



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : ÉNERGÉTIQUE

Présenté par :

GHERBI Akram & ZANAT Abd elaziz

Thème

**EFFET DE L'INCLINAISON SUR LA CONVECTION NATURELLE
DANS UNE CAVITE DEMI-ELLIPTIQUE**

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
Bouaouina L	MCB	Président
Taloub Djedid	MCB	Encadreur
Ihaddadene R	MCA	Examineur
Amirat B	MCB	Examineur

Année Universitaire : 2018 / 2019

N° d'ordre : GM/...../2019



Remerciements

Je remercie tout d'abord dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

Nous tenons à remercier :

Au terme des années de préparation de mémoire de master ,je tiens remercier chaleureusement toutes les personnes qui ont contribué à l'aboutissement de ce travail:

Je remercie également le Docteur TALOUB Djedid pour la qualité du sujet, son support et les orientations durant toute la réalisation de ce mémoire par ses conseils qui m'ont appris la patience.

Je souhaite ensuite remercier mes rapporteurs et les membres de mon jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux de mémoire et les remarques pertinentes qu'ils m'ont faites. J'ai apprécié les débats animés qui ont suivi ma présentation et qui ont permis de maintenir la pression tout au long de la soutenance. Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont accompagné et qui m'ont fait partager des moments agréables durant les périodes difficiles : ma famille et mes proches amis et tous les doctorants et l'équipe du laboratoire.

Un grand merci à tous.



Dédécace

Je dédie ce modeste travail :

À ma mère qu'est l'âme de ma vie.

À mon père qui m'a toujours soutenue.

À ma chère grand-mère.

À mes sœurs et frères.

À ma tante HABBIBA et son marié.

À mes tantes et oncles.

À mes cousins.

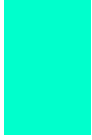
À tous ceux qui m'ont enseigné.

À tous mes amis.

À toutes personnes qui nous ont aidés pour la réalisation de ce mémoire.

À tous les athlètes de section et mes enseignants.

À mon frère et binôme ABD ELAZZIZE et à toutes sa famille.



Dédécace

Je dédie ce modeste travail :

À ma mère qu'est l'âme de ma vie.

À mon père qui m'a toujours soutenue.

À ma chère femme et ma petite fillette.

À la famille ZANAT et la famille HAMOUMA.

À tous mes amis.

À toutes personnes qui nous ont aidés pour la réalisation de ce mémoire.

À mon frère et binôme AKRAM et à toutes sa famille.

Résumé

Une étude numérique de la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans une cavité demi-elliptique inclinée, qui représente une continuation des travaux de A. Bouras et al, nous avons étudié l'influence de l'inclinaison de la cavité en faisant varier l'angle δ entre 0° , qui correspond à la cavité horizontale, et qui a été étudié par A. Bouras et al, jusqu'à 15° . Pour chaque valeur de δ nous avons varié le nombre de Rayleigh de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 . Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. En se basant sur l'approximation de Boussinesq. Les deux parois inférieure et supérieure sont maintenues à une température constante. L'intérêt de cette étude c'est de voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Ces résultats peuvent être exploités dans les serres agricoles de forme demi-elliptique qui repose sur des sols inclinés. Nous avons choisi un nombre de Prandtl $Pr=0.7$ qui correspond à l'air.

Mots clés: convection naturelle, nombre de Rayleigh thermique, l'approximation de Boussinesq, cavité demi-elliptique.

Abstract

A numerical study of the natural convection of steady-state laminar heat transfer in an inclined semi-elliptic cavity, a continuation work of Bouras et al. We have studied the influence of the inclination of the cavity by varying the angle δ between 0° , which corresponds to the horizontal cavity, which has been studied by A. Bouras et al, up to 15° . For each value of δ we varied the Rayleigh number from $2.13 \cdot 10^3$ to 10^6 . The system of equations governing the problem has been solved numerically by the Fluent calculation code based on the finite volume method. Based on the Boussinesq approximation. The bottom and top walls are maintained at a constant temperature. The interest of this study is to see the influence of the inclination of the half-elliptical cavity on the structure of the flow and the temperature distribution. These results can be exploited in semi-elliptical greenhouses that rely on inclined soils. We chose a Prandtl number $Pr = 0.7$ which corresponds to the air.

Keywords: natural convection, thermal Rayleigh number, Boussinesq approximation, half-elliptical cavity.

ملخص :

دراسة عددية للحمل الطبيعي للنقل الحراري للحالة المستقرة في تجويف شبه إهليلجي مائل، تكملته لأعمال بوراس. لقد درسنا تأثير ميل التجويف من خلال تغيير الزاوية δ بين 0 درجة، والتي تتوافق مع التجويف الأفقي، والتي درسها بوراس، حتى 15 درجة. لكل قيمة δ قمنا بتغيير العدد رايلي من $2.13 \cdot 10^3$ إلى 10^6 . تم حل نظام المعادلات التي تحكم مشكلة عددياً من قبل البرنامج جيد CFD على أساس أسلوب حجم محدود. استناداً إلى تقريب بويسناسك. يتم الحفاظ على كل من الجدران السفلية والعلوية في درجة حرارة ثابتة.

الهدف من هذه الدراسة هو معرفة تأثير ميل التجويف النصف إهليلجي على بنية التدفق وتوزيع درجة الحرارة. يمكن استغلال هذه النتائج في البيوت البلاستيكية النصف إهليلجي التي تعتمد على التربة المائلة. اخترنا عدد $Pr = 0.7$ الذي يتوافق مع الهواء.

الكلمات المفتاحية

حمل حراري طبيعي، عدد رايلي حراري، تقريبات بويسناسك، النصف إهليلجي.


Table des Matières

Remerciement	
Dédicace	
Résumé	
Table des Matières.....	i
Liste des figures.....	iv
Liste des tableaux.....	vi
Nomenclature.....	x
Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 Généralité et synthèse bibliographiques.....	5
1.1. Introduction	5
1.2. Modes de transfert de chaleur.....	5
1.2.1. Transfert de chaleur par conduction dans les solides.....	5
1.2.2. Transfert de chaleur par rayonnement.....	6
1.2.3. Transfert de chaleur par convection.....	6
1.3. Types de convection.....	6
1.3.1. Convection forcée.....	6
1.3.2. Convection mixte.....	7
1.3.3. Convection naturelle.....	7
1.4. Convection laminaire ou turbulente.....	7
1.5. Domaines d'application de la convection naturelle.....	7
1.6. Convection naturelle dans les cylindres.....	8
1.7. Problématique.....	9
Chapitre 2 Formulation Mathématique.....	13
2.1. Mise en équation du problème.....	13
2.1.1. Modèles physique.....	13
2.1.2. Modèle mathématique.....	14
2.1.2.1. Equations générales	14
2.1.2.1.1 Equation de continuité.....	15
2.1.2.1.2 Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes).....	15
2.1.2.1.3. Equation de l'énergie.....	16
2.1.3. Formulation indicielle.....	16
2.1.4. Equations de bilan.....	17
2.1.5. Equations adimensionnées.....	17
2.1.6. Condition aux limites.....	17
2.1.7. Calcul du nombre de Nusselt.....	18
Chapitre 3 Méthodes numériques.....	19
3.1. Introduction.....	19
3.2. Maillage.....	21
3.3. Conditions initiales et conditions aux limites.....	21
3.4. Discrétisation et Résolution.....	22
3.4.1. Calcul de la vitesse sur les faces.....	22
3.4.2. Calcul de la pression sur les faces.....	23
3.4.3. Couplage pression –vitesse.....	23

3.4.4. Sous-relaxation.....	24
3.4.5. Résolution.....	24
3.4.6. Choix du maillage.....	25
1.5. Conclusion.....	25
Chapitre 4 Résultats et discussions.....	27
4.1. Effet du nombre de Rayleigh Rayleigh.....	27
4.1.1. Isothermes et lignes de courants.....	28
4.1.2 Nombres de Nusselt locaux.....	36
4.1.2.1. Variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude.....	36
4.1.2.2. Variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi froide.....	38
4.1.2.3 Variation des nombres de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh.....	41
4.2. Effet de l'angle d'inclinaison sur le taux de transfert.....	41
Conclusion générale	43
Résumé	

Liste des figures

Fig. 2.1.	Le modèle physique.....	14
Fig. 3.1.	Etapas de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT.....	20
Fig. 3.2.	Maillage avec Gambit 2.1.....	21
Fig. 3.3.	Système d'itération.....	23
Fig. 4.1a.	Isothermes et lignes de courants pour différentes angles à $Rat=2.13 \cdot 10^3$	31
Fig. 4.1b.	Isothermes et lignes de courants pour différentes angles à $Rat=2.13 \cdot 10^4$	32
Fig. 4.1c.	Isothermes et lignes de courants pour différentes angles à $Rat=2.13 \cdot 10^5$	33
Fig. 4.1d.	Isothermes et lignes de courants pour différentes angles à $Rat= 10^6$	34
Fig. 4.2.	Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude pour différentes nombre de Rayleigh thermique.....	36
Fig. 4.3.	Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi froide pour différentes nombre de Rayleigh thermique.....	39
Fig. 4.4.	Variation des nombres de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh.....	41
Fig 4.5	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'inclinaison de la Cavité.....	42



Liste des tableaux

Tableau 3.1	Propriétés de fluide air.....	21
Tableau 3.2	Critères de résolution et coefficients de sous-relaxation utilisés.....	24
Tableau 3.3	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds pour $Ra_t = 1.3 \cdot 10^4$	25

Nomenclature

C_p	Chaleur spécifique à pression constante [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
g	Accélération de la pesanteur [$m.s^{-2}$]
H	Hauteur dimensionnelle de l'enceinte [m]
L	Longueur dimensionnelle de l'enceinte [m]
T	Température dimensionnelle [K]
T_0	Température de référence [K]
T_{inf}	Température de la paroi chaude [K]
T_{sup}	Température de la paroi froide [K]
K	Conductivité thermique [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
u, v	Composantes des vitesses [$m.s^{-1}$]
U, V	Composantes adimensionnelles des vitesses
x, y	Coordonnées cartésiennes du système [m]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles du système
ΔT	Différence de température [K]
β_T	Coefficient d'expansion thermique, [K^{-1}]
Γ	Coefficient de diffusion
μ	Viscosité dynamique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
ν	Viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]
ρ	Masse volumique [$kg.m^{-3}$]
θ	Température adimensionnelle = $(T - T_0) / \Delta T$
α	Diffusivité thermique = $k / \rho C_p$
Gr	Nombre de Grashof
Ra	Nombre de Rayleigh
Nu	Nombre de Nusselt local
Pr	Nombre de Prandtl
\bar{Nu}	Nombre de Nusselt moyen
i, j	ième et jème composantes
ϕ	La fonction de dissipation.
λ	Conductivité thermique, [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
t	Temps, [s]

*	Valeur estimée
'	Valeur corrigée
\vec{F}	Représente les forces volumiques.
ρ_0	La masse volumique à T_0 .
β	Le coefficient de dilatation à pression constante.
$\frac{dE}{dt}$	La variation de l'énergie interne.
q_s	La source de chaleur interne.
δ_{ij}	Fonction delta de Kronecker.
τ_{ij}	Tenseur des contraintes visqueuses dont les éléments dépendent du taux de déformation du fluide soumis au champ de vitesse.
P	Pression, [N/m ²]
α	Angle d'inclinaison des parois.
a	rayon petite
b	rayon grande

Introduction générale

La convection naturelle dans les enceintes se rencontre dans de nombreux systèmes d'ingénierie tels que la convection dans les bâtiments, le mouvement des fluides dans les collecteurs d'énergie solaire, le refroidissement des circuits électroniques et le refroidissement des réacteurs nucléaires, etc. Le principal avantage de la convection naturelle réside dans la fiabilité, car le mouvement de l'air est simplement généré par des gradients de densité locaux en présence du champ gravitationnel, sans qu'il soit nécessaire d'utiliser des moteurs tels que des pompes ou des ventilateurs. L'écoulement et le transfert de chaleur entraînés par la flottabilité entre un cylindre et son milieu environnant constituent un problème d'une importance considérable. Ce problème a un large éventail d'applications : Les écoulements de convection naturelle dans les serres agricoles, les hangars de forme elliptique, les habitacles des avions de ligne, la conception du système de chauffage à air solaire, le stockage des fluides, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation. Le phénomène de la convection naturelle désigne le processus de transfert thermique conséquence du mouvement des particules d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce qui entraîne un mélange des particules fluides, qui par la suite échangent de l'énergie et de la quantité de mouvement entre elles. La structure et l'intensité de la convection naturelle dépendent avec les sollicitations thermiques extérieures qui les déclenchent, la nature du fluide et de la géométrie de l'espace où le processus a lieu.

Il ressort des travaux disponibles dans la littérature, très peu d'informations sont disponibles actuellement tant sur le plan numérique qu'expérimental, sur la structure

d'écoulement de convection naturelle se produisant dans une cavité demi-elliptique inclinée, comme l'écoulement naturel de l'air dans les serres agricoles, dans les hangars de forme elliptique ou dans les habitacles des avions de ligne.

Un très grand nombre de travaux sur la convection naturelle dans des cavités de différentes géométries en passant de la cavité rectangulaire [1] qui est de venue un cas classique à la cavité triangulaire [2] en passant par l'étude de la convection naturelle dans une cavité trapézoïdale [3] ou l'étude de l'effet du rapport de forme sur la convection naturelle dans une serre mono chapelle. [4]. Des analyses numériques de la convection naturelle laminaire dans une cavité quadrangulaire remplie d'eau chaude et froide à ailettes sur les murs adjacents ont été effectuées pour examiner le flux de chaleur et de fluide a été étudié par Bose et al. [5] et [6-7]. Pour les cavités demi-cylindriques, nous pouvons citer les travaux de Karkiet al. [8] qui ont étudié par voie numérique la convection naturelle laminaire où des solutions sont obtenues pour trois zones chauffées différemment suivant l'axe axial de la cavité. Les travaux de thèse de Khiat et al. [9] et qui représentent des résultats récents où ils ont étudié la convection naturelle thermique et double diffusive dans une cavité demi-cylindrique horizontale pour des valeurs de Rayleigh thermique variant de 10^3 à 10^6 . Pour la cavité demi-elliptique pas de travaux ont été réalisés, nous pouvons citer le travail de Bouras et al. [10] ont étudié l'influence du nombre de Rayleigh thermique ($1 \times 10^3 \leq Ra_t \leq 5 \times 10^5$) sur la convection naturelle dans une cavité demi-elliptique horizontale fermée, les deux parois (supérieure et inférieure) sont maintenues à un gradient de température, avec un nombre de Prandtl = 0,71, pour examiner le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide. Des résultats numériques sont obtenus utilisant le code commercial de la dynamique des fluides FLUENT, utilisant la méthode de volume fini. Ses intérêts de voir l'influence de Rayleigh sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Ils ont observé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

. La convection naturelle dans les enceintes fermées aux grandes valeurs du nombre de Rayleigh et dans beaucoup de travaux, les auteurs s'intéressent à la structure de l'écoulement : monocellulaire ou multicellulaire, même aux faibles valeurs du nombre de Rayleigh, il est souvent possible d'observer des écoulements multicellulaires. Dans ce cas, une augmentation de ce nombre, c'est-à-dire une intensification de la convection naturelle, doit pouvoir entraîner, selon la géométrie des parois, la viscosité du fluide, et la création de tourbillons.

