique appropriées.

Le chapitre suivant portera par conséquent sur la modélisation numérique de ces équations. Ainsi que sur la description de l'approche numérique adoptée lors de la résolution de nos équations. Donc on utilisera Un programme de calcul en volume finis développé au sein des laboratoires LM2E et LPT (Mécanique, matériaux et énergétique ; Physique théorique) et a été utilisé pour résoudre le système d'équations, avec les conditions aux limites appropriées.

Résultats et discussion

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, on s'est intéressé à l'étude numérique de la convection mixte, laminaire et stationnaire couplée au rayonnement de surface dans une cavité carrée ventilée. Les principaux résultats obtenus, reflétant le comportement dynamique et thermique de l'écoulement pour les différentes configurations étudiées, sont exposés dans ce chapitre.

III.2.Validation

Une étape de validation préalable du programme de calcul utilisée basée sur la méthode des volumes finis s'avère nécessaire, avant de passer à l'étape de simulation et discussion des résultats concernant notre configuration. Pour cela, une première validation est faite par rapport aux résultats numériques de **Wang et al. [8]** concernant le cas de la convection naturelle couplée avec rayonnement de surface dans une cavité fermée. Une seconde validation est réalisée par rapport aux résultats de **Boubdellah et al. [23]** relative à la convection mixte dans une cavité ventilée.

II.2.1.Couplage convection naturelle avec rayonnement dans une cavité fermée

En considère une cavité carrée (**figure III.1**) différentiellement chauffée remplie d'air ($Pr=0.71$) dont les quatre parois sont supposées grises, diffuses, opaques et ont la même émissivité ε . Cette étude correspondant au cas traité dans la référence [8].

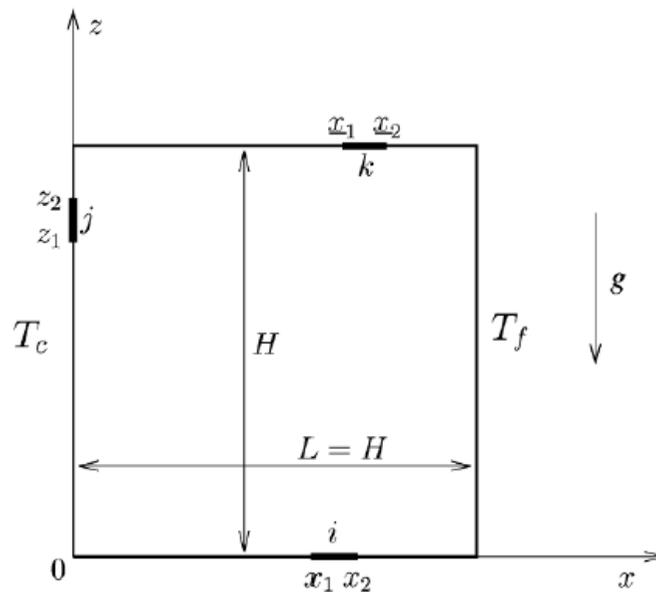


Figure III.1 : Configuration de référence [8]

Les Figures III.2 et III.3 ainsi que le Tableau III.1 illustrent une comparaison de nos résultats avec ceux de la référence [8]. En effet, les deux figures montrent une comparaison des lignes d'isothermes et des lignes de courant pour $Ra=10^6$. Alors que le tableau III.1 présente une comparaison des différents nombres de Nusselt moyens à savoir le nombre de Nusselt convectif, le nombre de Nusselt radiatif et le nombre de Nusselt global avec ou sans prise en compte du rayonnement de surface. On constate que le rayonnement de surface modifie considérablement le transfert thermique global. Les nombres de Nusselt calculés de même que les courbes des lignes de courant et des isothermes montrent un bon accord entre les résultats des eux études avec un écart relatif inférieur à 2%.

Tableau III.1 : Nombres de Nusselt moyens sur les parois actives : $T_0=293.15K$; $\Delta T=10K$ $H=0.097m$ et $Ra=10^6$.

ϵ	Parois	Chaude				Froide			
		Nu_{conv}	Nu_{rad}	Nu_t	Erreur	Nu_{conv}	Nu_{rad}	Nu_t	Erreur
0	nos résultats	8.929	0	8.929	0.86%	8.929	0	8.929	0.86%
	Réf. [8]	8.852	0	8.852		8.852	0	8.852	
0.8	nos résultats	7.863	11.518	19.381	1.56%	7.977	11.403	19.380	1.54%
	Réf. [8]	7.815	11.265	19.078		7.930	11.150	19.080	

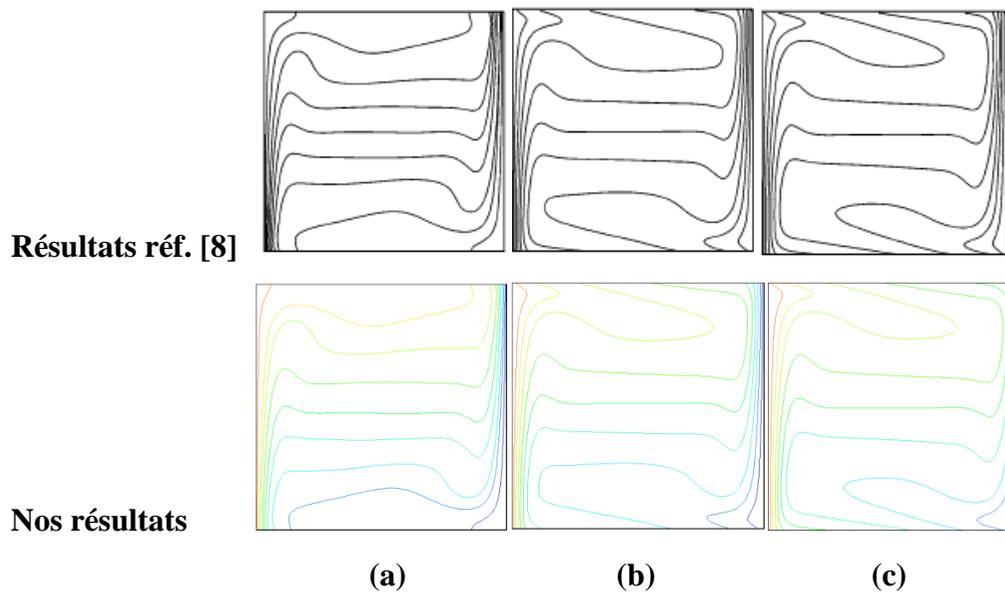


Figure III.2 : Influence de l'émissivité sur les isothermes pour $Ra=10^6$
(a) $\epsilon=0$; (b) $\epsilon=0.4$; (c) $\epsilon=0.8$.

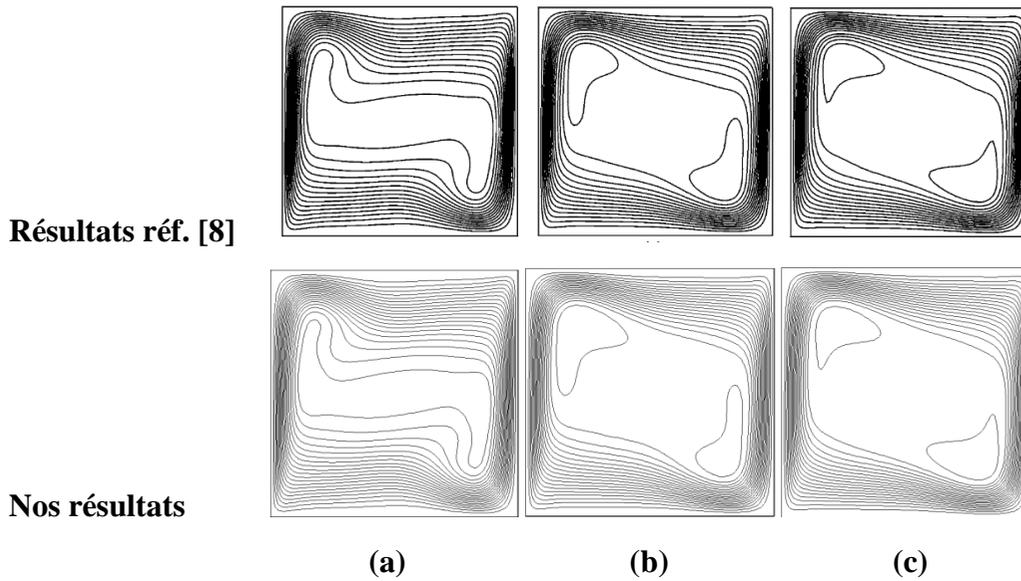


Figure III.3 : Influence de l'émissivité sur les lignes de courant pour $Ra=10^6$

(a) $\varepsilon=0$; (b) $\varepsilon=0.4$; (c) $\varepsilon=0.8$.

III.2.2 Convection mixte dans une cavité ventilée

La deuxième validation est faite dans le cas de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée comme traité dans la référence [23], **Figure III.4**.

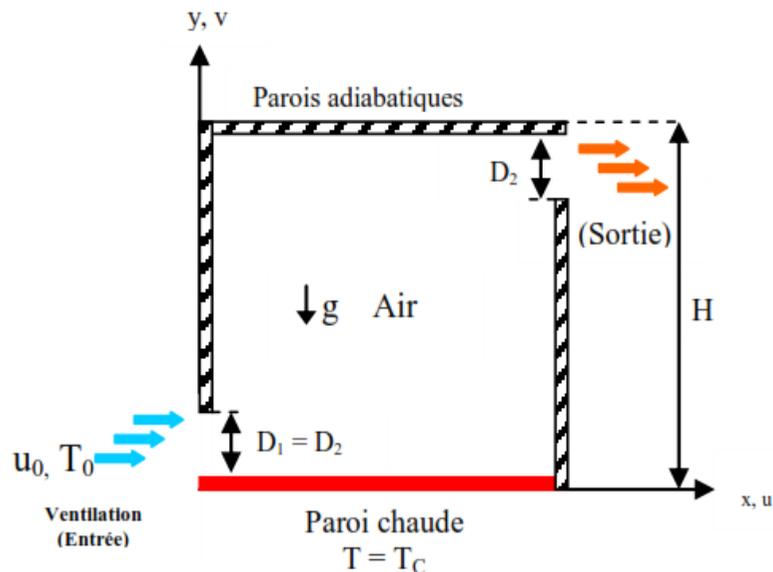


Figure III.4 : Configuration considérée dans la référence [23]

Pour la seconde validation ; les résultats des simulations en termes de lignes isothermes et de lignes de courant respectivement, Figures III.5 et III.6 montrent une bonne concordance avec ceux de **Boubdellah** [23]. Ce qui nous mis en évidence la fiabilité du programme de calcul adopté et nous donne plus d'assurance pour entamer les simulations se rapportant à notre problème.

