REPIBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUEET POPULAIRE
MINISTER DE L'ENEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté de Technologie

Département de Génie des procédés et Environnement



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du Diplôme de Master

Filière : Génie des procédés

Spécialité : Génie Chimique

Thème

Effet de position d'une source de chaleur sur le transfert thermique dans une cavité saturée par un fluide binaire

---

Présenté par :

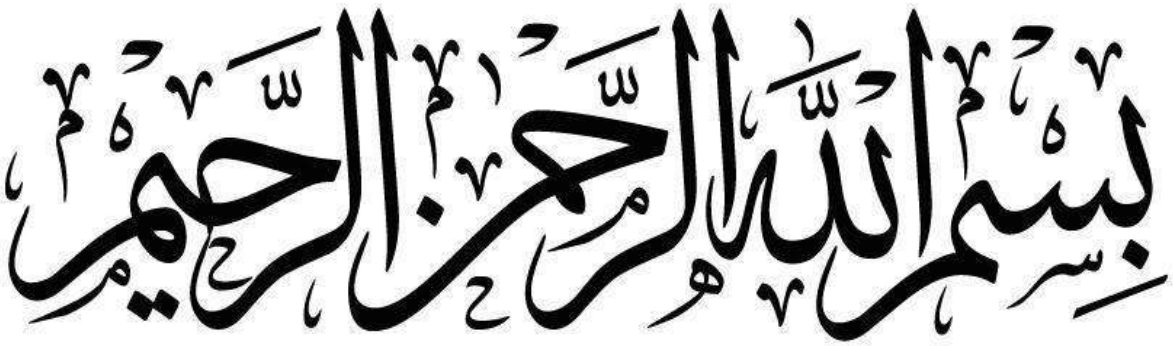
Djillali Imane

Kaibi Meriem

proposé et dirigé par :

Dr REBHI Redha

Dr HADIDI Noureddine


بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciements

Je tiens à remercier en premier lieu Dieu puissant qui nous a donné la farce et le courage pour continuer et avoir aider et éclairer Le chemin pour la réalisation de cet humble travail.

En premier lieu, on tien a exprimer toute nos reconnaissance, nos profond remerciements à notre promoteur Mr.REBHI Redha Et Mr.HADIDI Noureddine de nous avoir proposé ce sujet de recherche, denous avoir encadré, guidé, orienté, aidé et conseillé tout le long de notre travail. Pour Sescritiques et ces conseils précieux.

Je remercie également l'ensemble des enseignants du département de génie Des Procédés et environnement, pour la formation qu'ils nous ont assuré au long de notre cursus Universitaire.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements aux membres du jury d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à nos familles : plus particulièrement à nos très chers parents pour leurs soutient moral et financier et leurs sacrifices, et nos sœurs, sans oublier nos amis qui nous ont accompagné, aidé, soutenu et encouragé tout au long de la réalisation de ce mémoire.

DÉDICACES

C’est avec profonde gratitude et sincères mots, je dédie ce modeste mémoire à :

A ma chère mère, ma principale source de motivation. Sa présence inconditionnelle et son soutien infaillible ont été plus que nécessaires à l’aboutissement de ce travail. Qu’elle trouve ici le témoignage de ma gratitude et de ma profonde affection, qui, si grandes qu’elles puissent être, ne seront jamais à la hauteur de son dévouement…

A mon père adoré, guide et compagnon de toujours, prêt à tous les sacrifices pour la réussite de ses enfants. En espérant être, un jour, digne de ses espérances…

A mes très chères soeurs : khadidja, Asmaa, Aya.

A la charmante de notre maison ma petite soeur Chaimaa.

Et tous mes amis

A mes grands-pères, mes grands-mères mes tantes, mes oncles

mes cousins et cousines

A toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement

de cette étude.

IMANE

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à : A mes très chers parents Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me donner. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

- A ma famille
- A mon frère : Soufiane
- A mes très cher
- A toute mes collègues de la promotion 2021/2022
- A tout les cause qui mes sont chers et qui sont aujourd'hui absent.

Meriem

تلخيص

الهدف من هذا العمل هو الدراسة العددية للخصائص الحرارية في تجويف مشبع بسائل ثنائي. يخضع التجويف لدرجة حرارة أفقية ، حيث يظل الجدار الأيمن ساخنًا والجدار الأيسر باردًا. علاوة على ذلك ، يتم الحفاظ على الجدران الأفقية ثابتة الحرارة. المحاكاة التي يتم إجراؤها بواسطة كود الحساب التجاري بناءً على طريقة الحجم المحدود ANSYS CFX. يتم حل معادلات الحفظ التي تحكم التدفق بطريقة الحجم المحدود. يتم عرض النتائج في شكل خطوط انسيابية، متساوي الحرارة، محيط السرعة والضغط.

كلمات مفتاحيه :التحويل الحراري, تجويف مربع, الحجم المحدود

Résume

L'objectif de ce travail est l'étude numérique des caractéristiques thermique dans une cavité saturée par un fluide binaire. La cavité est soumise à une température horizontal, dont la paroi droite est maintenue chaude et la paroi gauche est froide. Par ailleurs, les parois horizontales sont maintenues adiabatiques. La simulation effectuée par le code commercial de calcul basé sur la méthode des volumes finis ANSYS CFX. Les équations de conservation régissant l'écoulement sont résolues par la méthode des volumes finis. Les résultats sont présentés sous forme des lignes de courant, isothermes, des contours de vitesses et la pression.

Mots clé : transfert de thermique, cavité carrée, volumes finis, ANSYS CFX

Abstract:

The objective of this work is the numerical study of the thermal characteristics in a cavity saturated by a binary fluid. The cavity is subjected to a horizontal temperature gradient, the right wall of which is kept hot and the left wall is cold, moreover the horizontal walls are kept adiabatic. The simulation performed by the commercial calculation code based on the finite volume method ANSYS CFX, The conservation equations governing the flow are solved by the finite volume method. The results are presented in the form of streamlines, isotherms, velocity contours and pressure.

Keywords: thermal transfer, square cavity, finite volume, ANSYS CFX

Sommaire

Introduction générale …….. 01

Chapitre I : Revue bibliographique

I.1 . Introduction ……..... 03

Chapitre II : Généralité Sur Le Transfert Thermique

II.1. Introduction…… 09

II.2. Définition Transfert de chaleur…… 09

II.3. Les différentes modes de transfert de chaleur…… 09

II.3.1. Conduction…… 10

II.3.2. convection…… 10

II.3.2.1. Les types de la convection…… 11

II.3.2.1.1. Convection forcée…… . 11

II.3.2.1.2. La convection mixte…… 12

II.3.2.1.3. Convection naturelle…… 12

II.3.3. Rayonnement…… 13

II.4. Les facteurs influençant la conductivité thermique…… 14

II.4.1. La température…… 14

II.4.2. L'humidité…… 15

II.4.3. La pression…… 15

II.5. Champ de température…… 15

II.5.1. Gradient de température…… 16

II.5.2. Flux de chaleur…… 16

II.6. Les différents types de rayonnement…… 16

II.7. Les lois fondamentales du transfert thermique…… 17

II.7.1. Loi fondamentale du la conduction (loi de j. FOURIER)…… 17

II.7.2. Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton)…… 17

II.7.3.loi fondamentale du rayonnement loi de Stefan-Boltzmann) ……. 18

II.8. Nombre adimensionnel…… 18

II.8.1. Nombre de Reynolds…… 18

II.8.2. Nombre de Nusselt……. 19

II.8.3. Nombre de Grashof…… 19

II.8.4. Nombre de Rayleigh…… 20

II.8.5. Nombre de Prandtl…… 20

II.8.6. Nombre de Richardson…… 21

II.9. Classifications des fluides…… 22

II.9.1. fluide newtonien…… 22

II.9.1.1. Fluide parfait…… 22

II.9.1.2. Fluide réel…… 23

II.9.2. Les fluides non-newtoniens…… 24

II.10.les propriété physiques des fluides…… 25

II. 10.1. La Viscosité dynamique…… 25

II.10.2. La conductivité thermique λ…… 26

II.10.3. Masse volumique***ρ***…… 27

II.10.4. L'émissivité ***ε***…… 28

II.10.5. Chaleur spécifique Cp…… 29

II.11. Modalisation mathématique…… 29

II.11.1. Hypothèses…… . 29

II.11.2. Equations gouvernant l'écoulement du fluide…… 29

II.11.2.1. Equation de continuité…… 29

II.11.2.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement…… 30

II.11.2.3. Equation de conservation de l'énergie…… 30

II.12. Conclusion…… 31

Chapitre III : Simulation Numérique

III.1. Introduction…… 33

III.2. Les différentes méthodes numériques……. 33

III.2.1 La méthode des différences finies…… 33

III.2.2 Méthode des volumes finis…… 34

III.2.3. Méthode des éléments finis…… 34

III.3.Définition de ANSYS…… 34

III.4. Présentation de logiciel ANSYS-Fluent…… 35

III.5. Commencer le programme…….. 35

III.5.1. ANSYS APDL…… 35

III.5.2. ANSYS workbench……. 35

III.5.3. Structure du code ANSYS CFX…… 36

III.6. Création de la géométrie …… 37

III.7. Menu principal du logiciel ANSYS WORKPENCH…… 38

III.8. Schéma de projet…… 38

III.8.1. Procédure et étapes de la simulation numérique…… 39

III.9.propriété physique de fluide…… 48

III .10. Description du problème……. 49

III.10.1. Dimension des cavités étude …… 49

III.11. Organigramme de calcule……. 50

III.12. Conclusion……. 51

Chapitre IV : Discussion Et Résultats

IV.1. Introduction…… 52

IV.2. Modèle physique et conditions aux limites …… 52

IV.3. Influence du nombre de Ra…… 52

IV.4.L'effet du nombre de Ra…… 53

IV.5. les profils des températures, pression et la vitesse …… 54

IV.6. Les profils des températures la pression et de vitesse…… 58

pour Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5 et Ra=10^6…… 58

IV.7. L'effet du nombre de Ra=10^6…… 61

IV.8. Conclusion général…… 65

Référence bibliographique…….