Dans le présent travail, qui représente une continuation des travaux de Bouras et al. [10], nous avons étudié l'influence de l'inclinaison de la cavité en faisant varier l'angle δ entre 0° , qui correspond à la cavité horizontale, et qui a été étudié par Bouras et al. [10], jusqu'à 15° . Pour chaque valeur de δ nous avons varié le nombre de Rayleigh de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 . L'intérêt de cette étude c'est de voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Ces résultats peuvent être exploités dans les serres agricoles de forme demi-elliptique qui repose sur des sols inclinés. En application aux serres agricoles, nous avons choisi un nombre de Prandtl $Pr=0.7$ qui correspond à l'air. Cette cavité est parcourue par un fluide newtonien et incompressible, en régime laminaire et permanent.

Dans ce travail, nous avons étudié l'influence de l'inclinaison de la paroi inférieure, et l'effet du nombre Rayleigh sur la structure de l'écoulement, les distributions de la température et la fonction de courant ainsi que les taux de transfert de chaleur représentés par les nombres locaux et moyens de Nusselt.

La présente mémoire se répartit en quatre chapitres. Le premier chapitre consiste à une synthèse bibliographique sur les principales thématiques abordées par les chercheurs sur la convection naturelle dans les enceintes fermées.

Le deuxième et le troisième chapitres sont consacrés à la formulation mathématique et la méthode numérique. En premier, lieu on introduit les équations de conservation qui régissent l'écoulement ainsi que les conditions aux limites. Ensuite, une description de la méthode numérique utilisée est évoquée. Une mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes, la discrétisation des équations, l'analyse et le choix du maillage, et les conditions de convergence sont présentées également dans le troisième chapitre.

Une simulation numérique détaillée des champs dynamique et thermique des écoulements de convection naturelle dans la configuration proposée à un nombre de Rayleigh variable dans la gamme de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 pour chaque angle d'inclinaison $\delta = 0^\circ, 1^\circ, 3^\circ, 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ, 10^\circ$ et 15°) fait l'objet du quatrième chapitre résultats et discussions.

Nous terminerons cette thèse par une conclusion générale sur les résultats obtenus au cours de cette étude et par l'énoncé des perspectives à venir.

Chapitre

1

Généralitéet synthèse bibliographiques

1.1. Introduction

Dès qu'un de système présente deux espaces à température différentes, un transfert de chaleur prend naissance. Dans des installations industrielles, le problème est soit de réduire ce transfert (isolation), soit de le canaliser (échangeur), soit de le transformer (machine thermique). [11]

1.2. Modes de transfert de chaleur

Deux corps à températures différentes échangent de l'énergie sous forme de chaleur jusqu'à disparition complète de leur différence de température. Cet échange peut se faire suivant trois modes de transmission fondamentaux :

- La conduction,
- Le rayonnement,
- La convection,

1.2.1. Transfert de chaleur par conduction dans les solides

Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est dû à des phénomènes physiques microscopiques (agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), dû aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le

réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur.[12]

1.2.2. Transfert de chaleur par rayonnement

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par du vide ou un milieu semi transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel. Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.[12]

1.2.3. Transfert de chaleur par convection

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange avec une surface qui est à une température différente. *exemple* : C'est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y a existence de courants de fluide dans l'air ambiant. On distinguera la convection forcée (due à l'action d'une pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles mêmes provoquées par des différences de température. [13]

1.3. Types de convection

1.3.1. Convection forcée

Ce 2^{ème} type de convection se produit quand le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure indépendante de la différence de température. Par exemple : une pompe ou un ventilateur ou un agitateur ou même le vent. En convection forcée, 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.[14]

1.3.2. Convection mixte

Même en convection forcée, les différences de densité créent un écoulement parasite, en général insignifiant par rapport à l'écoulement principal. On parle de convection mixte quand les 2 phénomènes coexistent.[15].

1.3.3. Convection naturelle

En convection naturelle, les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité due au non uniformité du champ de température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions a température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produits pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique et par conséquent le phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre. L'intervention du poids a pour effet de donner à la verticale un rôle privilégié. La définition de la géométrie d'un système convectif doit donc faire intervenir la forme et les dimensions ainsi que la disposition par rapport à la verticale. Les effets de convection naturelle sont familiers. On peut les observer quotidiennement dans l'eau que l'on chauffe dans un récipient, dans les panaches de certaines cheminées d'usines, la circulation atmosphérique, les vents, les tempêtes sont aussi des effets de la convection naturelle.[16]

1.4. Convection laminaire ou turbulente

En régime de convection laminaire la vitesse du fluide et la température ne dépendent pas du temps par opposition, en régime de convection turbulente l'écoulement est composé d'un ensemble de tourbillons de différentes tailles et intensités. La conséquence est que la vitesse et la température son fonction du temps.[17]

1.5. Domaines d'application de la convection naturelle

Les applications de transfert thermique sont variées, dans lesquelles la convection naturelle est le phénomène le plus dominant. La meilleure compréhension de phénomène augment le nombre d'application et mène à un certain nombre de conception industrielles et environnement sophistiquées. Toutefois, les couts de fonctionnement sont importantes, les petites améliorations d'efficacité sont essentielles et peuvent jouer un grand rôle dans la consommation d'énergie. En outre, les problèmes océanographiques et

atmosphériques tels que les effets de serre, les changements extrêmes de climat, ainsi que les problèmes technologiques, à savoir les équipements électriques et les réactions nucléaires, les appareils ménagers, les réfrigérations et les échangeurs de chaleur sont tous des problèmes, qui ont donné un intérêt particulier à cette science[18].

1.6. Convection naturelle dans les cylindres

La détermination du transfert de chaleur et des caractéristiques des écoulements générés par les forces d'Archimède dans des cavités est un problème dont l'intérêt tant sur le plan fondamental qu'au niveau des applications pratiques est important pour le but du refroidissement ou du chauffage dans l'industrie. Parmi ces applications nous pouvons citer : le stockage des fluides, les échangeurs de chaleur, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation et dans les capteurs solaires, etc.,. Il ressort des travaux disponibles dans la littérature, très peu d'informations sont disponibles actuellement tant sur le plan numérique qu'expérimental, sur la structure d'écoulement de convection naturelle se produisant dans une cavité demi-elliptique, comme l'écoulement naturel de l'air dans les serres agricoles, dans les hangars de forme elliptique ou dans les habitacles des avions de ligne. Un très grand nombre de travaux sur la convection naturelle dans des cavités de différentes géométries en passant de la cavité rectangulaire. Une étude numérique sur l'écoulement laminaire conduit par flottabilité dans une clôture carrée inclinée de chauffage d'un côté et refroidie du côté adjacent est entreprise suivre des méthodes de différence finie [19]. Sur la base des données numériques, ils déterminent les valeurs critiques de l'angle d'inclination auquel le taux de transfert de chaleur dans la clôture est maximum ou minimum. Rahman et al. [20]. Leur investigation numériques conduites, d'une part, la force de convection augmente pendant que la forme de clôture change de la place traversant mince un peu profond à n'importe quelle inclinaison particulière, mais varie modérément avec l'inclinaison à un allongement particulier.

Une recherche numérique sur le transfert de chaleur de convection naturelle dans une cavité rectangulaire fermée avec des distributions sinusoïdales de la température sur les murs latéraux et les murs supérieurs a été étudiée par beaucoup d'auteurs [21, 22]. Des études numériques et expérimentales de la convection naturelle laminaire dans des cavités triangulaires ont été réalisées par Oztopa et al. [23]. Numériquement ils ont employé l'approche de méthode de différence finie pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats expérimentaux et numériques montrent la bonne concordance, et ils ont observé que l'angle d'inclinaison peut être utilisé comme paramètre de commande pour le transfert

de chaleur. Une étude numérique sur la distribution de la chaleur pour un écoulement laminaire de convection naturelle dans un milieu poreux constitue d'une cavité triangulaire les conditions aux limites des parois sont imposés suivant l'approche des lignes de la chaleur de Bejan est étudiée par Ram [24]. Une résolution analytique, et numérique utilisant le code de FLUENT/UNS et des études expérimentales de transfert de chaleur laminaire dans une cavité hémisphérique isotherme dans un espace illimité sont présentées par Jawad [25]. Une comparaison des résolutions théoriques et numériques avec des résultats expérimentaux a présenté la bonne concordance en cavités hémisphériques inclinées Baïri et al. [26], Ils ont étudiés numériquement et expérimentalement la convection naturelle dans des cavités hémisphériques inclinées avec un flux thermique constant imposé aux parois. Le nombre de Rayleigh résultant des paramètres expérimentaux varie entre 3.44×10^5 et 2.83×10^7 , l'étude numérique se fait pour un large nombre de Ra_t , entre 10^4 et 5×10^7 , les champs thermiques et dynamiques sont présentés et traités pour tous les angles. Ils ont proposé des corrélations entre les nombres moyens de Nusselt et Rayleigh pour mesurer les échanges de convection à des applications technologique. Avec un modèle numérique basé sur la méthode d'élément fini, Sabre et al. [27]. Ont étudié le transfert de chaleur dans des cavités hémisphériques horizontal. Ces résultats montrent que pour chaque condition de température, le flux d'air dans les cavités est monocellulaire. Les résultats sont employés pour développer des corrélations pour le nombre de Nusselt. Retiel et al [28] ont étudié l'influence du nombre de Rayleigh thermique ($10^3 \leq Ra_t \leq 10^5$) et du nombre de Lewis ($0,5 \leq Le \leq 5$) sur la convection naturelle double-diffusive dans une cavité demi-cylindrique horizontale fermée, pour des rapports des Rayleigh thermique et solutal.

La convection naturelle dans des cavités fermée fait l'objet de nombreuses chercheurs. Carré simple, rectangulaires, triangulaires, cylindrique ou annulaires ont été étudiées numériquement ou expérimentalement, mais la clôture demi-ellipse, Il ressort des travaux très peu d'informations sont disponibles actuellement tant sur le plan numérique qu'expérimental, sur la structure d'écoulement de convection naturelle se produisant dans une cavité demi-elliptique. Une étude numérique détaillée des phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur dans des clôtures demi-ellipse est utile en comprenant les processus qui se produisent dans des écoulements de convection naturelle en les serres agricoles, les hangars de forme elliptique, les habitacles des avions de ligne, la conception du système de chauffage à air solaire. Le travail de Bouras et al. [29] et qui représentent des résultats

récents où ils ont étudié la convection naturelle laminaire dans une enceinte horizontale demi-elliptique pour des valeurs de Rayleigh thermique variant de 10^3 à $5 \cdot 10^5$.

Dans le présent travail, qui représente une continuation des travaux de Bouras et al. [29], nous avons étudié l'influence de l'inclinaison de la cavité en faisant varier l'angle δ entre 0° , qui correspond à la cavité horizontale, et qui a été étudié par Bouras et al. [29], jusqu'à 15° . Pour chaque valeur de α nous avons varié le nombre de Rayleigh de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 .

L'intérêt de cette étude c'est de voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Ces résultats peuvent être exploités dans les serres agricoles de forme demi-elliptique qui repose sur des sols inclinés. En application aux serres agricoles, nous avons choisi un nombre de Prandtl $Pr=0.71$ qui correspond à l'air.

1.7.Problématique

Ces revues nous ont permis d'identifier l'ensemble de thématiques qui a été approché par les chercheurs dans la convection naturelle dans les enceintes fermées.

Dans la présente étude, nous nous sommes intéressés à voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Cette cavité est parcourue par un fluide newtonien, incompressible, en régime laminaire et permanent. Les effets de l'inclinaison du cylindre et des nombres de Rayleigh sur l'écoulement du fluide et les performances de transfert de chaleur sont examinés. Le nombre de Rayleigh varie de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 et l'inclinaison du cylindre est modifiée. L'écoulement, les distributions de la température et de la fonction de courant ainsi que les taux de transfert de chaleur représentés respectivement par les nombres de Nusselt locaux et moyens sont présentés. Ces résultats peuvent être exploités dans les serres agricoles de forme demi-elliptique qui repose sur des sols inclinés. En application aux serres agricoles, nous avons choisi un nombre de Prandtl $Pr=0.7$ qui correspond à l'air.

Chapitre

2

Formulation mathématique

Ce chapitre présente la formulation mathématique des équations de conservation qui régissent les écoulements. Ensuite nous présentons la description de la méthodologie numérique à la base de la résolution des équations du mouvement et de l'énergie.

2.1. Mise en équation du problème

2.1.1. Modèles physique

Nous considérons une cavité demi-elliptique fermée caractérisé par l'excentricité ($e = 0,7$), qui contient un fluide incompressible de viscosité cinématique ν et de diffusivité thermique α . La paroi supérieure «plafond» et la paroi inférieure «le plancher» engendrent un gradient vertical de température (parois actives). La cavité est supposée infiniment longue suivant son axe axial (Figure 2.1). Les écoulements susceptibles d'être développés dans cette cavité sont gérés par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Il s'agit de déterminer la répartition de vitesse, de pression et de température dans le cas où la paroi inférieure est chaude et la paroi supérieure est froide. L'écoulement de convection naturelle est provoqué par les forces de poussées thermiques et reste laminaire. On suppose que les propriétés physiques sont constantes sauf pour la masse volumique du mélange qui dépend de sa température selon l'approximation de Boussinesq.