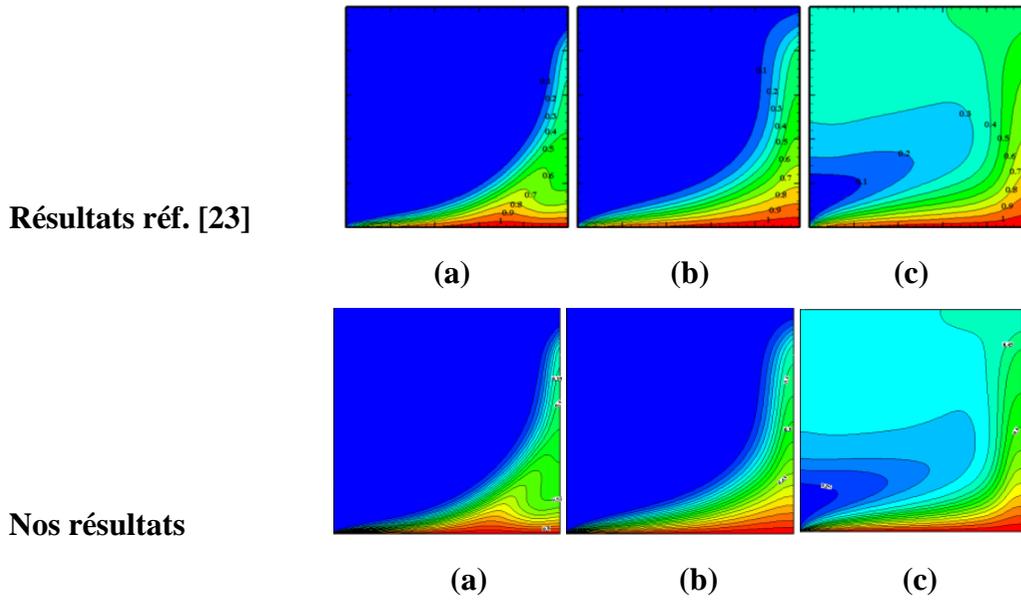


Figure III.5 : Influence du nombre de Richardson sur les isothermes pour $Gr=10^4$

(a) $Ri = 0.1$; (b) $Ri = 1$ et (c) $Ri = 10$

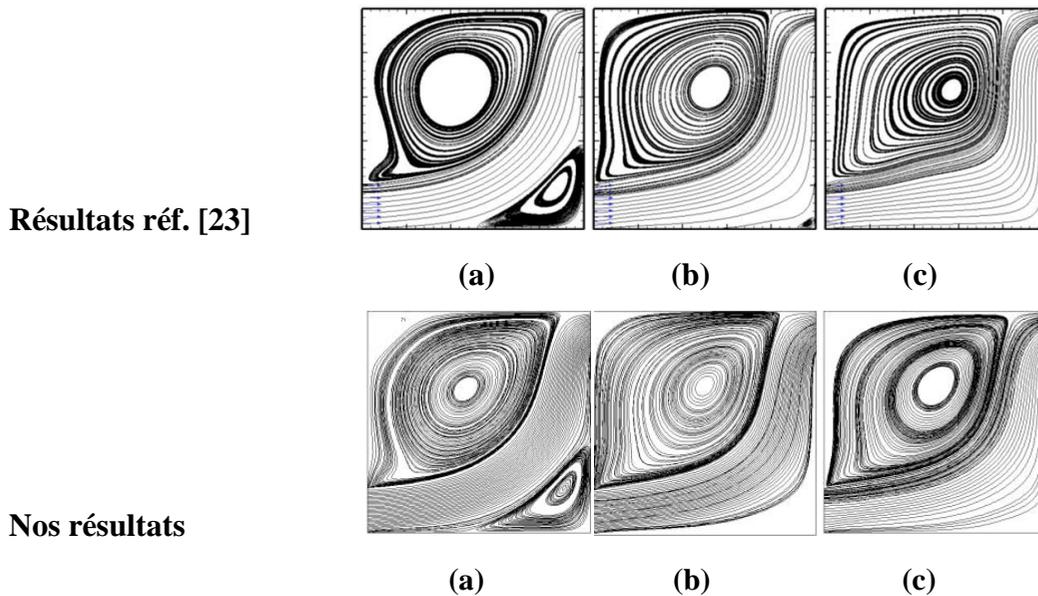


Figure III.6 : Influence du nombre de Richardson sur les lignes de courant pour $Gr = 10^4$.

(a) $Ri = 0.1$, (b) $Ri = 1$ et (c) $Ri = 10$

III.3. Choix de maillage :

Le maillage est la subdivision d'un domaine d'étude en sous domaines dite discrétisation géométrique. La grille définie est alors constituée d'un réseau de point (nœuds).

L'influence du maillage sur la précision de la solution numérique est examinée pour différentes grilles allant de 40x40 à 180x180 points. Nous avons considéré le cas de la convection mixte couplée au rayonnement de surface, pour un nombre de Prandtl $Pr=0.712$ un nombre de Grashof $Gr=10^4$ et le nombre de Reynolds $Re=100$. La figure III.7 résume l'influence du nombre de nœuds sur les nombres de Nusselt convectif et radiatif estimés sur la paroi supérieure froide.

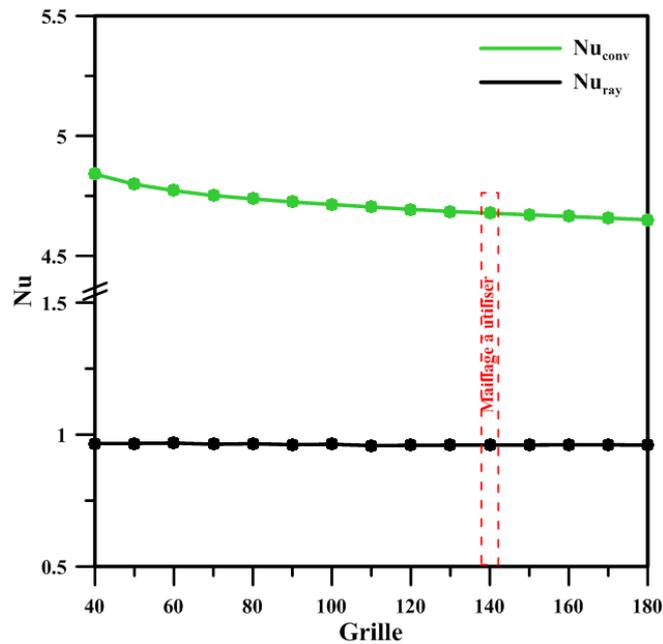


Figure III.7: Effet du nombre de nœuds sur les nombres de Nusselt convectif et Nusselt radiatif calculés sur la paroi supérieure froide : $Re=100$ et $Gr=10^4$

Ces résultats obtenus avec les différents maillages indiquent qu'une augmentation du nombre de nœuds conduit à une meilleure précision. D'autre part, les nombres de Nusselt convectif et radiatif restent pratiquement inchangés pour un nombre de nœuds ≥ 19600 avec une erreur relative très faible. Ainsi pour des raisons de compromis précision/temps de calcul on adoptera le maillage comportant 19600 nœuds correspondant à une grille de maillage de 140×140 .

III.4 Influence des différents paramètres sur les transferts thermiques

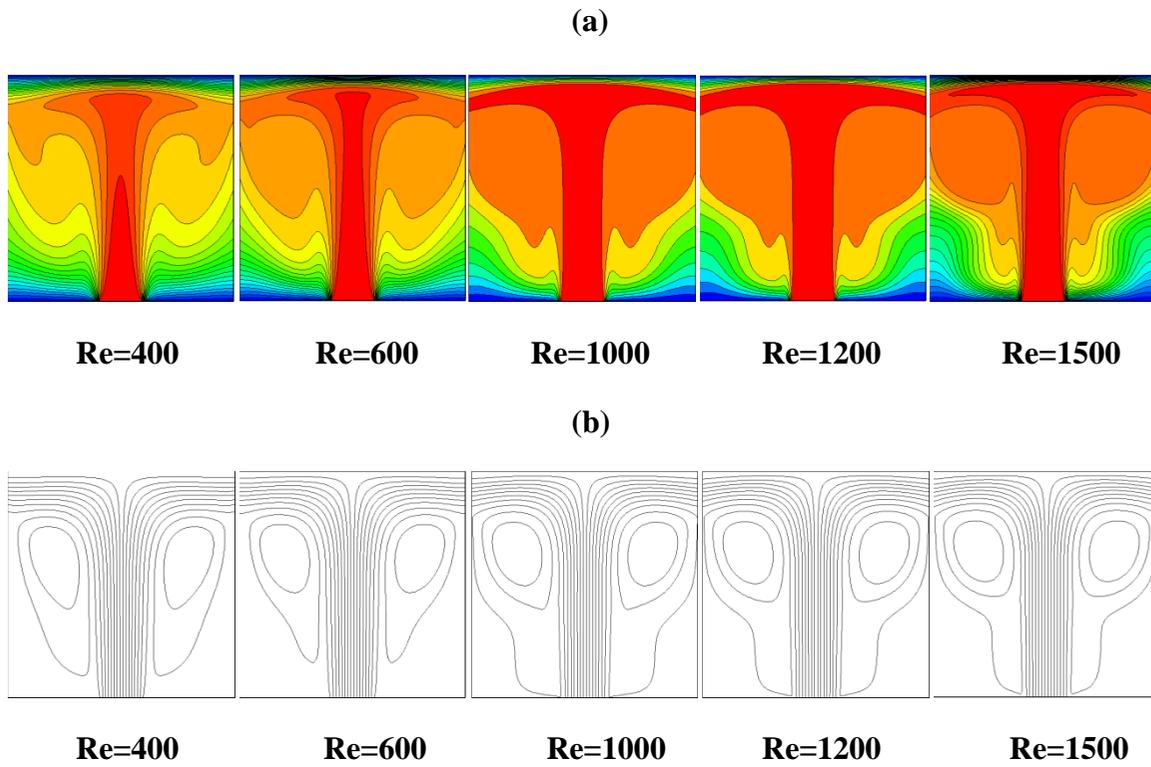
III.4.1 Influence du nombre de Reynolds

Pour étudier l'influence du nombre de Reynolds sur l'écoulement et les transferts thermiques au sein de la cavité carrée, nous avons choisi les valeurs suivantes pour les nombres de Reynolds et de Grashof : $Re = 400, 600, 1000, 1200, 1500$ et $Gr = 10^4, 10^5$ et 10^6 .

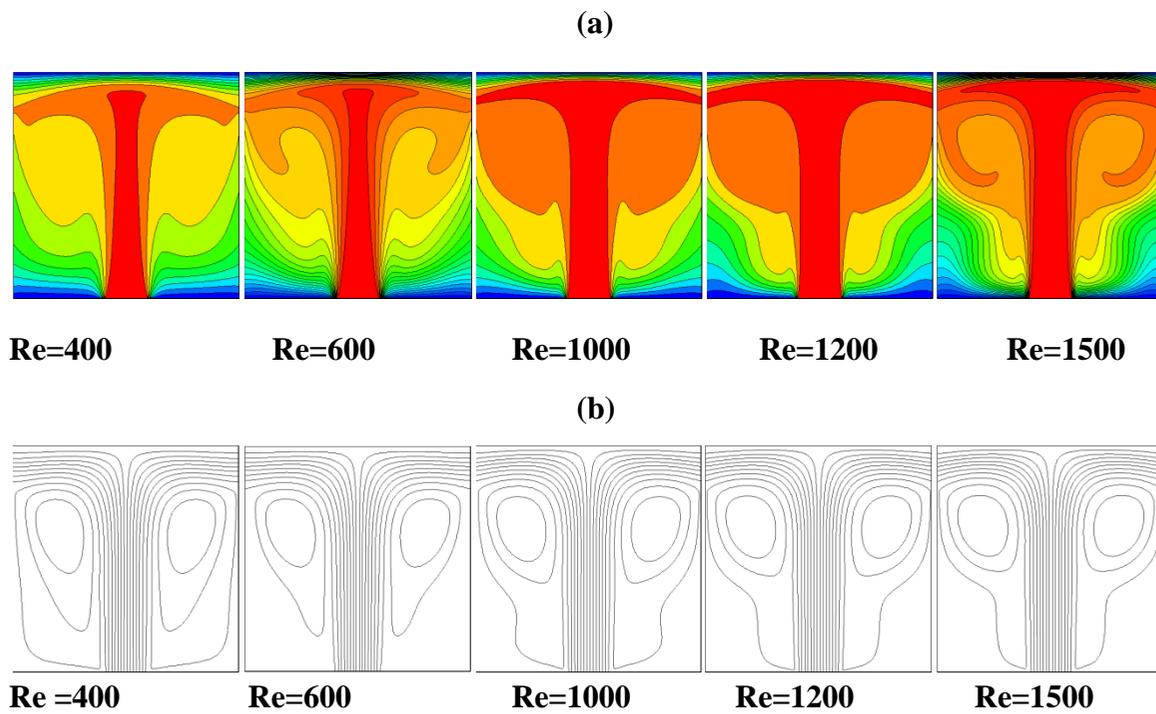
Les figures III.8, III.9 et III.10 montrent l'évolution des contours d'isothermes et des lignes de courants pour divers régimes d'écoulements. Il est remarqué une étroite relation avec les nombres de Reynolds et de Grashof.