Liste Des Figures

Figure II.1 : Les 3 modes de transfert thermique…… 10

Figure II.2 : Transfert thermique par Conduction…… 10

Figure II.3 : Transfert thermique par convection…… 11

Figure II.4 : schéma présentatif de transfert par convection forcée et naturelle…… 13

Figure II.5 : Transfert thermique par rayonnement…… 14

Figure II.6 : Système fluide…… 22

Figure II.7 : Le profile des vitesses…… 23

Figure II.8 : Fluide newtonien (Le sirop de sucre de canne)…… 24

Figure II.9 : Fluide newtonien(le miel)…… 24

Figure II.10 : Fluide newtonien (l'eau)…… 24

Figure II.11 : Fluide non newtonien(le sang)…… 25

Figure II.12 : Profil de vitesse…… 26

Figure III.1: Structure du code ANSYS CFX…… 36

Figure III.2: Création de la simulation sous workbench…… 37

Figure III.3: la boite à outils…… 38

Figure III.4 : Schéma du projet…… 39

Figure III.5 : Choisir Géométrie…… 39

Figure III.6 : Choisir Maillage…… 40

Figure III.7 : Choisir Configuration…… 41

Figure III.8 : Choisir Solution…… 41

Figure III.9 : Choisir Résultats…… 42

Figure III.10 : isotherme…… 42

Figure III.11 : (a ; b) Profils de température **T** Selon les axes x, y…… 44

Figure III.12 : conteur de pression…… 44

Figure III.13 : (c ; d) Profils de pression **P** Selon les axes x, y…… 46

Figure III.14 : conteur de vitesse…… 46

Figure III.15 : (e ; f) Profils de vitesse **V** Selon les axes x, y…… 48

Figure III.16: Schéma de la cavité en 2 simulations…… 49

Figure IV.1:les courbes de la température, vitesse et la pression et les lignes de courant Ra $=10^3$ Ra $=10^4$ Ra $=10^5$ Ra $=10^6$ …… 54

Figure IV.2 : (a ; b) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…… 55

Figure IV.3: (c ; d) Profils de la pression **P** pour différentes dimensions Selon les axes x, y……. 55

Figure IV.4 : (e; f) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…… 55

Figure IV.5 : (a ; b) Profils de la pression **P** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…… 55

Figure IV.6 : (c ; d) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…… 59

Figure IV.7: (e ; f) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y……. 60

Figure IV.8:les courbes de la température, vitesse et la pression et les lignes de courant Ra $=10^6$ ……. 62

Figure IV.9: (a ; b) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…….. 63

Figure IV.10: (c ; d) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y…… 64

Liste des Tableaux

Table II.1 : Ordres de grandeur de la conductivité thermique pour divers matériaux……27

Tableaux II.2 : la masse volumique de quelque fluide…… 28

Tableau II.3 : Valeurs d'émissivité pour des surfaces rencontrées en milieu urbain……. 28

Tiré d'Uherek (2005)

Tableau III.1 : Propriété physique de l'air…….. 48

Tableau III.2 : Nombre de Rayleigh……. 49

NOMENCLATURE

A *:* surface [m²]

Cp : Capacité calorifique [J/kg. K]

da: Diamètre d'ailette [m]

dt: Diamètre extérieur de tube [m]

E : Epaisseur d'ailette [m]

F : force de glissement entre les couches en (N).

g**:** Accélération de la pesanteur [$m.S^{-2}$].

g : accélération de pesanteur.

Gr : nombre de Grashof $Gr=\frac{g.\beta\Delta T.H}{V^2}$

h : Coefficient de transfert convectif [W /m². K]

ha: Hauteur d'ailette [m].

K_{fluide} :La conductivité thermique du fluide.

L :La longueur caractéristique du corps à partir duquel la chaleur se transmet [m].

$\dot{m}$: Débit massique de fluide [Kg / s]

n : Vecteur unitaire de la normale.

Nu : nombre de Nusselt $Nu=\frac{h.l}{\lambda}$

P : Pression [Pa]

ΔP : Perte de charge [Pa]

Pl: Pas longitudinal de tube [m]

Pt : Pas transversal de tube [m]

S : surface perpendiculaire au flux thermique (m²).

T : Température [k]

ΔT: Différence de température [k]

T_P : Température de parois [k]

U : vitesse moyenne du fluide [m/s].

ΔV : Écart de vitesse entre deux couches en (m/s).

V : Vitesse moyenne du fluide [m/s]

x, y, z : Variable d'espace [m]

ΔZ : Distance entre deux couches en (m).

Lettre grecques

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

β**:** Le coefficient d'expansion thermique.

ε: Dissipation de l'énergie turbulente [s2/m3]

λ: Conductivité thermique [w/m. k]

μ: La viscosité dynamique [Kg /m.s]

v: La viscosité cinématique [m/s]

ρ: Masse volumique [kg/m³]

Φ : Flux de chaleur [W]

φ : Energie (J).

δ: représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhéré à la paroi solide.

$\Delta\rho$ **:** Gradient de la masse volumique [$Kg.m^{-3}$].

Introduction Général

Introduction Générale :

Le transfert de chaleur constituent la base de nombreux processus industriels qui sont présents dans notre vie quotidienne l'intensification de ces échanges et l'amélioration du rendement sont devenues aujourd'hui une problématique majeure dans le monde industriel, des organismes de réglementation mais aussi de la société dans son ensemble, qui prend conscience de l'équisement progressif des ressources énergétiques et qui se soucier de l'avenir en matière énergétiques.

Le transfert thermique est la science qui tente à prédire le transfert d'énergie entre les molécules ou les particules de la matière à différentes températures.

Le transfert de chaleur est une science qui contient plusieurs concepts pratiques de base utilisés dans de nombreuses applications industriels. Le transfert de chaleur peut s'effectuer au moyen de trois mécanismes différents, la conduction, la convection et le rayonnement. Les connaissances de base dans ce domaine, sont donc indispensables pour comprendre et maîtriser l'utilisation pratique de ces phénomènes. Le transfert de chaleur peut être défini comme étant la transmission de l'énergie d'une région à une autre une fois la différence de température entre elles établi. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation. Dans la littérature relative à cette discipline, on reconnaît généralement trois modes distincts de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement.

Un très grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux pour la description des phénomènes gérant la convection et la conduction, l'effet de la nature des systèmes dans les quels elle à lieu (géométrie spécialement), et les

propriétés des fluides impliqués propriétés (physico-chimiques) Ce ci est pour améliorer le transfert de chaleur (convection, conduction).

Pour nous rapprocher de la réalité et pour changer notre façon de voir les écoulements dans le transfert de chaleur déduite uniquement des résultats obtenus en géométrie tridimensionnelle, nous proposons d'étudier numériquement l'écoulement dans une cavité tridimensionnelle saturé par un fluide binaire et différentiellement chauffée.

L'objectif de notre investigation à travers de ce mémoire est principalement de présenter une effet de position d'une source de chaleur sur le transfert thermique ainsi la recirculation de fluide à l'intérieur d'une cavité saturée par un fluide binaire.

Nous avons traité les points mentionnés ci-dessous :

Étudie la simulation numérique tridimensionnelle de structure d'écoulement et taux de transfert de chaleur qui se développent dans une cavité saturée par un fluide binaire. Épreuver les effets des conditions limite sur ces structures d'écoulement.

A cette fin ce mémoire est structurée de la façon suivante :

- Le premier chapitre est consacré à une Revue bibliographique sur le transfert de chaleur
- Le deuxième chapitre est une généralité sur les phénomènes de chaleur.
- Le troisième chapitre est dédié la description de la méthodologie numériques à la base de la résolution des équations du mouvement et de l'énergie.

Dans le chapitre quatre est consacré à la présentation des principaux résultats numériques de cette étude les commentaires, interprétation et analyses des divers résultats de cette étude paramétrique sont également présentés.

Enfin, nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui englobe l'ensemble des constatations prises dans cette étude.

Chapitre I :

Revue bibliographique

I.1.Introduction :

L'étude des transferts thermiques dans une cavité a suscité un intérêt grandissant durant ces dernières décennies. Cet intérêt est dicté par le rôle joué par telles configurations dans nombreuses applications industrielles dans plusieurs domaines : le refroidissement des composants électroniques, la climatisation, les échangeurs de chaleur, les centrales nucléaires…etc. De nombreuses études ont été réalisées en utilisant : l'expérimentation numérique (simulation numérique) et pratique (expérience de laboratoire).

Baytas and Pop [1] ont étudié numériquement la convection libre dans une cavitécarrée poreuse dont les parois verticales sont isothermes, maintenues aux différentes températures et les parois horizontales sont adiabatiques. L'étude est faite en adoptant un modèle à deux températures. Ces auteurs confirment que la connaissance de ce comportement est importante pour la conception des systèmes d'isolation thermique et d'autres applications pratiques. Ils constatent qu'un tel modèle (modèle à deux températures) modifie sensiblement le comportement des caractéristiques d'écoulement, en particulier ceux des coefficients locaux de transfert de chaleur.

De Vahl Davis [2], a mené une étude numérique sur la convection naturelle au sein d'une cavité carrée bidimensionnelle dont les parois horizontales sont thermiquement isolées et les parois verticales maintenues à des respectivement chaude et froide. Il a fourni un ensemble de solutions de références stables pour un nombre de Rayleigh allant de 10^{3}à 10^{6}. Depuis, ses résultats sont utilisées comme référence.

L'étude de Bousri et Bouhade (2007) : apporte une contribution à l'étude des transferts de chaleur et de masse simultanée dans les écoulements de certains fluides dans des milieux réactifs. Son travail porte essentiellement la convection forcée pour un écoulement laminaire d'un fluide dans un cylindre poreux réactif, de longueur H de rayon R. Les hypothèses adoptées consistent à considérer un régime instationnaire d'un écoulement laminaire bidimensionnel, axisymétrique, monophasique. Les équations régissant le phénomène sont déduites des principes de conservations de la masse, et de l'énergie et des espèces chimiques.

Le modèle d'écoulement adopté dans le milieu poreux étant celui de Darcy- Brinkman. Les effets d'un certain nombre de paramètres thermo physiques sont étudiés, tel que : la perméabilité du milieu poreux, le nombre de Reynolds relatif à l'écoulement fluide et le nombre de Frank kamenetskii caractérisant la production énergétique due à la réaction chimique. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds augmente l'inertie du fluide et réduit le temps de transition. L'augmentation du terme source lié à la

réaction chimique augmente la température et diminue la concentration à la sortie. Toute fois le nombre de Biot donne un meilleur transfert thermique et massique pour de faibles valeurs (Bousri et al, 2007).

Varol et al. [3] ont étudié numériquement, par le biais de la méthode des différences finies, le cas de la convection naturelle au sein d'une cavité inclinée présentant une source de chaleur s'étalant sur le coin droit en bas de la cavité et ce, en considérant plusieurs valeurs du nombre de Prandtl. Toutes les autres parois sont adiabatiques à l'exception d'une seule (celle de gauche en l'occurrence) qui est portée à une température inférieure à celle de la source. Leurs résultats montrent que le taux d'échange thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et qu'il est maximum ou minimum selon l'angle d'inclinaison et dépend de la longueur de la source. De plus, le nombre de Nusselt moyen est plus important pour les valeurs du nombre de Prandtl ne dépassant pas l'unité.