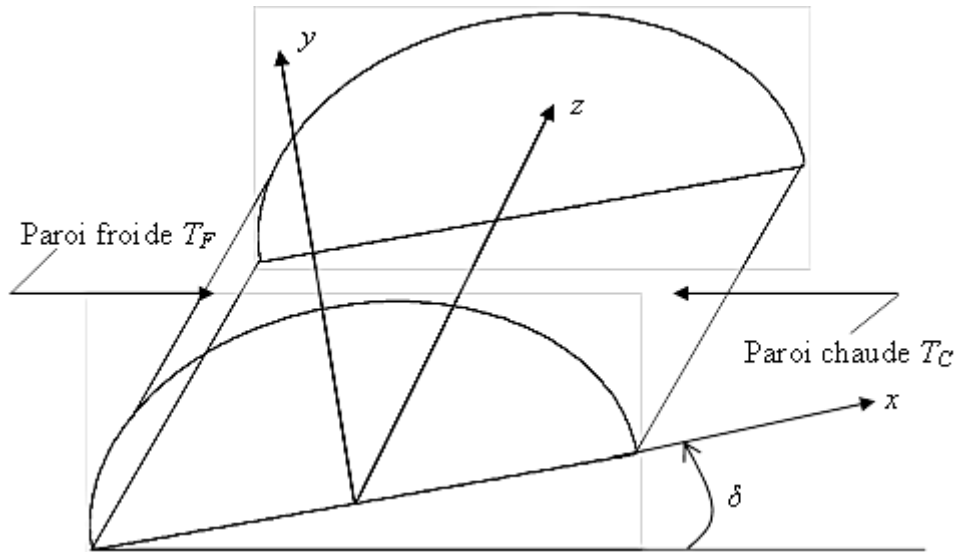


Fig 2.1. Modèle physique

2.1.2. Modèle mathématique

Les équations présentées dans cette partie sont basées sur des hypothèses qu'il convient de rappeler :

- l'écoulement est stationnaire
- l'écoulement est bidimensionnel
- le fluide est supposé newtonien
- le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable
- le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable
- la variation de la masse volumique n'est considérée que dans le terme de la poussée thermique d'Archimède et elle est supposée constante (égale à ρ_0) pour les autres termes des équations
- le volume reste constant sous l'action d'une pression externe (fluide isovolume), alors que sa masse volumique varie linéairement telle que $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$ où β est le coefficient d'expansion thermique et ρ_0 la masse volumique à la température de référence T_0 définie par : $T_0 = \frac{T_C + T_F}{2}$

2.1.2.1. Equations générales

Le traitement du problème physique envisagé nécessite l'utilisation d'équations gouvernantes qui sont des équations aux dérivées partielles déduites des principes classiques de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

2.1.2.1.1 Equation de continuité

Elle est déduite du principe de conservation de la masse et s'exprime sous la forme :

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0 \quad (2.1)$$

2.1.2.1.2 Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)

Pour un écoulement incompressible ($\rho = Cte$) à viscosité constante ($\mu = Cte$). L'expression de la conservation de la quantité de mouvement d'un fluide Newtonien incompressible dans le champ de pesanteur \vec{g} est donnée par l'équation de Navier-Stokes :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F} - \overrightarrow{\operatorname{grad}p} + \mu \Delta \vec{v} \quad (2.2)$$

\vec{F} : représente les forces volumiques.

Où p est la pression et μ la viscosité du fluide

L'équation (2.2) se simplifie dans le cadre des hypothèses (d'Overbeck- Boussinesq) suivantes :

La densité s'exprime comme une fonction linéaire en température. On peut écrire :

$$\rho = \rho_0 \cdot (1 - \beta(T - T_0)) \quad (2.3)$$

T_0 : La température de référence.

ρ : La masse volumique

ρ_0 : La masse volumique à T_0

Sachant que : $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$

β : Le coefficient de dilatation à pression constante.

L'équation (2.2) s'écrit alors :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{g} - \overrightarrow{\operatorname{grad}p} + \mu \Delta \vec{v} \quad (2.4)$$

$$\rho_0 \cdot (1 - \beta(T - T_0)) \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho_0 \cdot (1 - \beta(T - T_0)) \vec{g} - \overrightarrow{\operatorname{grad}p^*} + \mu \Delta \vec{v} \quad (2.5)$$

Dans la composition $\rho = \rho_0 - \rho_0 \cdot \beta \cdot (T - T_0)$; le premier terme ρ_0 ne contribue pas au mouvement il est simplement pris en compte dans le terme de pression motrice par :

$$p^* = p + \rho_0 \cdot g \cdot z.$$

La deuxième terme est le moteur de mouvement et doit être gardé dans les équations de Navier-Stokes.

Par contre, la décomposition ρ ne fait que modifier légèrement le terme d'inertie par rapport à $\rho_0 \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}$ et on peut faire l'approximation :

Si $\beta \cdot (T - T_0) \ll 1 \Rightarrow \rho \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \cong \rho_0 \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}$, le terme $\beta \cdot (T - T_0) \cdot \rho_0 \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}$ étant d'un ordre de grandeur inférieur.

Et finalement :

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = -\frac{1}{\rho_0} \overrightarrow{\text{grad}p^*} - \beta \cdot (T - T_0) \cdot \vec{g} + \mu \cdot \Delta \vec{v} \quad (2.6)$$

2.1.2.1.3. Equation de l'énergie

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

$$\rho \frac{dE}{dt} = \text{div}(k \cdot \overrightarrow{\text{grad}T}) + T \cdot \beta \cdot \frac{dp}{dt} + \phi + q_s \quad (2.7)$$

Avec : $dE = C_p \cdot dT$

Où :

$\frac{dE}{dt}$: La variation de l'énergie interne.

C_p : La chaleur massique à pression constante.

k : La conductivité thermique.

β : Le coefficient de dilatation à pression constante.

ϕ : La fonction de dissipation.

q_s : La source de chaleur interne.

Si on suppose pour un écoulement à dissipation et l'effet de la pression sont négligeables à conductivité thermique constante, et pas de source de chaleur interne l'équation (2.7) se simplifie en :

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \cdot \Delta T \quad (2.8)$$

$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$: La diffusivité thermique.

2.1.3. Formulation indicielle

Equation de continuité:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (V_j) = 0 \quad (2.9)$$

Equation du mouvement:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 V_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_0 V_i V_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] g \quad (2.10)$$

Equation de la température :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (T V_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.11)$$

τ_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses dont les éléments dépendent du taux de déformation du fluide soumis au champ de vitesse.

$$\tau_{ij} = -\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (2.12)$$

Où :

μ : Viscosité dynamique du fluide.

δ_{ij} : Fonction delta de Kronecker.

2.1.4. Equations de bilan

D'une façon générale, les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement, et de l'énergie dans le cas anisotherme, moyennant les hypothèses énoncées ci-dessus s'écrivent :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (2.13)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial U}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \quad (2.14)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial y} - g \cdot \cos(\alpha) [\beta_T \Delta T] + \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) \quad (2.15)$$

2.1.5. Equations adimensionnées

Les équations de gouvernement à l'intérieur de la clôture demi-elliptique chauffée sont décrites par les équations de Navier- Stokes et d'énergie, respectivement. Les équations de gouvernement sont transformées en formes sans dimensions sous les variables non dimensionnelles suivantes:

$$\theta = \frac{T-T_F}{T_C-T_F}, X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{uL}{\alpha}, V = \frac{vL}{\alpha}, P = \frac{pL^2}{\rho\alpha^2}, Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}, \text{ et } Ra_t = \frac{g\beta(T_C-T_F)A^3}{\alpha\vartheta}$$

Les formes sans dimensions des équations de gouvernement dans la condition équilibrée sont exprimées sous les formes suivantes:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.16)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2.17)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + RaPr\theta \quad (2.18)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (2.19)$$

2.1.6. Condition aux limites

L'écoulement envisagé a lieu dans le demi-elliptique, une paroi externe demi ellipse est caractérisé par l'excentricité $e (=0.7)$, et une paroi horizontale (grand axe de la demi-

ellipse) est inclinée du droite à gauche, l'inclinaison δ de la paroi horizontale prend les valeurs : 0° , 1° , 3° , 5° , 7° , 9° , 10° , et 15° . La configuration utilisée est schématisée par la figure 2.1.

Les conditions initiales sont :

$$u = v = 0 \quad (2.20)$$

$$T = T_0 (= T_F) \quad (2.21)$$

En outre, les conditions aux limites sur le système sont :

Paroi externe (demi-ellipse)

$$u = v = 0 \quad (2.22)$$

$$T = T_F \quad (2.23)$$

Paroi horizontale

$$u = v = 0 \quad (2.24)$$

$$T = T_C \quad (2.25)$$

2.1.7. Calcul du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local est défini sur la longueur caractéristique L comme.

$$Nu_L = L \left. \frac{\partial \theta}{\partial \vec{n}} \right|_{wall} \quad (2.26)$$

Où \vec{n} vecteur normal sur la paroi et θ la température sans dimensions.

La longueur la paroi horizontale (P) et le périmètre de demi-ellipse (Pe) ont été choisis en tant que longueur caractéristique L.

Le nombre de Nusselt moyen externe et interne (horizontal) peut être évalué par :

$$\overline{Nu}_{demi-ellipse} = \frac{1}{P_e} \int_0^{P_e} Nu_L dP_e \quad (2.27-a)$$

$$\overline{Nu}_{paroi horizontale} = \frac{1}{P} \int_0^P Nu_L dP \quad (2.27-b)$$

Où P est le périmètre de la paroi horizontale.

Le nombre de Nusselt moyen pour les deux surfaces est :

$$Nu_{moy} = \frac{\overline{Nu}_{demi-ellipse} + \overline{Nu}_{paroi horiz}}{2} \quad (2.28)$$

Chapitre

3

Méthodes Numériques

3.1. Introduction

Le but de cette partie, est d'évaluer le comportement d'un écoulement laminaire, en régime stationnaire. Cette partie est consacrée principalement aux différentes étapes numériques pour la résolution de l'écoulement dans une cavité demi-elliptique inclinée fermée: le maillage, la méthode de résolution, le choix des conditions aux limites, et le post-traitement des résultats. Le développement des techniques numériques a servi à mettre au point des codes traitant tous les problèmes de mécanique des fluides, notamment : le transfert de chaleur.

Dans la présente étude, le logiciel de CFD utilisé, pour la réalisation de la simulation numérique en mécanique des fluides (**ComputationalFluidDynamics CFD**) se nomme FLUENT 6.2 peut simuler le transfert de chaleur. Il utilise la méthode des volumes finis, nécessitant un maillage conçu par le logiciel « GAMBIT 2.1 ».

GAMBIT est le modeleur associé à FLUENT où l'on décrit la géométrie et le maillage du problème à traiter ainsi que le type des conditions aux limites. Il permet aussi de définir le type des différentes frontières du système ainsi que la nature du (des) domaine(s) décrit(s) globalement (solide ou fluide). Dans notre étude les deux frontières sont considérées comme des parois indépendantes, donc on les nomme et on leur donne un type (ici Wall «paroi »).

FLUENT est écrit en langage C et globalement la démarche numérique utilisée s'initie par la lecture de la géométrie et le maillage, on passe après au type de solveur, pour notre cas c'est un solveur « segregate » avec une formulation implicite pour un cas bidimensionnel

en régime stationnaire, puis la discrétisation des équations modélisantes dans le menu « Solve », la résolution des systèmes d'équations discrétisées et enfin le post-traitement.

On initialise l'ensemble des quatre variables à calculer sur tous les points du maillage, c'est à dire la pression, les deux composantes de la vitesse et la température. Ensuite on gère la progression du calcul itératif par le biais du suivi des résidus des équations se rapportant à chacune des variables.

Donc sous FLUENT, le travail va consister à assurer successivement

- Le choix des équations traitées
- La description des conditions aux limites
- La gestion de la résolution
- L'analyse des résultats

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels Gambit (2.1) et FLUENT (6.2) sont résumées sur la Figure 3.1.

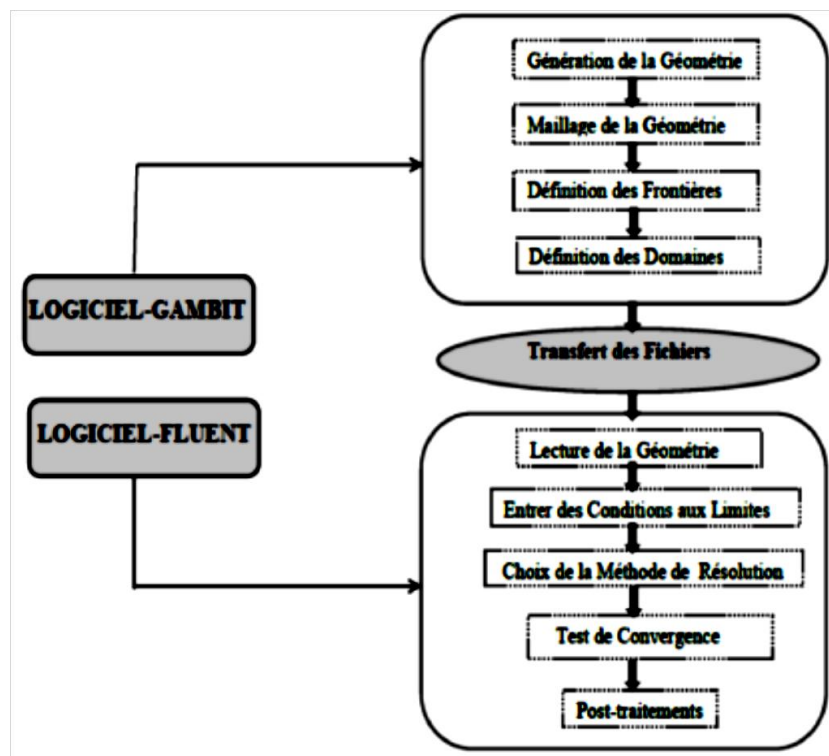


Fig. 3.1. Etapes de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT.

3.2. Maillage

Dans notre étude, on a choisi un maillage bidimensionnel structuré. Ce maillage a été réalisé avec des cellules dont la taille variait progressivement, fin sur les parois pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température et vitesse.

La figure 3.2 montre une partie de la cavité en maillage structuré non uniforme serré près des frontières des parois.

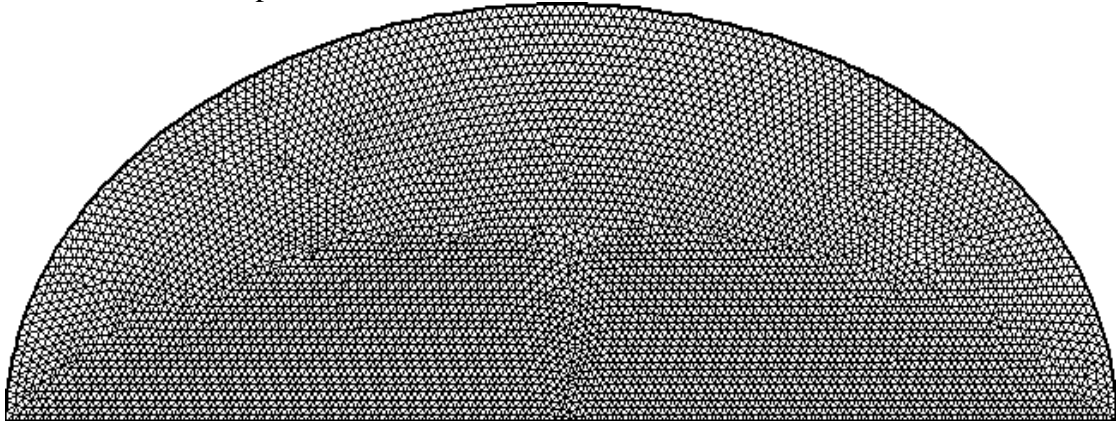


Fig. 3.2. Maillage avec Gambit 2.1.

3.3. Conditions initiales et conditions aux limites : CL (CFD FLUENT)

Pour résoudre les équations, on a besoin de définir les conditions aux limites aux parois. Cinq types de conditions aux limites thermiques sont disponibles sur FLUENT:

- 1- Un flux de chaleur imposé
- 2- Une température imposée
- 3- Transfert thermique convectif
- 4- Transfert thermique radiatif externe
- 5- Combinaison du transfert thermique radiatif et convectif (condition mixte)

FLUENT prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique. Pour le domaine fluide on utilise l'air, les propriétés du fluide sont tabulées dans le tableau suivant, ils ont été pris à la température initiale $T_0 = 283\text{K}$.

