



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
La République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'Enseignement Supérieur & la Recherche Scientifique



جامعة محمد الحميد بن باديس - مستغانم
Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem

كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie

قسم المهندسة الميكانيكية
Département Génie Mécanique

N° d'ordre : M...../GM/2021

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTERACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**...Simulation numérique de la convection naturelle
laminaire dans un réservoir cylindrique avec une paroi
chauffée partiellement**

Présenté par :

- ❖ MORTET ISSAM
- ❖ MOUSSA NOUR EDDINE

Soutenu le 11/07/2021 devant le jury composé de :

Président	Dr. A. GUERMAT.....	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. A. KHALDI.....	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr.B. OULD SAID.....	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2020 / 2021

Remerciements

Nous remercions tout d'abord Dieu de nous avoir donné la force et la patience pour finir ce mémoire.

On voudrait d'abord présenter toute notre gratitude et nos sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la réalisation de ce travail, notamment :

Notre encadreur Dr. B. OULD SAID, pour ses conseils judicieux durant toute la période de notre travail. Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude.

Nous remercions Mr. A. GUERMAT et Mr. A. KHALDI qui m'a fait l'honneur d'accepter le membre de jury

On tient aussi à lui exprimer notre reconnaissance pour les conseils fructueux qu'il nous a prodigués, pour l'aide et le soutien qu'il nous a manifesté dans l'accomplissement de ce travail.

Nous tenons à exprimer une profonde gratitude au Dr. A. Flitti, qui nous a aidés dans ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à nos familles qui nous ont encouragés durant nos études.

Nous remercions tous nos enseignants qui ont contribué à notre formation.

Tout le personnel de l'Université ABDELHAMID IBN BADIS MOSTAGANEM

Enfin, on désire remercier nos amis et toutes les personnes qui nous ont aidés à la réalisation de ce travail.

ملخص

هدف من عملنا الى النمذجة العددية للتدفق الحراري الطبيعي لسائل الغاز الطبيعي المسال في الخزان تخزين أسطوانتي رأسي يتم تسخينه في الجزء السفلي بمصدر حرارة مرسوم ومبرد في الجزء العلوي. يتم تجميع كل هذه المعلمات في عدة أرقام بدون أبعاد: رقم رايلي وعدد برونند ونسبة العرض الى الارتفاع ϵ للحاوية. يتم حل معادلات الحفظ للكتلة والزخم والطاقة التي تحاكي نقل الحرارة بالحمل الطبيعي في الهندسة الأسطوانية بواسطة برنامج "بطلاقة" وهو رمز تجاري يعتمد على طريقة الحجم المنتهية. تم الحصول على النتائج لعدة قيم لرقم رايلي تتراوح بين 10^3 و 10^6 لقيم مختلفة لنسبة العرض الى الارتفاع. يتم تمثيل هذه النتائج كتوزيع درجة الحرارة وخطوط التيار في التجويف. يتم تحديد انتقال الحرارة عبر الجدار النشط من خلال تحليل التباين في رقم نسلت كدالة لرقم رايلي.

الكلمات المفتاحية: غاز الميثان، الحمل الحراري الطبيعي، التجويف الأسطوانية، تخزين الغاز الطبيعي المسال.

Résumé

Notre travail a pour objectif la modélisation numérique de l'écoulement naturelle convectif de liquide GNL dans un réservoir de stockage cylindrique verticale chauffée dans la partie inférieure avec une source de chaleur décroît et refroidie dans la partie supérieure. L'ensemble de ces paramètres sont regroupés en plusieurs nombres adimensionnels : nombre de Rayleigh Ra, nombre de Prandtl Pr et le rapport de forme ϵ de l'enceinte. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie qui simule le transfert thermique par convection naturelle dans une géométrie cylindrique est résolu par le logiciel CFD "fluent" qui est un code commercial basé sur la méthode des volumes finis. Des résultats sont obtenus pour plusieurs valeurs du le nombre de Rayleigh variant entre 10^3 et 10^6 pour différentes valeur du rapport de forme ϵ . Ces résultats sont représentés sous forme de distribution de température et les lignes de courant dans la cavité. Le transfert de chaleur à travers la paroi active est déterminé en analysant la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh.

Les mots clés : gaz de Méthane, convection naturelle, cavité cylindrique, stockage de GNL.

Abstract

Our work aims at the numerical modeling of the natural convective flow of LNG liquid in a vertical cylindrical storage tank Heated in the lower part with a heat source decreed and cooled in the upper part. All of these parameters are grouped into several dimensionless numbers: Rayleigh number Ra, Prandtl number Pr and the aspect ratio ϵ of the enclosure. The conservation equations for mass, momentum and energy, which simulates heat transfer by natural convection in cylindrical geometry, is solved by "fluent" CFD software which is a

commercial code based on the volume method finished. Results are obtained for several values of the Rayleigh number varying between 10^3 and 10^6 for different values of the aspect ratio ε . These results are represented as temperature distribution and current lines in the cavity. The heat transfer through the active wall is determined by analyzing the variation of the Nusselt number as a function of the Rayleigh number.

The key words: Methane gas, natural convection, cylindrical cavity, LNG storage.

Sommaire

Introduction Générale	1
Chapitre I : Etude bibliographique	[3 - 10]
I.1. Introduction	3
I.2. Convection Naturelle	3
I.3. Cavité Carr� et Rectangulaires	4
I.4. Cavité Cylindrique	6
I.5. Réservoirs de Stockage	7
I.6. Stockage de GNL	9
I.7. Evaporation de GNL	9
Chapitre II : Modélisation Mathématique	[11 – 15]
II.1. Introduction	11
II.2. Description de Problème	11
II.3. Equation Générale	12
II.3.1. Equation de Continuité	12
II.3.2. Equation de Quantité de Mouvement	12
II.3.3. Equation de Conservation d'énergie	12
II.4. Hypothèses Simplificatrices	13
II.5. Approximation de Boussinesq	13
II.6. Equation de Problème	14
II.6.1. Equation de Continuité	14
II.6.2. Equation de Quantité de Mouvement	14
II.6.3. Equation de Conservation d'énergie	14
II.7. Les Condition aux Limites	14
II.8. Transfert de chaleur	15

II.9. Conclusion	15
Chapitre III : Présentation du code de calcul	[16 – 21]
III.1. Introduction	16
III.2. Les étapes à suivre pour la simulation numérique	16
III.3. Présentation de Gambit	16
III.3.1 Gambit	16
III.3.2. Maillage sous Gambit	17
III.4. Implémentation sous Fluent	18
III.4.1. Présentation de Fluent	18
III.4.2. Procédure sous Fluent	19
III.4.2.1. Simple Précisions ou Double Précisions	19
III.4.2.2. Choix de Formulation Solveur	19
III.4.2.3 Schémas de Discrétisation	20
III.4.2.4 Choix de Schémas D'interpolation de la pression	20
III.5. Résolution Numérique	20
III.5.1.Création de la géométrie et du maillage sous Gambit	20
III.5.2. Convergence du code	21
III.6. Conclusion	21
Chapitre IV : Résultats et Discussions	[22 – 36]
IV.1. Introduction	22
IV.2. Validation des Résultats	22
IV.3. Résultats et discussion	24
IV.3.1. Effet de nombre Rayleigh	24
IV.3.2. Effet de rapport de forme ϵ	29
IV.4. Conclusion	36
Conclusion générale	37

Liste des Figures

Chapitre I :

Figure I.1 : Réservoir de stockage 9

Figure I.2 : Schéma du bac de stockage en présence des infiltrations thermiques et évaporation 10

Chapitre II :

Figure II.1 : la géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle 12

Chapitre III :

Figure III.1 : interface d'utilisation de Gambit 17

Figure III.2 : maillage structuré de cavité cylindrique axisymétrique 18

Figure III.3 : maillage de cavité cylindrique (axisymétrique) 21

Figure III.4 : Résiduelle pour 400 itération de calcul 21

Chapitre IV :

Figure IV.1 : comparaison des isothermes (a) présent travail (b) résultats expérimentaux de Calcagni et al [25] 23

Figure IV.2 : comparaisons des lignes de courant dans le cas $\varepsilon = 0.4$ (a) présent travail (b) résultats expérimentaux de Calcagni et al [25]..... 23

Figure IV.3 : les lignes de courant et température pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\varepsilon = 0.1$ 27

Figure IV.4 : profile de vitesse axiale pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\varepsilon = 0.1$ 28

Figure IV.5 : profile de température pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\varepsilon = 0.1$ 28

Figure IV.6 : les lignes de courant et température pour plusieurs rapports de forme ε Et $10^3 < Ra > 10^6$ 34

Figure IV.7 : L'évolution du nombre de Nusselt en fonction nombre du Rayleigh pour
plusieurs rapports de forme ε 35

Liste des tableaux

Tableau IV.1 : Nombre de Nusselt en fonction de nombre du Rayleigh pour plusieurs rapport
de forme ε 35

Nomenclature

C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J\ Kg^{-1}\ K^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
K	Conductivité thermique	$Wm^{-1}K^{-1}$
ℓ	Largeur de la source de chaleur	m
L	Largeur dimensionnelle	m
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen	
Nu_φ	Nombre de Nusselt local	
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	
R	Rayon adimensionnelle	
R, φ	Cordonnées cylindrique	
R_0	Rayon	m
Ra	Nombre de Rayleigh	
Re	Nombre de Reynolds	
T	Température	K
U, V	Composantes adimensionnelle de la vitesse	
u, v	Composantes de la vitesse	$m\ s^{-1}$
Z	longueur de cavité	m

Symboles Grecs

θ	Température adimensionnelle	
ρ	Masse Volumique	Kg m^{-3}
α	Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
Φ	Flux	W/ m^2
ε	Rapport de forme $\varepsilon = \ell/L$	
β	Coefficient d'expansion thermique à pression constante	K^{-1}

Introduction

Générale

Introduction générale

Le gaz naturel est devenu comme une ressource clé du système énergétique mondiale, il est un combustible fossile ou une énergie primaire produit par la décomposition d'organismes vivants qui est enfouies dans le sol pendant des millions d'années. Cette dernier est utilisé pour la production d'électricité, les applications industrielles, les besoin thermique de les bâtiments et les transports, etc.

Traditionnellement, il a été considéré comme un sous-produit de l'activité pétrolière. A été découvert au moyen orient dans les temps anciens. Il y a des milliers d'années, l'inflammation soudaine du gaz naturel était équivalent à la source d'un incendie. En Perse, en Grèce et en Inde, les gens ont construit des temples autour de ces feux pour leurs activités religieuses. Cependant, ils n'ont pas immédiatement évalué l'importance de leurs découvertes. C'est la Chine qui a appris l'importance de ce produit, et a foré son premier puits en Europe, ce n'est qu'en 1659 que le gaz naturel a été découvert en Grande-Bretagne et il a été vendu en 1790. En 1821, à Fedonia (Etats-Unis), des habitants découvrent du gaz naturel dans un ruisseau grâce à l'observation de bulles de gaz qui remontaient jusqu'à la surface.

Le gaz naturel liquéfié est stocké à une pression légèrement supérieur à la pression atmosphérique et à une température très basse (-162°C). Dans ces conditions de stockage, par rapport au stockage de gaz, le volume est réduit et le transport est pratique. En effet, le volume de liquide est environ 600 fois plus petit que le volume de gaz stocké dans des conditions normales. D'autre part, le stockage du gaz naturel comprimé (GNC) peut être réalisé dans des réservoirs en acier à une très haute pression de 24.8 MPa.

La recherche sur la convection naturelle a commencé tout au long du 20^{ème} siècle, de sorte que la recherche dans ce domaine a duré plus d'un siècle. Depuis le début du 20^{ème} siècle, avec la découverte expérimentale de ce phénomène par **Bénard [1]** et l'analyse théorique de **Rayleigh [2]**, des travaux considérables ont été menés jusqu'à présent.

Le transfert de chaleur par convection est une mode de transfert de chaleur souvent rencontrée dans de nombreuses applications industrielles. Il existe trois modes de transfert de chaleur par convection : la convection naturelle (ou convection libre), la convection forcée et la convection mixte.

De manière générale, la convection est considérée naturelle lorsqu'elle est déclenchée et se poursuit spontanément. Cela est dû à la différence de densité de la masse de fluide causée par la différence de température.

Au cours des dernières années, le problème du stockage de fluides cryogénique dans des réservoirs de stockage cylindrique est devenu en plus important. Aujourd'hui, on peut affirmer que l'amélioration de l'efficacité énergétique des réservoirs de stockage n'a pas encore été réalisée dans la détermination de la quantité de l'occupation réservoirs de stockage et GNL liquide. Par conséquent, le but de notre travail est d'étudier l'influence du nombre de Rayleigh sur le phénomène d'évaporation laminaire correspondant au stockage de GNL. Et pour découvrir des contours des lignes de courants et température pour un écoulement de convection naturelle en régime laminaire.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres.

Chapitre 1 : Dans Ce chapitre, nous présentons l'étude bibliographique sur les recherches menées dans le domaine de la convection naturelle en plusieurs géométries

Chapitre 2 : Ensuite dans ce chapitre une modélisation mathématique est mise en point où nous avons défini notre modèle physique, et présenté équation de continuité, équation de quantité de mouvement et équation de conservation d'énergie. Et aussi fait de l'objet de présenté les conditions aux limites.

Chapitre 3 : Dans ce chapitre présente le code de calcul (Fluent et Gambit), pour simuler et obtenir des solutions qui seront validé dans chapitre suivant.