Mahmoudi et al. [4] ont étudié l'influence du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique en nanoparticules, sur le refroidissement d'une source chaude de différentes longueurs, positionnée à l'intérieur d'une cavité carrée à paroi verticale droite maintenue à une température plus faible, remplie entièrement du nanofluide eau-Cu, les autres parois de la cavité étant adiabatiques. Les auteurs ont trouvé que l'ajout de nanoparticules améliore le transfert thermique. Cette amélioration est plus significative à des nombres de Rayleigh relativement faibles. La position relativement basse ou haute ainsi que l'augmentation de la longueur de la source chaude donnent lieu à un refroidissement moins bon.

Karim et al [5] étudié le comportement hydrodynamique et thermique de l'air remplissant entièrement une cavité cubique qui présente une source de chaleur, occupant une fraction de sa base. A l'exception de ses parois verticales, droite et gauche, maintenues à une température uniforme et inférieure à celle de la source, toutes les autres surfaces sont considérées comme adiabatiques. L'écoulement et le transfert thermique sont gouvernés par le nombre de Rayleigh ainsi que par l'étendue de la source de chaleur. Les équations générales de conservation sont discrétisées par la méthode des volumes finis avec un code de calcul, basé sur l'algorithme simpler. Cette étude a montré que deux régimes d'écoulements sont distingués suite de l'augmentation du nombre de Rayleigh. Un régime dit conductif pour une gamme de $Ra \leq 104$ et un régime convectif là où $Ra \geq 105$. Le taux de transfert thermique ce trouve comme une fonction croissante du nombre de Rayleigh ainsi que l'étendue de la source de chaleur.

D'Orazio et al. [6] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle, remplie d'air, chauffée par le bas et refroidie par le haut. Les simulations numériques ont été réalisées pour différents rapports d'aspect et pour une gamme du nombre de Rayleigh ($103 \leq Ra \leq 105$). Les résultats montrent qu'en augmentant le nombre de Rayleigh progressivement, la nature de l'écoulement évolue comme suit : -une cellule stable, deux cellules stables, deux cellules périodiques, une à deux cellules périodiques et trois cellules périodiques.

Chaque bifurcation se caractérise par une symétrie/asymétrie et plus important encore, chaque bifurcation est accompagnée par une différence qui est plus ou moins grande du nombre Nusselt.

Chu and Churchill [7] furent les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle munie d'une source de chaleur discrète. Avec des parois horizontales thermiquement isolées, une paroi verticale froide isotherme et une source de chaleur installée sur l'autre paroi verticale, ils ont obtenu numériquement la position de la source qui optimise le transfert thermique, en fonction du nombre de Rayleigh. Cette position optimale se trouve près du centre de la paroi verticale, mais glisse légèrement vers le bas à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

B. Calgani et al [8]. Ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur en convection naturelle dans des enceintes carrées chauffées par-dessous et refroidies à partir des parois latérales. Leur étude est concentrée sur l'effet de l'augmentation de la longueur de la source sur le développement de l'échange de chaleur. Les études numérique et expérimentale montrent un transfert conductif pour $Ra \leq 10^4$(nombre de Rayleigh), alors que le phénomène convectif se développe complètement pour $Ra \approx 10^5$, et le nombre de Nusselt local Nu est évalué à la surface de la source de chaleur et présente une allure symétrique près des sources de chaleur.

Bahloul [9] a fait une étude analytique et numérique de la convection naturelle d'un fluide dans une cavité poreuse verticale. Une différence de température uniforme est appliquée à travers les parois verticales tandis que les parois horizontales sont adiabatiques. Les paramètres dont dépend la structure de l'écoulement sont le nombre de Rayleigh Ra, qui varie entre 10 et 10000 et le facteur de forme de la cavité A qui varie entre 1 et 20. Pour un grand nombre de Rayleigh, et sur la base des résultats numériques il a obtenu un modèle approximatif du régime de couche limite. Pour un chauffage élevé, il a donné un modèle simplifié pour le paramètre de stratification $\gamma = 1.22A^{-0,47}Ra^{0,46}$. Il a montré aussi que le

coefficient de stratification thermique τ dépend essentiellement du rapport de forme de l'enceinte A, et devient presque indépendant du nombre de Rayleigh, Ra, dans le régime de la couche limite, τ= (3/2) A. Il a utilisé la théorie de la stabilité linéaire du flux parallèle pour obtenir le nombre de Rayleigh critique pour une cavité longue (A>>1). Il a constaté que l'écoulement est stable, indépendant du coefficient de stratification τ.

El Hajjar et al. [10] ont étudié la convection thermosolutale avec effet Soret, dans une couche poreuse horizontale chauffée par le bas, saturée par un fluide binaire et soumise à des vibrations verticales de haute fréquences et de faibles amplitudes. Les auteurs ont montré que les vibrations induisent une séparation des espèces pour une plus large gamme des valeurs des facteurs de séparation. Dans le présent travail, on propose d'étudier la séparation des espèces d'un fluide binaire remplissant une cavité rectangulaire de hauteur H, et d'une longueur L (figure 1). Les axes de coordonnées X et Z sont respectivement orientés suivant les directions horizontale et verticale. La cavité, remplie d'un fluide newtonien incompressible, est placée dans le champ de pesanteur. Les parois horizontales de la cavité sont imperméables et soumises à un flux de chaleur uniforme. Les autres parois sont imperméables et adiabatiques. La présence simultanée de la gravité et du flux de chaleur donnent naissance à des mouvements convectifs de plus la plaque supérieure de la cavité est animée d'une vitesse constante.

Bhuvaneswari et al. [11] ont étudié la convection magnétique dans une enceinte avec un chauffage non uniforme sur les deux parois. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur est augmenté en augmentant le rapport d'amplitude du taux de transfert de chaleur total.

Cheng and Hong (1972), ont exploité une approche de vorticité combinée à une méthode itérative pour modéliser la convection laminaire libre et forcée dans un tube incliné soumis à un flux de chaleur uniforme. Leurs résultats montrent que pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh, l'inclinaison du tube a une influence considérable sur les résultats de calcul au voisinage de la direction horizontale.

L'étude expérimentale de **Turner and Flack** [12] a confirmé ces prédictions en plus de les étendre à des nombres de Rayleigh plus élevés. Ainsi, la hauteur optimale du centre de la source par rapport à la hauteur de l'enceinte pour 105< Ra < 6.106 a été trouvée de 0,4.

L'étude de **Chadwick and Heaton** [13] a apporté plus de précision sur la position optimale d'une source lorsqu'elle dégage un flux de chaleur uniforme. Après avoir examiné, expérimentalement et par simulation numérique, trois positions différentes, ils ont constaté que la position la plus basse (2/10 de la hauteur) conduisait au meilleur transfert de chaleur.

Bien qu'une étude paramétrique plus complète aurait été utile ici, il est tout de même clair que le comportement thermique est très différent pour des sources avec flux de chaleur que pour des sources isothermes. Il est également opportun de mentionner le très bon accord qu'ont obtenus ces auteurs entre les mesures expérimentales et les prédictions numériques des nombres de Nusselt locaux sur la source.

Vargas and Bejan [14] ont montré par une étude théorique, numérique et expérimentale qu'il est possible d'augmenter le transfert de chaleur en régime transitoire, conclusion obtenue à partir des études faites sur I'échange thermique par convection forcée et par convection naturelle sur une plaque plane.

En outre, **Bakkas et al.[15]** ont répété la même étude numérique, mais en utilisant cette fois-ci des blocs rectangulaires libérant un flux de chaleur uniforme. Ils ont étudié l'effet du domaine de calcul et la hauteur des blocs sur la multiplicité de solutions et de transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Les résultats obtenus montrent l'existence de différents types de solutions sur lesquelles le transfert de chaleur et la structure d'écoulement dépendent de manière significative. En revanche la solution obtenue dans le cas du domaine simple pourrait être instable dans le domaine double et cela dépendait des paramètres régissants.

Kalla.et.al [16] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une couche poreuse allongée dans la direction horizontale. Toutes les faces de la cavité rectangulaire sont exposées à des flux de chaleur uniformes, le chauffage et le refroidissement étant appliqués sur les parois opposées. Le problème est formulé en termes du modèle de Darcy. Ils ont montré qu'il est possible d'utiliser l'hypothèse d'un écoulement parallèle pour obtenir une solution analytique décrivant les champs de fonction de courant et de température dans la région centrale de la cavité. Il a démontré aussi que des solutions multiples sont possibles, certaines d'entre elles étant instables. Il a employé une méthode aux différences finies pour obtenir des solutions numériques à partir des équations gouvernantes complètes. Ils ont analysé les effets des différents paramètres, notamment celui du nombre de Rayleigh *Ra*, et d'une constante *a* donnant la proportion entre les flux de chaleur horizontaux et verticaux.

Nawaf.et al [17] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un milieu poreux en régime transitoire. Ils ont utilisé le modèle de Darcy et le fluide est supposé un fluide standard de Boussinesq. La température de la paroi chaude (la paroi gauche) oscille dans le temps autour d'une valeur constante, tandis que la paroi froide (la paroi droite) est maintenue à une température constante, les parois horizontales sont adiabatiques. Ils ont présenté des résultats pour démontrer la variation temporelle des lignes de courant, des

isothermes et du nombre de Nusselt. Lorsque la température de la paroi chaude oscille avec une forte amplitude et une forte fréquence, ils ont trouvé que le nombre de Nusselt devient négatif sur une partie de la période du nombre de Rayleigh 10^3. Les valeurs négatives du nombre de Nusselt ont été trouvées parce qu'il n'y aura pas assez de temps pour transférer la chaleur de la paroi chaude vers la paroi froide. La valeur maximum du nombre moyen de Nusselt est observée pour une fréquence adimensionnelle de 450 dans la gamme considérée (1-2000) pour un nombre de Rayleigh 10^3.

Chapitre II : Généralité sur le transfert de chaleur

II.1. Introduction

Le phénomène du transfert de chaleur et de masse par convection naturelle, dans des espaces confinés est produit généralement en présence de plus d'une source de forces de volume qui cohabitent et induisent l'écoulement. Dans le cas le plus fréquent les deux agents responsables de ces mouvements convectifs sont les gradients thermiques et de concentrations.

Ce phénomène peut jouer un rôle important dans certains processus naturels où configurations industrielles, tel que on peut le voir dans : les séparateurs dans le domaine de pétrole et pendant la création du brute souterrain, lors des mécanismes de changement de phases des métaux où la convection affecte directement la structure micrographique et les propriétés mécaniques et thermo-physiques des alliages, l'environnement, dans des réacteurs chimiques, lors du stockage des déchets radioactifs, lors du stockage des gaz liquides, les opérations de dessalement de l'eau de mer, la croissance cristalline, etc. [18] .