L'analyse des lignes de courant montre que la structure de l'écoulement présente une symétrie verticale, due à la symétrie de la géométrie et à la nature des conditions aux limites. L'écoulement de l'air de bas vers le haut engendre la formation de deux cellules de recirculation contrarotatives de part et d'autre de l'axe médian vertical de la cavité. Celle de gauche tournant dans le sens contraire des aiguilles d'une montre et celle de droite dans le sens opposé. L'intensité des vortex au même titre que les courants de convection augmentent à mesure que le nombre de Reynolds augmente, ce qui comprime les deux cellules. On notera que pour des régimes à nombre de Grashof modéré ($Gr = 10^4$) c'est le régime de convection forcée qui domine quelque soit le nombre de Reynolds. Au-delà de cette valeur, une augmentation de la vitesse de l'écoulement donc du nombre de Reynolds nous fait passer d'un transfert de chaleur dominé par la convection naturelle $Ri > 1$ vers celui dominé par la convection forcée $Ri < 1$ en passant par la convection mixte $Ri = 1$.

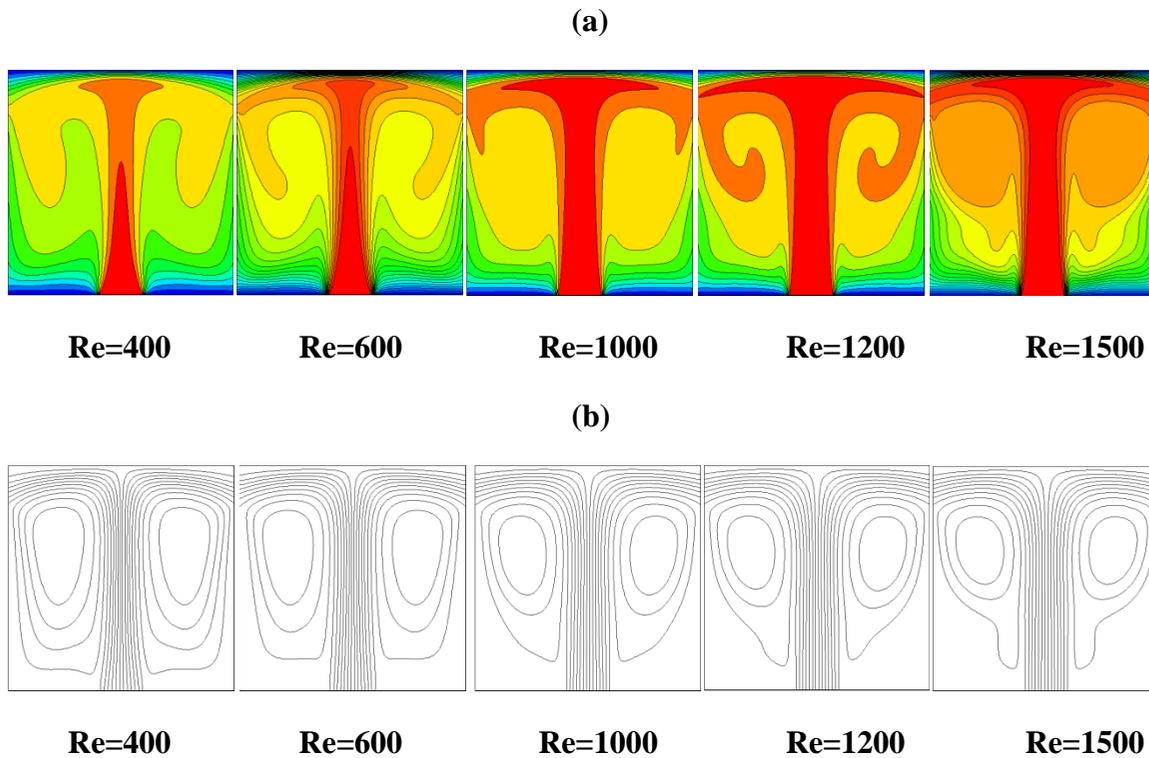
Pour les mêmes raisons que précédemment, les isothermes montrent une évolution symétrique par rapport à l'axe de symétrie vertical de la cavité. L'air chaud s'écoule symétriquement vers le haut au milieu de la cavité carrée, ce qui explique les températures relativement élevées dans cette partie de la cavité. La chaleur est évacuée de façon équitable à travers les deux parois latérales. L'augmentation du nombre de Reynolds favorise les courants de convection qui conduisent à la formation d'un panache thermique dans la partie centrale haute de la cavité. Dans la partie basse de la cavité, de part et d'autre de l'axe médian vertical le fluide est moins chaud, les isothermes présentent une structure stratifiée. Dans cette zone le transfert de chaleur par conduction est dominant.



Figures III.8 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^4$



Figures III.9 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$



Figures III.10 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^6$

Sur les figures III.11 et III.12, on a représenté quelques profils de vitesse et de température le long de l'horizontale située à la hauteur $Y=H/2$. Pour les différents nombres de Reynolds et Grashof, les profils présentent des formes similaires avec une symétrie verticale. Les vitesses au même titre que les températures sont plus élevées le long de l'écoulement centrale, de part et d'autre, elles sont moins élevées. Les profils de vitesses présentent un pic dans la partie centrale correspondant à un maximum. Aux voisinages des parois adiabatiques les vitesses sont minimales, due à la localisation des vortex dans ces zones. Les températures augmentent à mesure que le nombre de Reynolds augmente. L'analyse de la température moyenne du fluide obtenue par intégration de sa température locale dans la section de sortie, Figure III.13 montrent une forte dépendance vis-à-vis des nombres de Reynolds et de Grashof donc du nombre Richardson. En effet, elle augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et décroît avec l'augmentation du nombre de Grashof ainsi pour $Re=1500$: $\theta_s = 0,7542$ ($Gr=10^4$) ; $\theta_s = 0,7472$ ($Gr=10^5$) et $\theta_s = 0,7174$ ($Gr=10^6$).

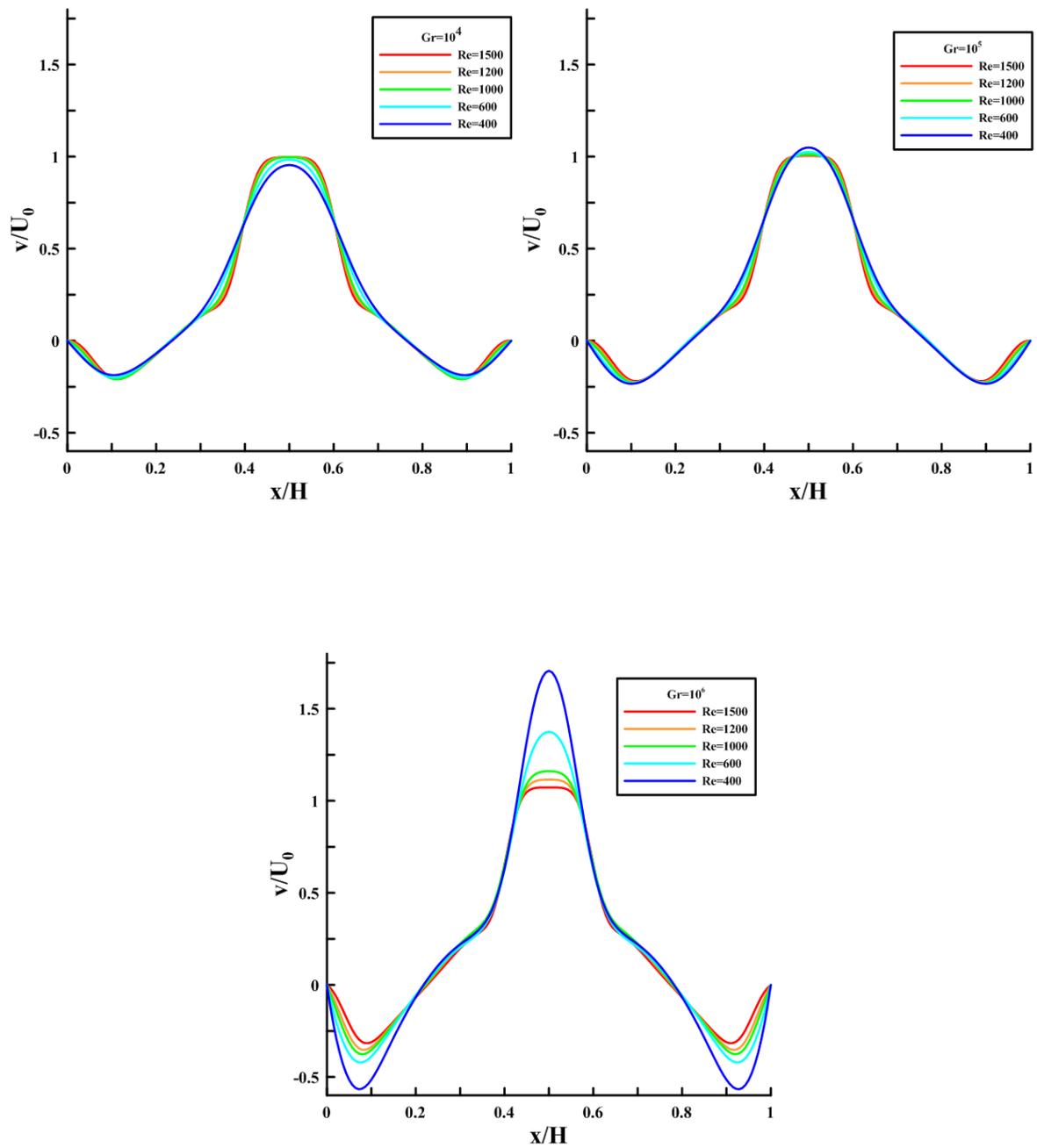


Figure III.11 : Profils de vitesse au sein de la cavité pour différentes valeurs de Re ($Y=0.5H$)