Chapitre 4 : Ce dernier chapitre présente les résultats et discussion, et analyse l'effet des différents paramètres qui caractérisent le problème sur le transfert de chaleur par la convection naturelle, varie le nombre de Rayleigh 10^3 à 10^6 . Ont obtenus des résultats sous forme de contour des lignes de courant et température.

Le dernier chapitre est une conclusion générale sur les résultats obtenus.

CHAPITRE I

Etude bibliographique

I.1. Introduction

Les recherches sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans des cavités carrées et cylindriques ont suscité un intérêt majeur au cours des dernières décennies. Cet intérêt est déterminé par le rôle que joue cette configuration dans de nombreuses applications industrielles.

Dans différents domaines : refroidissement de composants électroniques, climatisation, échangeurs de chaleur, centrales thermiques, réservoirs de stockage, systèmes Isolation etc.

Certains travaux ont été réalisés en utilisant la simulation numérique et le développement analytique. La simulation numérique est confrontée au problème du calcul et de l'espace de stockage, notamment en termes de dimensions et dimensions tridimensionnelles, surtout lorsqu'il existe des phénomènes physiques complexes (tels que turbulence, écoulement diphasique, etc.) dans des formes géométriques complexes.

Malgré cela, c'est toujours la méthode la plus rapide et largement utilisée grâce à sa capacité à se développer rapidement.

I.2. Convection naturelle :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluide adjacentes ; l'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, ceci est maintenant stocké dans les particules de fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement d'après **kreith [3]**.

Le transfert de chaleur par convection est classifié selon la nature de l'écoulement. On distingue principalement deux modes ;

- ✓ La convection forcée intervient lorsque l'écoulement est causé par un moyen externe.
- ✓ la convection naturelle ou libre fait référence aux écoulements engendrés par les forces de flottabilité.

En convection naturelle, les mouvements de fluide sont provoqués par des gradients de densités dues au fait que la température ne soit pas uniforme. Les couches chaudes, donc de

pois spécifique plus faible, sont soumises des forces dirigées vers le haut suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courant descendants se produit pour les parties du fluide dans 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, rapporte **Body [4]**.

Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de quantité de mouvement, de la masse et d'énergie.

En 1903, à l'époque même où Rayleigh s'intéresse à la convection, **Boussinesq[5]** propose une simplification de ces équations de façons nécessaires et suffisantes à la convection thermique.

I.3. Cavité carrée et rectangulaire

Les simulations numériques de la convection naturelle dans des cavités carrées et rectangulaires sous écoulement laminaire ont été largement discutées. Cependant, quelqu'un a trouvé les travaux des années précédentes comme **Batchelor[6]** où il a été donné une solution approximative en effectuant des analyses et des calculs de la de convection naturelle dans une cavité. Ainsi a présenté des résultats sous forme d'isothermes et des lignes de courant.

Chu et al [7] ont étudié la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle équipée de sources de chaleur discrètes. A travers la paroi horizontale adiabatique, la paroi verticale froide isotherme et la source de chaleur installée sur une autre paroi verticale, ils ont obtenu numériquement l'emplacement de la source de chaleur pour un transfert de chaleur optimisé en fonction du nombre de Rayleigh. La position optimale est proche du centre de la paroi verticale, mais elle glisse légèrement vers le bas à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

Anderson et Lauriat [8] ont fait une étude de l'écoulement dans une coque carrée avec chauffage localisé au-dessous, à travers un écoulement uniforme ou en maintenant une température constante tout en refroidissant et des parois verticales isothermes, et en chauffant localement en dessous. Si le nombre de Rayleigh est supérieur à 5×10^3 , les observations expérimentales ont confirmé qu'il n'y a pas d'instabilité de flux de type Rayleigh Bénard.

November et Nansteel [9] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée, avec chauffage en dessous et refroidissement d'un côté. Dans cette étude, une expression asymptotique du taux de transfert de chaleur a été trouvée.

Chu et Hichox [10] ont étudié la convection naturelle dans une géométrie carrée à travers des expériences et des valeurs numériques, et il y a un chauffage local ci-dessous pour simuler le transfert de chaleur par convection.

Lageet [11] a mené une étude numérique dans une cavité carrée et a montré que pour un nombre de Rayleigh suffisamment grand (jusqu'à $Ra = 10^9$), le mécanisme de transfert de chaleur dominant est la convection naturelle, et l'écoulement a tendance à résonner avec la chaleur pulsée la source.

Ganzarolli et Milanez [12] ont étudié La convection naturelle dans une enceinte rectangulaire chauffée par le bas et refroidie symétriquement par le côté a été étudiée. Le nombre de Rayleigh passe de 10^3 à 10^7 et le rapport de forme passe de 1 à 9. Les effets du nombre de Rayleigh (Ra), du nombre de Prandtl (Pr) et du rapport d'aspect sur le mouvement des fluides et l'énergie ont été introduits dans leur recherche.

Kwaket [13] a effectué des recherches numériquement de la convection naturelle dans une cavité carrée avec une source de chaleur dont la température est modifiée de manière sinusoïdale par le bas. Pour un nombre de Prandtl de 0,7 (air) pour déterminer l'importance de l'amplitude de l'oscillation, ils ont montré que si l'amplitude est plus élevée Si elle est faible, le taux de transfert de chaleur est lié linéairement à l'amplitude d'excitation. En revanche, ils montrent que si l'amplitude est grande, le transfert de chaleur va augmenter. De plus, le gain de transfert de chaleur est le plus important à la fréquence de résonance.

Aydin et yang [14] ont étudié numériquement la convection laminaire naturelle de l'air dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec chauffage local et refroidissement symétrique des nervures en dessous. Leur analyse inclut l'influence de la longueur de l'élément chauffant et du nombre de Rayleigh (Ra) sur le transfert de chaleur. Ils ont constaté qu'en raison de la symétrie des conditions aux limites, le champ d'écoulement et le champ de température sont symétriques.

Sarris et al [15] ont travaillé numérique sur la convection naturelle Partiellement en dessous de la cavité rectangulaire. Sur la base de la prédiction numérique, les effets du nombre de Rayleigh (Ra) et de la zone de source de chaleur du réservoir dans la plage de 10^2 à 10^7 sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur sont étudiés. Leurs recherches montrent que l'intensité du cycle d'écoulement augmente à mesure que la longueur de la source de chaleur augmente.

Bourich et al [16] ont traité numériquement le problème de la convection naturelle bidimensionnelle à double diffusion dans une cavité poreuse carrée, partiellement chauffée en dessous et refroidie latéralement à une température constante. Leur analyse inclut l'effet des pièces chauffées sur le transfert de chaleur.

Calcagni et al [17] ont fait des expériences et des études numériques sur la convection naturelle laminaire de l'air dans une cavité rectangulaire à deux dimensions. La partie inférieure est chauffée localement, les côtés sont refroidis symétriquement et la paroi supérieure est adiabatique. Le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 . La variation du nombre de Nusselt local et le nombre de Nusselt moyen dans la zone de chauffage sont donnés.

Sharif et Mohammad [18] qui ont simulé numériquement par la méthode de volume finis le cas d'une convection naturelle dans une enceinte rectangulaire. Ils ont considéré un chauffage par flux constant au bas et un refroidissement isotherme des parois verticales tandis que la paroi supérieure était adiabatique. La longueur de la source de chaleur a été variée de 20% à 80% de la longueur de la paroi inférieure de l'enceinte pour la gamme du nombre de Grashof de 10^3 à 10^6 . Ils ont constaté que le nombre moyen de Nusselt et la température maximale sont des fonctions de l'allongement de l'enceinte et de la longueur de la source de chaleur.

Calcagni et al [19] qui ont mené l'expérience et la recherche numérique sur la convection d'air laminaire naturelle dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle la partie inférieure est chauffée localement, les deux faces sont refroidies symétriquement, et la paroi supérieure est adiabatique, la plage de nombres de Rayleigh est 10^3 à 10^6 . Le nombre de Nusselt local et le nombre de Nusselt moyen de la zone de chauffage sont été proposé.

I.4. Cavité cylindrique

Hormis les travaux **d'Evans et al [20]**, les résultats expérimentaux sur l'étude de la convection naturelle en cavité cylindrique sont très rares. Ce dernier considère une cavité cylindrique, partiellement remplie de liquide et chauffée du côté de la paroi. Une plage d'un nombre de Prandtl varié de 2 à 8 et un rapport d'Allongement de 1 à 3 sont utilisés. Le nombre de Grashof varie entre 10^3 et 10^{11} . Éliminant ainsi les conditions d'écoulement laminaire et turbulent. Lorsque l'écoulement est instable. L'autre constat un bon accord entre les résultats obtenus à partir l'analyse et de l'expérience.

De plus, les travaux numériques disponibles dans la littérature portent principalement sur la convection naturelle sous écoulement laminaire. **Lemembre et petit [21]** ont traité une cavité cylindrique contenant un liquide chauffé latéralement et refroidi uniformément à

travers sa surface libre. Plusieurs liquides ont été testés en changeant le nombre de Prandtl, et le nombre de Rayleigh était inférieur à 10^5 . Les équations de la fonction de courant et de tourbillon sont résolues par la technique des différences finies. Les résultats des valeurs de Nusselt latérales et surfaciques sont comparés avec les corrélations déjà rapportées dans la littérature.

Benkhelifa et al. [22] ont présenté une étude numérique de l'écoulement laminaire et de la convection naturelle en régime permanent dans un récipient cylindrique contenant de l'eau. Une cavité avec un rapport d'allongement égal à 1 chauffe sur les parois latérales et supérieures, mais se refroidit par le bas. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER sont utilisés pour analyser l'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur et le champ dynamique.

Khelifi Touhami et al. [23] ont reconsidéré le même problème que et utilisé la même méthode numérique que [21], mais dans ce cas, du GNL avec des conditions aux limites différentes a été utilisé. Selon le rapport d'allongement de la cavité, une analyse du nombre de Rayleigh a été effectuée sur les résultats numériques obtenus, allant de 10^3 à 10^5 .

Dans le cas des écoulements turbulents, nous avons surtout découvert les travaux de **papanicolaou et blessiotis [24]** qui ont étudié numériquement la convection naturelle instable dans une cavité cylindrique contenant de l'eau. Celui-ci est chauffé latéralement par un flux constant. A étudié l'état de turbulence du nombre de Rayleigh élevé jusqu'à 10^{15} . Ces auteurs ont testé plusieurs modèles de turbulence à faible nombre de Reynolds $k - \epsilon$ Ils ont étudié l'évolution de la stratification dans le temps.

I.5. Réservoirs de stockage

En raison de l'abondance de l'eau, la plupart des études sur le stockage des liquides dans les réservoirs portent principalement sur l'eau. Plusieurs travaux ont été publiés dans ce domaine, comme ceux d'**Oliveski et al [25]**. Ces études ont porté sur le stockage de l'eau dans un réservoir vertical pendant le processus de refroidissement. Dans la première étape de leur enquête, Ces auteurs ont comparé la distribution de température verticale obtenue par expériences et des valeurs numériques. Ensuite, Ils ont étudié les effets du volume du réservoir, du rapport d'allongement et de l'épaisseur de l'isolant de transfert de chaleur. Dans le domaine de liquide, une technique implicite de volume fini avec une grille uniforme utilisée pour évaluer les champs de vitesse et de température.

Barzegar et Dehgan [26] ont travaillé numériquement sur le cas du transfert de chaleur entre le liquide dans l'échangeur et le liquide dans réservoir. Ils utilisent la méthode des

volumes finis et l'algorithme SIMPLER pour coupler les équations mouvement et énergie. Modèle $k - \omega$ à faible nombre de Reynolds adoption. Cette recherche concerne également le comportement thermique instable et le processus de stratification dans le réservoir de stockage.

Lorsqu'un réservoir de stockage est remplie deux types de GNL, dont l'un était préalablement stocké dans le réservoir de stockage et l'autre récemment rempli, leurs densités sont différentes sous l'effet de l'évaporation. Il peut y avoir une stratification du niveau de liquide. Après chauffage latéral, la couche liquide résultante s'équilibre dans le réservoir puis libère soudainement une grande quantité de gaz d'évaporation ou BOG (Boil off Gas). Ce phénomène s'accompagne d'une montée en pression rapide et incontrôlée, endommageant parfois le réservoir de carburant. Depuis l'accident du terminal méthanier de spezia en Italie en 1971. Les chercheurs ont commencé à résoudre ce problème surprenant par des opérations expérimentales ou des simulations numériques.

Pham et al [27] ont étudié le phénomène de double diffusion dans le gaz naturel liquéfié, initialement stratifié dans une cavité carrée chauffé latéralement par le bas. Equation fonctions de courant, tourbillon et turbulence sous faible nombre de Reynolds $k - \epsilon$ il est résolu par la méthode des différences finies basée sur le schéma ADI. Les résultats du nombre de Grashof thermique $Gr_{th} \leq 10^{14}$ et du nombre de Grashof de masse $|Gr_m| \leq 10^{15}$. Sont obtenus sous forme de champ de température et de champ de concentration.

Bate et Morrison [28] ont simulé la stratification du GNL liquide depuis sa formation jusqu'à sa rupture dans un réservoir de stockage. L'expérience a montré que cette évolution se compose de deux phases : la phase stable, où l'interface sépare les deux couches de GNL, et la deuxième phase statique et instable, qui se caractérise par la migration de l'interface provoquée par le phénomène de tumbling. Des modèles mathématiques ont été développés pour ces deux étapes. Des solutions paramétriques ont été utilisées dans la première phase, et des solutions numériques ont été développées dans la deuxième phase.