II.2. Définition Transfert de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un système permettant le transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Son utilisation est fréquente notamment dans l'industrie (transfert et récupération de l'énergie), automobile, l'habitat (chauffage et climatisation) et l'agro-alimentaire (conservation des produits et réfrigération). Au sein d'un échangeur de chaleur, le fluide chaud et le fluide froid sont souvent séparés par une paroi métallique (échangeur indirect) à travers laquelle le transfert thermique se fait par conduction, convection et même par rayonnement lorsque les températures sont élevées[19].

II.3. Les différentes modes de transfert de chaleur

Trois processus physiques permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès Lorsqu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à température différente) : la conduction, la convection et le rayonnement [20].

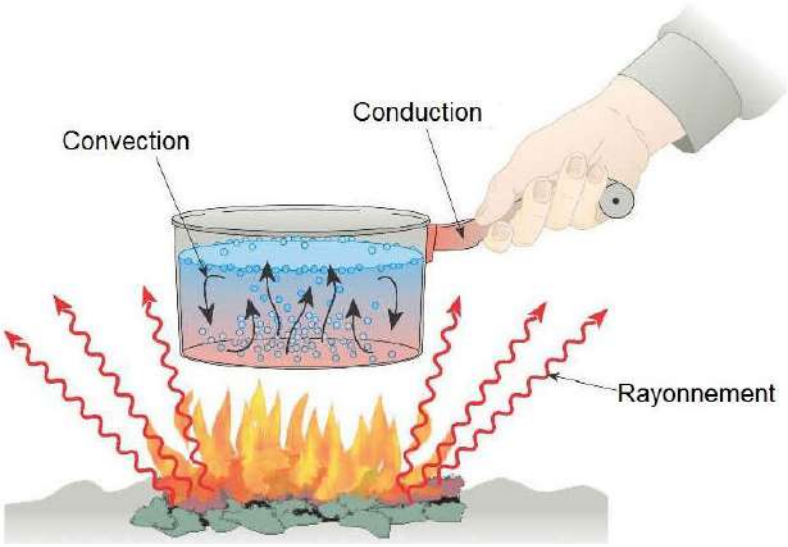


Figure II.1 : Les 3 modes de transfert thermique.

II.3.1. Conduction :

Est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux au repos, ou encore entre deux milieux en contact physique. (Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche).

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur. [21]

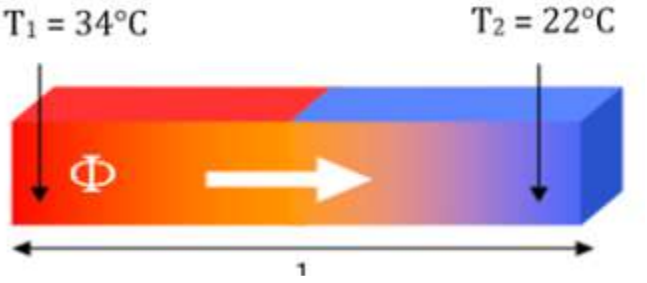


Figure II.2 : Transfert thermique par Conduction

II.3.2. convection :

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 fluides adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules [22]. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

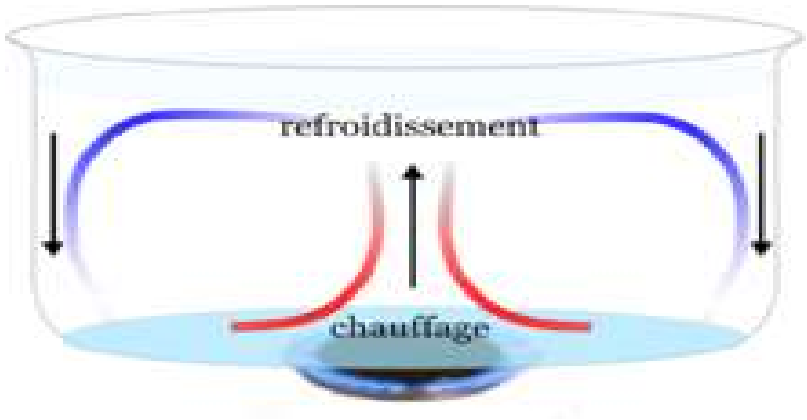


Figure II.3 : Transfert thermique par convection

II.3.2.1. Les types de la convection

II.3.2.1.1.Convection forcée:

Le mouvement du fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur, etc.) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement de fluide [23].

- **Convection Forcée externe:**

pour la plaque plane de température uniforme de longueur L en régime laminaire de vitesse U, nous allons voir dans la suite du cours o`u les notations seront définies: en régime laminaire:

$$h= Nu\ (k/L) \text{ avec } Nu = 0.664Pr^{1/}3R_{L}^{1/2} \qquad (II.1)$$

$$\text{et } Pr = \nu/a \text{ et } RL = UL/\nu. \qquad (II.2)$$

en régime turbulent ($Re > 10^4$):

$$h= Nu\ (k/L) \text{ avec } Nu = 0.036P\ r^{1/3}\ R_{l}^{4/5} \qquad (II.3)$$

- **Convection Forcée interne :**

Pour un tube de température uniforme de diamètre D en régime laminaire de vitesse U, nous allons voir dans la suite du cours o`u les notations seront définies: en régime laminaire:

$$h= Nu\ (k/L) \text{ avec } Nu = 3.66 \quad \text{(II.4)}$$

$$\text{et } Pr = \nu/a \text{ et } RL = UD/\nu. \quad \text{(II.5)}$$

en régime turbulent ($Re > 10^3$):

$$h= Nu\ (k/L) \text{ avec } Nu = 0.023P\ r^{1/}3R_L{}^{4/5} \quad \text{(II.6)}$$

II.3.2.1.2.La convection mixte :

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur [24]. Le transfert de chaleur par convection mixte et l'écoulement de fluide dans les cavités sont des sujets importants d'investigation en raison de leur effet sur de nombreuses applications d'ingénierie et des phénomènes naturels tels que l'énergie thermique, les industries pétrochimiques, l'aérospatiale, la construction et les capteurs solaires, etc[25].

De plus, les problèmes de convection mixte sont caractérisés par trois paramètres de surveillance non dimensionnels, à savoir Numéro de Reynolds Re, le numéro de Grashof Grand le numéro de Prandtl [26].

II.3.2.1.3.Convection naturelle :

En convection naturelle, les mouvements des particules de fluide ont pour origine les différences de masse volumique induites par un gradient de température imposé, en présence du champ de gravite. La convection naturelle est le régime d'écoulement obtenu lorsque l'on chauffe un fluide sans qu'il n'y ait d'écoulement extérieur impose. Cet écoulement est inexplicable dans le cadre précédent car aucun mouvement ne serait possible de par le découplage entre les équations de la dynamique et de la thermique. Pour lever ce paradoxe, on tient compte d'un phénomène que l'on avait néglige : la légère dilatabilité du fluide .C'est donc la force d'Archimède provoquée par les variations de densité induites par le chauffage qui fait se déplacer le fluide. La « thermique » et la « dynamique » sont alors très fortement couplés [27].

Pour une plaque verticale de longueur L, cette fois dans le cas de

Convection libre:

$$Nu = \frac{\text{h conv .L}}{\lambda} \quad \text{(II.7)}$$

$$\text{Avec : Nu = 0.5Gr1/4} \quad \text{(II.8)}$$

$$\text{Gr}=\frac{\text{g.}\beta\text{.L}^3\text{.}\Delta\text{T}}{V^2} \quad \text{(II.9)}$$

Pr nombre de Prandtl défini par :

$$\text{Pr} =\frac{\rho\text{.v.Cp}}{\lambda} \quad \text{(II.10)}$$

- Si la convection est laminaire Gr. Pr<1 et donc n= 1/4
- Si la convection est laminaire Gr. Pr>1 et donc n= 1/3

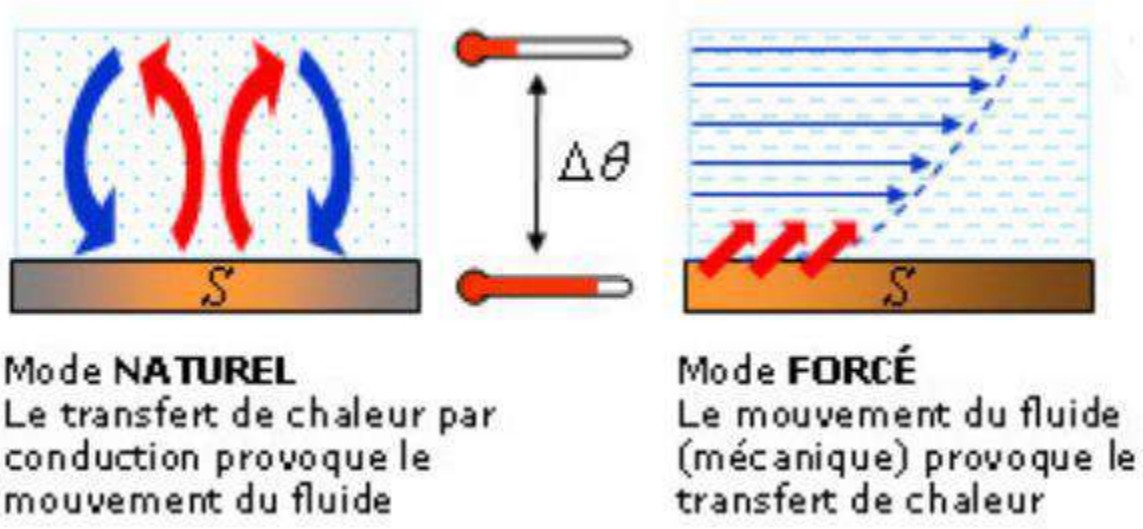


Figure II.4 : schéma présentatif de transfert par convection forcée et naturelle

II.3.3.Rayonnement :

La chaleur du soleil frappe pourtant notre planète alors qu'il n'y a aucun support solide, liquide ou gazeux au delà de l'atmosphère terrestre. Ceci signifie donc que l'´energie thermique peut tout de même traverser le vide. Ce mode de transfert s'appelle le rayonnement. Il correspond à un flux d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Comme on l'imagine, le rayonnement électromagnétique est d'autant plus élevé que sa température est grande.

Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement. Elles peuvent le générer, ce qui diminue leur énergie, ou encore l'absorber, ce qui l'augmente. De par sa nature, le rayonnement n'intervient que dans les milieux transparents (gaz, verre, vide) ou semi-opaque (gaz + fumées de CO2, gaz + vapeur d'eau) [28]

Dans ce cas nous avons la relation suivante :

$$\Phi\ (W)=\varepsilon.\ \sigma.\ S\ (T_S^4 - T_a^4) \qquad (II.11)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ: Constante de Stefan (=5,67.10-8 W. m^{-2} .K^{-4})

ε : Facteur d'émission de la surface

Ts: Température de la surface (K)

Ta : Température du milieu environnant la surface (K)

S : Aire de la surface (m2)

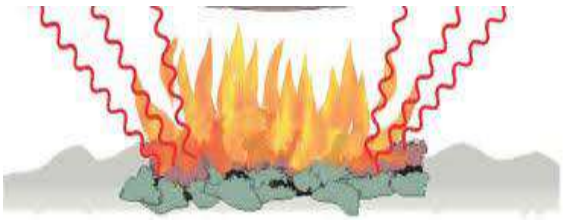


Figure II.5 : Transfert thermique par rayonnement

II.4. Les facteurs influençant la conductivité thermique

II.4.1. La température :

On remarque la dépendance importante entre la conductivité thermique et la température.

Dans le cas de certains matériaux solides non homogènes, tels que les matériaux de construction utilisés comme isolants thermiques, la structure est fibreuse ou granulaire et comporte des espaces libres remplis d'air. De ce fait, la conductivité est d'autant plus faible que les espaces sont plus nombreux et de dimensions plus petites. L'explication réside dans le fait que la conductivité thermique de l'air est faible et qu'il est piégé dans les pores, ce qui empêche la formation de courants convectifs [29].

II.4.2. L'humidité :

L'humidité à une influence importante sur k. Pour les matériaux de construction, on recommande [30].

L'utilisation de la relation suivante :

$$K=k_0 e^{0,08\Psi} \text{ [W.m-1.K-1]} \qquad \text{(II.12)}$$

Où k_0 est la conductivité du matériau sec et Ψ l'humidité relative (en %).

II.4.3. La pression :

La pression à un effet important sur la conductivité thermique des fluides. Par contre son effet est moins important sur celle des solides et elle dépend surtout de la porosité et de l'air contenu dans les micro- fissures .[31] Dans les auteurs ont étudié l'influence de la pression sur la conductivité d'un revêtement en zircone yttriée déposé par projection plasma (utilisé comme barrières thermiques pour protéger de pièces des moteurs aéronautiques, en particulier les parois de chambres de combustion), ils ont trouvé que sa valeur augmente significativement avec la pression. C'est aussi le cas dans la zone de contact entre deux solides (la résistance thermique de contact), dans le cas de laminage, de forgeage ou de poinçonnage, techniques utilisées dans le domaine de la mécanique par exemple [32].

II.5.Champ de température :

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température :

$$T=f(x, y, z, t) \qquad \text{(II.13)}$$

La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé de température [33]

Le caractère de déséquilibre peut être classé en quatre types de régimes :

- **Les régimes permanents :** Pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur
- **Les régimes périodiques :** établis pour lesquels la température, en tout point, effectue des oscillations périodiques indépendantes du champ de température initial
- **les régimes transitoires :** qui correspondent à l'évolution d'un système d'un état initial (permanent ou en équilibre) vers un état final (permanent ou en équilibre)

provoquée par un changement à l'instant initial des sources ;le champ de température dépend du champ de température initial mais l'influence de celui-ci s'estompe avec le temps

- **les régimes variables** pour lesquels les sources évoluent constamment, le champ de température

II.5.1. Gradient de température :

Tous les point de l'espace qui on la même température, définissent un surface dite surface isotherme la variation de la température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme cette variation est caractérisée par le gradient de température [34].

$$\overrightarrow{grad}\,(\mathrm{T}) = \frac{\partial n}{\partial T}\,\overrightarrow{n} \qquad \text{(II.14)}$$

$\overrightarrow{n}$ Vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial n}{\partial T}$ Dérivée de la température le longe de la nor

II.5.2.Flux de chaleur :

Un flux de chaleur est une quantité d'énergie transférée sous forme de chaleur par unité de temps. C'est donc une puissance, qui s'exprime en Watt (J/s) [35] :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (\mathrm{W}) \qquad \text{(II.15)}$$

II.6.Les différents types de rayonnement :

- **Emission :** Le rayonnement thermique émis par un corps porté à une certaine température résulte d'une conversion de l'énergie interne du corps en rayonnement.
- **Propagation :** Les radiations électromagnétiques se propagent dans le vide séparent entre un corps émetteur et un corps récepteur à la vitesse de lumière. lorsque le rayonnement se propage au travers d'un corps plus ou moins transparent, la vitesse de propagation est inférieure à la célérité de lumière.
- **Absorption :** Les radiations reçues par un corps sont absorbées particulièrement, les corps semi transparents réfléchissent une partie de l'énergie des radiations.

II.7. Les lois fondamentales du transfert thermique:

II.7.1.Loi fondamentale du la conduction (loi de j. FOURIER):

la loi fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction, a été proposée par le mathématicien et physicien Français, Jean Baptiste Joseph Fourier en 1822. Elle exprime la proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface [36].

$$\Phi=\frac{d\varphi}{dt} = -\lambda S\Delta T \qquad \text{(II.16)}$$

Avec

Φ: Flux thermique (w).

φ: Energie (J).

λ: Conductivité thermique (w/m/K). Les coefficients de conductivité sont des propriétés physiques intrinsèques des matériaux.

La conductivité thermique dépend de la nature du corps considéré et dépend généralement de la température. Elle traduit la capacité d'un matériau à transporter la chaleur par conduction. S: surface perpendiculaire au flux thermique (m2).

T: Température (k).

Le signe '-' intervenant dans cette loi traduit le fait que le flux de chaleur circule des zones chaudes vers les zones froides (dans le sens opposé au gradient de température).

II.7.2.Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton):

la loi fondamentale de la convection est la loi d'Isaak Newton ((1643-1727), traduit par la relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\Phi=h.\ S.\ (T_P - T_f) \qquad \text{(II.17)}$$

$$h=\frac{K_{fluide}}{\delta}$$

Tels que :

δ:représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhéré à la paroi solide;

K_{fluide} : la conductivité thermique du fluide,

h: représente le coefficient du transfert de chaleur par convection; [w/m2 .K] OU [Kcal/h.m2 .C],

T_p: Température de la paroi [k],

T_f: Température du fluide [k],

II.7.3.loi fondamentale du rayonnement loi de Stefan-Boltzmann):

Le flux de chaleur rayonné par un milieu de surface (s) et de température (T) s'exprime grâce à la loi de Joseph Stefan (1835-1839) et Ludwig Eduard Boltzmann (1844-1906).

$$\Phi_{émis} = \varepsilon . \sigma . S . T^2 \qquad \text{(II.18)}$$

Tel que :

σ:constante de Stefan-Boltzmann, σ =4.92. 10-8 Kcal/h.m2 .K.

ε: L'émissivité de la surface sans unité.

T: température (k).

S: surface (m2).

II.8. Nombre adimensionnel

II.8.1.Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds nous dit si on a un écoulement laminaire ou turbulent. Il est défini comme :

$$R_{ex} = \frac{\rho \cdot U \cdot x}{\mu} = \frac{U \cdot x}{\nu} \qquad \text{(II.19)}$$

Avec :

ρ: la densité [kg/m3].

U:la vitesse [m/s].

x:la dimension caractéristique du système étudie [m].

μ et ν:la viscosité respectivement dynamique [Pa · s] et cinématique [m2/s].

Vu sa définition, le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donne par

$$Dh = \frac{4 \cdot S}{P} \qquad \text{(II.20)}$$

S : est la surface du tuyau [m2] et P est son périmètre [m].

Pour les écoulements externes, par contre, la dimension caractéristique est la longueur du système dans la direction de l'écoulement. Si le nombre de Reynolds du système est plus petit que sa valeur critique Récrit, l'écoulement est laminaire, si par contre sa valeur dépasse Récrit on retrouve un écoulement turbulent.

– Ecoulement interne Récrit ≅2300

– Ecoulement externe Récrit ≅300000

II.8.2.Nombre de Nusselt :

C'est un coefficient adimensionnel d'échange de chaleur, il représente le rapport du transfert de chaleur par convection à celui par conduction dans une couche de fluide d'épaisseur (L). La forme adimensionnelle appropriée de ce paramètre (h) est le nombre de Nusselt (Nu) défini par:

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda} \qquad \text{(II.21)}$$

L : est la longueur selon laquelle se fait l'écoulement

λ : est la conductivité du fluide [$W/(m \cdot K)$].

h : coefficient d'échange convectif en [W/ (m². K)].

Le nombre de Nusselt est, contrairement au nombre de Biot, un rapport de deux longueurs. Même si on retrouve la même écriture que pour le nombre de Biot, la signification physique est tout à fait différente.

II.8.3.Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice

d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$G_r = \frac{g.\ \beta.\Delta T.H}{v} \quad \text{(II.22)}$$

g : est l'accélération de la pesanteur [m/s-²].

$\Delta T = (Tp - Text)$: La différence de température [°c].

v :la viscosité cinématique.

H : la dimension caractéristique de la géométrique étudié.

β: le coefficient de dilatation thermique a pression constante, définie par :

$$\beta = -\frac{1}{P}(\partial P|\ \partial T)p \quad \text{(II.23)}$$

et pour un gaz parfait : $\beta = \frac{1}{T} = [\frac{1}{K}]$

II.8.4.Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prandtl et Grashof et est donné par

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta\Delta T H^3}{v\ \alpha} \quad \text{(II.24)}$$

En fonction de nombre de Rayleigh, on peut définir différents régimes du transfert de chaleur en convection naturelle.

$Ra<10^3$: le transfert a lieu essentiellement par conduction.

$10^3 <Ra<10^9$:le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire.

$Ra> 10^9$: le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

II.8.5.Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport entre le diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique. Il caractérisé l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

Il peut être exprimé comme :

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{Cp.\mu}{\lambda} \quad \text{(II.25)}$$

Avec :

Cp: Capacité thermique massique du fluide en (J. Kg-¹. K-¹).

μ: viscosité dynamique de fluide en (kg. m-¹.S-¹).

λ: Conductivité thermique (W. m-¹.k-¹).

v: viscosité cinématique (m². S-¹).

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{(II.26)}$$

ρ:Masse volumique du fluide (kg. m-³).

α:la diffusivité thermique (m². S-¹).

$$\alpha : \frac{\lambda}{Cp * \rho} \quad \text{(II.27)}$$

II.8.6.Nombre de Richardson :

Ce nombre est égale au rapport des carrées des vitesses associées à la convection naturelle et à la convection forcée. Il tend vers zéro dans le cas de la convection forcée et vers l'infinie dans la convection naturelle.

$$RI = \frac{g\beta\Delta TL}{(V)^2} \quad \text{(II. 28)}$$

Le nombre de Richardson (Ri) = Gr/Re^2, Ri permet de définir précisément les domaines de prépondérance de la convection forcée et de la convection naturelle.

Si : $Gr << Re^2$, la convection forcée.