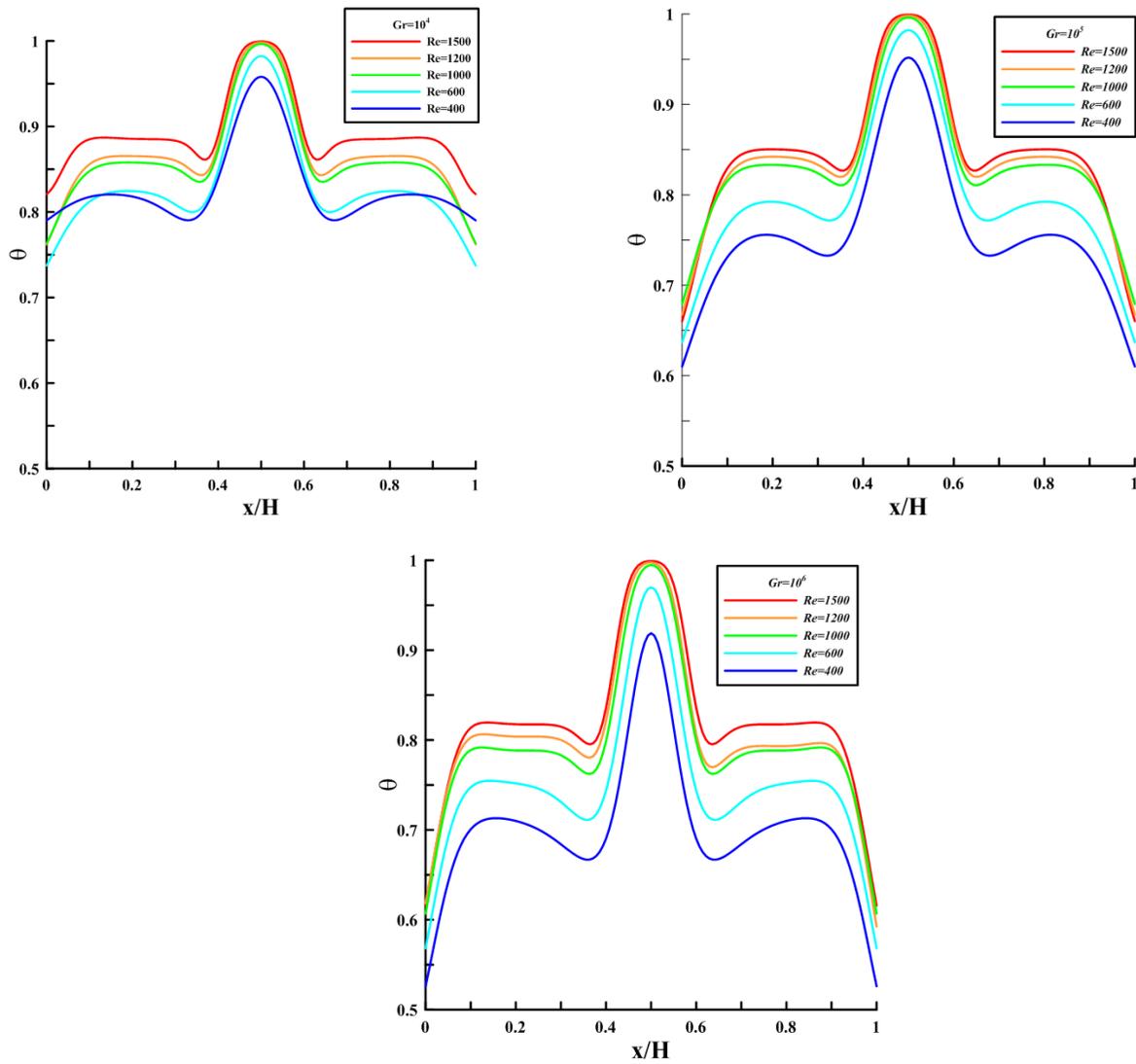


Figure III.12 : Profils de température au sein de la cavité pour différentes valeurs de Re ($Y=0.5H$)

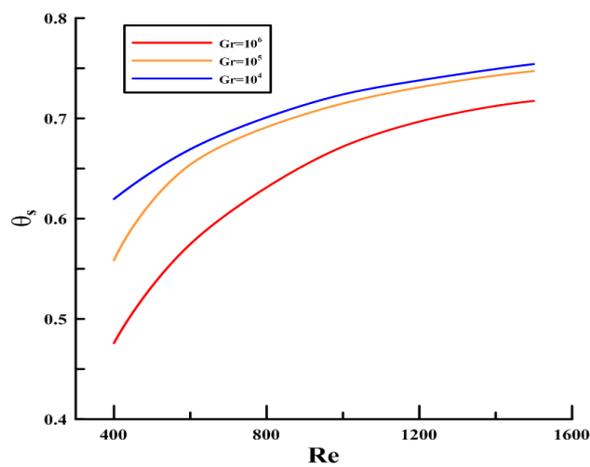


Figure III.13 : Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents nombres de Reynolds et différents nombres de Grashof $Gr=10^4$, $Gr=10^5$ et $Gr=10^6$.

L'analyse de l'intensité de l'échange thermique sur les parois actives est faite à travers un nombre spécifique sans dimension dit nombre de Nusselt. Il est défini localement le long d'une paroi chaude ou froide, (Equation II.13). Dans notre cas, le nombre de Nusselt global est une contribution de deux nombres de Nusselt, convectif et radiatif. L'influence du régime d'écoulement sur l'échange thermique sur la paroi supérieure froide est représentée sur la **Figures III.14** pour des nombres de Grashof $Gr=10^4, 10^5$ et 10^6 .

La variation du nombre de Nusselt convectif, pour toutes les valeurs du nombre de Grashof considérées, montre qu'il augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. D'autre part, pour des écoulements à Gr modéré (écoulement faiblement convectifs $Gr=10^4$ et 10^5), Nu_{cv} n'évolue pratiquement pas pour Re fixe. Au-delà de $Gr=10^5$, les courants de convection sont intenses et le nombre Nusselt convectif augmente avec Gr . Par ailleurs, On remarque que le nombre de Nusselt radiatif est peu sensible à l'augmentation du nombre de Reynolds et dépend fortement du nombre de Grashof.

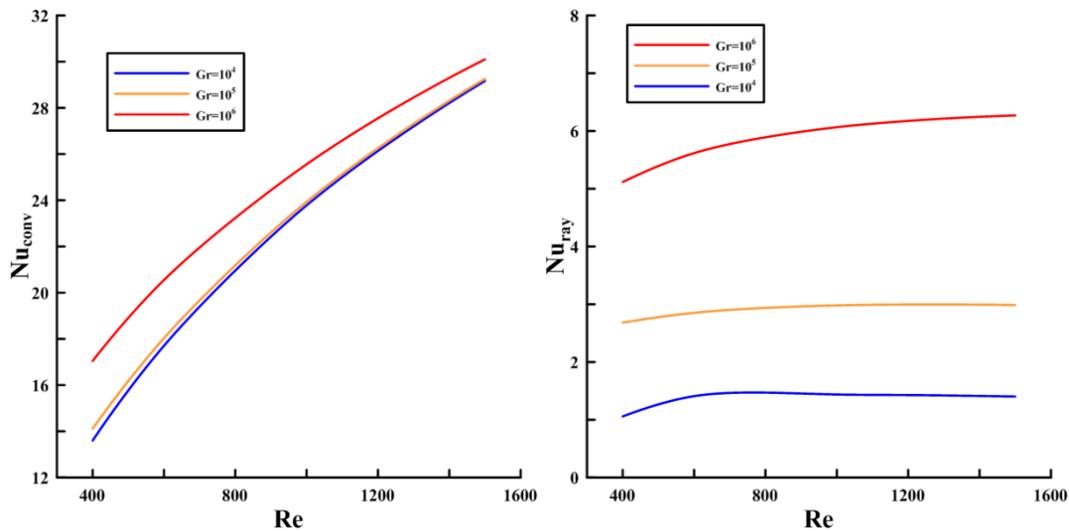


Figure III.14: Nombres de Nusselt convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Reynolds.

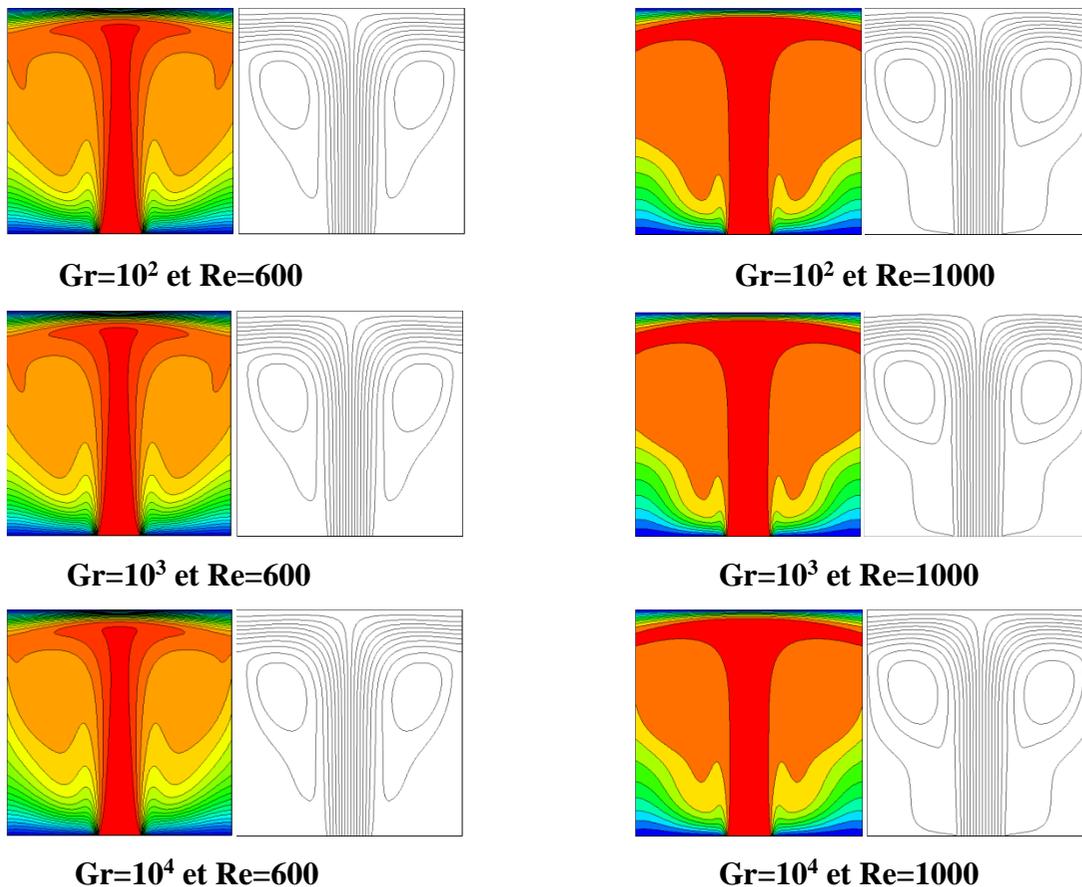
III.4.2. Influence du nombre de Grashof

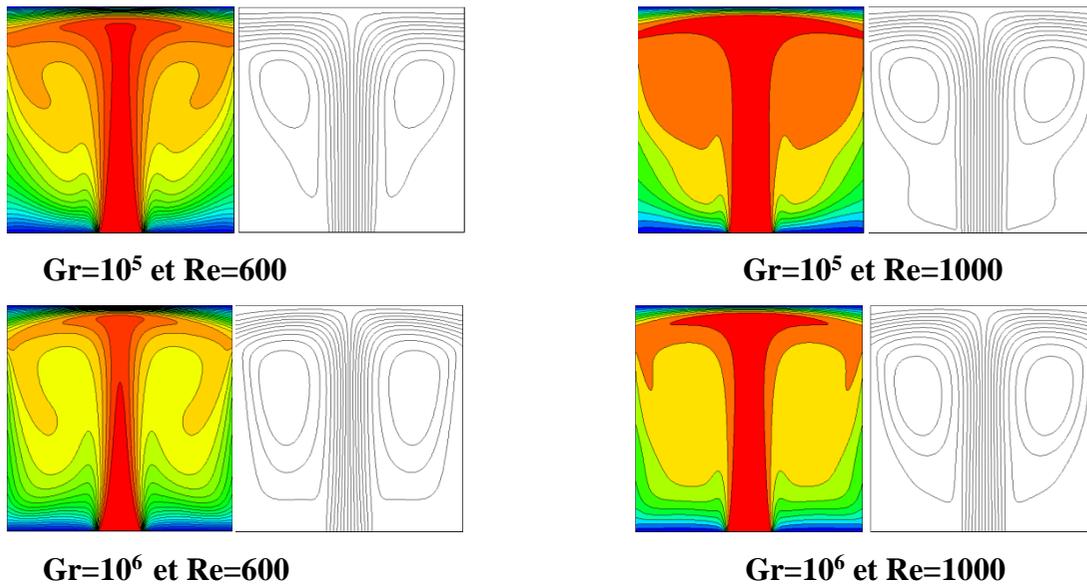
Afin d'examiner l'effet des forces de flottabilité au sein du fluide sur le taux de transfert thermique dans la cavité, on a fait varier le nombre de Grashof de 10^2 à 10^6 pour un nombre de Reynolds $Re=600$ et 1000 .