Tableau 3.1 Propriétés de fluide air

ρ (Kg/m^3)	C_p ($\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$)	k ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	μ ($\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)
1.244575	1005.816	0.0249085	$1.7774 \cdot 10^{-5}$

Dans notre étude les conditions aux limites qui peuvent être rencontrées :

1. Les deux parois intérieur et extérieur sont maintenus chaque fois à un gradient de température différentes de $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$ à $\Delta T=47^{\circ}\text{C}$, et on impose une condition dynamique d'adhérence aux parois ($u = v = 0$ m/s).

3.4. Discrétisation et Résolution

Les équations sont traitées séquentiellement (méthode segregated), la procédure numérique retenue par FLUENT pour la résolution des équations gouvernant la convection naturelle avec les conditions aux limites imposées, est basée sur la méthode des volumes finis. Cette méthode a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans tous les volumes finis ainsi dans tout le domaine de calcul. Elle consiste en :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets.
- Intégration des équations qui régissent sur les volumes de contrôle élémentaires pour construire des équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes telles que vitesses, pression, température, et les scalaires conservées.
- Linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour obtenir des valeurs actualisées des variables dépendantes.

Par défaut FLUENT stocke les valeurs discrètes de la pression, de la vitesse et de la température au centre des cellules, schéma collocatif décrite par Rhie et Chow [30]. Comme le calcul de la pression, de la vitesse et de la température sur les faces est nécessaire pour exprimer le terme de convection et de pression. Ces valeurs vont être interpolées à partir des valeurs au centre des cellules. Ceci est accompli en utilisant un schéma décentré. FLUENT dispose de plusieurs schémas décentrés : 1^{er} ordre, second ordre, loi de puissance, schéma type Quick. Nous développerons dans cette partie les schémas utilisés lors de notre étude.

3.4.1. Calcul de la vitesse sur les faces

Le schéma utilisé est le schéma « upwind », ce schéma prend en considération la direction de l'écoulement pour déterminer les grandeurs convective sur les faces des volumes de contrôles. Le schéma amont d'ordre un permet une certaine stabilité mais il est responsable de diffusion numérique, donc on a choisi le schéma du 2nd ordre (schéma décentré amont), ce dernier minimise la diffusion numérique mais peut faire diverger le calcul. Pour ce type de schéma, la grandeur sur la face est calculée en interpolant par rapport aux valeurs des cellules les plus proches par un schéma décentré amont du second ordre.

3.4.2. Calcul de la pression sur les faces

En utilisant le schéma force de volume pondéré « Body Force Weighted » ce type de schéma est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume.

3.4.3. Couplage pression-vitesse

L'algorithme le plus universel et le plus utilisé est l'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding [31]. Il est employé pour le couplage vitesse-pression dans le cas instationnaire l'algorithme le plus recommandé est l'algorithme PISO, il fait partie de la famille des algorithmes de SIMPLE. Le principe de cet algorithme est d'effectuer deux corrections sur la procédure requises par SIMPLE à l'intérieur et au niveau de l'équation de correction de pression [32]. La discrétisation des termes convectifs et l'interpolation de la pression respectivement. En plus des résidus de calcul, l'évolution de la pression statique a été suivie dans des endroits donnés pour assurer la convergence et la stabilité de la solution. Les résidus étaient dans la gamme de 10^{-4} à 10^{-5} . Une moyenne de 105 itérations était nécessaire pour obtenir la convergence.

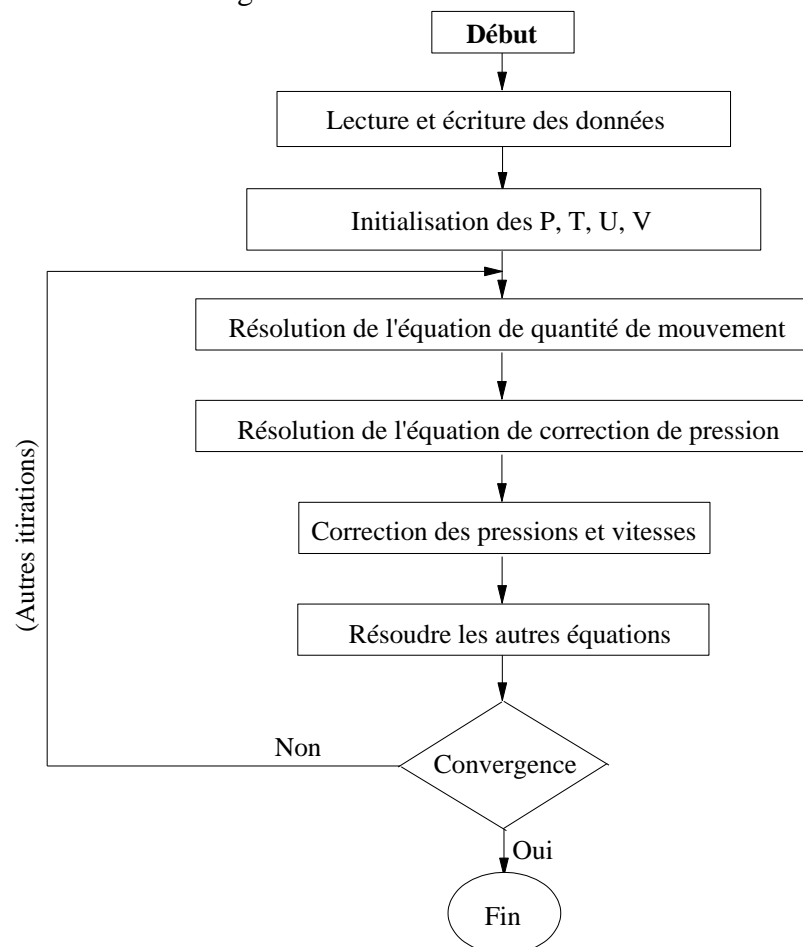


Fig. 3.3. Système d'itération

3.4.4. Sous-relaxation

La non-linéarité des équations impose la sous-relaxation des valeurs obtenues à chaque itération. Pour les différents cas simulés, les critères de résolution (préconisés par FLUENT dans le cas de la convection naturelle) et les coefficients de sous-relaxation utilisés sont présentés dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2 Critères de résolution et coefficients de sous-relaxation utilisés

	Facteur de Relaxation	Type de Discrétisation
Pression	0.3	Body force weighted
Masse volumique	1	-
Force de gravité	1	-
Quantité de mouvement	0.7	2 nd orderupwind
Energie	1	2 nd orderupwind
Couplage Pression-Vitesse	-	SIMPLE

3.4.5. Résolution

La discrétisation des équations différentielles régissant les phénomènes d'écoulement permet de transformer les équations différentielles en un système d'équations linéaires avec une équation par cellule. Le système d'équations linéaires s'écrit sous forme matricielle $AX = B$ où les inconnues qui constituent la matrice colonne X sont les variables au centre des cellules. Ces équations algébriques peuvent être résolues par n'importe quelle méthode de résolution. Pratiquement les méthodes les plus utilisées pour la résolution des problèmes tridimensionnels sont :

- La méthode de Gauss-Seidel (résolution point par point).
- La méthode de résolution ligne par ligne d'élimination de Gauss (la méthode TDMA).

Pour résoudre ce système d'équation, FLUENT utilise un solveur d'équations linéaires implicites (Gauss-Seidel) en conjonction avec une méthode multi grille algébrique (AMG) pour accélérer la convergence. Cette méthode permet de réduire le nombre d'itérations, et le temps nécessaire à la convergence de CPU.

3.4.6. Choix du maillage

L'influence de la taille et du nombre des nœuds sur la solution exprimée par le transfert thermique à la partie active « chauffée » de la paroi est illustrée par le nombre de Nusselt moyen dans le tableau 3.3. Un maillage irrégulier resserré près des parois a été utilisé pour résoudre plus précisément les phénomènes physiques présents notamment dans la zone de couche limite caractérisée par l'existence de forts gradients dans les zones pariétales.

Dans cette étude plusieurs maillages ont été utilisés arbitrairement de la configuration figure 2.1. pour $Ra_t = 1.3 \cdot 10^4$ pour voir leur effet sur les résultats, le tableau 3.3, nous montre donc, la variation du nombre de Nusselt moyenne en fonction du nombre de nœuds, et nous a permis de choisir le maillage 210 x 210 dans toutes les simulations, où l'erreur relative aux valeurs des nombres de Nusselt moyens, entre les deux maillages est minimal [33].

Tableau .3.3 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds pour $Ra_t = 1.3 \cdot 10^4$

Nœuds	140x140	150x150	160x160	180x180	200x200	210x210
Nu (moy)	4,0784	4,0884	4,0955	4,1030	4,1033	4,1035
Erreur Relative (%)	0.2446	0.1734	0.1828	0.0073	0.0049	

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire l'approche numérique que nous avons utilisée. Nous avons décrit la résolution numérique adoptée qui permettra d'aboutir aux résultats qui seront présentés par la suite.

Chapitre

4

Résultats et discussion

Dans ce chapitre nous avons effectué des simulations numériques de convection naturelle dans un système demi-elliptique fermée, ce système comportant une paroi supérieure «plafond» demi-elliptique et la paroi inférieure «le plancher», pour différents angles d'inclinaison δ , les deux parois sont maintenues à des températures imposées constantes. Le système d'équations gouvernant le problème est résolu numériquement à l'aide d'une méthode aux volumes finis se basant sur l'algorithme SIMPLE. On présente le champ dynamique et thermique de l'écoulement. Les calculs sont menés pour des nombres de Rayleigh, de $2.13 \cdot 10^3$, $2.13 \cdot 10^4$, $2.13 \cdot 10^5$, 10^6 .

Nous considérons une cavité demi-elliptique fermée caractérisé par l'excentricité ($e = 0,7$). Cette cavité est fermée qui contient un fluide incompressible de viscosité cinématique ν et de diffusivité thermique α . La paroi supérieure et la paroi inférieure engendrent un gradient de température. Dans notre étude, nous présentons huit simulations suivant l'angle d'inclinaison de paroi inférieure, ($\delta=0^\circ$, $\delta=1^\circ$, $\delta=3^\circ$, $\delta=5^\circ$, $\delta=7^\circ$, $\delta=9^\circ$, $\delta=10^\circ$, $\delta=15^\circ$).

4.1. Effet du nombre de Rayleigh

L'effet de différents nombres de Rayleigh sur la convection naturelle des transferts de chaleur dans une enceinte délimitée par deux parois, rempli d'air ($Pr = 0.71$) a été étudié pour quatre nombres de Rayleigh différents.

Des résultats ont été présentés sous forme de lignes de courants ; isothermes, nombre de Nusselt locaux et moyens.

4.1.1. Isothermes et lignes de courants

Afin de réaliser une étude paramétrique, quatre différents nombres de Rayleigh sont utilisés ($Ra_t = 2.13 \times 10^3$, 2.13×10^4 , 2.13×10^5 et 10^6), dans le régime dominé par convection laminaire, alors que le nombre de Prandtl est fixe à $Pr = 0.71$ dans toute la présente étude. Les figures (4.1a-4.1b-4.1c-4.1d) représentent les isothermes et les lignes de courant pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh Ra_t à chaque angle d'inclinaison δ .

Pour $\delta=0^\circ$, nous remarquons que ces isothermes et ces lignes de courant sont symétriques par rapport au plan vertical fictif médian. Ces figures montrent que le régime de l'écoulement est monocellulaire, du côté gauche du plan de symétrie, l'écoulement tourne dans le sens trigonométrique et du côté droit, il est de sens contraire (les particules du fluide se déplacent vers le haut sous l'action des forces de pesanteur le long de la paroi chaude puis descendent au voisinage de la paroi froide du paroi demi-elliptique supérieure). Pour $Ra_t=2.13 \times 10^3$, la convection laminaire est faible, à $\delta=0^\circ$ la ligne de courant du fluide dont l'écoulement s'organise en deux cellules principales qui tournent très lentement dans des sens opposés. Avec un champ de température en forme de demi-ellipse épousant la forme de la cavité. Ce qui exprime un écoulement faible dominé par une diffusion thermique étouffé par une stratification verticale stable de température. Dans ce cas la distribution des températures est simplement décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide.

On peut dire que l'essentiel des transferts thermiques se fait par conduction au niveau de la paroi chauffée, bien que les champs des vitesses soient différents de zéro. La convection est donc relativement faible, les valeurs de la fonction de courant qui sont données sur les figures sont très petites.

Pour $Ra_t \leq 2.13 \times 10^3$, nous sommes toujours en régime pseudo-conductif, les transferts thermiques se font par conduction, les valeurs de la fonction de courant sont toujours faibles, ce qui traduit donc une convection relativement faible.

Pour $Ra_t=2.13 \times 10^4$, les lignes isothermes à $\delta=0$ se transforment de manière symétrique par rapport à l'axe vertical et se modifient sensiblement, et les valeurs de la fonction de courant mentionnées sur la même figure augmentent aussi sensiblement, ce qui traduit une augmentation de la convection, mais qui reste relativement faible comme le montre l'allure des lignes isothermes.

Nous remarquons par ailleurs que la diffusivité thermique est plus importante aura une conséquence sur la distribution de la température où on observe une nette dominance de la stratification thermique au cœur de la cavité. On note aussi que les couches limites thermiques présentent des épaisseurs minces au sommet de la cavité horizontale et qui se traduit par un transfert de chaleur intense au sommet de la cavité et faible sur les côtés.

Pour $Ra_t = 2.13 \times 10^5$ et $Ra_t = 10^6$ à $\delta = 0^\circ$, les lignes isothermes se modifient et finissent par adopter la forme d'un champignon. La distribution de la température est décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide. Le sens de la déformation des isothermes est conforme au sens de rotation des lignes de courant. En régime laminaire, on peut dire que, sous l'action du mouvement des particules qui décollent de la paroi chaude au niveau de l'axe de symétrie, les lignes isothermes se « voûtent » et s'éloignent de la paroi horizontale. Les valeurs des fonctions de courant augmentent ce qui signifie que la convection s'intensifie. L'augmentation du nombre de Rayleigh intensifie la convection : les nœuds supérieurs se renforcent et commencent à se fondre alors avec ceux inférieurs comme l'illustre la figure à $\delta = 0^\circ$.

Dans le cas de la cavité horizontale ($\delta = 0^\circ$) qui représente une symétrie par rapport à son axe vertical, parmi les résultats obtenus par A. Bouras et al. [33], la structure d'écoulement est formée par deux cellules symétriques et un champ de température sous forme de panache vertical lorsque le nombre de Rayleigh est modéré de l'ordre de 10^5 .

Lorsque la cavité est inclinée, la structure d'écoulement symétrique du cas de la cavité horizontale est rapidement déstabilisée avec la dominance d'une cellule. Si la cavité est inclinée vers la gauche, la cellule gauche se développe en occupant presque la totalité de la cavité, par contre la cellule droite se rétrécit au fur et à mesure que l'angle d'inclinaison de la cavité augmente.