Figure I.1 : Réservoir de stockage

I.6. Stockage de GNL

Le gaz naturel liquéfié est stocké des pressions légèrement supérieures à la pression atmosphérique et à des températures très basses -162 . Dans ces conditions de stockage, le volume est diminué et le transport est facilité par rapport au stockage gazeux. En effet, le volume du liquide est d'environ 600 fois plus petit que celui du gaz stocké aux conditions normales. D'autre part, le stockage du gaz naturel comprimé (GNC) peut s'effectuer mais à des pressions très élevés de l'ordre de 24.8 MPa dans des citernes en acier.

I.7. Evaporation de GNL

L'évaporation a fait l'objet de nombreuses études sur le niveau de surface libre des liquides. Ce phénomène est mal connu, et les résultats obtenus sont généralement au départ empirique et difficile à généraliser. Ses recherches sont très complexes et dépassent largement le cadre de cet article. En particulier, on sait peu de chose sur l'évaporation de la surface libre du GNL. Rappelons que le GNL est un liquide multi-composant, stocké à environ 113°k à pression atmosphérique, c'est-à-dire. Dans de conditions proches du point d'ébullition (pour le méthane pur, sa composante principale est de 111.67°k à pression atmosphérique).

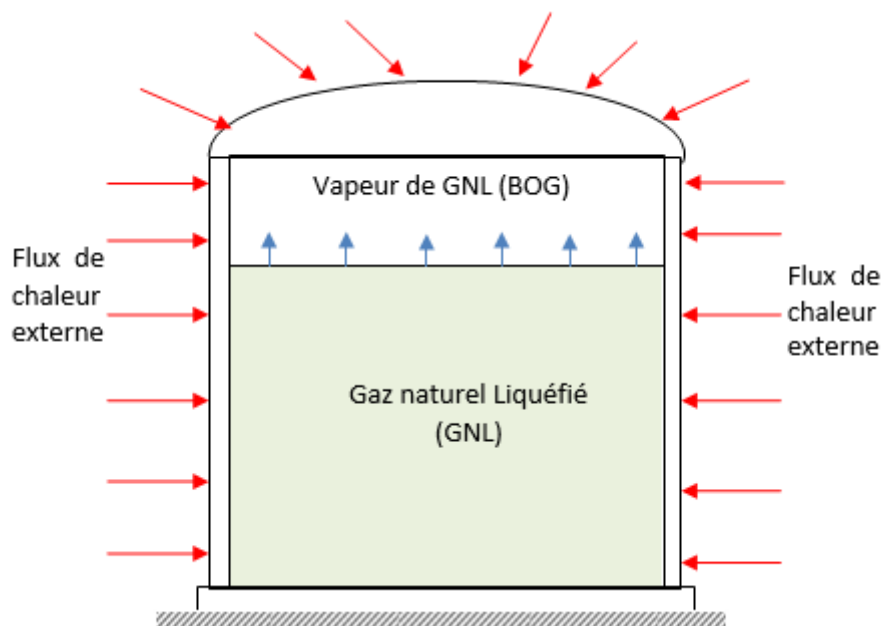


Figure I.2 : Schéma du bac de stockage en présence des infiltrations thermiques et évaporation

Le point d'ébullition augmente à mesure que les composants les plus légers s'évaporent (le méthane et l'azote s'évaporent en premier). L'évaporation ici peut être considérée essentiellement comme un processus de distillation. De plus, la composition de la phase gazeuse va évidemment évoluer principalement en termes de teneur en méthane.

Enfin, le bilan thermique à la surface libre est difficilement calculé. Celui-ci implique probablement, en plus du transfert lié à la vaporisation, des transferts de chaleur sensible par rayonnement de surface et convection en phase gazeuse.

Chapitre II

Modélisation mathématique

II.1 Introduction

Ce chapitre présente spécifiquement les équations qui contrôlent la convection thermique des fluides. IL s'agit principalement de montrer d'où il vient et dans quel contexte hypothèses ils sont valables.

La convection naturelle générée par le transfert de chaleur à proximité de la surface chauffante a été largement étudiée théoriquement et expérimentalement.

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser la loi de conservation classique.

- ✓ Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- ✓ Deuxième loi de Newton (principe de conservation de quantité de mouvement)
- ✓ Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique)

Dans le cas de l'écoulement laminaire, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et d'énergie. Lorsque l'écoulement permanent et laminaire, le linge de courant représente la trajectoire du fluide, qui est une courbe fixe dans l'espace, et ne se mélangera pas pendant le mouvement. Les couches fluides glissent les unes sur les autres, sans qu'il y ait passage de particule d'une couche à l'autre.

II.2. Description du problème

Le modèle physique consiste en une cavité cylindrique fermée verticale de rayon intérieur R_0 qui contient un fluide cryogénique GNL liquide. La paroi inférieure soumise à une source de chaleur discrète ϕ et la paroi supérieure froide engendrent un gradient horizontal de température (parois actives) comme le montre la figure II.1.

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour une formulation simple du problème, le fluide est incompressible et obéit à l'hypothèse de Boussinesq, les propriétés physiques du fluide sont constantes, le régime est permanent et l'écoulement est bidimensionnel.

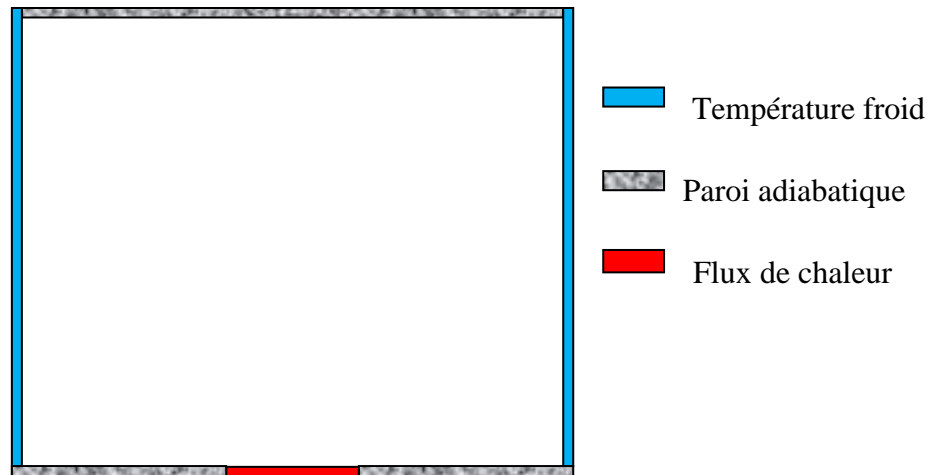


Figure II.1 : la géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle

II.3. Equation Générales

II.3.1. Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement se la forme suivant :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho.V) = 0$$

II.3.2. Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivant :

$$\frac{D}{Dt}(\rho.V) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta V + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(V))$$

II.3.3. Equation de conservation d'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 :

$$\frac{D}{Dt}(\rho C_p T) = \Delta(kT) + q + \beta T \frac{Dp}{DT} + \mu \Phi$$

Avec : $\frac{D}{Dt}(\rho C_p T)$: la variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(kT)$: La variation d'énergie par conduction. q : puissance volumique dissipée.

$\beta T \frac{Dp}{DT}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu\Phi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux.

II.4.Hypothèses simplificatrices

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc adopte les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est laminaire.
- La température et le flux de la source de chaleur est constante dans le temps.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.

II.5.Approximation de Boussinesq

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle déterminée par des gradients de la température soit visible.

Quand les forces de flottabilité se créent dans l'écoulement, la notion des propriétés physiques fixes n'assortit plus les agissements de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 température T_0) l'équation d'état pour la masse volumique ρ devient en utilisant le développement de Taylor :

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{(T-T_0)}{T_0} + \dots \right)$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

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

Le terme β est le coefficient de dilation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{P=\text{cte}}$$

II.6. Equation Du problème

Dans cette section, les équations régissant le phénomène de la convection mixte dans une enceinte annulaire ont été adimensionnées en utilisant des variables adimensionnelles. A cet effet, la largeur L entre les deux parois isotherme de la cavité a été choisie comme longueur de référence. La vitesse est adimensionnée par rapport à la vitesse moyen V_0 à l'entrée de l'espace annulaire. Les variables adimensionnelles sont données par :

$$U = \frac{u}{V_0}; V = \frac{v}{V_0}; R = \frac{r}{L}; Z = \frac{z}{L};$$

$$\theta = \frac{T - T_o}{T_i - T_o}; P = \frac{p}{\rho V_0^2}; Pr = \frac{\nu}{\alpha};$$

➤ Equation de continuité

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RU) + \frac{\partial U}{\partial Z} = 0$$

➤ Conservation de la quantité du mouvement radial

$$V \frac{\partial U}{\partial R} + U \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{Re} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right]$$

➤ Conservation de la quantité du mouvement axial

$$V \frac{\partial U}{\partial R} + U \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{Re} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right] + Ra (\theta - 0.5)$$

➤ Equation de conservation de l'énergie

$$V \frac{\partial \theta}{\partial R} + U \frac{\partial \theta}{\partial Z} = -\frac{1}{RePr} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right]$$

II.7. Les Condition aux limites

Les conditions aux limites imposées au niveau des parois sont les suivantes:

- Conditions d'adhérence :

Sur toutes les parois, les vitesses sont nulles ($U=V=0$).

- Conditions thermiques :

Paroi inférieure chauffée par une source de chaleur discrète $\frac{\partial T^*}{\partial R} = -1$; paroi supérieur refroidie à température constante: $T^* = 0$;

Les paramètres caractéristiques du problème qui interviennent dans les équations adimensionnelles ci-dessus dont les valeurs conditionnent les transferts de chaleur dans le réservoir sont :

- **Les paramètres géométriques**
- Le rayon de la cavité $0 \leq R \leq 1$
- Longueur de la cavité $Z=1$
- **Les paramètres physiques**
- Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
- Nombre de Rayleigh thermique : $Rat = \frac{16 g \beta R_0^4 \theta}{\nu \alpha k}$

II.8. Le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur par convection naturelle en régime laminaire à travers la cavité est caractérisé par le nombre de Nusselt Nu étant donné que la paroi active (le rapport de forme chauffée ε) à la partie inférieure qui est soumise à flux de chaleur θ , le nombre de Nusselt Nu est calculé à l'aide de la formule suivante:

$$\overline{Nu} = \left[\frac{\int_{\frac{\pi-\psi}{2}}^{\frac{\pi+\psi}{2}} Nu_{\varphi} R d\varphi}{\int_{\frac{\pi-\psi}{2}}^{\frac{\pi+\psi}{2}} R d\varphi} \right]_{R=R_0}$$

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons situé pour le problème traité le modèle mathématique. Ce dernier est composé d'un système d'équation, complétées par des conditions aux limites. Il contient un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues mais les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés pour obtenir une solution analytique.

Alors, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution des équations du modèle mathématique. Dans notre étude on a utilisé le logiciel FLUENT (version 2019) basé sur la méthode des volumes finis. Cette méthode est bien démontrée dans le chapitre suivant.

Chapitre III

Présentation du code de calcul

III.1.introduction

Avant de commencer la simulation numérique de la convection naturelle laminaire dans une cavité cylindrique verticale à l'aide d'un code de simulation numérique, il faut qu'on précise de quelle méthode on va travailler.

Les instruments de simulation numérique le plus utilisée dans le domaine mécanique industriel Aujourd'hui c'est le logiciel CFD (Computation Fluide Dynamics), on a choisi ce code de simulation numérique dans notre étude.

Le Gambit et fluent sont des logiciels sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du millage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et traité avec Fluent.

Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, espace, etc. . .) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc. . .).

III.2. les étapes à suivre pour la simulation numérique

Les étapes nécessaires utilisées au cours de travail dans ce logiciel de simulation numérique par FLUENT (19.2) exige de savoir certaines notions théoriques de base (les définitions des principales équations).

Et il faut suivie on générale ces étapes :

1. Création de la géométrie sous le logiciel GAMBIT
2. Choix de maillage et création de plusieurs grilles
3. Indiqué la condition aux limites dans GAMBIT
4. Indiqué d problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue
5. Calcule avec FLUENT pour les différents cas retenue
6. Analyse des résultats obtenus

III.3. Présentation de GAMBIT

III.3.1. GAMBIT

Le Gambit est un logiciel de DAO (Dessin Assiste par Ordinateur) et de génération de maillage. Ce logiciel permettre de exécuter des géométries en 2D ou 3D et de déduire le

maillage. En raison de son interface graphique puissante, il est très utilisé dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.).