La **Figures III.15** montrant les contours d'isothermes et des lignes de courants dans la cavité mettent en évidence une étroite relation avec les nombres de Reynolds et de Grashof.

L'analyse des lignes de courant montre que la structure de l'écoulement présente deux cellules de recirculation symétriques et identiques circulant en sens inverse. Celle de gauche tourne dans le sens des aiguilles d'une montre et celle de droite dans le sens opposé. Leurs intensités

augmentent avec le nombre de Grashof. Les isothermes quant à elles ont également une disposition symétrique, avec un fluide chaud le long de l'axe central verticale ($Re=600$) et tout au long du couvercle ($Re=1000$). Dans la partie basse de la cavité au-dessous des deux vortex le fluide est froid. La **Figure III.16** illustre la température moyenne à la sortie de la cavité pour différentes valeurs de Gr . Elle augmente avec l'augmentation de Re et décroît avec Gr ($Re=10^2$: $\theta_s = 0,7288$ ($Gr=10^2$) et $\theta_s = 0,6719$ ($Gr=10^6$)). L'évolution du nombre de Nusselt moyen (total, convectif et radiatif) estimé sur la paroi supérieure froide est représentée sur les Figures III.17 et III.18. Le nombre de Nusselt radiatif est insensible au nombre de Reynolds pour les faibles valeurs de Gr (forces de flottabilités réduites), alors que le nombre de Nusselt convectif reste inchangé pour $Gr < 10^5$ et augmente avec l'augmentation de Re . L'intensité du transfert de chaleur global augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof, particulièrement quand les forces de poussée sont importantes ($Gr > 10^4$). Le nombre de Nusselt global augmente également en augmentant le nombre de Reynolds. En vue de ces résultats, on peut conclure qu'une augmentation simultanée des nombres de Grashof et Reynolds entraîne un accroissement du transfert de chaleur.





Figures III.15 : Effet du nombre de Grashof sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour Re=600 et Re=1000.

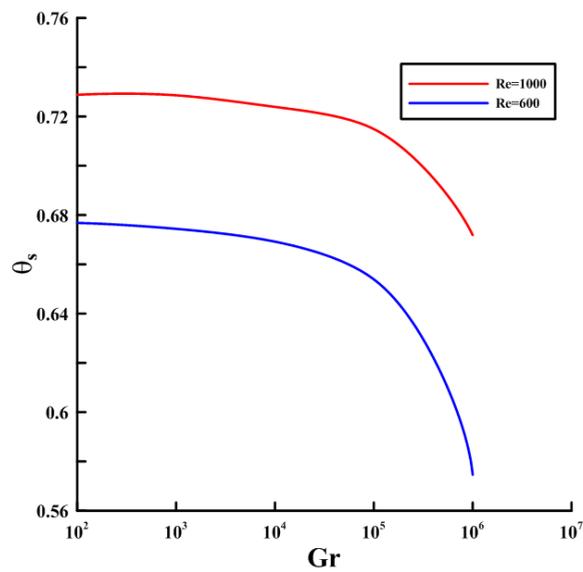


Figure III.16 : Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents Grashof : Re=600 et Re=1000.

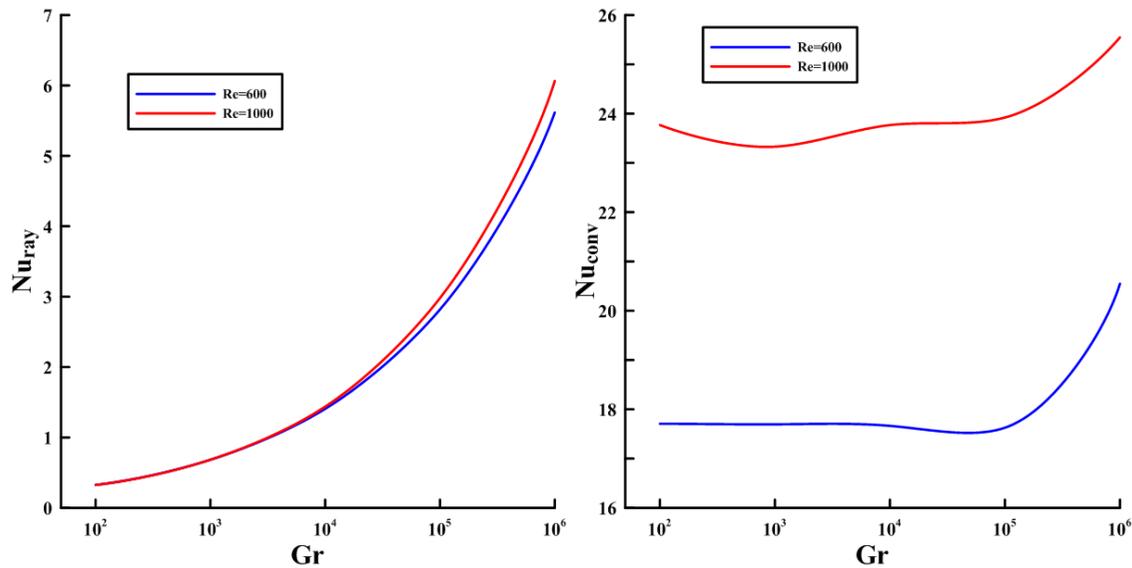


Figure III.17: Nombre de Nusselt radiatif et convectif sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Grashof.

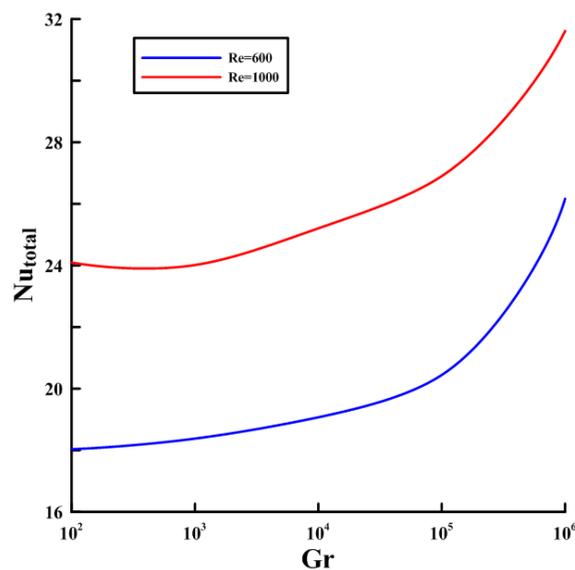


Figure III.18: Nombre de Nusselt total sur la paroi supérieure froide pour différents nombres de Grashof

II.5.3 Influence de l'émissivité des surfaces

Dans le but d'analyser l'influence du rayonnement de surface sur la structure de l'écoulement, on a réalisé des simulations pour deux nombres de Grashof ($Gr=10^4$ et $Gr=10^6$) et un nombre de Reynolds variant entre 400 et 1200 pour une émissivité des surfaces allant de 0 (sans rayonnement) à 1 (rayonnement de corps noir).

Dans ce qui va suivre on n'a pas représenté les lignes de courant, en effet l'émissivité des surfaces n'induit pas un changement palpable sur le problème dynamique. La structure de

l'écoulement se présente toujours sous forme écoulement bicellulaire avec une symétrie axiale par rapport l'axe Y. Les figures III.19 et III.20 montrent l'effet du rayonnement de surface à travers la variation de l'émissivité ε sur les contours des isothermes pour différents nombres de Reynolds et deux nombres de Grashof. A cause des conditions aux limites thermiques et de la géométrie considérée, les isothermes présentent une symétrie par rapport à l'axe médian vertical. A mesure que l'émissivité augmente le fluide se refroidit d'avantage, atteignant un cas limite $\varepsilon=1$ correspondant a des surfaces noires. Le flux de chaleur transféré aux surfaces froides est maximal. Ce phénomène s'accélère quand les forces de flottabilité sont importantes $Gr=10^6$.

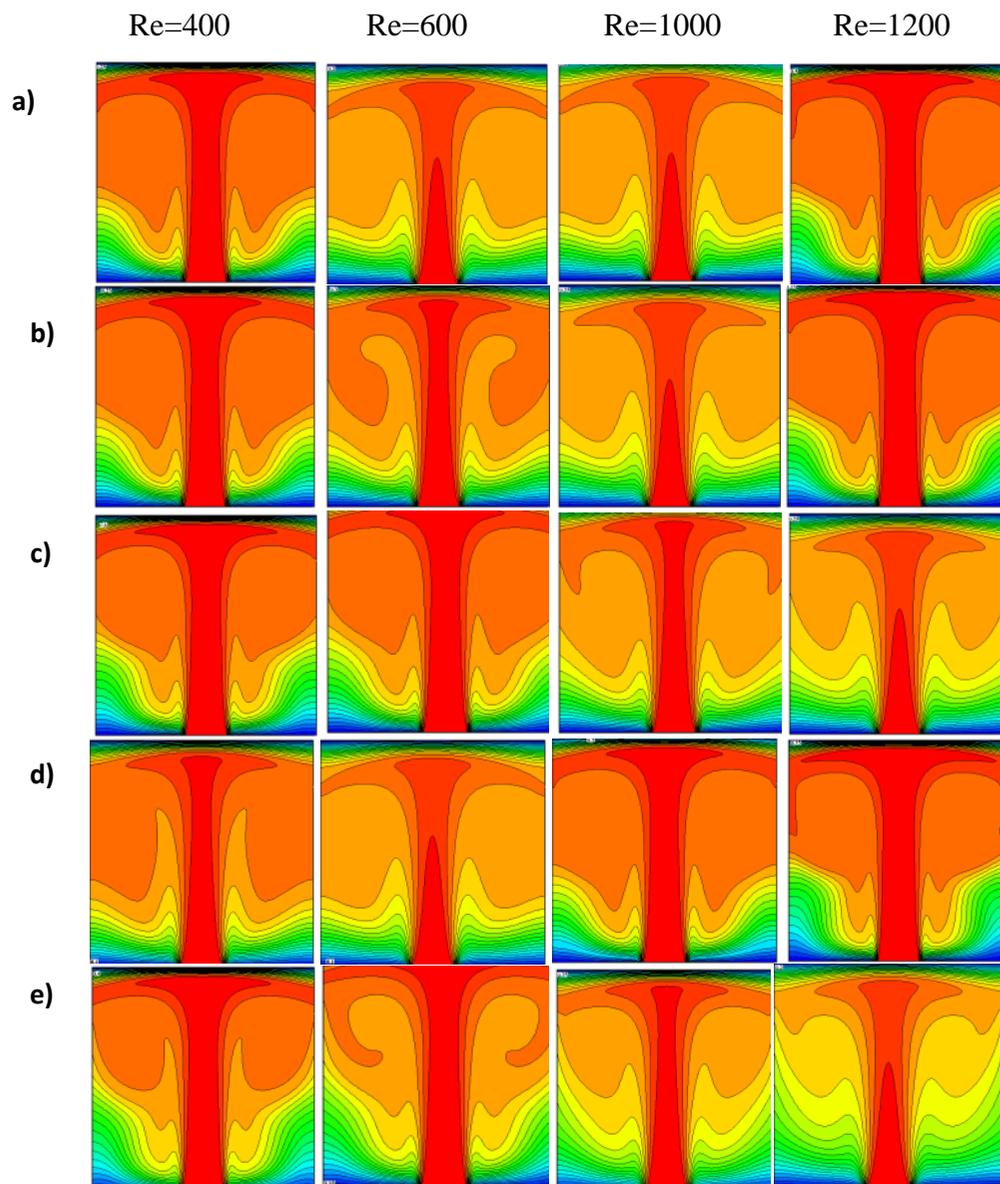


Figure III.19 : Contours des isothermes pour $Gr=10^4$

a) $\varepsilon=0$; b) $\varepsilon=0.2$; c) $\varepsilon=0.4$; d) $\varepsilon=0.8$; e) $\varepsilon=1$