Les particules au milieu de la cavité ainsi qu'au niveau de la petite cellule restent immobiles. L'inclinaison de la paroi inférieure vers le haut favorise l'accélération des particules de la cellule de gauche qui se déplacent dans le sens contraire de l'aiguille d'une montre et ralentit les particules de la cellule droite qui se déplacent dans le sens des aiguilles d'une montre ce qui provoque son rétrécissement. Concernant la distribution de la température qui reste dominé par la cellule convective, on constate un gradient de température faible au milieu de la cavité à cause de l'immobilité des particules au centre de la cellule, par contre, sur la partie droite de la paroi demi-elliptique et au niveau de la paroi plane (paroi chaude), le gradient de température reste plus intense (Figures 4.1c et 4.1d).

Pour évaluer l'effet de l'influence de l'inclinaison de la cavité sur la structure de l'écoulement, nous avons choisi le plus faible angle d'inclinaison $\delta=1^\circ$ et nous avons imposé des conditions initiales symétriques (c'est à dire des températures et des vitesses nulles dans toute la cavité). La structure d'écoulement pratiquement symétrique se développe de la même façon que dans le cas d'une cavité horizontale ($\delta=0^\circ$), les particules du fluide s'écoulent vers le bas au niveau de la paroi elliptique et remontent vers le haut au milieu de la cavité après avoir longé la paroi inférieure. Il est évident que la paroi chaude qui est inclinée vers le haut du côté droit serait favorable aux particules qui se déplacent vers la droite, ce qui n'est pas le cas de la cellule droite dont le mouvement est celui des aiguilles d'une montre ce qui provoquera son ralentissement. En effet on remarque qu'à l'angle $\delta \geq 9^\circ$, la cellule droite n'occupe que 1/3 de la cavité. Ce rétrécissement de la cellule continue lorsque l'angle d'inclinaison augmente. Dans ce cas, la structure ne varie plus et elle est représentée par une cellule dominante accélérée occupant toute la cavité avec une faible zone immobile à la droite de la cavité, représentant environ 10% du volume de la cavité. Pour la distribution de la température, nous constatons un champ de température sous forme de panache symétrique avec un gradient de température faible au centre de la cavité et des gradients intenses au sommet de la cavité et sur les côtés de la paroi inférieure. Cette distribution de température est conservée par sa forme mais elle se déplace vers la droite au fur et à mesure qu'on augmente l'angle d'inclinaison. On constate que la paroi elliptique est soumise à un gradient de température intense sur le 1/3 droit de sa surface et un gradient de température faible sur le reste de la surface.

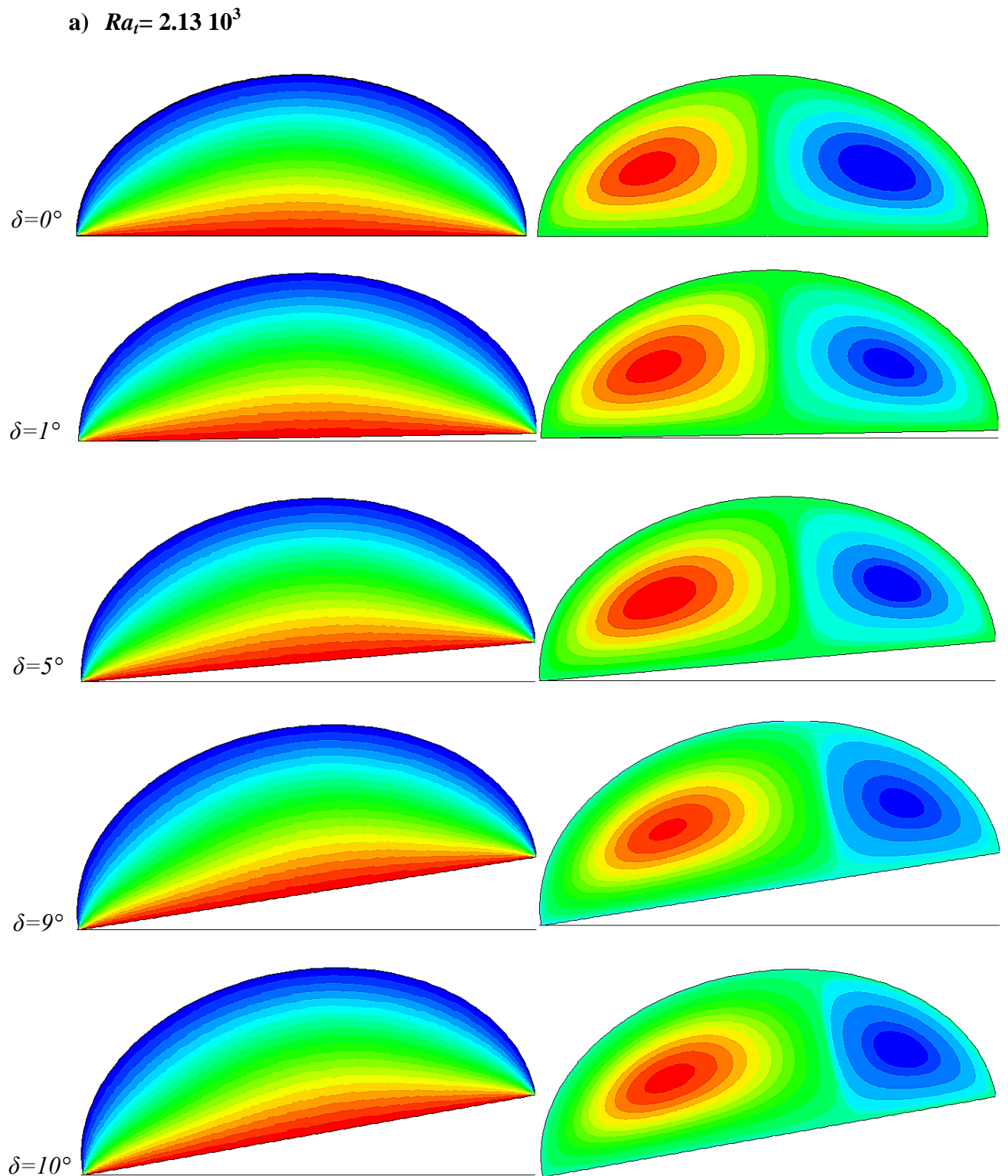


Fig. 4.1a. Isothermes et lignes de courants pour différents angles à $Ra_f = 2.13 \cdot 10^3$

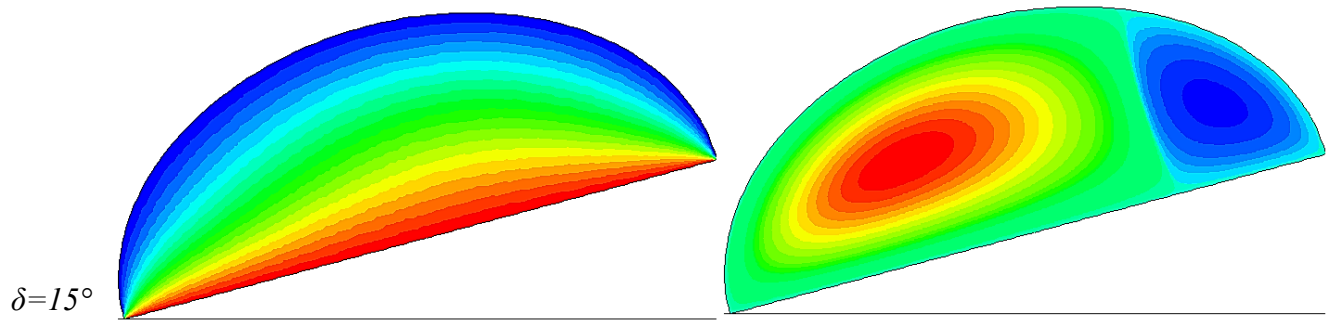


Fig. 4.1a. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_t = 2.13 \cdot 10^3$

(Suite)

b) $Ra_t = 2.13 \cdot 10^4$

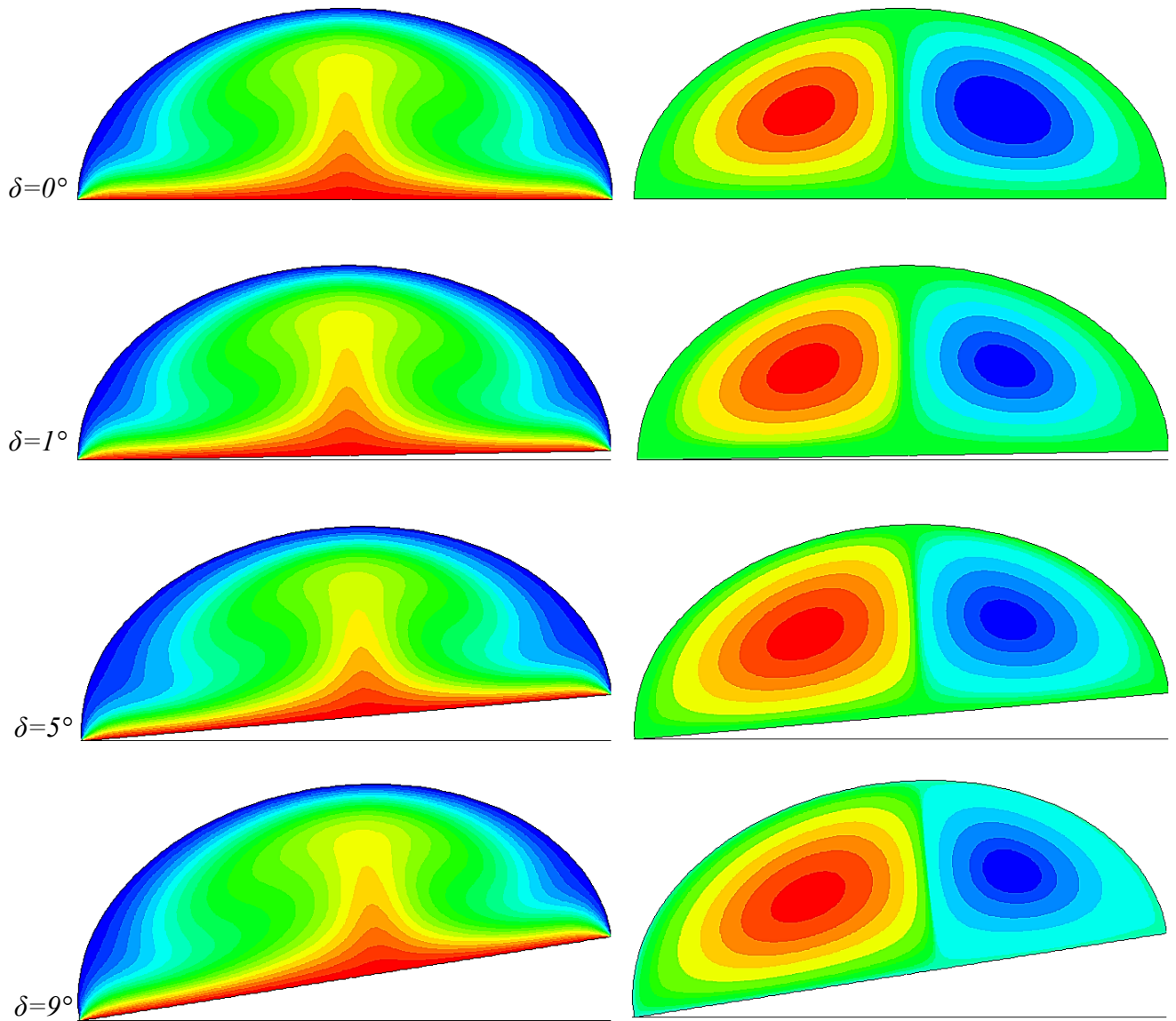


Fig. 4.1b. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_t = 2.13 \cdot 10^4$

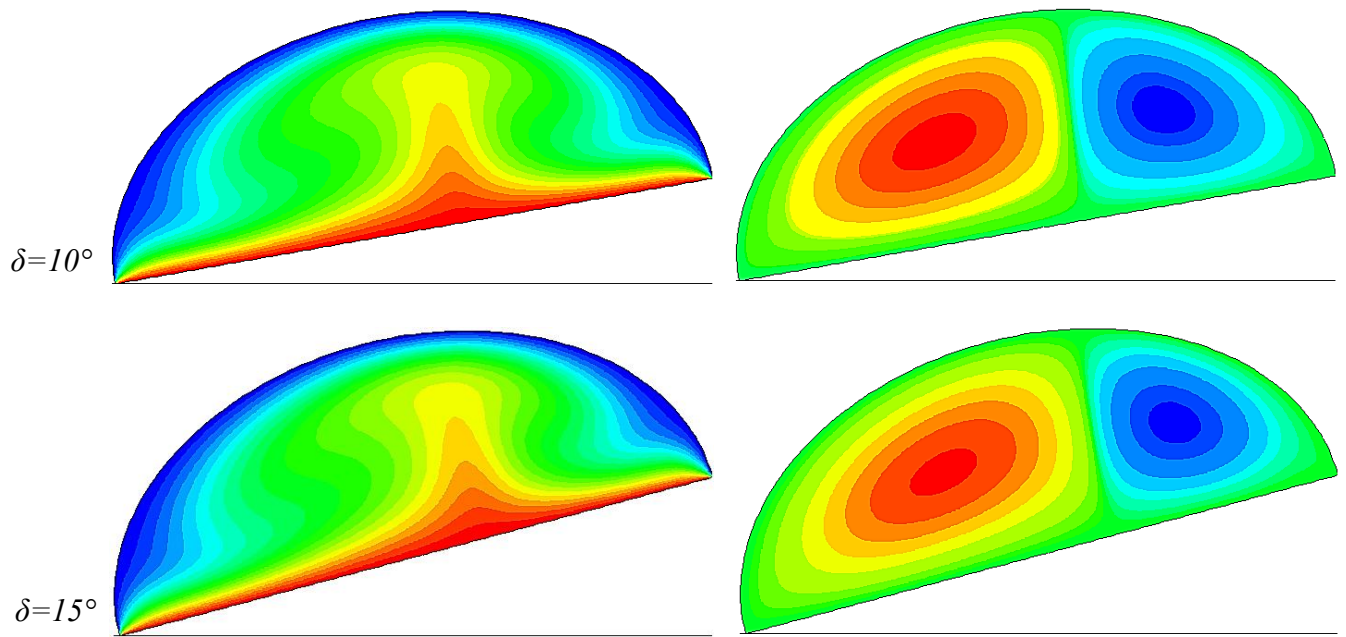


Fig. 4.1b. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_t=2.13 \cdot 10^4$