Il génère des fichiers*.msh pour Fluent. Et Fluent fait résoudre par la méthode des volumes finis. Le Gambit regroupe trois fonctions :

- Définition de la géométrie du problème
- Le maillage et sa vérification
- La définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

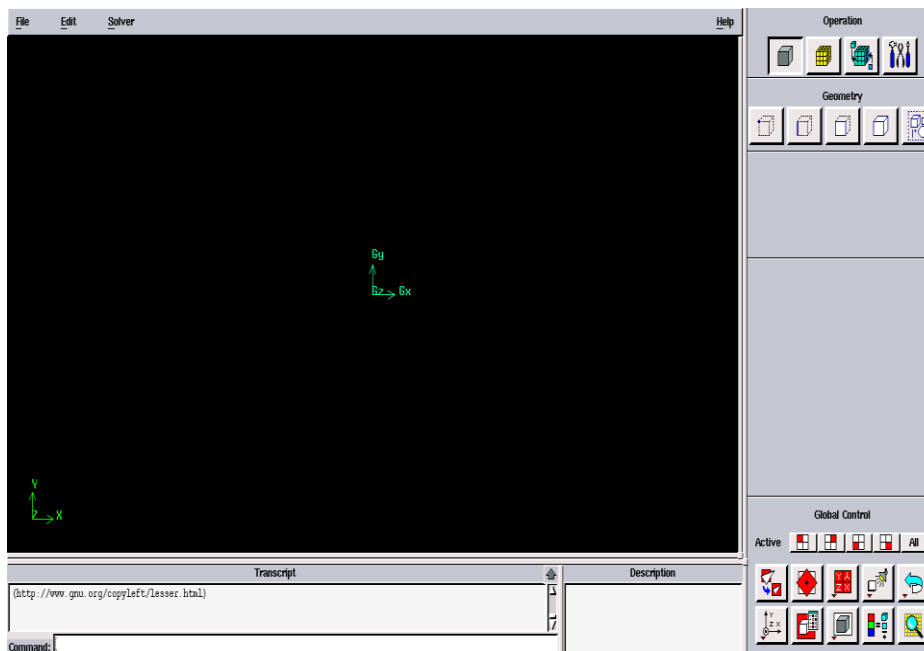


Figure III.1 : interface d'utilisation de Gambit

III.3.2. Maillage sous "Gambit"

La création de la géométrie et du maillage se fait sous le logiciel « Gambit » 2.4.6. Il est préférable de fournir des solutions étendues pour les géométries les plus complexes. Malgré cela, pour notre cas, on nous a présenté deux options de grille principales. Dans ce cas, le maillage est basé sur des éléments quadrilatères ou des éléments triangulaires (ou des éléments quadrilatères, pour le cas 2D). Besoin de plus de ressources et de temps de calcul. Cependant, notre géométrie. Par conséquent, en utilisant une grille de cellules quadrilatérales, nous allons nous aligner sur la grille. Le dernier point assurera une diffusion numérique minimale. Par conséquent, compte tenu de l'argument ci-dessus, il est naturellement nécessaire de choisir une grille avec des cellules quadrilatérales pour notre situation à deux dimensions.

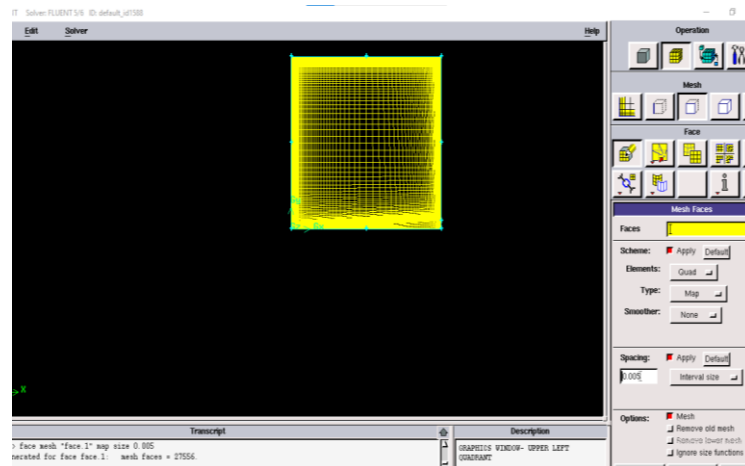


Figure III.2 : maillage structuré de cavité cylindrique axisymétrique

III.4. Implémentation sous Fluent

III.4.1. Présentation de Fluent

Depuis plus de 10 ans, Fluent, leader mondial en simulation numérique des écoulements fluides logiciels et services. S'emploie à offrir la solution de simulation la plus adaptée, que ce soit pour l'ensemble de l'industrie, la recherche ou la formation des ingénieurs de demain. Cette solution passe par des services d'assistance technique, d'études à façon, et par des formations personnalisées.

Fluent résoudre les problèmes d'écoulement du fluide et le transfert thermique avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont :

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales
- Des mailles en 3D, tétraédrique / hexaédrique / pyramidales
- Des mailles (hybrides) mixtes

Ainsi que, Il a les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D
- Etats permanents ou transitoires
- Ecoulement incompressibles ou compressibles vitesse de régime (subsoniques, transsonique, hypersoniques)
- Ecoulement non visqueux, laminaire ou turbulents
- Ecoulement Newtonien ou non Newtonien
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par radiatif
- Les écoulements avec changements de phases

- Ecoulements en milieu poreux.

Ce code de calcul utilise la méthode des volumes finis comme technique de discrétisation. Les équations intégrales qui dirigent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont résolues par cette méthode statistique. En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle.

III.4.2. Procédure sous Fluent

Au chargement de la cavité avec maillage vers Fluent et on fait les étapes suivantes :

III.4.2.1 Simple précisions ou double précisions

Quand on lance Fluent il Ya deux mode de calcul : le mode double précision et le mode simple précision.

Dans le mode double précision, les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits et c'est le mode que l'on va utiliser dans notre cas parce qu'il requiert beaucoup plus de mémoire que le deuxième, et le mode simple précision utilise une représentation à 32 bits.

III.4.2.2. Choix de la formulation du solveur

En lance Fluent on peut choisir entre plusieurs commandes du solveur :

- ❖ La formulation isolée (implicite) : cette formulation résoudre les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est important celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autre (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement utilisé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles. De ce fait, c'est la formulation que l'on a choisi d'utiliser pour notre problème.
- ❖ La formulation Coupled, ou couplée soit implicite ou explicite : cette choix permet aux équations responsables d'être résolues en même temps, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Malgré cela, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolément. Au début, Ce mode a été créé pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ce qui lui donne
- ❖ une préférence pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (ex. flottabilité et forces de rotation). Il faut informer que le solveur couplé

implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais convergera plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements in stationnaires.

III.4.2.3. Schémas de discrétisation

Sous Fluent, la variable stockée au centre de la cellule doit être interpolée des deux côtés du volume de contrôle. Vous pouvez choisir entre différents schémas de discrétisation du terme convection de l'équation gouvernante, et du terme de viscosité sera automatiquement discrétisée au second ordre pour une plus grande précision. Est encouragée la discrétisation du premier ordre offre une meilleure convergence, tandis que la discrétisation du second ordre « OrderUpwindScheme » est nécessaire pour les flux non alignés sur le réseau.

III.4.2.4. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Pour la plupart des cas, le schéma « standard » est acceptable, pour des écoulements spécifiques, on peut choisir parmi les options suivantes :

- ✚ le schéma force de volume pondéré « Body-Force-Weighted » est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).
- ✚ Le schéma « PRESTO » (Pressure Staggering Option) : est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou l'écoulement dans des domaines fortement courbés.

III.5. Résolution numérique

III.5.1. Création de la géométrie et du maillage sous « Gambit »

Le maillage adopté est un maillage structuré (quadratique), avec raffinement des lignes 0.04 (length) et maillage de surface 0.005. À longueur de cavité $L=1$ et nombre des cellules est 27556, après l'ajustement sous Fluent :

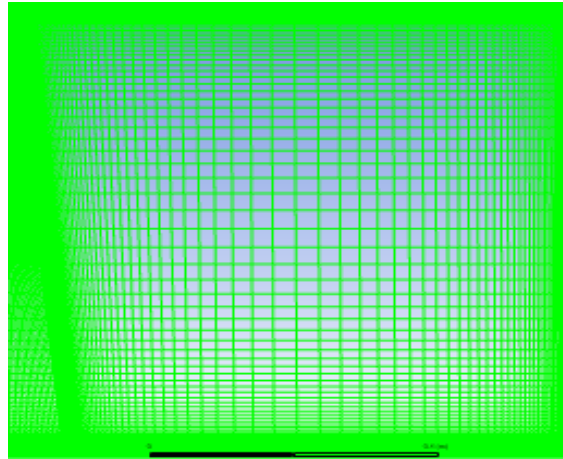


Figure III.3 : maillage de cavité cylindrique (axisymétrique)

III.5.2. Convergence du code

En l'utilisation ces paramètres, le code de calcul à très bien fonctionné, et a donné des résultats cohérents, comme indique ci-dessous. Le premier indicateur de validité des calculs que nous put mettre en évidence est l'allure des résidus obtenus dans tous les calculs exploités ici.

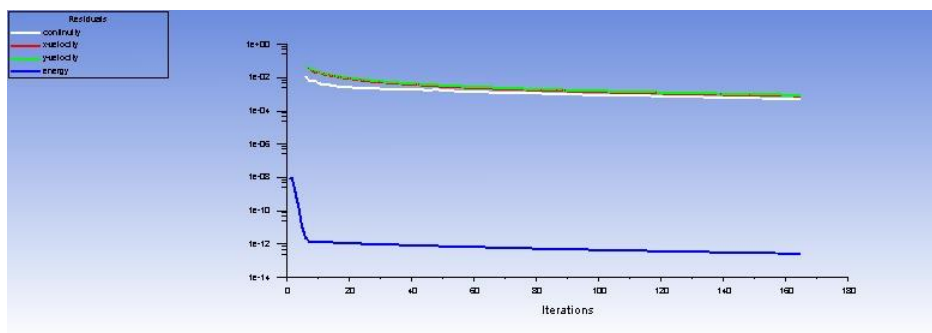


Figure III.4 : Résiduelle pour 400 itération de calcul

III.6. Conclusion

A travers ce chapitre, nous présentons brièvement le code de calcul de Gambit et Fluent, la méthode des volumes finis, la phase de transformation et de résolution des équations algébriques des systèmes physiques, et la sélection de différents modèles d'interpolation. Les résultats de l'analyse effectuée par le logiciel Fluent seront présentés dans le prochain chapitre.

Chapitre IV

Résultats et discussion

IV.1.introduction

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons à l'étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une cavité cylindrique verticale (axisymétrique). Ensuite, nous vérifions les résultats de simulation obtenus à l'aide de logiciel fluent en les comparants avec les résultats obtenus par la référence donnée.

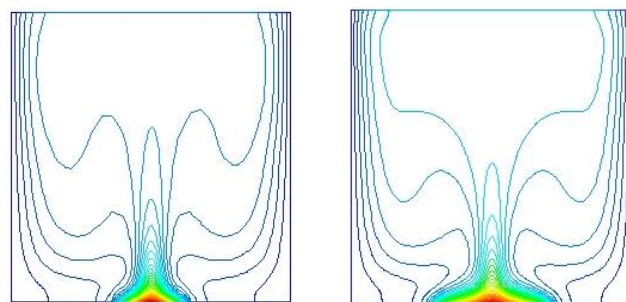
IV.2.Validation de la convection naturelle dans une cavité

Donc, dans un premier temps, nous allons confronter notre code de calcul en modélisant le transfert thermique par convection naturelle à un travail de référence. Nous avons choisi pour cela l'écoulement de convection naturelle au sein d'une cavité cylindrique verticale remplie par un fluide cryogénique (Méthane) avec un flux imposées sur la partie inférieur pour créer un gradient de température horizontale, la paroi supérieur isotherme (température froide). La comparaison de ces résultats obtenus nous confirmera l'exactitude des résultats obtenus par le logiciel "Fluent".

Après, la validation du code de calcul, nous procédons au codage de l'écoulement de la convection naturelle au sein dans un bac de stockage *GNL* avec les mêmes conditions limites

Le problème de la convection naturelle dans une cavité cylindrique horizontale avec source de chaleur installée sur la paroi supérieur et la paroi supérieur isothermes (froide) représente une référence qui a permet de valider tout les nouvelles méthodes numériques.

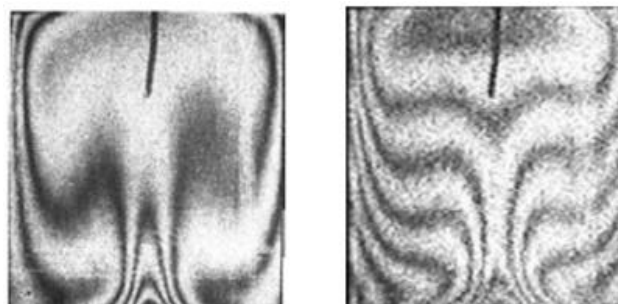
Dans notre cas nous avons choisi les travaux de **Calcagni et al [19]**. Le problème consiste à résoudre un écoulement de convection naturelle d'un fluide cryogénique GNL composé du méthane au sein d'un réservoir de stockage cylindrique verticale en coordonnées bidimensionnelle. Le meilleur "Gambit" nous donne un maillage non structuré représenté par la Figure IV.1.