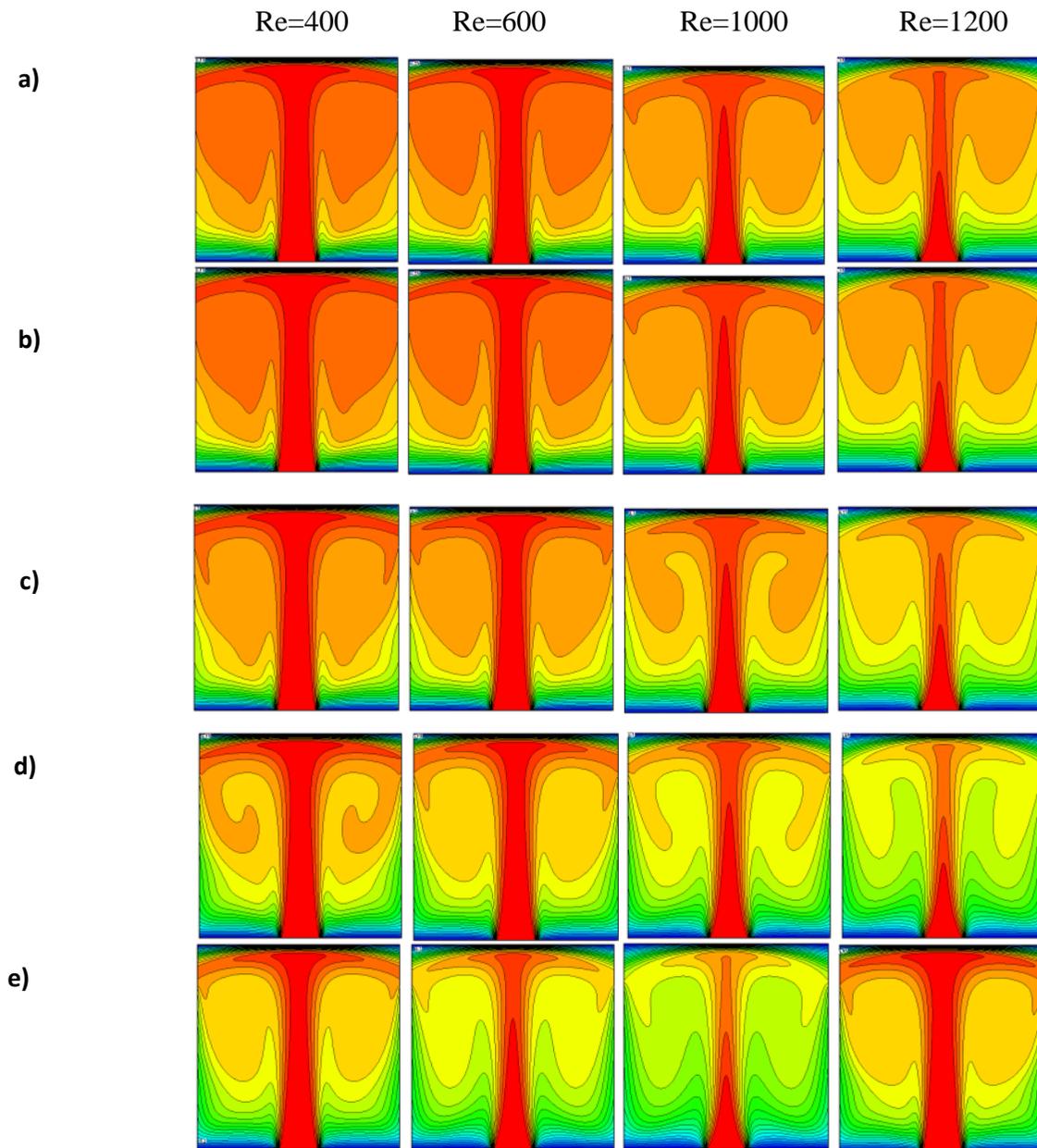


Figure III.20: Contours des isothermes pour $Gr=10^6$

a) $\epsilon=0$; b) $\epsilon=0.2$; c) $\epsilon=0.4$; d) $\epsilon=0.8$; e) $\epsilon=1$

La **Figure III.21** montre l'effet de l'émissivité ε sur l'évolution de la température moyenne à la sortie pour différents Re et Gr . Les deux graphes ($Gr=10^4$ et 10^6) mettent en évidence une diminution de la température moyenne à mesure qu'on augmente l'émissivité. La température moyenne sans tenir compte du rayonnement de surface ($\varepsilon=0$) est toujours supérieure au cas avec rayonnement de surface. Quand les forces de poussée sont importantes $Gr=10^6$, l'effet de l'émissivité est plus perceptible comparé au cas $Gr=10^4$.

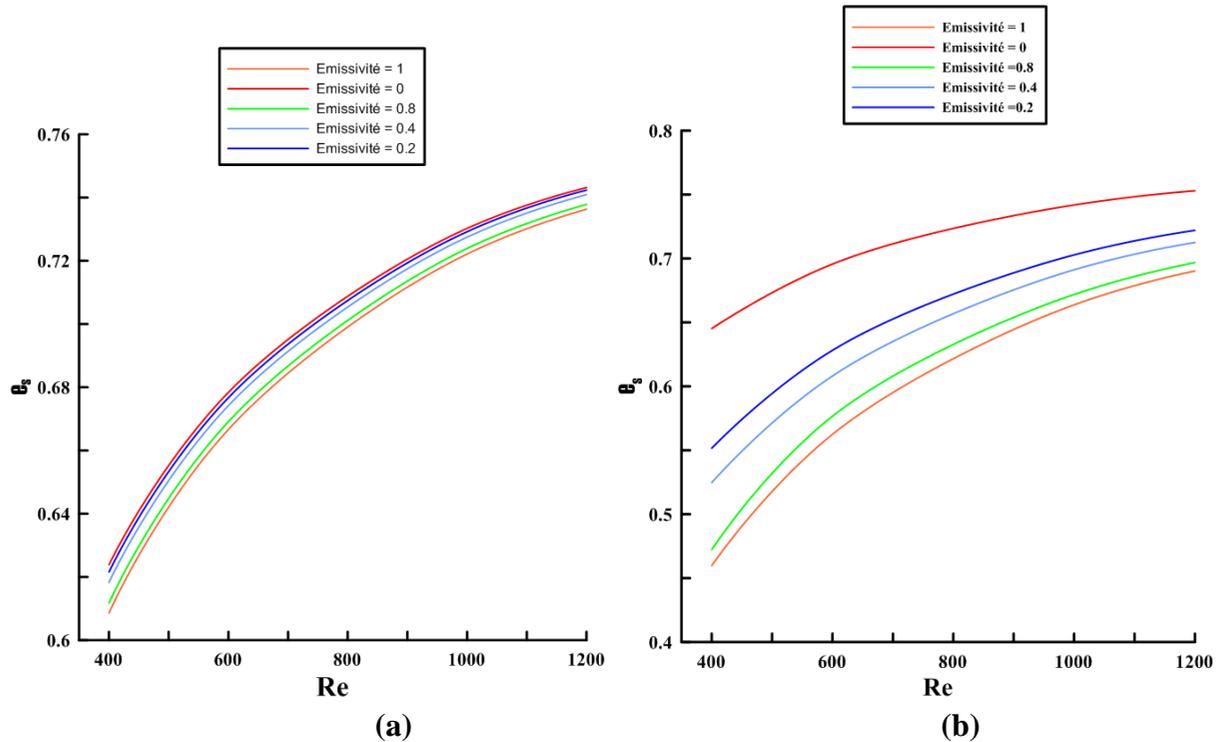


Figure III.21 : Température moyenne à la sortie pour différentes émissivités

a) $Gr=10^4$; b) $Gr=10^6$

L'analyse des courbes du nombre de Nusselt moyen convectif sur la paroi supérieure froide (Figures III.22a et III.23a) met en évidence le faible effet de l'émissivité le transfert de chaleur par convection. D'autre part, une augmentation du nombre de Reynolds favorise l'accroissement du nombre de Nusselt convectif. Comme attendu, les Figures III.22b et III.23b indiquent que le Nusselt moyen radiatif est très sensible à la variation de l'émissivité, en effet Nu_{rad} augmente linéairement en augmentant l'émissivité. Ce phénomène est plus prononcé pour les régimes d'écoulement à grand nombres de Grashof.

Les deux graphes suivants, Figure III.24a et III.24b. Pour $Gr=10^4$ et 10^6 , respectivement mettent en évidence l'apport supplémentaire de chaleur due au rayonnement, en effet le nombre de Nusselt pour $\varepsilon>0$ est toujours supérieure à celui sans rayonnement de surface ($\varepsilon=0$). Le taux de

transfert global résulte alors de la contribution simultanée de l'apport radiatif et du rapport convectif. On note aussi que la contribution du rayonnement thermique dans le transfert de chaleur est très importante, la valeur du nombre de Nusselt total double en présence du rayonnement thermique.