(Suite)

c) $Ra_t=2.13 \cdot 10^5$

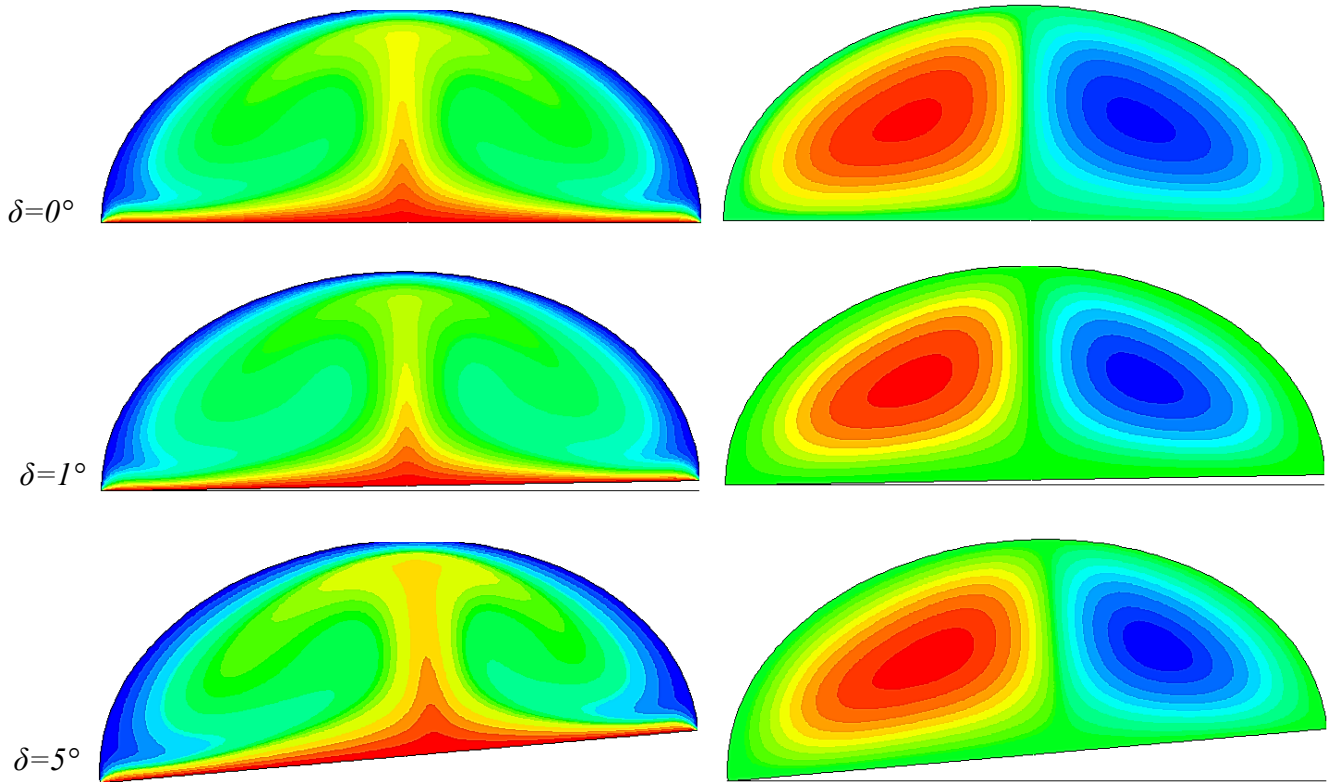


Fig. 4.1c. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_t=2.13 \cdot 10^5$

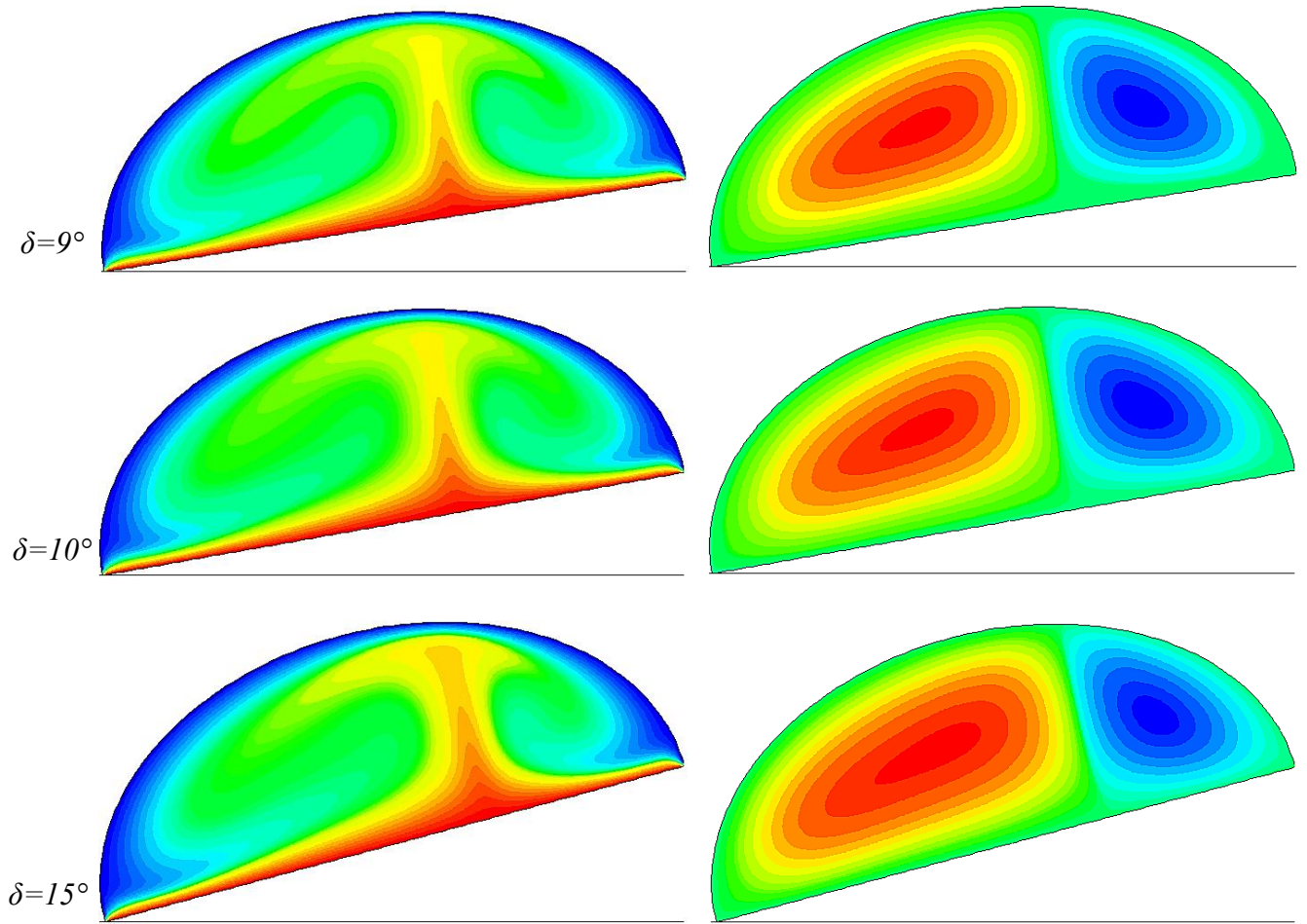


Fig. 4.1c. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_\tau = 2.13 \cdot 10^5$

(Suite)

d) $Ra_\tau = 10^6$

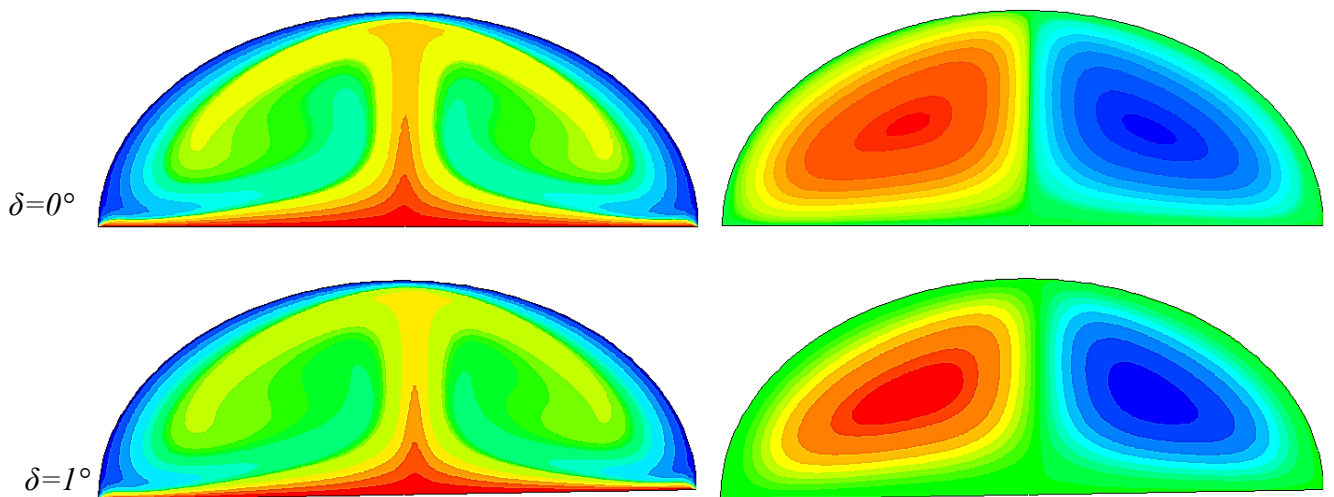


Fig. 4.1d. Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_\tau = 10^6$

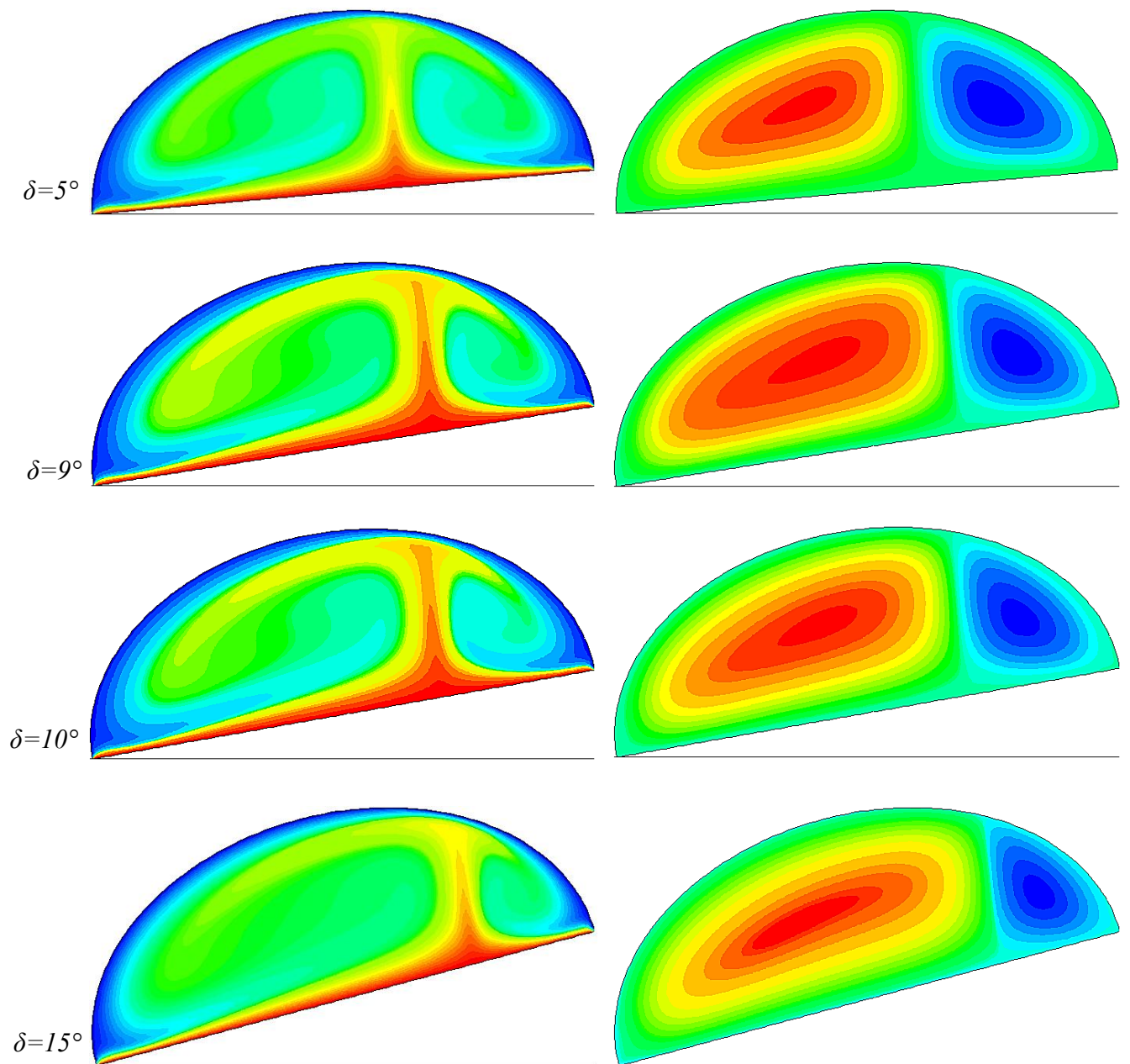


Fig. 4.1d Isothermes et lignes de courants pour différentes angles d'inclinaisons à $Ra_t= 10^6$
(Suite)

4.1.2 Nombres de Nusselt locaux

4.1.2.1. Variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude

La figure 4.2 illustre l'évolution du nombre de Nusselt local sur la paroi inférieure (paroi chaude), et nous permette de remarquer qu'avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la valeur du nombre de Nusselt local augmente, ce qui est évident.

La variation du nombre de Nusselt local montre l'existence deux valeurs maximas correspondant respectivement les deux coins inférieur commun entre les deux parois (taux de transfert de chaleur est important), et le minimum se situe au centre de la paroi inférieure pour $\delta=0^\circ$ ensuite se déplace vers la droite quand l'angle d'inclinaison augmente.

Nous remarquons aussi que lorsque l'angle d'inclinaison α est augmenté :

- la valeur maximale du nombre du Nusselt augmentée
- quand l'angle de l'inclinaison augmente la valeur de nombre de Nusselt dans le côté gauche est important que le côté droit.