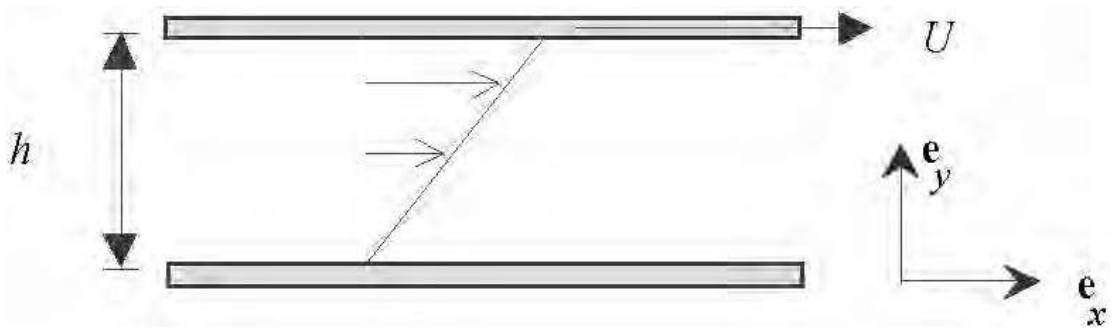
Si : $Gr >> Re^2$, la convection naturelle.

Si : $Gr \approx Re^2$, on est dans le domaine de la convection mixte).

II.9.Classifications des fluides :

II.9.1. fluide newtonien:

Loi Des Fluides Newtoniens:



Avec son expérience (1687), Newton observe deux choses :

- il se produit une force de résistance du fluide contre cette action de cisaillement ;
- cette force est proportionnelle au taux de cisaillement, ici U/h [1/s].

La contrainte de cisaillement s'écrit

$$\tau = \mu \frac{U}{h} = \mu \gamma \qquad \text{(II.29)}$$

Avec γ le taux de cisaillement (ici γ = U/h = du/dy)

Fluides newtoniens qui seront classés comme suit [37].

II.9.1.1.Fluide parfait :

Soit un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée S fictive ou non (**Figure II.6**).

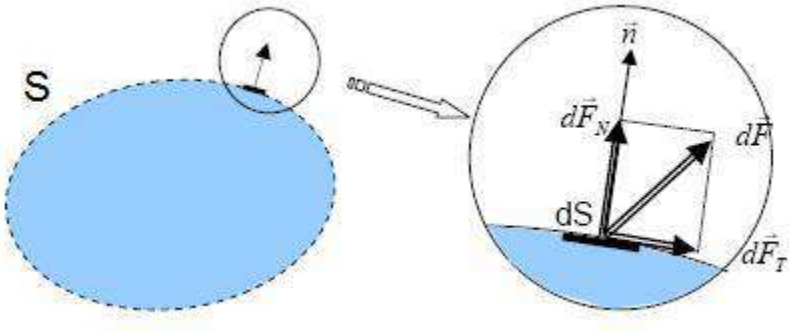


Figure II.6 : Système fluide

Considérons $\overrightarrow{dF}$ la force d'interaction au niveau de la surface élémentaire dS de normale $\vec{n}$ entre le fluide et le milieu extérieur. La force $\overrightarrow{dF}$ peut être décomposée en deux composantes, à savoir :

- une composante $\overrightarrow{dF}_T$ **tangentielle** à dS.

- une composante $\overrightarrow{dF}_N$ **normale** à dS.

En mécanique des fluides, un fluide est dite **parfait** s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottement. C'est a dire quand la composante $\overrightarrow{dF}_T$ est nulle. Autrement dit, la force $\overrightarrow{dF}$est normale à l'élément de fluide.[37]

II.9.1.2. Fluide réel :

Contrairement à un fluide parfait qui n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs, pratiquement inexistant dans la nature, dans un fluide réel les forces tangentielles de frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparait lors du mouvement du fluide. **Remarque :** lorsque le fluide est au repos (en équilibre), le fluide réel se comporte comme un fluide parfait. Les forces de contact dans ce cas sont normales aux éléments de surface. La

Statique des fluides réels se confond avec celle des fluides parfaits. [37]

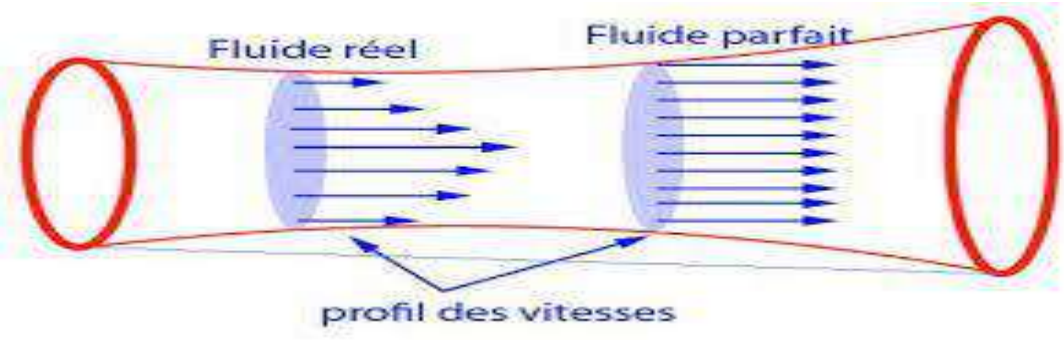


Figure II.7 : Le profile des vitesses

- **Fluide incompressible**

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donné ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.) [38].

- **Fluide compressible**

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles par exemple l'air, l'azote, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles. [38] …etc.



Figure II.8 : Fluide newtonien

(Le sirop de sucre de canne)



Figure II.9 : Fluide newtonien(le miel)



Figure II.10 : Fluide newtonien (l'eau)

II.9.2.Les fluides non-newtoniens

Un fluide est appelé non-newtonien lorsque sa viscosité est variable en fonction de la vitesse à laquelle un objet se déplace à l'intérieur, ainsi qu'aux contraintes auxquels il est soumis. Ils ont la particularité de se solidifier ou de se liquéfier en fonction de la contrainte soumise.

Des exemples de fluides non newtonien

Le sang, les gels, les boues, les pâtes, les émulsions...



Figure II.11 : Fluide non newtonien(le sang)

II.10.les propriété physiques des fluides :

II. 10.1.La Viscosité dynamique :

C'est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit la capacité du fluide à s'écouler. Elle caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force .c'est à dire les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement.

Sous l'effet des forces d'interaction entre les particules de fluide et celles de la paroi, chaque particule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse (**Figure II.12**). Considérons 02 couches de fluide adjacentes distantes de Δy, la force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit ΔV, à leur surface S et inversement proportionnelle à Δy. Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide [39].

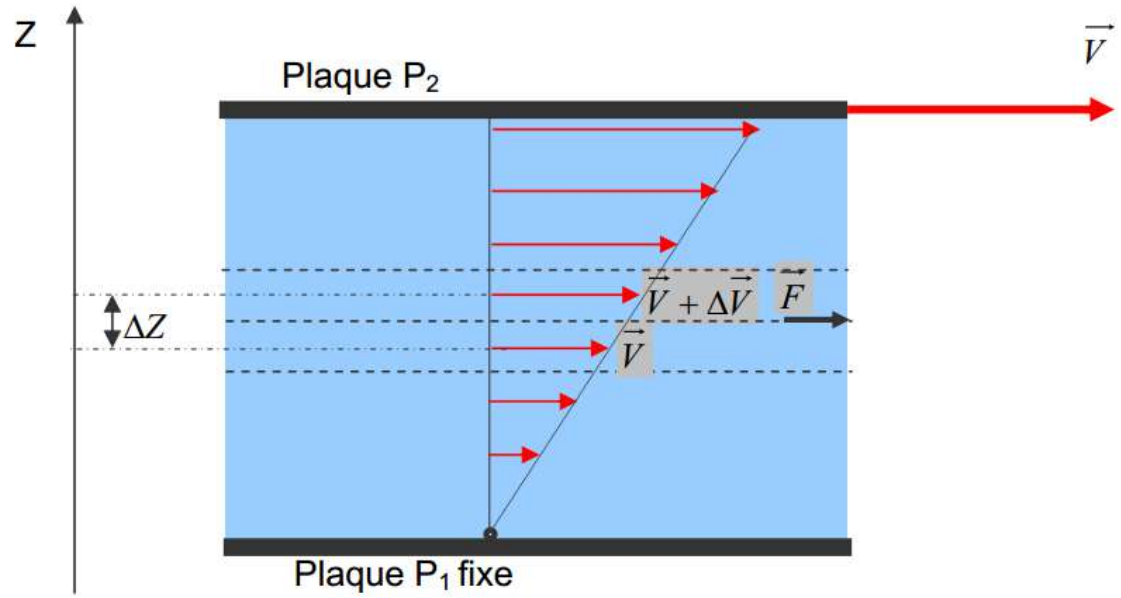


Figure II.12 : Profil de vitesse

$$F=\mu s\frac{\Delta V}{\Delta Y} \Rightarrow \tau=\frac{F}{S}=\mu\frac{dV}{dY} \qquad \text{(II.30)}$$

F : force de frottement entre les couches en [N],

τ : contrainte de cisaillement [N/m²],

μ : Viscosité dynamique en [Pa. s ou PI (Poiseuille) ou kg/m. s],

S : surface de contact entre deux couches en [m²],

ΔV : Écart de vitesse entre deux couches en [m/s],

ΔY: Distance entre deux couches en [m].

II.10.2.La conductivité thermique λ :

La conductivité thermique (souvent notée k dans les pays anglo-saxons) exprime, de par sa définition, l'aptitude d'un matériau à conduire la chaleur. Définition : la conductivité thermique est le flux de chaleur qui traverse une surface unité pour un matériau soumis à un gradient de température égal à l'unité. La conductivité thermique s'exprime en

W. m-1.K-1.La conductivité thermique dépend de :

- La nature physico-chimique du matériau

- La nature de la phase considérée (solide, liquide, gaz)

- La température

- L'orientation dans les matériaux anisotropes

On trouvera dans la Table I des ordres de grandeur pour la conductivité thermique pour divers matériaux à température ambiante (20°C).

Type de matériau Conductivité thermique (W. $m^{-1}.K^{-1}$)

Gaz à la pression atmosphérique	0.18-0.006
Matériaux isolants	0.025-0.25
Liquides non métalliques	0.1-1.0
Solides non métalliques	0.025-3
Liquides métalliques	8.5-85
Alliages métalliques	10-150
Métaux purs	20-400

Table II.1 : Ordres de grandeur de la conductivité thermique pour divers matériaux [40].