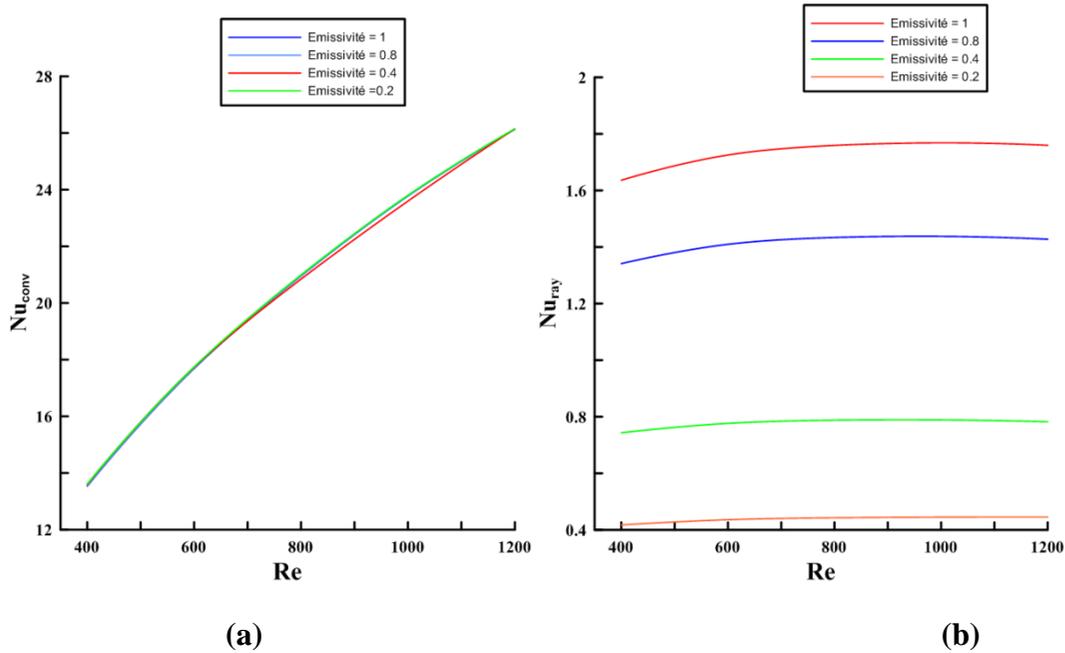


Figure III.22 : Effet de l'émissivité sur le Nombre de Nusselt moyen convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents Re et $Gr=10^4$

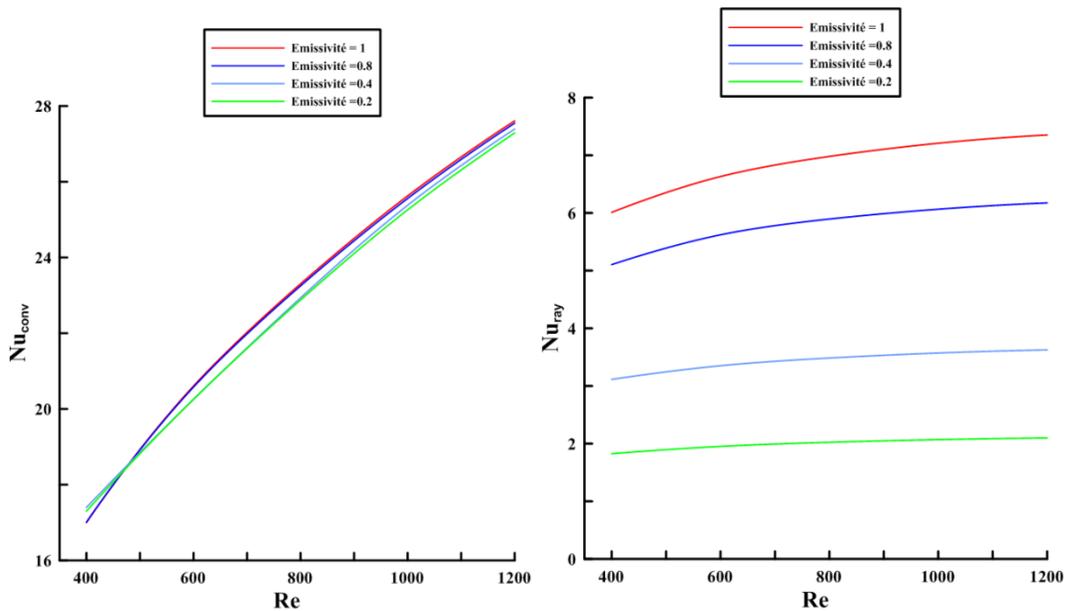


Figure III.23 : Effet de l'émissivité sur le Nombre de Nusselt moyen convectif (a) et radiatif (b) sur la paroi supérieure froide pour différents Re et $Gr=10^6$

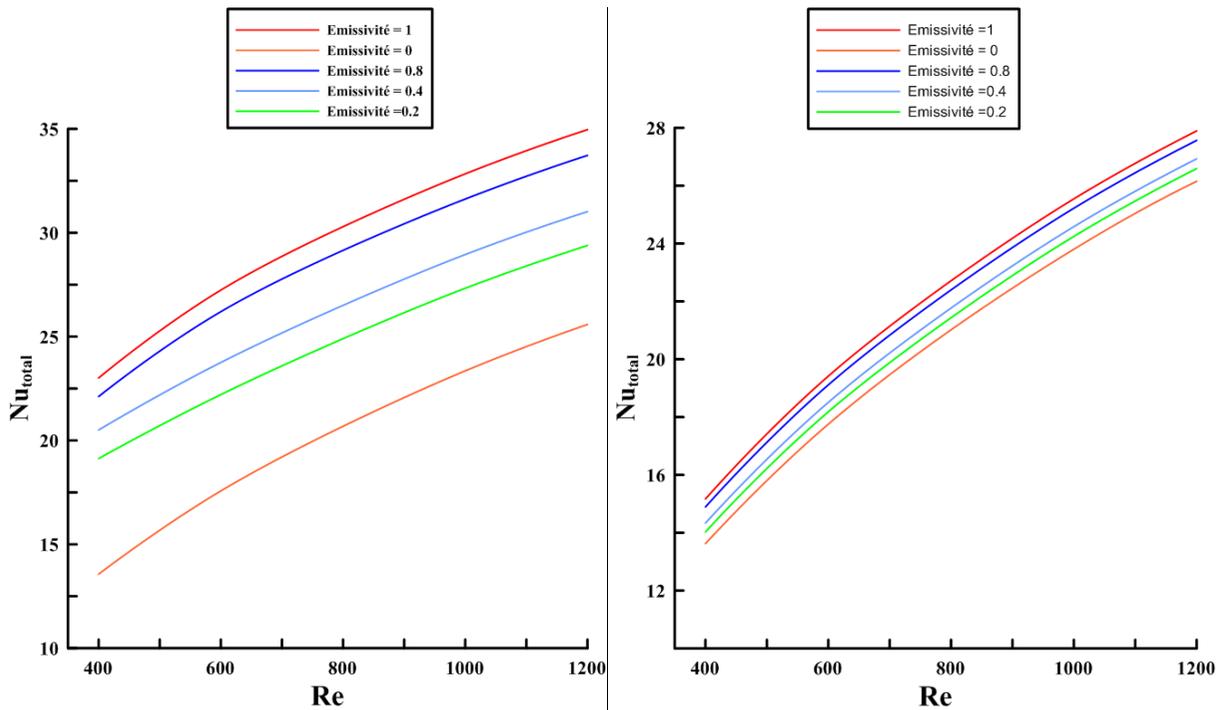


Figure III.24 : Nombre de Nusselt moyen global sur la paroi supérieure froide pour différentes émissivités : a) $Gr=10^4$; b) $Gr=10^6$

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en tenant compte du rayonnement des surfaces. On n'a constaté que les nombres de Reynolds, de Grashof et de l'émissivité influent considérablement sur la qualité des échanges thermiques dans la cavité. A ce titre, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des trois paramètres (Re , Gr et ϵ). D'autre part, une augmentation du nombre de Grashof induit une diminution de la température moyenne à la sortie de la cavité alors qu'une augmentation du nombre de Reynolds et de l'émissivité ϵ induit une augmentation de la température à la sortie de cavité.

Conclusion générale

Le travail réalisé dans le cadre de ce mémoire est destiné à mieux comprendre le processus de transfert de chaleur dans une cavité carrée ventilée bidimensionnelle, dont les parois verticales sont thermiquement isolées et les parois horizontales soumises à des températures constantes. Il s'agit d'étudier la convection mixte couplée au rayonnement de surface. Le fluide de travail est de l'air supposé transparent. Un programme de calcul en volumes finis a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernantes qui sont les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de conservation de l'énergie.

Pour la validation du modèle mathématique adopté, une comparaison est faite avec les résultats numériques disponibles dans la littérature. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations avec celles de ces derniers. Par la suite, nous avons examiné les effets de certains paramètres influents dont : le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof et le rayonnement de surface. A cet effet, une augmentation du nombre de Reynolds et de l'émissivité ϵ induit une augmentation de la température moyenne à la sortie de cavité alors qu'une augmentation du nombre de Grashof induit une diminution de la température moyenne à la sortie de la cavité. Puis, une augmentation simultanée des nombres de Grashof et Reynolds entraîne un accroissement du transfert de chaleur. Enfin, L'analyse, de l'effet de l'émissivité sur le Nusselt radiatif, a montré que le Nusselt moyenne radiatif est très sensible à la variation de l'émissivité.

Enfin, nous proposons plusieurs perspectives pour les études à l'avenir, une simulation pour des géométries tridimensionnelle, et pour d'autres régimes d'écoulement. Et tous ces résultats doivent faire objet d'une étude expérimentale en vraie grandeur pour la validation des résultats de la simulation.

Références Bibliographiques

- [1] Dw. Larson, R. Viskantan, « Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure », *Journal of Fluid Mechanics*, 78(01):65–85. 1976.
- [2] Dm. Kim, R. Viskanta, « Nongray Radiative Gas Analyses Using the S-N Discrete Ordinates Method », *Journal of Heat Transfer*, 113(4):946–952. 1991.
- [3] T. Fusegi, B. Farouk, « Laminar and turbulent natural convection-radiation interactions in a square enclosure filled with a nongray gas », *Numerical Heat Transfer*, 15(3):303–322, 1989.
- [4] M. Behnia, JA. Reizes ET G. Vahl Davis, « Combined radiation and natural convection in a rectangular cavity with a transparent wall and containing a nonparticipating fluid », *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 10(3):305–325. 1990.
- [5] M. Akiyama, QP. Chong, « Numerical Analysis of Natural Convection with Surface Radiation in a Square Enclosure », *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 32(4) :419– 433. 1997.
- [6] EH. Ridouane , M. Hasnaoui, A. Amahmid et A. Raji, « Interaction entre la convection naturelle et le rayonnement dans une cavité carrée chauffée par le bas », *Numer. Transfert de chaleur. Partie A Appl.* 45, 289–311. 2004.
- [7] A. Mezrhab, H. Bouali, H. Amaoui et M. Bouzidi, « Computation of combined natural convection and radiation heat transfer in a cavity having a square body at its center », *Applied Energy* 83, 1004-1023. 2006.
- [8] H. Wang, S. Xin et P. Le Quéré, « Etude numérique du couplage de la convection naturelle avec le rayonnement de surfaces en cavité carrée remplie d'air », *CR. Mécanique* 334, 48-57. 2006.
- [9] G. Colomer, M. Costa, R. Consul et A. Oliva , «Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity using the discrete ordinates », *methodInternational Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(2):257–269. 2004.
- [10] S. Saravanan, C. Sivaraj, « Combinaison de rayonnement thermique et de convection naturelle dans une cavité contenant un élément chauffant discret: effets de la nature du chauffage et du rapport hauteur / largeur de l'élément chauffant », *Int. J. Heat Fluid Flow* 66, 1339–1351. 2017.
- [11] M. Karats, T. Derbentil, « Naturel convection in rectangular cavities with one active vertical », *wall International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.105, pp.305-315. 2016.
- [12] M. Akiyama, Q. P. Chong, « Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure », *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 31, pp. 419-433. 1997.