$Ra = 1.899 \times 10^5$
 $\epsilon = 0.2$

$Ra = 1.899 \times 10^5$
 $\epsilon = 0.4$

(a)

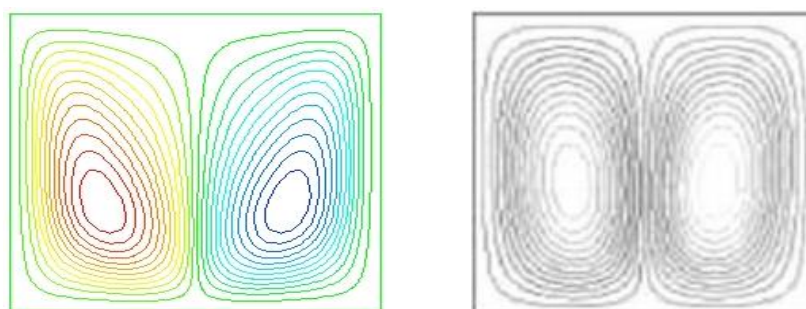


$Ra = 1.899 \times 10^5$
 $\epsilon = 0.2$

$Ra = 1.86 \times 10^5$
 $\epsilon = 0.4$

(b)

Figure IV.1 : comparaison des isothermes (a) présent travail (b) résultats expérimentaux de Calcagni et al [25]



(a)

(b)

$Ra = 10^4$

Figure IV.2 : comparaisons des lignes de courant dans le cas $\epsilon = 0.4$ (a) présent travail (b) résultats expérimentaux de Calcagni et al [25]

IV.3. Résultats et discussion

Dans ce qui suit nous présentons les résultats correspondants notre cas étudiés. Il s'agit d'une étude paramétrique sur l'influence du rapport de forme ε de la cavité et du nombre de Rayleigh, sur la distribution des vitesses et des températures à l'intérieur d'un bac de stockage cylindrique GNL verticale chauffée avec flux de chaleur imposé sur la partie inférieure et haut avec paroi froide.

Dans cette partie, nous présentons nos résultats, concernant l'évolution de l'écoulement naturelle dans un réservoir cylindrique vertical chauffé par le bas, sous forme des lignes de courants et des isothermes sont présentées dans un plan circulaire vertical comme le montre les figures.

IV.3.1. Effet de nombre Rayleigh

Lorsque les sources de chaleur discrètes sont imposées sur la paroi inférieure de l'enceinte cylindrique verticale, nous varions le nombre de Rayleigh entre 10^3 et 10^6 tout en restant en régime laminaire. Nous nous limiterons donc dans ce paragraphe à mettre en évidence l'influence du nombre de Rayleigh sur l'écoulement. Les premiers résultats obtenus sous forme des lignes de courant et d'isothermes le long de la cavité, pour différent rapport de forme ε .

C'est le cas aussi des cavités cylindriques verticale chauffées par le haut avec une légère différence, nous avons donc ces conditions aux limites pour créer un gradient de température horizontale. Dans cette situation le haut de la cavité est froid ce qui provoque l'augmentation de la densité des particules en contact avec la paroi supérieure de l'enceinte et qui vont se déplacer vers le bas par flottaison, alors qu'un niveau du bas, les particules sont chauffé et sa légère car leurs densité diminuent, ceci provoque une situation d'un mouvement et le fluide à tendance à rester mobile, si ce n'est l'accumulation des particules au sommet qui ne peut perdurer et donc par conservation de masse qu'un mouvement peut être déclenché mais de faible intensité.

Le nombre de Rayleigh étant fonction du flux imposé Φ , l'augmentation du nombre de Rayleigh Ra implique une augmentation de Φ . Si on compare les isothermes dans la figure IV. pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh Ra . Les résultats montrent lorsque le nombre de Rayleigh est faible il est évident que l'écoulement est faible et le régime est conductif.

Donc, dans cette situation les champs thermiques sont représentent sous forme des isothermes pour un nombre de Rayleigh qui varie dans l'intervalle 10^3 - 10^6 , et le rapport ε qui varie de 0.1 à 0.5, la chaleur récupérée de la source chaude est transportée par convection vers

le haut au milieu de l'enceinte par la paire de cellules au centre. C'est ce qui explique les températures relativement élevées dans la partie centrale de l'enceinte, La chaleur est évacuée de façon équitable à travers les deux parois latérales. Dans le cas de $Ra > 10^3$ la figure V-4 montre que les isothermes changent avec l'augmentation de nombre Ra mais peu en fonction de rapport de forme ε .

Lorsqu'on applique une source de chaleur discrète sur la paroi inférieure de la cavité cylindrique, et le nombre de Rayleigh varie entre 10^3 et 10^6 tout en maintenant à un flux fixé avec un rapport de forme ε fixé à 0.1, donc nous mettrons en évidence l'influence du nombre de Rayleigh sur l'écoulement, les résultats obtenus sous forme des isothermes et des lignes de courant.

La comparaison des isothermes dans la figure (V.4) pour différentes valeurs de nombre de Rayleigh, montre que lorsque le Ra augmente, les isothermes se rapprochent les unes des autres dans la zone située près du mur inférieur chauffé c.-à-d. que les gradients de la température deviennent plus élevés à proximité de la paroi inférieure chauffée. Ceci implique une augmentation du transfert thermique à travers la paroi inférieure de l'enceinte pour un plus haut nombre de Ra. Donc on peut dire que les températures les plus élevées sont celles du fluide qui circule parallèlement à la paroi chauffée, tandis que les températures les plus basses sont celles du fluide qui circule parallèlement aux parois froides.

Ainsi le fluide s'échauffe en contact de la région chauffée, se refroidit en contact des parois froides.

La figure V-5 représente les lignes de courant, pour un nombre de Rayleigh qui varie entre 10^3 et 10^6 , et pour un rapport $\varepsilon = 0.1$. On remarque la formation de deux cellules contrarotatives dont l'une tourne dans le sens des aiguilles d'une montre et la deuxième tourne dans le sens contraire. Cette observation est valable pour toutes les valeurs de Ra et rapport ε . Le fluide qui est chauffé par la paroi inférieure se déplace vers la paroi supérieure adiabatique, où il se divise en deux flux, l'un se dirige vers la paroi froide verticale gauche et l'autre se dirige vers la paroi froide verticale droite, les deux cellules sont presque les mêmes.

Donc la solution présente un écoulement symétrique caractérisé par deux cellules contrarotatives identiques car les conditions aux limites sont symétriques.

Le transfert de chaleur affecte fortement le mouvement du fluide. Les profils de température au milieu de la cavité, sont tracés sur la figure IV.2. Ils montrent que lorsque le nombre de Rayleigh est faible $Ra=10^3$ les forces de flottabilité ne sont pas assez importantes par rapport aux forces de viscosité pour provoquer le mouvement des particules du fluide, et le

transfert de chaleur reste essentiellement conductif. Lorsque le nombre de Rayleigh augmente $Ra = 5 \cdot 10^5$ le gradient de température devient plus intense, ce qui induit une légère prédominance de la convection et crée une cellule au centre de l'espace annulaire. Les configurations d'écoulement indiquent les zones où la convection favorise le transfert de chaleur. Ceci nous permet de définir un nombre de Rayleigh critique à partir duquel on passe d'un régime conductif vers un régime convectif.

L'effet du nombre de Rayleigh sur le champ de vitesse est mis en évidence en observant les profils de vitesses axiales, suivant la direction horizontale de la cavité (Figure IV.3). Pour un régime laminaire nous avons fait varier le nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 . Comme, il a été constaté sur la distribution de température, les profils des vitesses nous confirment une prédominance du régime conductif pour des nombres de Rayleigh faibles ($Ra \leq 10^4$). Les vitesses des particules fluides sont presque nulles et le fluide est quasiment immobile ; donc le transfert de chaleur entre les deux parois isothermes s'effectue uniquement par conduction thermique. Par contre, lorsque le nombre de Rayleigh varie entre $5 \cdot 10^4$ et 10^5 , les particules fluides se mettent en mouvement entraînées par les forces de flottabilité qui ont pu dominer les forces visqueuses lorsque le nombre de Rayleigh a augmenté. A partir des profils de vitesses verticales de la figure IV.3, nous constatons que l'écoulement présente un courant intense près des parois isothermes, et le fluide subit une rotation dans le sens horaire. Ces observations sont plus marquées pour le nombre de Rayleigh égale à 10^6 , on constate que la vitesse est plus élevée et plus importante là où la couche limite est plus mince. Dans ces conditions l'écoulement est plus accéléré le long des deux cônes intérieur et extérieur. En fait, l'écoulement devient confiné près les deux parois inclinées actives autour des surfaces actives.

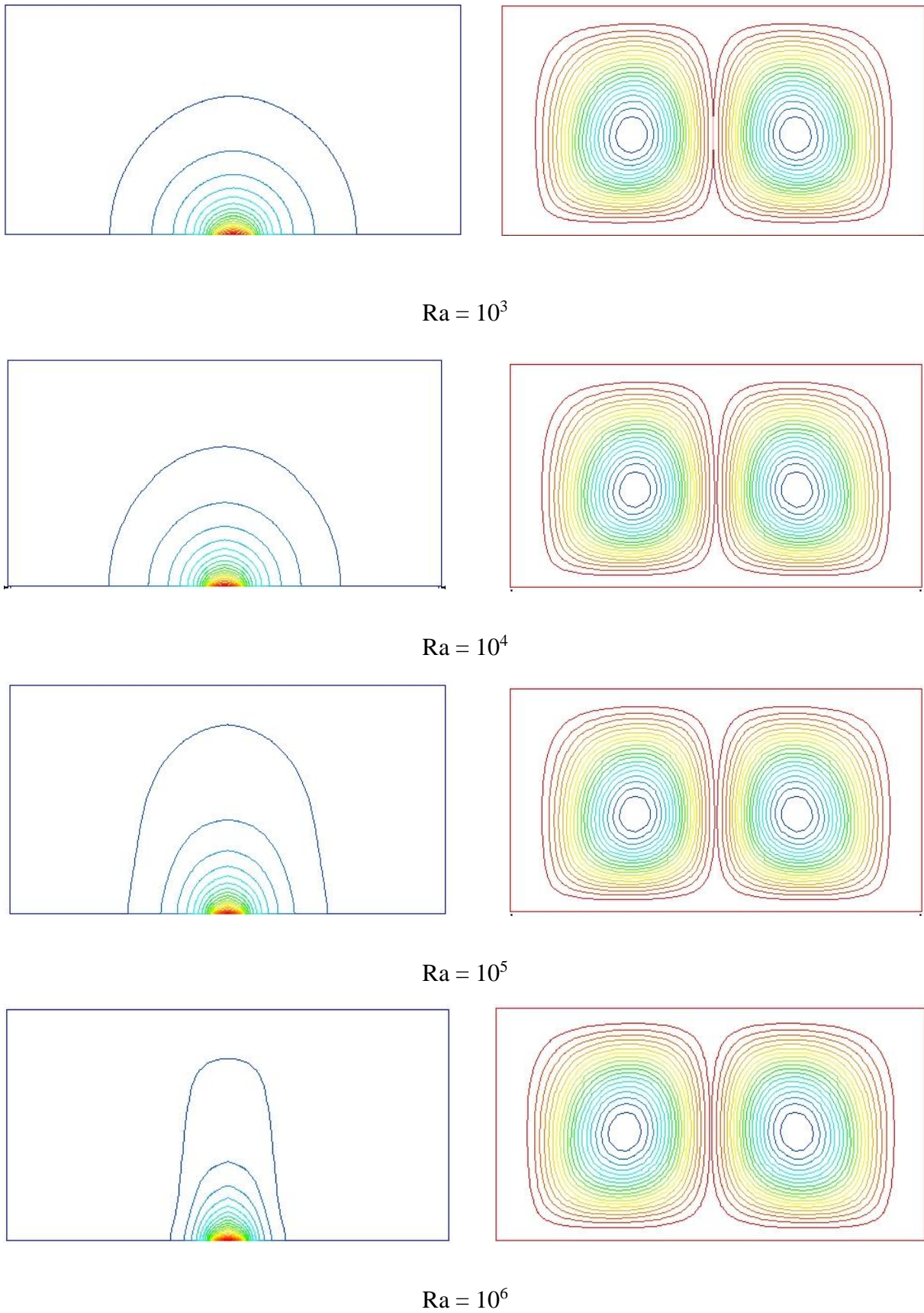


Figure IV.3 : les lignes de courant et température pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\varepsilon = 0.1$

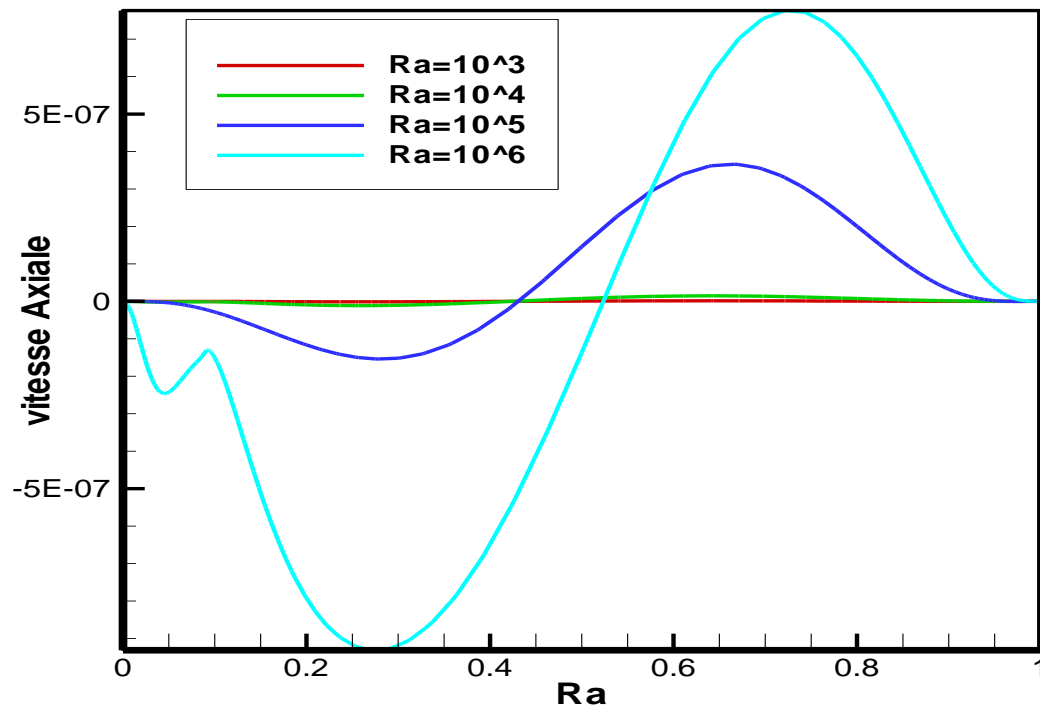


Figure IV.4 : profile de vitesse axiale pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\epsilon = 0.1$