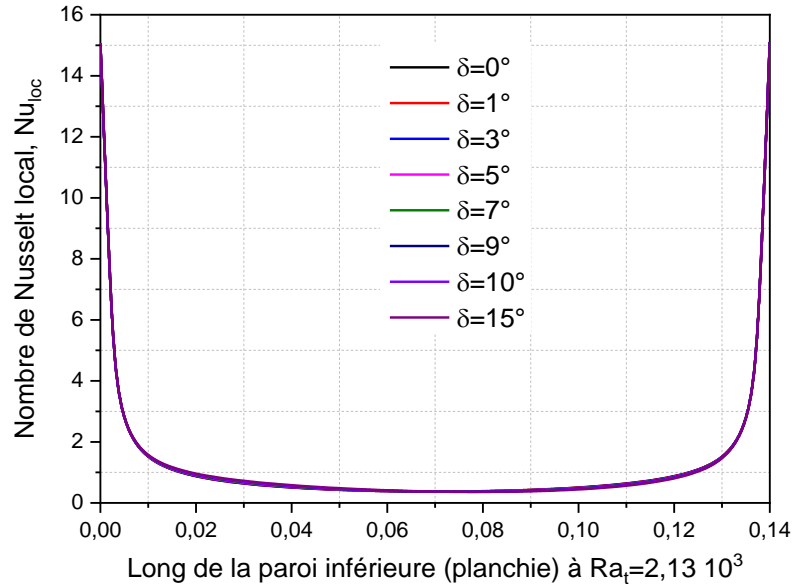


Fig. 4.2. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude pour différentes nombre de Rayleigh thermique

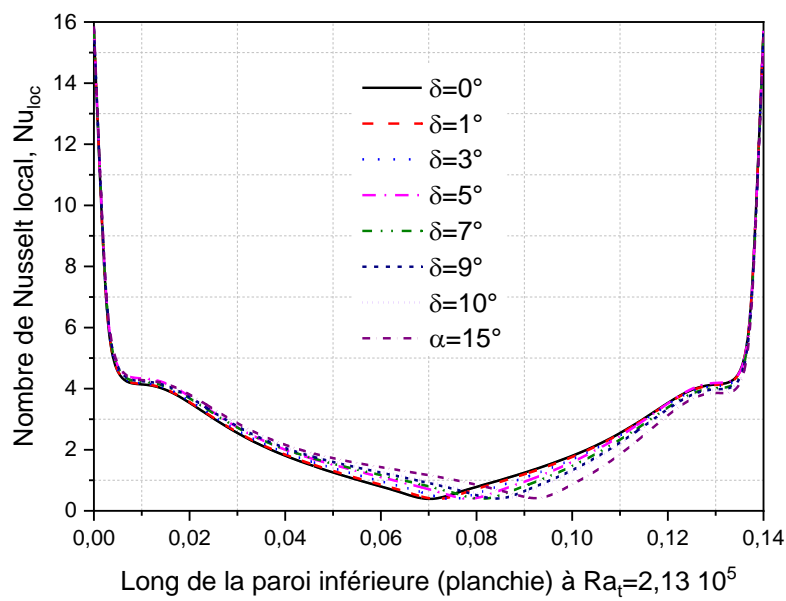
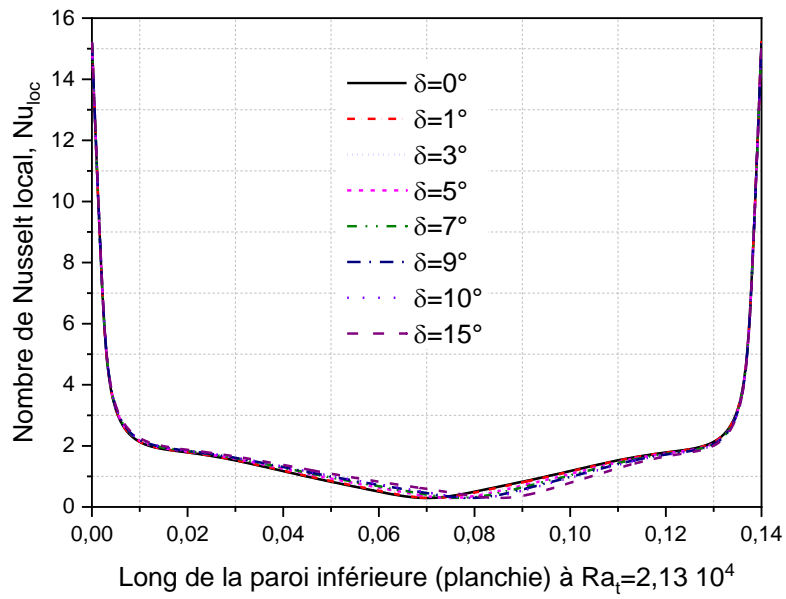


Fig. 4.2. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude pour différentes nombre de Rayleigh thermique. (Suite)

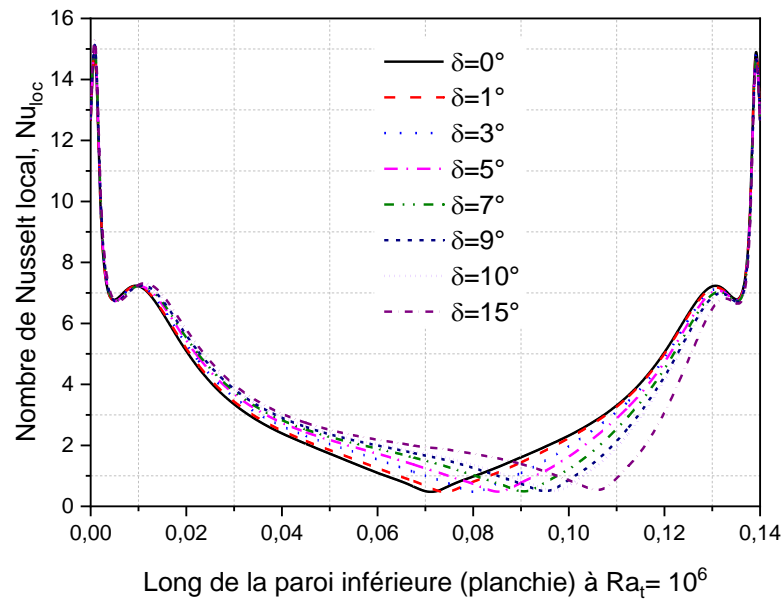


Fig. 4.2. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude pour différentes nombre de Rayleigh thermique. (Suite)

4.1.2.2. Variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi froide

Nous déterminons les nombres de Nusselt locaux dont les variations le long des parois sont étroitement liées aux distributions des isothermes et des isocourants.

Les figures 4.3, illustrent la variation du nombre de Nusselt local sur la paroi demi-elliptique supérieure, et nous permettent de remarquer qu'avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la valeur du nombre de Nusselt local augmente.

Examinons la figure 4.3 qui représente la courbe de variation de nombre de Nusselt local Nu_e le long de la paroi supérieure. On voit, par exemple sur cette figure pour ($\delta=0^\circ$), que Nu_e est maximum dans la région sommitale et au extrêmes de demi-ellipse où le fluide est pratiquement immobile. Ensuite la valeur maximale se déplace vers la droite quand l'angle d'inclinaison augmente.

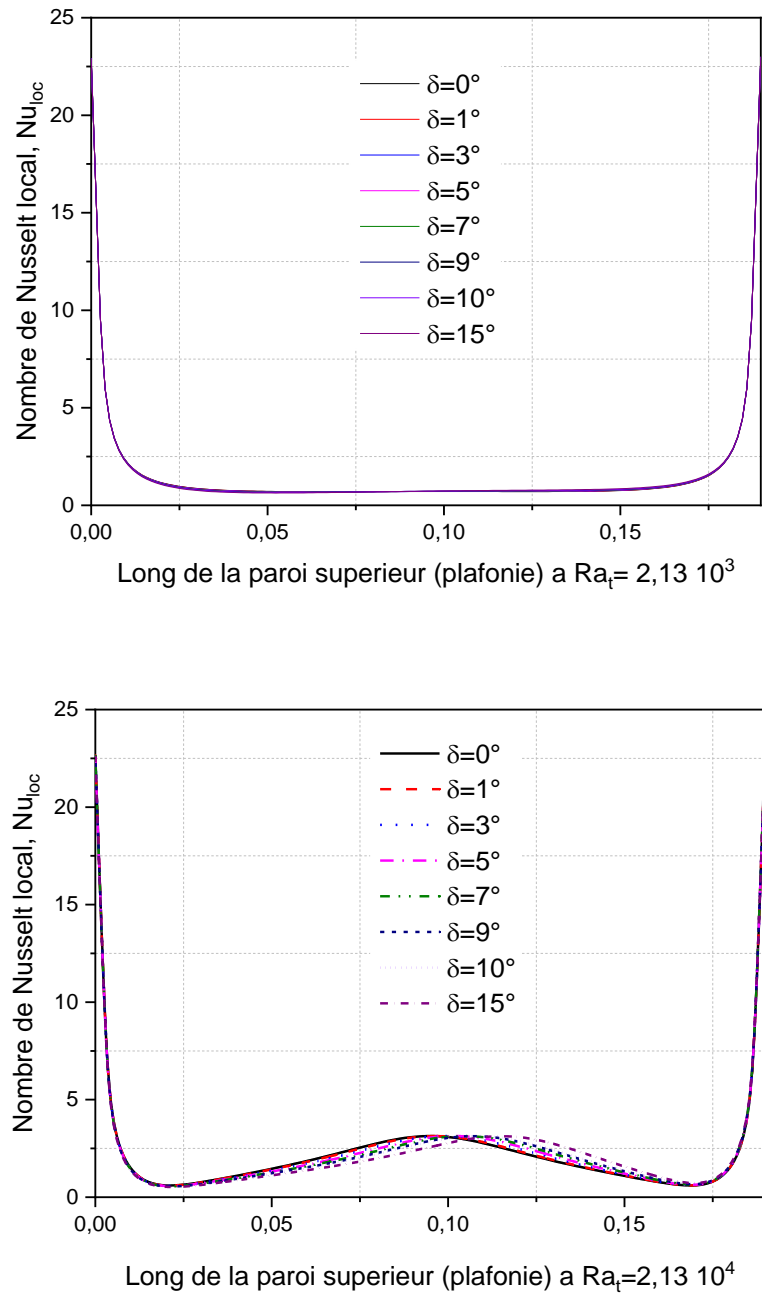


Fig. 4.3. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi froide pour différentes nombre de Rayleigh thermique.

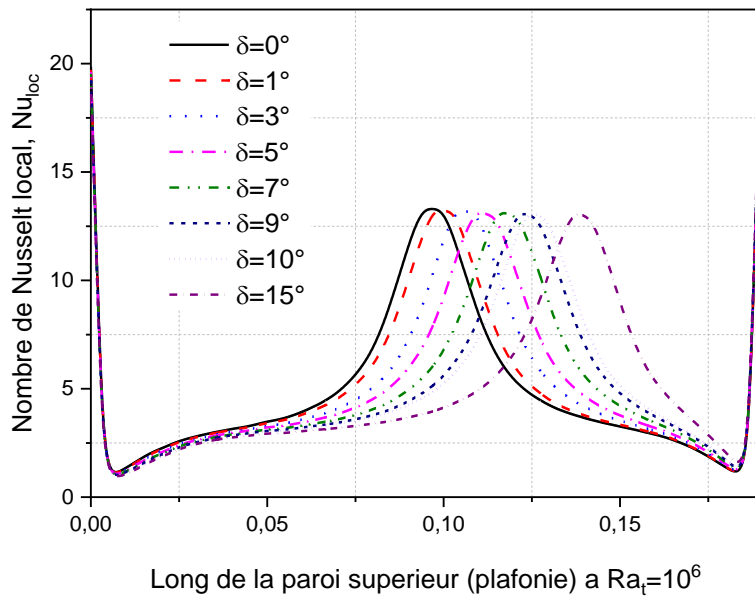
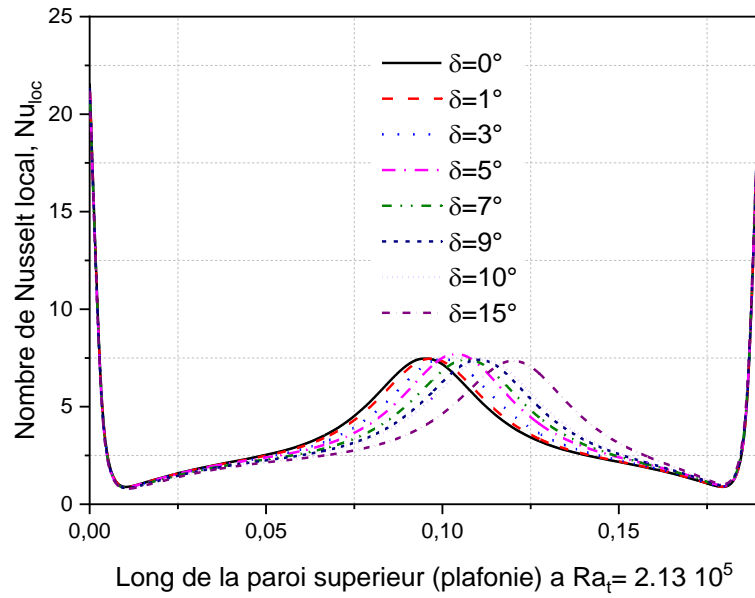


Fig. 4.3. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi froide pour différentes nombre de Rayleigh thermique. (Suite)

4.1.2.3 Variation des nombres de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh

D'après les figures 4.1c et 4.1d le champ de température ne varie pas d'une façon considérable lorsque l'angle d'inclinaison varie, ce qui explique l'allure de la variation des nombres de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh Figure 4.4 qui sont presque regroupés autour d'une seule droite, alors que dans le cas de la cavité horizontale la variation du nombre de Nusselt est bien isolé avec des valeurs supérieures par rapport aux cavités inclinées, car cette dernière présente deux tourbillons d'écoulement, ce qui favorise le transfert thermique par rapport aux cavités inclinées.

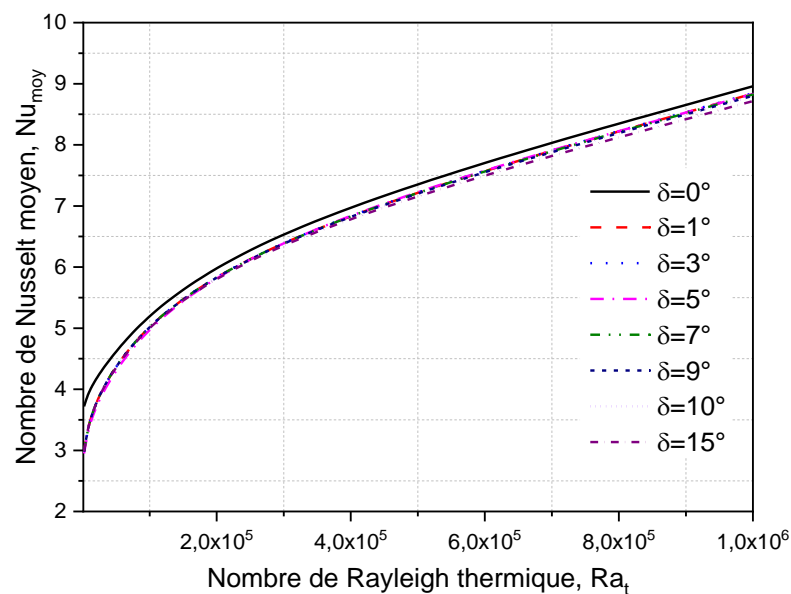


Fig. 4.4. Variation des nombres de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh

4.2. Effet de l'angle d'inclinaison sur le taux de transfert

La figure 4.5 présente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'inclinaison, on constate que le transfert de chaleur est pratiquement similaire entre les faibles inclinaisons et les fortes inclinaisons, par contre le transfert de chaleur reste le plus important pour la cavité horizontale ($\delta=0^\circ$).