- [13] Sumon Saha, Goutam Saha, Mohammad Ali et Md. Quamrul Islam, « Combined free and forced convection inside a two-dimensional multiple ventilated rectangular enclosure », *Journal of Engineering and Applied Sciences* 1, 1819-6608. 2006.
- [14] A. Yucel, S. Acharya et M. Williams, «Natural convection and radiation in a square enclosure», *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 15(2):261–277. 1989.
- [15] M.M. Rahman, S. Parvin, N.A. Rahim, M.R. Islam, R. Saidur, et M. Hasanuzzaman, «Effects of Reynolds and Prandtl number on mixed convection in a ventilated cavity with a heat-generating solid circular block », *Applied Mathematical Modelling* 36 ,2056–2066. 2012.
- [16] Safi M.J, Lot T.P, « Development of thermal stratification in a two-dimensional cavity: a numerical study », *Int. Heat Mass Tran.* 14 (1994). 2017-2024.
- [17] A. Raji, A. Amahmid et M. Hasnaoui , « Mixed convection heat transfert in a rectangular cavity ventilated and heated from the side Num », *Heat transfert, part A*, Vol.33, pp.533-48. 1998.
- [18] A. Bahlaoui, A. Raji, M. Hasnaoui et M. Naimi, « Refroidissement par convection mixte combiné à un rayonnement de surface dans une cavité rectangulaire cloisonnée », *Energy Convers. Manag.* 50, 626–635. 2009.
- [19] TR. Mahapatra , D.Pal et S.Mondal, « Convection mixte à l'intérieur d'une enceinte à chauffage différentiel et son interaction avec le rayonnement », *Une étude exhaustive Transfert de chaleur. Eng.* 35, 74–93. 2014.
- [20] MA. Belmiloud, NS. Chmloul, « Etude numérique de la convection mixte couplée au rayonnement dans une cavité carrée avec un couvercle entraîné », *Int. J.Mech. Aerosp. Ind. Mechatron. Manuf. Eng.* 9, 1690-1696. 2016.
- [21] M. Mohammadi, SAG. Nassab, «Le transfert de chaleur combiné du rayonnement et de l'analyse par convection mixte dans une cavité trapézoïdale entraînée par un couvercle », *J. Theor. Appl. Mech.* 53 et 643. 2015.
- [22] M. Mohammadi, M. Goodarzi, « Effet du rayonnement sur la convection mixte à l'intérieur d'une cavité carrée entraînée par couvercle avec différentes épaisseurs optiques et nombres de Richardson Transfer de chaleur», *Eng.* 38, 653–665. 2017.
- [23] S. Bouabdallah, A. Medjelled, A. Benchatt et A. Hamini, « Convection mixte dans une cavité carrée contenant des portes d'entrées et de sortie d'air », *Revue des sciences de l'ingénieur, Université de Laghouat, Algérie.* 2011.

Annexe A: Méthodes des volumes finis

A.1 Introduction :

La méthode des volumes finis utilise une approximation de l'intégrale. Cependant, cela inclut la discrétisation. Cependant, cela inclut à discrétiser le domaine de de l'écoulement en multi volume de contrôle (hexaèdres, tétraèdres, prismes ...) est également appelée cellules ou mailles. Cette méthode permet d'appliquer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul.

Les termes de source volumique et de diffusion varient en fonction des types d'équations à résoudre. Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source. Il existe deux procédés de stockage des variables en utilisant la méthode des volumes finis. Dans le premier, les variables scalaires telles que la pression, la température, etc... sont calculées aux centres des cellules du maillage. En revanche, les variables vectorielles (composantes de la vitesse...) sont calculées sur les faces des volumes de contrôle. Ce procédé de stockage est appelé "maillage décalé". Dans le second procédé, toutes les variables sont stockées au centre des cellules. Ce procédé est dit "collocalisé" et c'est le procédé utilisé par Fluent. La méthode des volumes finis, applicable à toutes les géométries (simples ou complexes), facilite la linéarisation des termes dans les équations de conservation. Pour cela, il faut suivre des étapes primordiales pour la détermination du champ des variables dépendantes Φ , à savoir :

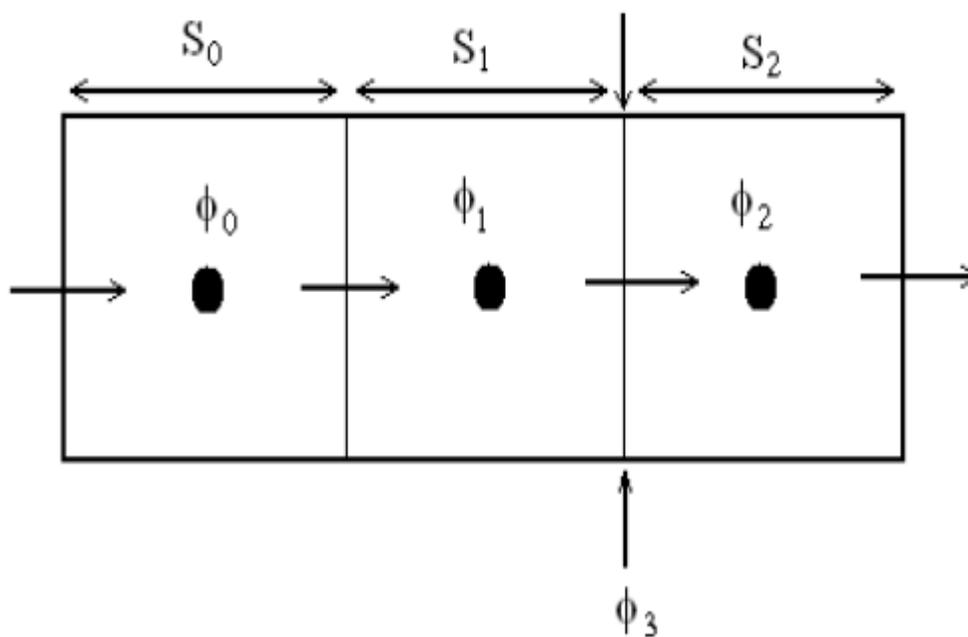
- Définition du domaine d'étude et maillage des volumes correspondants,
- Intégration des équations de conservation sur chaque volume de contrôle,
- Discrétisation des différents termes de l'équation de transport,
- Affectation des conditions aux limites,
- Linéarisation des équations discrétisées,
- Résolution du système final par l'une des méthodes de résolution itérative, semi itérative ou directe,
- Présentation du champ approché de f dans les points discrets du domaine étudié.

A.2 Discrétisation

L'ensemble des équations de transport des grandeurs caractéristiques de l'écoulement s'écrivent sous la forme commune suivante :

Le terme de gradient de pression est inclus dans le terme source.

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t}}_{\text{terme instationnere}} + \underbrace{\nabla \rho \bar{V} \Phi}_{\text{terme de convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{terme de diffusion}} - \underbrace{S \Phi}_{\text{terme source volumique}}$$



Exemple de volume de contrôle élémentaire en 2D.

Annexe B : Propriétés d'air à pression Atmosphérique

T °C	C _p J/kg-°C	ρ kg/m ³	μ kg/s-m	ν m ² /s	λ W/m-°C	Pr
-40	1006.0	1.5141	15.17x10 ⁻⁶	10.02x10 ⁻⁶	0.02086	0.731
-30	1005.8	1.4518	15.69x10 ⁻⁶	10.81x10 ⁻⁶	0.02168	0.728
-10	1005.6	1.3414	16.71x10 ⁻⁶	12.46x10 ⁻⁶	0.02329	0.721
0	1005.7	1.2923	17.20x10 ⁻⁶	13.31x10 ⁻⁶	0.02408	0.718
10	1005.8	1.2467	17.69x10 ⁻⁶	14.19x10 ⁻⁶	0.02487	0.716
20	1006.1	1.2042	18.17x10 ⁻⁶	15.09x10 ⁻⁶	0.02564	0.713
30	1006.4	1.1644	18.65x10 ⁻⁶	16.01x10 ⁻⁶	0.02638	0.712
40	1006.8	1.1273	19.11x10 ⁻⁶	16.69x10 ⁻⁶	0.02710	0.710
50	1007.4	1.0924	19.57x10 ⁻⁶	17.92x10 ⁻⁶	0.02781	0.709
60	1008.0	1.0596	20.03x10 ⁻⁶	18.90x10 ⁻⁶	0.02852	0.708
80	1009.5	0.9995	20.92x10 ⁻⁶	20.92x10 ⁻⁶	0.02991	0.706
90	1010.3	0.9721	21.35x10 ⁻⁶	21.96x10 ⁻⁶	0.03059	0.705
100	1011.3	0.9460	21.78x10 ⁻⁶	23.02x10 ⁻⁶	0.03127	0.704
120	1013.4	0.8679	22.62x10 ⁻⁶	25.19x10 ⁻⁶	0.03261	0.703
130	1014.6	0.8756	23.02x10 ⁻⁶	26.31x10 ⁻⁶	0.03328	0.702
140	1015.9	0.8544	23.44x10 ⁻⁶	27.44x10 ⁻⁶	0.03349	0.702
150	1017.2	0.8342	23.84x10 ⁻⁶	28.58x10 ⁻⁶	0.03459	0.701
160	1018.6	0.8150	24.24x10 ⁻⁶	29.75x10 ⁻⁶	0.03525	0.701
170	1020.1	0.7966	24.63x10 ⁻⁶	30.93x10 ⁻⁶	0.03589	0.700
180	1021.7	0.7790	25.03x10 ⁻⁶	32.13x10 ⁻⁶	0.03654	0.700
190	1023.3	0.7622	25.41x10 ⁻⁶	33.34x10 ⁻⁶	0.03718	0.699
200	1025.0	0.7561	25.79x10 ⁻⁶	34.57x10 ⁻⁶	0.03781	0.699
220	1028.6	0.7158	26.54x10 ⁻⁶	37.08x10 ⁻⁶	0.03908	0.699
240	1032.4	0.6879	27.27x10 ⁻⁶	39.65x10 ⁻⁶	0.04033	0.698
250	1034.4	0.6748	27.64x10 ⁻⁶	40.96x10 ⁻⁶	0.04095	0.698
280	1040.7	0.6382	28.70x10 ⁻⁶	44.97x10 ⁻⁶	0.04279	0.698
300	1045.2	0.6159	29.39x10 ⁻⁶	47.72x10 ⁻⁶	0.04401	0.698
350	1056.8	0.5665	31.07x10 ⁻⁶	54.85x10 ⁻⁶	0.04692	0.700

Résumé

Dans le présent travail, une simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection mixte couplée au rayonnement de surfaces dans une cavité carrée ventilée a été faite afin d'étudier l'écoulement considéré parfaitement transparent. Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernantes avec les conditions aux limites appropriées.

Les résultats obtenus montrent que le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof et le rayonnement de surface ont un effet considérable sur la structure de l'écoulement et ainsi sur la température moyenne à la sortie de la cavité.

Mots Clés : cavité carrée ventilée, convection mixte, rayonnement de surfaces, simulation numérique.

Abstract

In the present work, a numerical simulation of the dynamic and thermal behavior of a mixed convection flow coupled with surface radiation in a ventilated square cavity was carried out in order to study the flow considered perfectly transparent. A calculation program based on the finite volume method was used to discretize the governing equations with the appropriate boundary conditions.

The results obtained show that Reynolds number, Grashof number and surface radiation have a considerable effect on the flow structure and thus on the average temperature at the outlet of the cavity.

Keywords: ventilated square cavity, mixed convection, surface radiation, numerical simulation

Résumé

Dans le présent travail, une simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection mixte couplée au rayonnement de surfaces dans une cavité carrée ventilée a été faite afin d'étudier l'écoulement considéré parfaitement transparent. Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernantes avec les conditions aux limites appropriées.

Les résultats obtenus montrent que le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof et le rayonnement de surface ont un effet considérable sur la structure de l'écoulement et ainsi sur la température moyenne à la sortie de la cavité.

Mots Clés : cavité carrée ventilée, convection mixte, rayonnement de surfaces, simulation numérique.

Abstract

In the present work, a numerical simulation of the dynamic and thermal behavior of a mixed convection flow coupled with surface radiation in a ventilated square cavity was carried out in order to study the flow considered perfectly transparent. A calculation program based on the finite volume method was used to discretize the governing equations with the appropriate boundary conditions.

The results obtained show that Reynolds number, Grashof number and surface radiation have a considerable effect on the flow structure and thus on the average temperature at the outlet of the cavity.

Keywords: ventilated square cavity, mixed convection, surface radiation, numerical simulation