La conductivité thermique dépend de la température lorsque l'on considère des plages étendues de température. Dans ce cas on pourra cependant souvent considérer une variation linéaire avec T, sous la forme :

$$\lambda = \lambda_0 (1+b(T-T_0) \qquad \text{(II.31)}$$

λ_0 désigne la conductivité à $T = T_0$et b est une constante expérimentale. La dépendance en température de différents matériaux est illustrée dans la Figure II.12 ci-dessous (extraite de J. Crabol – transfert de chaleur- ed. Masson 1989)

II.10.3.Masse volumiqueρ :

la masse volumique ρ, d'une substance est définie comme étant le rapport [41] :

$$\rho = \frac{m}{V} \qquad \text{(II.32)}$$

$masse\ volume$; [kg/m^3]

Ou :

ρ:Masse volumique en (kg/m^3),

m : masse en (kg),

v: volume en (m^3),

Exemple [42] :

Fluide	Masse volumique $\rho(Kg/m3)$	TYPE DE FLUIDE
Benzène	0,880. 10^3	INCOMPRISSIBLE
Chloroforme	1,489. 10^3	
Eau	10^3	
Huile d'olive	0,918. 10^3	
MERCURE	13,546. 10^3	
Air	0,001205. 10^3	COMPRISSIBLE
Hydrogène	0,000085. 10^3	
Méthane	0,000717. 10^3	

Tableaux II.2 la masse volumique de quelque fluide

II.10. 4. L'émissivité ε : Une autre propriété influençant les îlots de chaleur est l'émissivité. Il s'agit de l'aptitude d'un matériau à échanger de la chaleur par rayonnement. Le Tableau II .3 répertorie les valeurs d'émissivité pour les matériaux les plus couramment utilisés en milieu urbain [43].

$$\varepsilon = \frac{L}{L0} \qquad \text{(II.33)}$$

L: luminance

Surface	émissivité ε **(-)**
Asphalte	0,95
Béton	0,71-0,91
Aires urbaines	0,85- 0,96
Sol sec à mouillé	0,98- 0,90
Pelouse haute à basse	0,90- 0,95

Tableau II.3 Valeurs d'émissivité pour des surfaces rencontrées en milieu urbain

Tiré d'Uherek (2005)

II.10.5.Chaleur spécifique Cp :

Cette quantité exprime le plus brièvement le pouvoir d'un matériau à stocker de la chaleur. Elle s'exprime en kJ/kg. K [44].

II.11. Modalisation mathématique:

Avant d'entreprendre l'étude des problèmes particuliers, nous allons établir le modèle mathématique de l'équation de la chaleur définissant la répartition des températures dans un corps, ensuite à l'aide de certaines hypothèses, nous transformerons cette équation après l'avoir simplifiée afin de la mettre sous des formes appropriées aux cas qui font l'objet de cette étude.

II.11.1.Hypothèses :

1. Le régime d'écoulement du métal liquide dans le moule est permanent (stationnaire).
2. Le problème de transfert de chaleur a été traité en deux dimensions.
3. Le métal liquide en écoulement ne reçoit aucune chaleur secondaire au-delà de sa température de fusion. Ainsi aucune génération de chaleur n'est prise en compte.
4. Le mode de transfert thermique par rayonnement a été négligé.

Un terme additionnel à l'équation de chaleur a été pris en considération. C'est le cas ou le milieu (ici le métal fondu) change de phase.

II.11.2.Equations gouvernant l'écoulement du fluide :

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, quantité de mouvement et l'équation d'énergie [45].

II.11.2.1. Equation de continuité :

L'équation de continuité doit traduire le principe de conservation de la masse L'augmentation de masse pendant un certain temps, du fluide contenu dans un volume donné, doit être égal à la somme des masses de fluide qui y entrent, diminuée de celles qui en sortent. La relation mathématique correspondante est la suivante :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \qquad \text{(II.34)}$$

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

II.11.2. 2. Equation de conservation de la quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial \mathrm{p}}{\partial \mathrm{t}} + \frac{\partial(\mathrm{pu})}{\partial \mathrm{x}} + \frac{\partial(\mathrm{pv})}{\partial \mathrm{y}} + \frac{\partial(\mathrm{pw})}{\partial \mathrm{z}} = 0 \qquad \text{(II.35)}$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à X :**

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \mathrm{U}\frac{\partial u}{\partial X} + V\frac{\partial u}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial u}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(x) \qquad \text{(II.36)}$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à Y :**

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \mathrm{U}\frac{\partial v}{\partial x} + \mathrm{V}\frac{\partial v}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial w}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) + f(y) \qquad \text{(II.37)}$$

- **Equation de quantité de mouvement par rapport à Z:**

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \mathrm{U}\frac{\partial w}{\partial x} + \mathrm{V}\frac{\partial w}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) + f(z) \qquad \text{(II.38)}$$

Pour un fluide incompressible, et dans le cas d'un régime permanent les équations précédentes deviennent :

$$\frac{\partial(pu)}{\partial x} + \frac{\partial(pv)}{\partial y} + \frac{\partial(pw)}{\partial z} = 0 \qquad \text{(II.39)}$$

$$\mathrm{U}\frac{\partial u}{\partial X} + V\frac{\partial u}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial u}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(x) \qquad \text{(II.40)}$$

$$\mathrm{U}\frac{\partial u}{\partial X} + V\frac{\partial v}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial w}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) + f(y) \qquad \text{(II.41)}$$

$$\mathrm{U}\frac{\partial w}{\partial X} + V\frac{\partial w}{\partial y} + \mathrm{W}\frac{\partial w}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) + f(z) \qquad \text{(II.42)}$$

Avec: $\mathrm{v}=\frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique (rapport entre la viscosité dynamique et la densité du fluide)

II.11.2.3.Equation de conservation de l'énergie:

Cette équation exprime la conservation de l'énergie totale du système

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{u}\,\overrightarrow{\nabla})\mathrm{T} = \alpha\,\nabla\,T \qquad \text{(II.43)}$$

Où $\alpha = \lambda / \rho\ C_P$: représente la diffusivité thermique du fl uide.

Si (X, Y, Z) et (U, V, W) sont respectivement les trois coordonnées dimensionnelles et les trois composantes de vitesse dimensionnelle, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

$$\rho_0 C_p\left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (UT)}{\partial X} + \frac{\partial (VT)}{\partial Y} + \frac{\partial (WT)}{\partial Z}\right] = \left[\frac{\partial}{\partial X}\left(k\frac{\partial T}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(K\frac{\partial T}{\partial Y}\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(K\frac{\partial T}{\partial Z}\right)\right] + q \qquad \text{(II.44)}$$

T_0:Température de $référence$

β: Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

II.12 : Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités sur le transfert de chaleur ou nous avons traité les transferts convectifs dans tous ces types. Et donner quelque propriété physique de fluide. Aussi, nous avons exposés les équations des Mathématiques.

Chapitre III : Simulation Numérique

III.1. Introduction:

La modélisation mathématique permet de représenter le phénomène Physique (transfert thermique..) par des systèmes d'équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires dont on ne connait pas de solutions analytiques en général. Il faut alors résoudre le problème numériquement en transformant les équations continues de la physique en un problème discret sur un certain domaine de calcul (le maillage). Dans d'autres cas, les simulations numériques sont menées en parallèle avec des expérimentations.

Dans ce chapitre une analyse thermique numérique sera préférable pour estimer la répartition de la température à partir de traitement de l'équation de la chaleur par les méthodes de discrétisation les plus connues.

1. Le calcul numérique (modélisation et simulation)

2. La méthode des différences finies

3. La méthode des volumes finis

4. La méthode des éléments finis (MEF)

5. Les méthodes de résolution

6.l es méthodes de résolution directe

7. Méthode de résolution de Gauss-Seidel

8. On a conclut que La simulation et la résolution numérique des équations gouvernantes ont été faites par le logiciel ANSYS qui utilise la méthode des éléments finis. Le générateur de maillage intégré avec le logiciel ANSYS est fait pour effectuer la structure du problème.

III.2.Les différentes méthodes numériques

III.2.1 La méthode des différences finies :

La variable inconnue ϕ est décrite par plusieurs valeurs dans les points d'un maillage. Le développement de l'inconnue en séries de Taylor tronquées est utilisé pour approximer les dérivées de l'inconnue, dans chaque point du maillage, par différences finies en utilisant les inconnues voisines. En remplaçant les dérivées dans les équations différentielles par différences finies on obtient un système d'équations algébriques pour les valeurs de l'inconnue dans chaque point du maillage. [46]

III.2.2 Méthode des volumes finis :

La méthode des volumes de contrôle est une méthode développée par Spalding et Patankar La méthode des volumes finis intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations discrètes conservatives et elle est donc particulièrement bien adaptées aux équations de la mécanique des fluides : équation de conservation de la masse, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie. Sa mise en oeuvre est simple si les volumes élémentaires sont des rectangles (ou des parallélépipèdes rectangles en trois dimensions). Cependant, la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes élémentaires de forme quelconque, donc de traiter des géométries complexes comme c'est le cas dans de nombreux problèmes industriels. ce qui est un avantage sur les différences finies [47].

III.2.3. Méthode des éléments finis :

Dans la méthode des éléments finis on utilise des fonctions linéaires ou quadratiques, sur chaque élément, pour décrire la variation locale de l'inconnue ϕ. Les équations différentielles sont exactement vérifiées par la solution exacte. En remplaçant l'approximation de ϕ dans les équations différentielles, on constate que celles-ci ne vérifient pas exactement, et un résidu est défini dans ce cas pour mesurer l'erreur. Le résidu est minimise en le multipliant par une fonction de pondération et en l'intégrant. Le résultat de l'intégration est un set d'équations algébriques pour les coefficients des fonctions d'approximation [48]

III.3.Définition de ANSYS :

ANSYS (Système d'analyse) est un logiciel brillant utilisé pour des analyses très complexes et cruciales qui jouent un rôle essentiel dans l'ingénierie d'aujourd'hui. Il s'agit essentiellement d'un logiciel de simulation technique. Ce logiciel spécial n'a pas d'application parallèle qui pourrait se trouver à côté de lui. ANSYS a deux dimensions principales. Technologie de simulation : mécanique des structures, multiphasique, dynamique des fluides, dynamique explicite, électromagnétique et hydrodynamique (AQWA).

Dans cette partie, nous effectuerons deux types d'études numériques Sur le programme ANSYS

- Analyse modale
- Analyse statique.

III.4. Présentation de logiciel ANSYS-Fluent:

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, CFDS-FLOW3D …). Pour réaliser nos simulations, nous avons choisi le code de calcul ANSYS-Fluent, que nous présentons dans cette partie [49].

III.5. Commencer le programme:

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

III.5.1. ANSYS APDL:

Chronologiquement, c'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opérations basiques. À partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle éléments finis en utilisant le langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language). ANSYS classic est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.