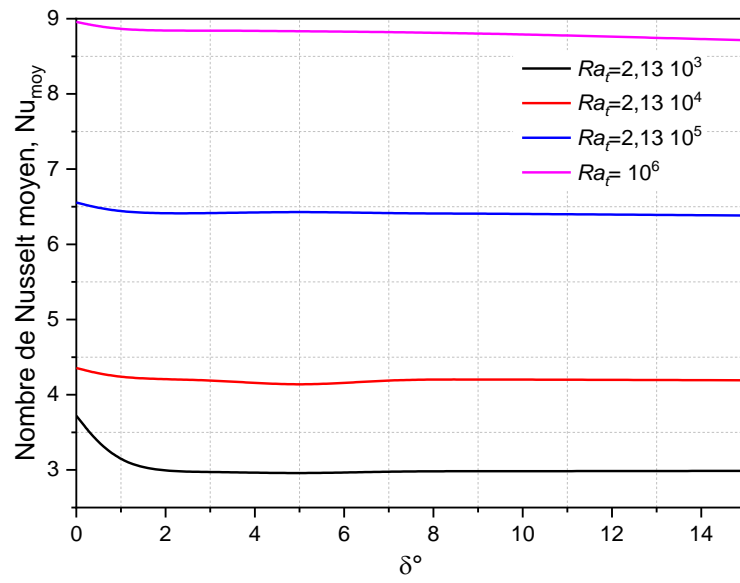


Fig 4.5 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'inclinaison de la cavité.

Conclusion générale

Nous avons présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité demi-elliptique fermée remplie par un fluide newtonien de propriétés thermodynamiques constantes à l'exception de la densité qui varie avec la température selon l'approximation de Boussinesq. Les équations de transport pour un fluide newtonien sont discrétisées par la méthode des volumes finies et sont résolues numériquement en utilisant un code CFD. Pour déterminer les champs de température, la distribution de la fonction de courant au sein du fluide, ainsi que les nombres adimensionnels de Nusselt locale, en fonction des grandeurs caractérisant l'état du système.

Les résultats montrent que le mode de conduction est prédominant dans le transfert de chaleur tant que le nombre de Rayleigh n'est pas élevé, mais avec l'augmentation du Rayleigh nous remarquons une naissance d'une couche limite qui devient de plus en plus mince, qui montre la présence de la convection donc l'augmentation du nombre de Rayleigh induisant un passage d'un mode de conduction en un mode de convection.

L'effet de l'influence de l'inclinaison de la cavité sur la structure de l'écoulement, pour une un faible angle d'inclinaison avec des conditions initiales symétriques (c'est à dire des températures et des vitesses nulles dans toute la cavité). La structure d'écoulement pratiquement symétrique se développe de la même façon que dans le cas d'une cavité horizontale ($\delta=0^\circ$), les particules du fluide s'écoulent vers le bas au niveau de la paroi elliptique et remonte vers le haut au milieu de la cavité après avoir longé la paroi inférieure

Il est évident que la paroi chaude qui est inclinée vers le haut du côté droit serait favorable aux particules qui se déplacent vers la droite, ce qui n'est pas le cas de la cellule droite dont le mouvement est celui des aiguilles d'une montre ce qui provoquera son ralentissement. Quand l'angle d'inclinaison est important, la cellule droite n'occupe que 1/3 de la cavité. Ce rétrécissement de la cellule continue lorsque l'angle d'inclinaison augmente. Dans ce cas, la structure ne varie plus et elle est représentée par une cellule dominante accélérée occupant toute la cavité avec une faible zone immobile à la droite de la cavité, représentant environ 10% du volume de la cavité. Pour la distribution de la température, nous constatons un champ de température sous forme de panache symétrique avec un gradient de température faible au centre de la cavité et des gradients intenses au sommet de la cavité et sur les côtés de la paroi inférieure. Cette distribution de température est conservée par sa forme mais elle se déplace vers la droite au fur et à mesure qu'on augmente l'angle d'inclinaison.

Sur la paroi chaude, nous remarquons aussi que lorsque l'angle d'inclinaison δ est augmenté :

- la valeur maximale du nombre de Nusselt augmentée
- quand l'angle de l'inclinaison augmente la valeur de nombre de Nusselt dans le côté gauche est important que le côté droit.

Sur la paroi froide, on voit, que Nu_e est maximum dans la région sommitale et aux extrêmes de demi-ellipse où le fluide est pratiquement immobile. Ensuite la valeur maximale se déplace vers la droite quand l'angle d'inclinaison augmente.

Dans cette étude nous avons pu montrer le comportement des structures d'écoulement et du champ de température dans une cavité demi-elliptique lorsqu'elle est inclinée en présence d'un gradient de température vertical. On a pu voir que l'inclinaison de la cavité même de faible valeur déstabilise facilement et complètement la structure de l'écoulement et le champ de température. La structure multicellulaire disparaît lorsque la cavité est parfaitement horizontale (2 cellules) pour laisser la place à une structure unicellulaire antisymétrique par rapport au centre de la cavité c'est-à-dire les stratifications thermiques se développent d'une façon similaire lorsque la cavité demi-elliptique est horizontale ($\delta=0^\circ$). Les résultats de l'analyse numérique mènent à la conclusion suivante, le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Pour ce qui est des perspectives qu'on peut envisager comme suite logique à ce travail, on peut citer:

- L'étude d'un écoulement en 3D.
- Pour la plus faible valeur de l'angle d'inclinaison nous avons obtenus presque la même allure de la structure d'écoulement et le champ de température, ce qui nécessite à étudier l'évolution de l'écoulement en régime instationnaire pour observer le comportement de la convection naturelle au cours du temps.
- L'étude d'un écoulement en régime turbulent.
- Applications d'autres conditions pariétales thermiques et massiques.

.References

- [1] G. D. V. Davis, "Laminar natural convection in an enclosed square cavity". *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 11, pp. 1675-1693. (1993).
- [2] H. Salmun, "Convection patterns in a triangular domain", *Int. J. Heat and Mass Transfer*. Vol. 22, pp. 351-361. (1989).
- [3] S.W.Lam, R. Gani and J. Symons, "Experimental and numerical studies of natural convection in trapezoidal cavities", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 372-377. (1989).
- [4] M. Benyamine, B. Draoui and T. Boulard,"Natural convection in transient regime of moon-span greenhouse no cultivated and heated by the stoking flux", *Colloque annuel de la société Française des Thermiciens*. pp. 632-647. (1993).
- [5] P. K. Bose, D. Sen, R. Panua and A. K. Das, "Numerical Analysis of Laminar Natural Convection in a Quadrantal Cavity with a Solid Adiabatic Fin Attached to the Hot Vertical Wall, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 6, No. 4, pp. 501-510, (2013).
- [6] O, Aydin, and G. Yesiloz, "Natural Convection in a Quadrantal Cavity Heated and Cooled on Adjacent Walls", *J. Heat Transfer*, Vol. 133, (05250), pp. 1–7. (2011).
- [7] O, Aydin, and G. Yesiloz, " Natural Convection in an inclined Quadrantal Cavity Heated and Cooled on Adjacent Walls", *Exp. Therm. Fluid Sci*, Vol. 35, pp. 1169– 1176. (2011).
- [8] K.C. Karki and P.S. Sathyamurthy", *Laminar mixed convection in a horizontal semi-circular duct with axially*", *Int. J. Heat and Mass Transfer*. Vol.25, pp. 171-189, (1994).

- [9] M.A. Khiat, N. RETIEL et L. ADJLOUT. « Etude numérique de la convection thermosolutale dans une cavité demi-cylindrique horizontale ». Thèse de Magister, Univ. Mostaganem. Algérie. (2003)
- [10] Abdelkarim Bouras, Djedid Taloub, Abdelhadi Beghidja, Zied Driss. Laminar Natural Convection Study in a Horizontal Half- Elliptical Enclosure Using Heater on Horizontal Wall, Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, Vol. 53, Issue 2, pp. 223-233. (2019).
- [11] J. Crabol, livre, transfert de chaleur tome 1 – les principes.
- [12] Sophie Mergui, livre, Transferts thermiques.
- [13] N. Errien, livre, Transfert thermique, Faculté des Sciences. Département de Physique. Université du Maine.
- [14] I. Kélibia . Convection thermique. Département génie des procédés. 2015/2016.
- [15] S. Bories, M. Prat, Transferts de chaleur dans les milieux poreux. Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse.
- [16] S. Hicham. Etude numérique de la convection naturelle dans les enceintes: Nanofluide. Thèse doctorat. (2015).
- [17] A. Giovannini et B.Bedat livre, Transfert de chaleur, Cépadués - Edition.
- [18] S. Bories, A. Mojtabi, M. Prat et M. Quintard, Transferts de chaleur dans les milieux poreux Conduction, convection, rayonnement ». Techniques de l'Ingénieur,8250 (2008).
- [19] O. Aydin, A. Unal, T. Ayhan. A numerical study on buoyancy-driven flow in an inclined square enclosure heated

and cooled on adjacent walls. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications An International Journal of Computation and Methodology. 36 (6), 585-599.585-599, (2010).

- [20] M. Rahman, M. A. R. Sharif. A numerical study of laminaire natural convection in inclined rectangular enclosures of various aspect rations. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications. An International Journal of Computation and Methodology. 44 (4), 355-373, (2011).
- [21] Q. H. Deng, J.J. Chang. Natural convection in a rectangular enclosure with sinusoidal temperature distributions on both side walls. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications An International Journal of Computation and Methodology. 54(5), 507-524, (2008).
- [22] I. E. Sarris , I. Lekakis, N. S. Vlachos. Natural convection in a 2D enclosure with sinusoidal upper wall temperature. Numerical Heat Transfer, Part A: ApplicationsAn International Journal of Computation and Methodology. 42 (5), 513-530, (2010).
- [23] H.F. Oztopa, Y . Varol, A. Koca, M. Firatd. Experimental and numerical analysis of buoyancy-induced flow in inclined triangular enclosures. International Communications in Heat and Mass Transfer. 39 (8), 1237- 1244, (2012).
- [24] R.A. Ram, S. Kaluri, T. Basak. Heat line based thermal management for natural convection within rightangled porous triangular enclosures with various thermal conditions of walls. Energy. 36 (8), 4879- 4896, (2011).
- [25] M. Jawad, K. E. R. Witold, M.Lewandowski. Natural convective heat-transfers from an isothermal horizontal hemispherical cavity. Applied Energy. 73 (3-4), 261-275, (2002).

- [26] A. Baïria, J.M.G. de Maríab. Numerical and experimental study of steady state free convection generated by constant heat flux in tilted hemispherical cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 66, 355-365, (2013).
- [27] Saber.H. Hamed, L. Abdelaziz. Convective heat transfer in hemispherical cavities with planar inner surfaces. *ASHRAE Transactions*, 117 (2), 713-724, (2011).
- [28] N. Retiel and al. Effect of the slope on the natural convection in an half-cylindrical cavity, 12èmes Journées Internationales de Thermique. Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005.
- [29] A. BOURAS, Dj, TALOUB, A. BEGHIDJA, Z, Driss. Laminar Natural Convection Study in a Horizontal HalfElliptical Enclosure Using Heater on Horizontal Wall, *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 53 (2), 223-233, (2019).
- [30] Chow W.L, Rhie C.M. Numerical study of the turbulent past an airfoil with trailing edge separation. *American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA journal)*. Vol. 21, pp. 1525-1532. (1983).
- [31] Patankar S, Spalding D. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *Int. J. heat and Mass transfer*. Vol. 15, pp. 1787-1806. (1972).
- [32] Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences. McGraw-Hill, New-York. (1980).
- [33] Abdelkarim Bouras, Djedid Taloub, Abdelhadi Beghidja, Zied Driss. Laminar Natural Convection Study in a Horizontal Half- Elliptical Enclosure Using Heater on Horizontal Wall, *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, Vol. 53, Issue 2, pp. 223-233. (2019).

Résumé

Une étude numérique de la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans une cavité demi-elliptique inclinée, qui représente une continuation des travaux de A. Bouras et al, nous avons étudié l'influence de l'inclinaison de la cavité en faisant varier l'angle δ entre 0° , qui correspond à la cavité horizontale, et qui a été étudié par A. Bouras et al, jusqu'à 15° . Pour chaque valeur de δ nous avons varié le nombre de Rayleigh de $2.13 \cdot 10^3$ à 10^6 . Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. En se basant sur l'approximation de Boussinesq. Les deux parois inférieure et supérieure sont maintenues à une température constante. L'intérêt de cette étude c'est de voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Ces résultats peuvent être exploités dans les serres agricoles de forme demi-elliptique qui repose sur des sols inclinés. Nous avons choisi un nombre de Prandtl $Pr=0.7$ qui correspond à l'air.

Mots clés: convection naturelle, nombre de Rayleigh thermique, l'approximation de Boussinesq, cavité demi-elliptique.

Abstract

A numerical study of the natural convection of steady-state laminar heat transfer in an inclined semi-elliptic cavity, a continuation work of Bouras et al. We have studied the influence of the inclination of the cavity by varying the angle δ between 0° , which corresponds to the horizontal cavity, which has been studied by A. Bouras et al, up to 15° . For each value of δ we varied the Rayleigh number from $2.13 \cdot 10^3$ to 10^6 . The system of equations governing the problem has been solved numerically by the Fluent calculation code based on the finite volume method. Based on the Boussinesq approximation. The bottom and top walls are maintained at a constant temperature. The interest of this study is to see the influence of the inclination of the half-elliptical cavity on the structure of the flow and the temperature distribution. These results can be exploited in semi-elliptical greenhouses that rely on inclined soils. We chose a Prandtl number $Pr = 0.7$ which corresponds to the air.

Keywords: natural convection, thermal Rayleigh number, Boussinesq approximation, half-elliptical cavity.

ملخص :

دراسة عددية للحمل الطبيعي للنقل الحراري للحالة المستقرة في تجويف شبه إهليلجي مائل، تكملتها أعمال بوراس. لقد درسنا تأثير ميل التجويف من خلال تغيير الزاوية δ بين 0 درجة، والتي تتوافق مع التجويف الأفقي، والتي درسها بوراس، حتى 15 درجة. لكل قيمة δ قمنا بتغيير العدد راييلي من $2.13 \cdot 10^3$ إلى 10^6 . تم حل نظام المعادلات التي تحكم مشكلة عددياً من قبل البرنامج جيد CFD على أساس أسلوب حجم محدود. استناداً إلى تقريب بويسناسك. يتم الحفاظ على كل من الجدران السفلية والعلوية في درجة حرارة ثابتة.

الهدف من هذه الدراسة هو معرفة تأثير ميل التجويف النصف إهليلجي على بنية التدفق وتوزيع درجة الحرارة. يمكن استغلال هذه النتائج في البيوت البلاستيكية النصف إهليلجي التي تعتمد على التربة المائلة. اخترنا عدد $Pr = 0.7$ الذي يتوافق مع الهواء.

الكلمات المفتاحية

حمل حراري طبيعي، عدد راييلي حراري، تقريبات بويسناسك، النصف إهليلجي.