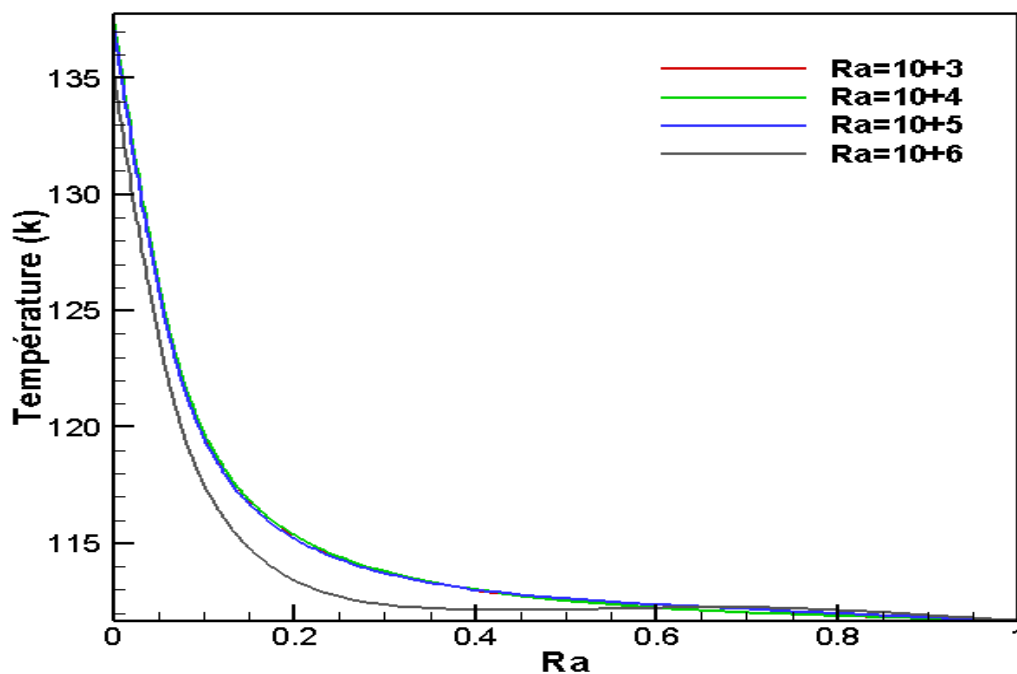


Figure IV.5 : profile de température pour plusieurs nombre de Rayleigh et rapport de forme $\epsilon = 0.1$

IV.3.2. Effet de rapport de forme ε

La géométrie de type cylindrique peut avoir une influence sur la convection naturelle, c'est pour cela que nous avons jugé utile d'étudier l'influence du rapport de forme (ε) de la partie chauffée sur le transfert de chaleur. Nous avons pris plusieurs valeurs de ce rapport de forme ε et nous avons déterminé la distribution des températures dans plusieurs cas.

Les figures IV. et IV. représentent les isothermes ainsi que les lignes de courant pour différentes géométries ($0.1 \leq \varepsilon \leq 0.5$). Des structures multicellulaires sont formées dans tous les cas avec la variation de l'intensité de l'écoulement en passant par une dominance du transfert de chaleur conductif ($Ra=10^3$) vers une dominance du transfert de chaleur convectif ($Ra=10^6$).

Lorsque ε diminue les couches limites thermiques deviennent plus minces et le transfert de chaleur s'effectue alors uniquement par conduction thermique c'est pourquoi on observe une stratification verticale des isothermes en forme d'arcs plus ou moins courbées au fur et à mesure qu'on s'approche de la paroi supérieure et ont une structure symétrique par rapport au plan vertical passant par $R=0$. Donc l'influence de la quantité de chaleur devient de moins en moins perceptible lorsqu'on diminue ε .

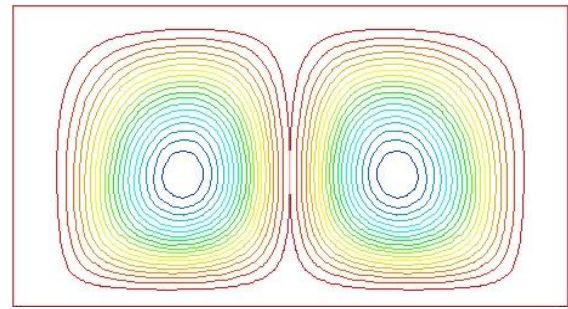
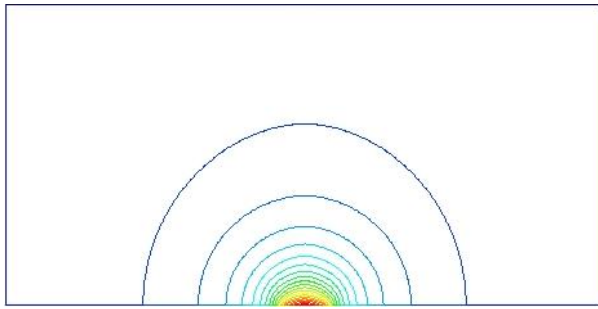
Dans le cas de $Ra = 10^3$, les isothermes deviennent presque des ellipses concentriques et ont une structure symétrique par rapport au plan vertical passant par le milieu de la cavité. Lorsque $Ra = 10^4$, on observe une augmentation au niveau de la déformation des isothermes.

Ainsi lorsque le nombre de Rayleigh devient important $Ra = 10^6$, les couches limites thermiques deviennent plus minces et les isothermes deviennent stratifiées. Le degré d'augmentation de la stratification avec l'augmentation du nombre Ra fixe.

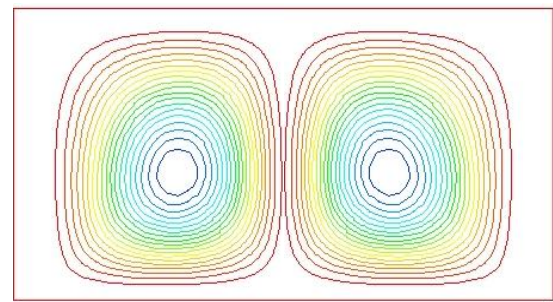
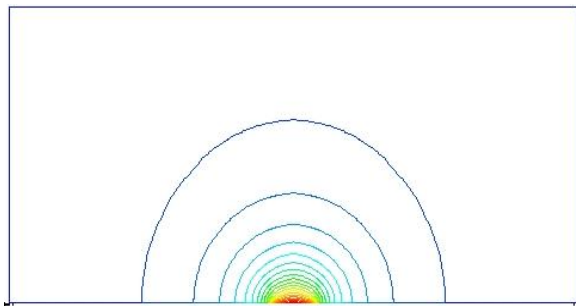
Donc les résultats montrent que le taux de transfert thermique augmente en fonction de la section d'entrée de la chaleur au fluide.

Les lignes de courant présentent la structure d'écoulement dominante sont formées en deux cellules de circulation axisymétrique dans le sens direct des aiguilles d'une montre et la deuxième tourne dans le sens indirect. Cette observation est valable pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh Ra et les rapports de forme.

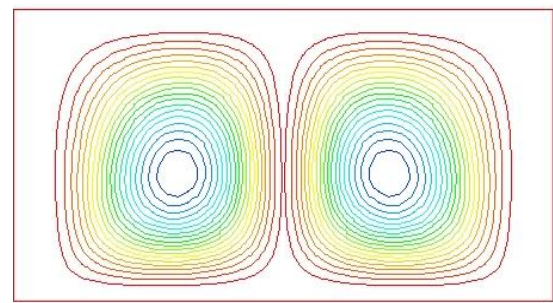
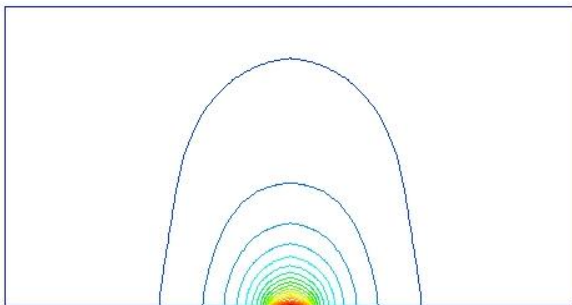
La figure IV.6 représente l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour plusieurs valeurs du rapport de forme ε . Pour une partie chauffante le transfert de chaleur devient intense lorsque cette partie de la cylindrée diminue. Comme prévu, le taux de transfert de chaleur est supérieur au rapport de forme ε est plus petit. Et le nombre de Rayleigh Ra n'influe pas sur le taux de transfert de chaleur pour toutes les tailles de la partie chauffante. Ce qui explique la valeur presque constante du nombre de Nusselt.



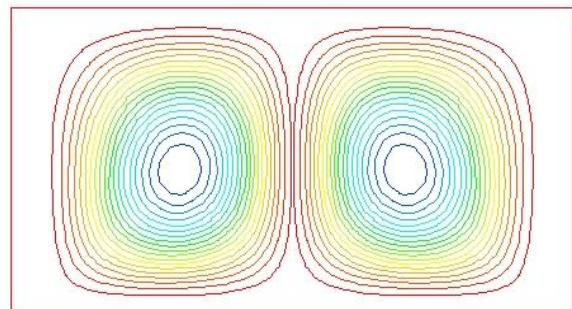
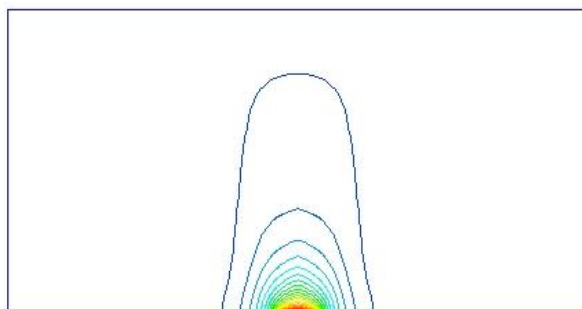
$Ra = 10^3$



$Ra = 10^4$

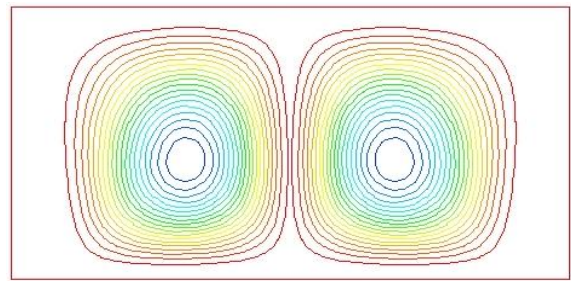
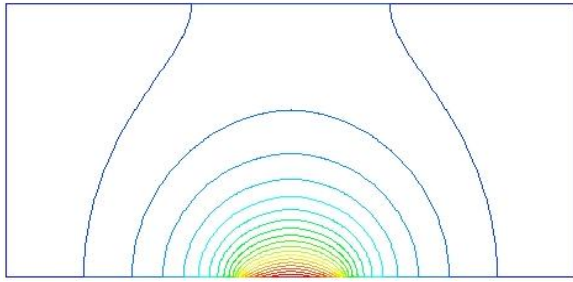


$Ra = 10^5$

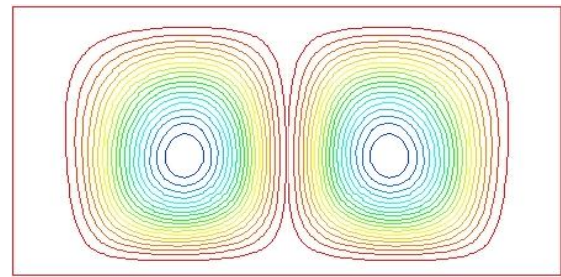
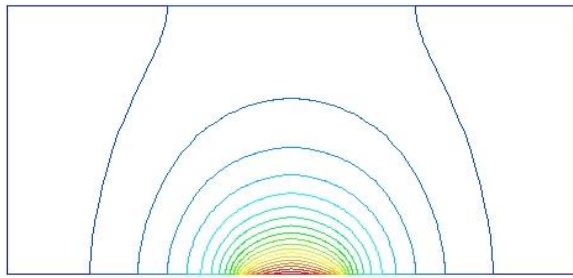


$Ra = 10^6$

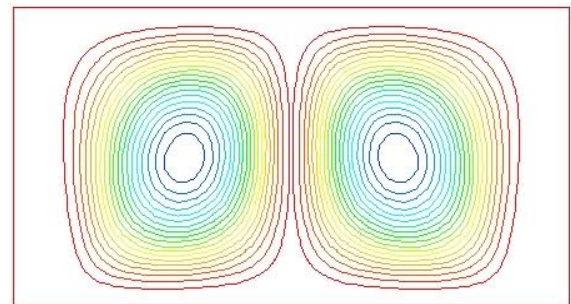
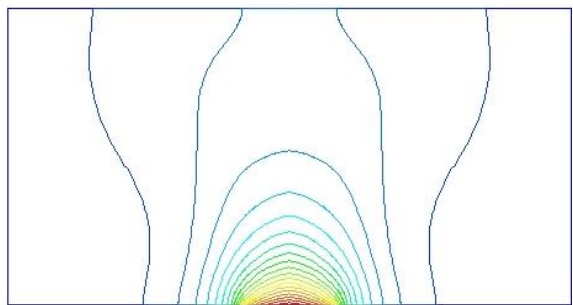
$\epsilon = 0.1$



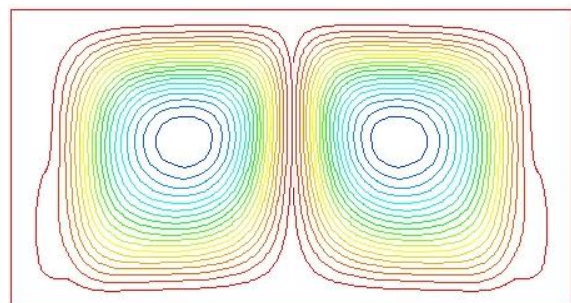
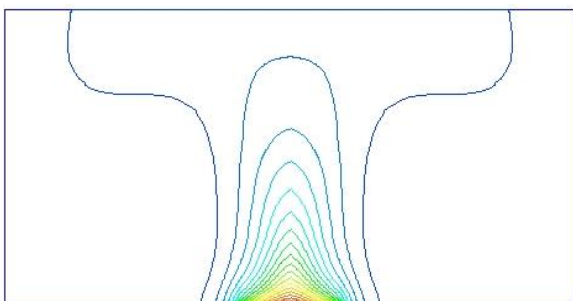
$Ra = 10^3$



$Ra = 10^4$

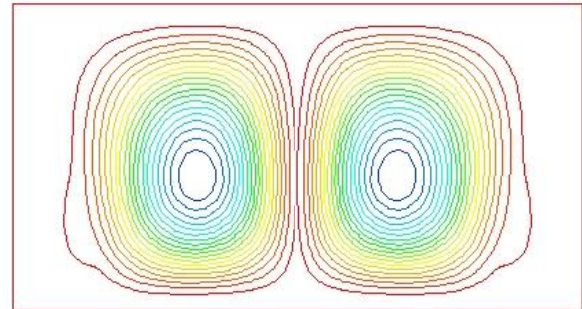
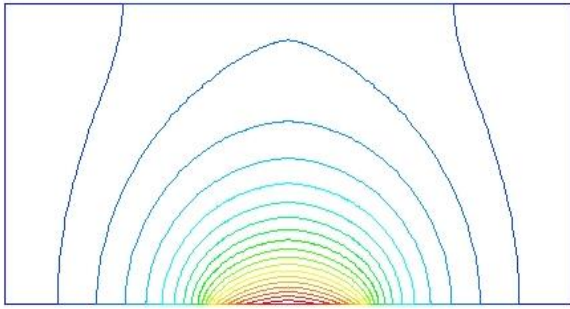


$Ra = 10^5$

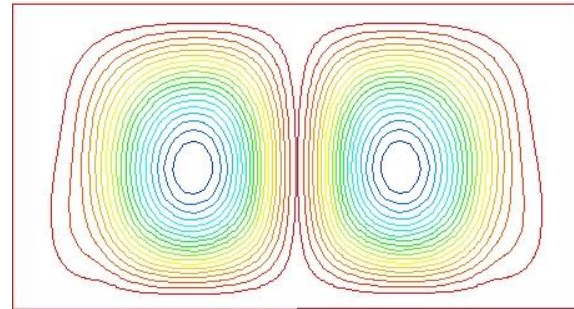
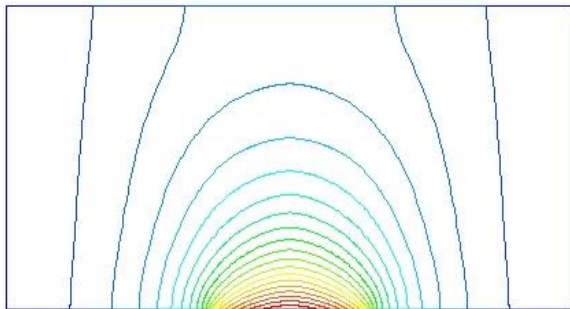


$Ra = 10^6$

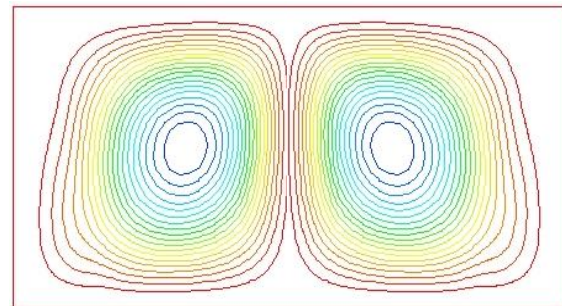
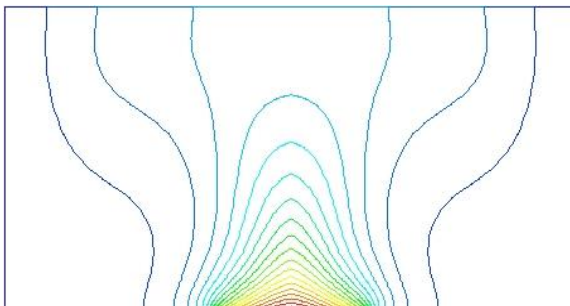
$\varepsilon = 0.2$



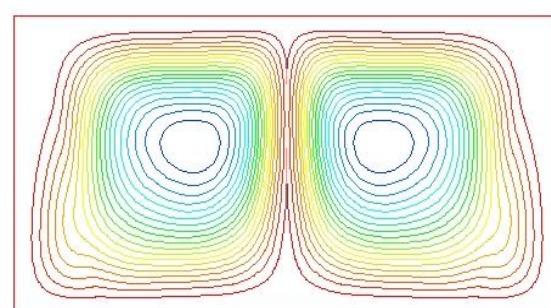
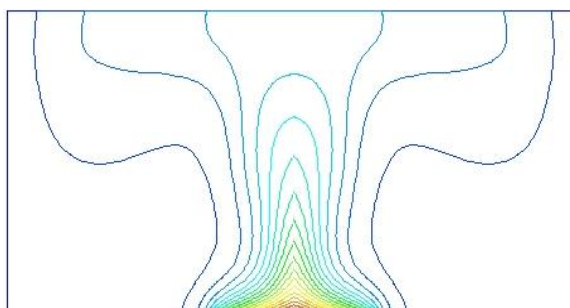
$Ra = 10^3$



$Ra = 10^4$

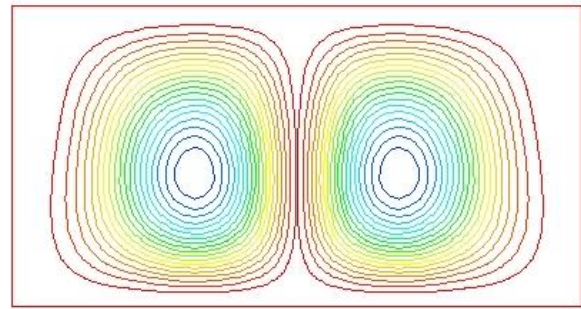
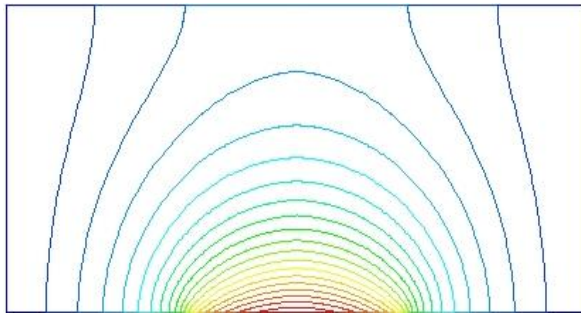


$Ra = 10^5$

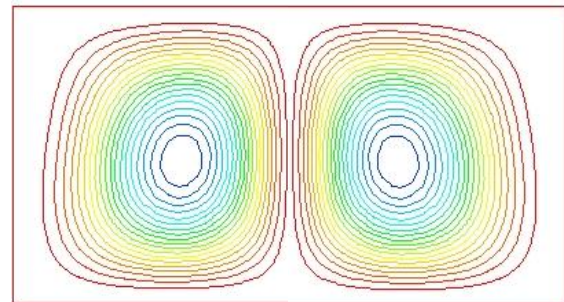
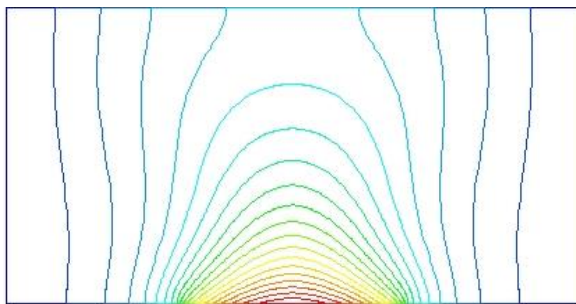


$Ra = 10^6$

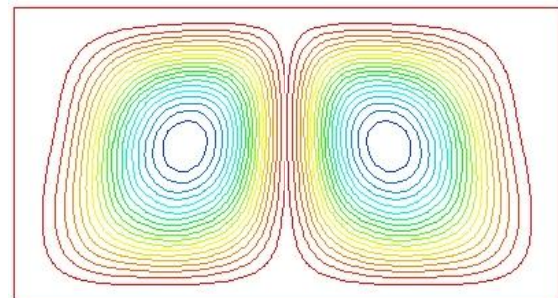
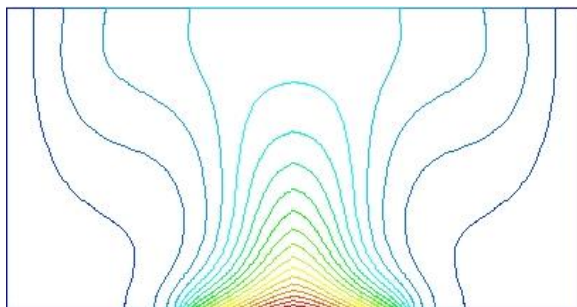
$\varepsilon = 0.3$



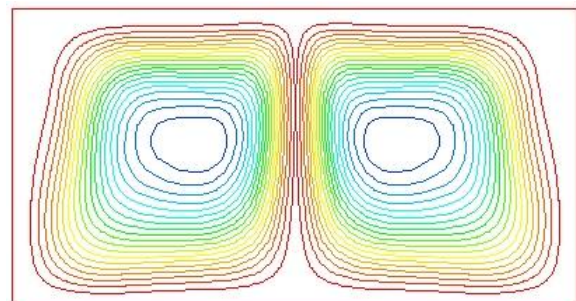
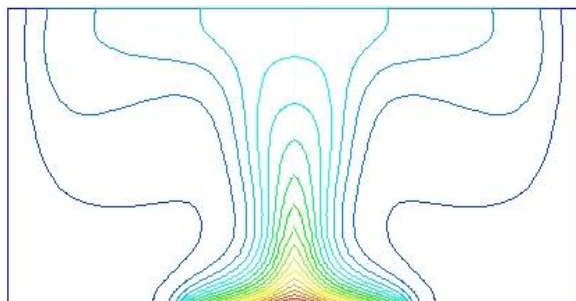
$Ra = 10^3$



$Ra = 10^4$



$Ra = 10^5$



$Ra = 10^6$

$\varepsilon = 0.4$

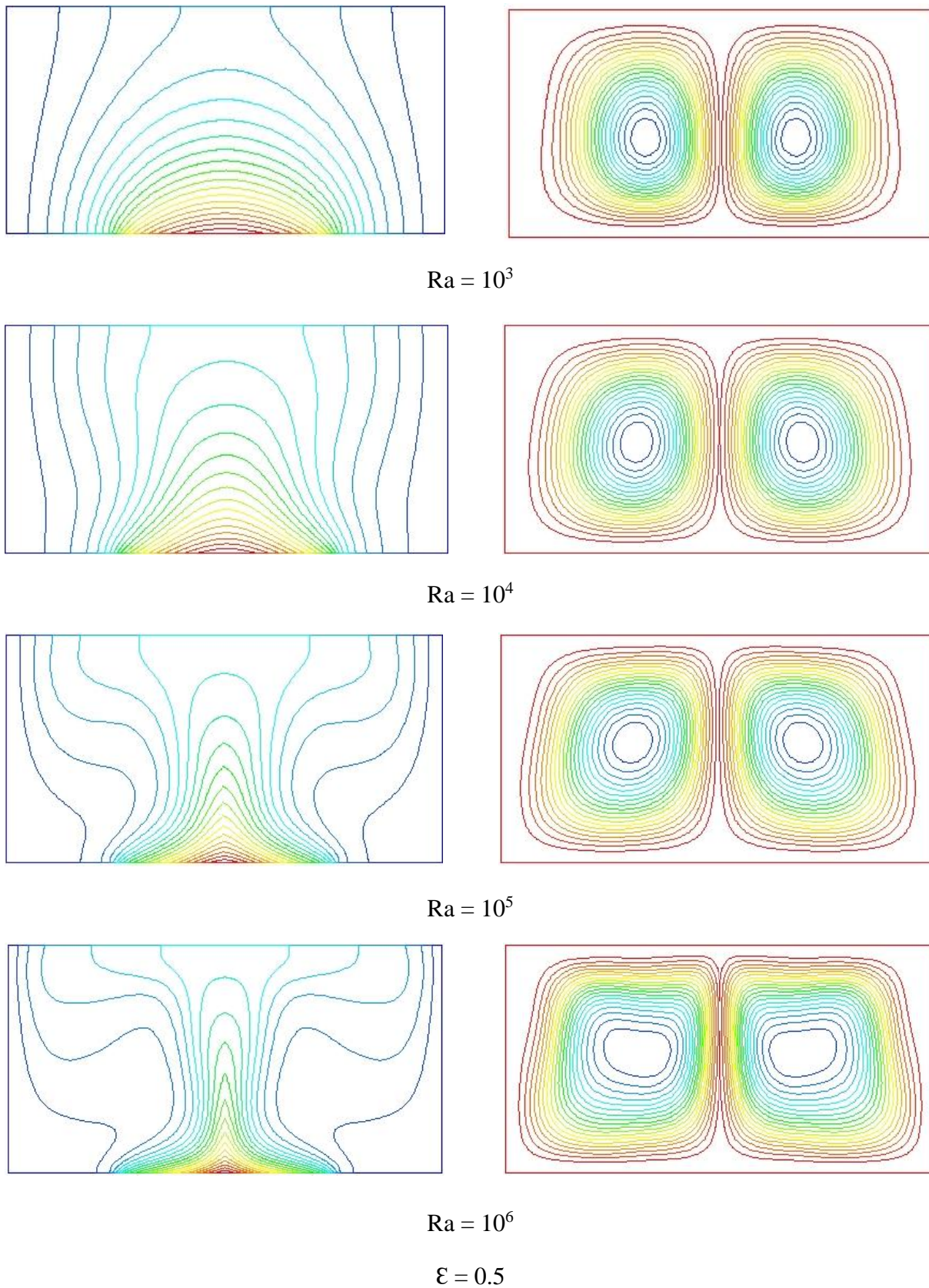


Figure IV.6 : les lignes de courant et température pour plusieurs rapports de forme ε
Et $10^3 < Ra < 10^6$

	$\varepsilon=0.1$	$\varepsilon=0.2$	$\varepsilon=0.3$	$\varepsilon=0.4$	$\varepsilon=0.5$
$Ra=10^3$	0.3940896	0.8337849	1.3285	1.895107	2.556148
$Ra=10^4$	0.3941414	0.8358446	1.358031	2.156174	3.210462
$Ra=10^5$	0.4003154	0.9389877	1.951858	3.6047424	5.535247
$Ra=10^6$	0.4526724	1.381146	3.1299	5.468955	8.078937

Tableau IV.1 : Nombre de Nusselt en fonction de nombre du Rayleigh pour plusieurs rapport de forme ε

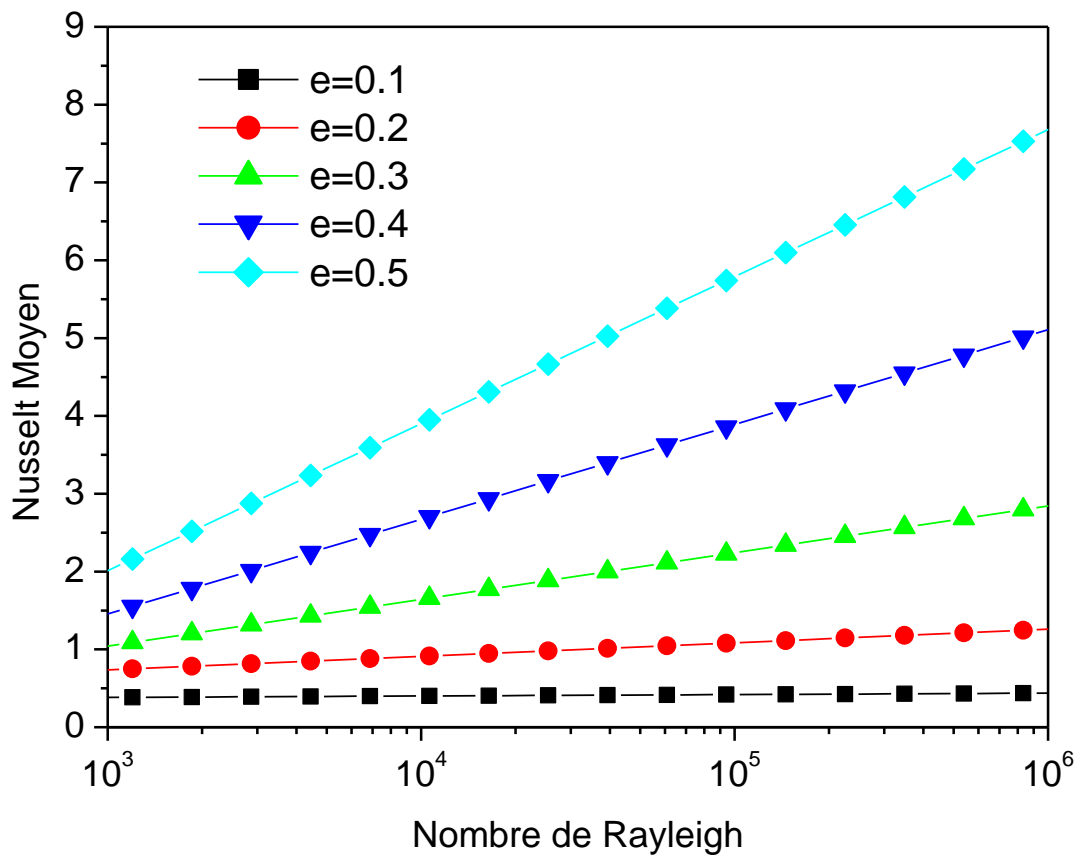


Figure IV.7 : L'évolution du nombre de Nusselt en fonction nombre du Rayleigh pour plusieurs rapports de forme ε

IV.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié une simulation numérique pour les cas suivants :

- ✚ Validation de code de calcul pour une cavité cylindrique verticale 2D avec le travail [19].
- ✚ Une étude de transfert de chaleur par convection naturelle au sein d'une cavité cylindrique verticale remplie du Méthane chauffée par le bas.

L'exploitation des données de la simulation nous a permis de représenter la variation du nombre de Rayleigh en fonction du nombre de Nusselt. Au première vue, pour un réservoir de stockage méthane cylindrique verticale 2D les courbes tracées montraient une superposition entre la simulation et les valeurs de la littérature. Et pour la cavité cylindrique nous avons obtenue des résultats numériques qualitatifs et quantitatifs satisfaisants.

Conclusion

Dans ce présent travail, nous avons étudié la convection naturelle laminaire dans une cavité cylindrique verticale remplie par un fluide GNL liquide avec une source de chaleur discrète imposée sur la partie inférieure.

Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur un schéma volumes finies en utilisant un logiciel commercial "Fluent". Ce code CFD sera d'un grand apport pour la simulation des phénomènes de transfert thermique par convection libre laminaire. Et par conséquent peuvent servir à améliorer la conception des cuves de stockage de GNL liquide.

Nous avons validé notre code de calcul sur des résultats présents dans la littérature.

L'influence des paramètres géométrique et physique du problème a été discutée dans cette étude. Ces paramètres sont le rapport de forme ε , le nombre de Rayleigh (Ra).

Dans ce mémoire travail la modélisation numérique a été motivé par l'obtention de résultats originaux dans des cavités de formes cylindrique 2D.

L'étude numérique qui a été menée a donné des résultats présentant une bonne convergence.

Les principaux résultats obtenus dans ce mémoire sont résumés ci-dessous :

Une mise en évidence de plusieurs paramètres sur le transfert de chaleur par convection naturelle au sein d'un réservoir cylindrique verticale à été menée dans cette étude. Il s'agit de l'étude :

- L'effet de nombre de Rayleigh
- Influence du rapport de forme ε

Dans une première étape, nous avons analysé le comportement des structures d'écoulements et la distribution de la température, sur le transfert de chaleur, et nous avons remarqué que les isothermes changent en fonction du nombre Rayleigh Ra mais pas en fonction de rapport de forme ε . Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, les isothermes se rapprochent les unes des autres dans la zone située près des parois active, ce qui implique une

augmentation du transfert thermique à travers la paroi supérieure de l'enceinte. Pour toutes les valeurs de Ra et pour $0.1 \leq \varepsilon \leq 0.5$, on remarque la formation de deux cellules contrarotatives.

Par ailleurs, la convection naturelle est évidemment très sensible à la variation du rapport de forme ε . En effet, d'après les résultats obtenus, plus le rapport de forme augmente plus nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chauffée diminue. D'une manière générale le nombre moyen de Nusselt augmente lorsque le rapport de forme ε diminue, et varie avec un taux très faible lorsque Ra augmente.

Référence

- [1] H. Bénard, les tourbillons cellulaires dans une nappe liquide transportant de la chaleur par convection en régime permanent, Annales Chimie Physique, Vol. 723, PP 62-79. 1901.
- [2] L. Rayleigh, on convection currents in Horizontal Layer of Fluid when the Higher Temperature is on the Underside, Philosophical Magazine, Vol 32, PP 538. 1916
- [3] F. Kreith, Traduction de B. Khodja, Transmission de la chaleur et thermodynamique, Ed. Masson, 1967.
- [4] C. Body, les échangeurs de chaleur par convection (1ère partie), Ed. Bordas / Mouton, Paris, 1968.
- [5] J. Boussinesq, Théorie Analytique de la Chaleur, vol. 2, Gauthier-Villars, Paris, (1903)
- [6] G.k. Batchelor, Heat transfert by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures, Q.Appl.Math, Vol.12, 209-233.1955
- [7] Chu H.H.-S., Churchill S.W. ET Patterson C.V.S. "The effects of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional, laminar, natural convection channels". J.Heat Transfer, Vol.98, PP. 1194-201.1976.
- [8] R. Anderson, G. Lauriat. "The horizontal natural convection boundary layer regime in a closed cavity". In: proceeding of 8th Int. Heat Transfer Conference. San Francisco, CA, PP 1453-1458. 1986.
- [9] November M etNanstell M.W. " Natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled along one side". Int. J. Heat Mass Transfer.Vol.30 N^o.11, PP 2433-44. 1987.
- [10] Chu T.Y. ET Hichox C.E. " Thermal convection with large viscosity variation in an enclosure with localized heating".J. Heat Transfer, Vol.112, PP 388-95. 1990.
- [11] L.C. Lageet A. Bejan. "The resonance of natural convection in an enclosures heat periodically from the side ".Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, PP 2027-2038. 1993.
- [12] M.M. Ganzarolli, L.F. Milanez. "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides ".Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.38, PP 1063-1073. 1995.

- [13] O. Aydin et W. Yang. "Resonant enhancement of natural convection heat transfer in a square enclosure ". *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, PP 2837-2846.1998.
- [14] O. Aydin et W. Yang. "Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides" *Int. J. Numerical methods for heat & Fluid flow*, Vol.10 N°5, PP.518-529.2000.
- [15] I.E. Sarris, I. Lekakis, N.S. Vlachos. "Natural convection in rectangular tanks heated locally from below". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.47, PP 3549-3563. 2004.
- [16] M. Bourich, M. Hasnaoui, A. Amahmid. "Double-diffusive natural convection in a porous enclosure partially heated from below and differentially salted ". *Int.J. Heat fluid Flow* Vol.25 (6), 1034-1046.2004.
- [17] B. Calcagni, F. Marsili, M. paroncini. "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below ". *Applied thermal engineering*, Vol.25, PP 2522-2531.2005.
- [18] M.A.R. Sharif, T.R. Mohammad. "Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from the sidewalls". *Int. J. Thermal Sci.* Vol.44, PP 865-878. 2005.
- [19] B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini. "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below ". *Applied thermal engineering*, 25, 2522-2531. (2005).
- [20] L.B. Evans, R.C. Reid, E.M. Drake, Transient natural convectional cylinder. *Aiche J.*14 (2), 251-259 (1968).
- [21] A. Lemembre, J.P. Petit, laminar natural convection in a laterally heated and upper cooled vertical cylindrical enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer* 41 (16) 2437-2454, (1995)
- [22] Benkhelifa. A, M.A. Harhad, M. Belhamel, Etude Numérique de la convection naturelle dans une cuve cylindrique, *Rev. Energ. Ren: valorisation* 37-41 (1999)
- [23] M.S Khelifi Touhami, A. Benbrik, D. lemonnier, D. Blay, Laminar natural convection flow in a cylindrical cavity application to the storage of LNG, *journal of petroleum science and engineering*, volume 71, issues 3-4, Pages 126-132 (2010)
- [24] E. Papanicolaou, V. Blessiotis, Transient natural convection in a cylindrical enclosure at high Rayleigh Numbers, *Int. Heat Mass Transfer*, 45 1425-144(2002)

[25] R.C. Oliveski, A. Krenzinger, and H.A. Vielmo, cooling of cylindrical vertical tanks submitted to natural internal convection, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45, 1425-1444(2003)

[26] A. Barzegar and A.A Dehghan (2009), Transient thermal behavior of a vertical solar storage tank with a mantle heat exchanger during no-flow operation, *journal of applied fluid Mechanics*, Vol.2, No.1, PP.55-69,2009

[27] C.T.Pham, S.Hartmann and J.P.Petit, Simultaneous heat and mass transfer in unsteady turbulent natural convection application to liquefied natural gas storage, 10th International heat conference Brighton (UK) 14-18, (1994)

[28] S.Bate and D.S. Morrison, Modeling the behavior of stratified liquid natural gas in storage tanks: a study of the rollover phenomenon, *Int. J. heat Mass Transfer*, volume 40, issue 8, pages 1875-1884(1997)