III.5.2. ANSYS workbench :

ANSYS est un logiciel simulation numérique leader de son marché, utilisé dans le développement des produits industriels. Il offre toutes les capacités physiques nécessaires pour la modélisation des écoulements fluides. Des turbulences, des transferts de chaleur et des réactions chimiques. Aujourd'hui des milliers d'entreprises à travers le monde utilisent ANSYS comme partie intégrante des phases de conception et d'optimisation de leurs produits. Son solveur avancé fournit des résultats rapides, précis, des maillages adaptifs et déformables et peut évoluer facilement vers le calcul parallèle [50].

Comme tout logiciel de CFD, ANSYS est composé de trois éléments ; le préprocesseur, le solveur et le post-processeur.

Le processeur permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de condition aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide).Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine, en proposant plusieurs algorithmes de millage suivant sa géométrie.

Tandis que le solveur permet de définie numériquement les conditions opératoires (la gravite, la pression) dans lesquelles est effectués la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites. Enfin il permet de choisir le processus itératif.

Il propose notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement de calcul.

Enfin le post-processeur est l'éliment qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs de vitesse, de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

III.5.3. Structure du code ANSYS CFX

ANSYS CFX se compose de trois modules qui communiquent entre eux comme montré sur la figure III.2. Un logiciel qui permet la réalisation de la géométrie et du maillage est nécessaire pour exécuter une analyse de CFD. Dans notre cas le logiciel ANSUS ICEM CFD est utilisé.

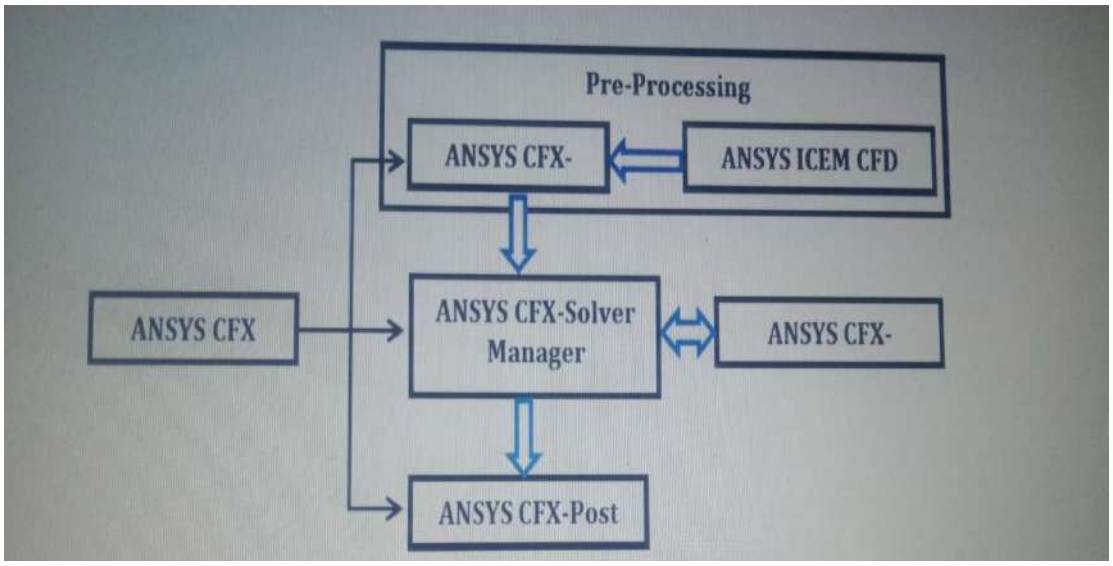


Figure III.1: Structure du code ANSYS CFX

III.6. Création de la géométrie

On crée un projet «fluid flow (fluent)» à partir de la liste «analysis systems». Le projet est composé de différentes cases associées aux différents étapes réalisées chacune avec un logiciel de la suite ANSYS. La figure (III.1) présente la fenêtre principale de Workbench à partir de laquelle on crée et on choisit le type de projet.

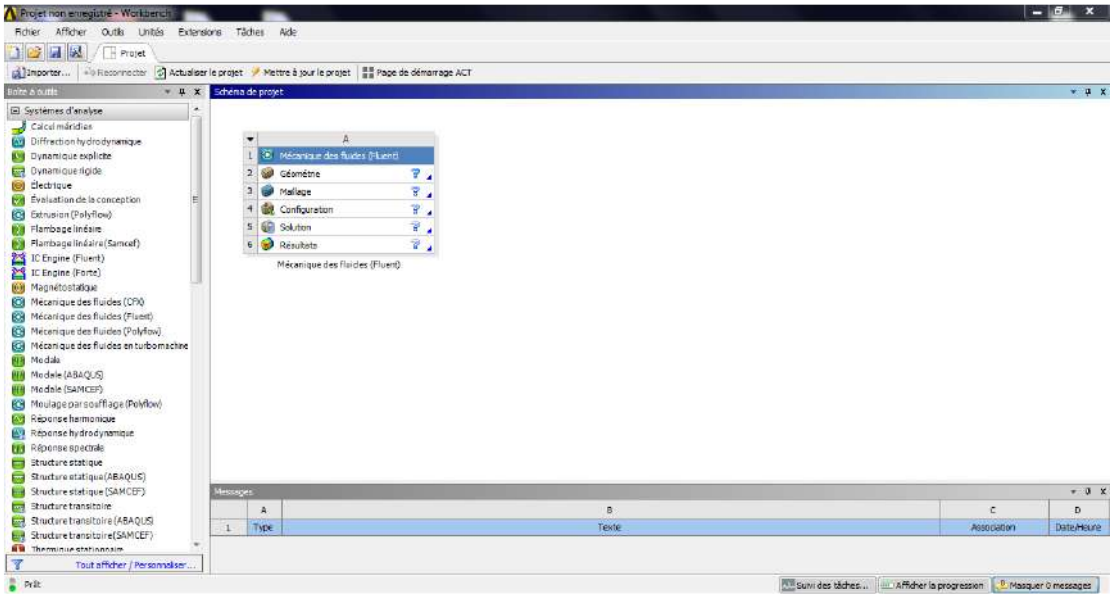


Figure III.2: Création de la simulation sous workbench.

Les sections suivantes décrivent les principales fonctionnalités d'ANSYS Workbench

III.7. Menu principal du logiciel ANSYS WORKPENCH

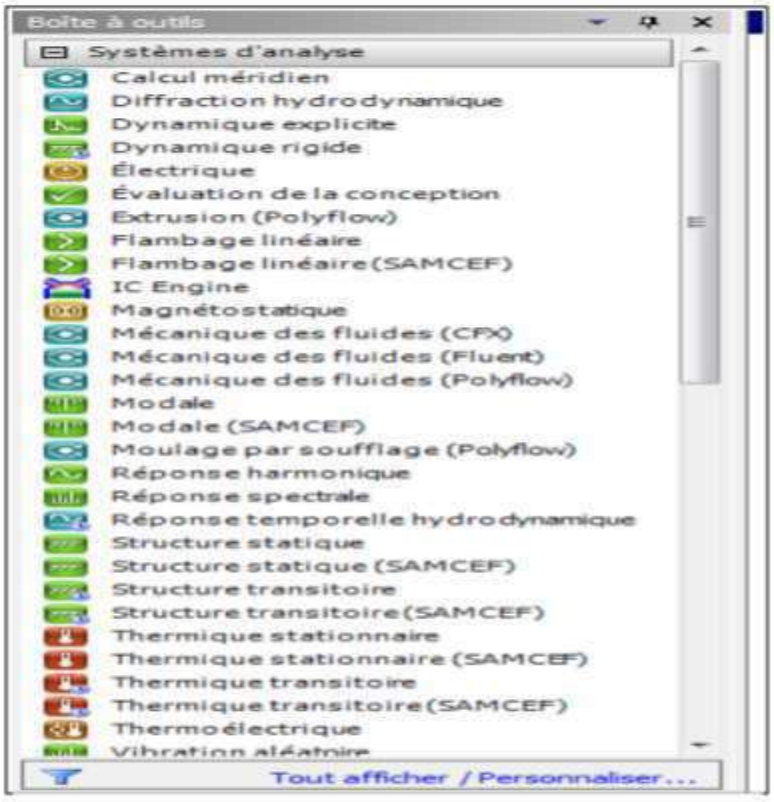


Figure III.3: la boite à outils

III.8. Schéma de projet

Pour gérer le processus de résolution de votre problème CFD. Il garde une trace de vos fichiers et affiche les actions disponibles lorsque vous travaillez sur un projet. À chaque étape, vous pouvez sélectionner opérations qui traitent ou modifient le cas que vous résolvez. Lorsque vous déplacez un système de la boîte à outils Systèmes d'analyse vers le schéma de projet, vous verrez un ensemble d'outils similaires au suivant :



Figure III.4 : Schéma du projet

Chaque cellule représente une étape dans la résolution d'un problème. Cliquez avec le bouton droit sur la cellule pour voire les options disponibles pour terminer une étape.

III.8.1Procédure et étapes de la simulation numérique :

 Géométrie : Utilisé pour importer ou de créer ou de modifier ou de mettre à jour un modèle qui peut être utilisé pour l'analyse.

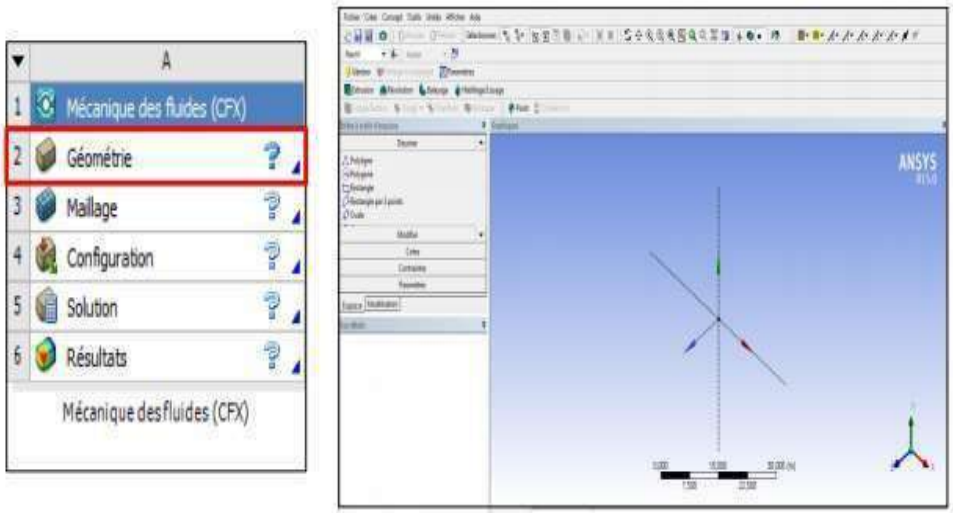
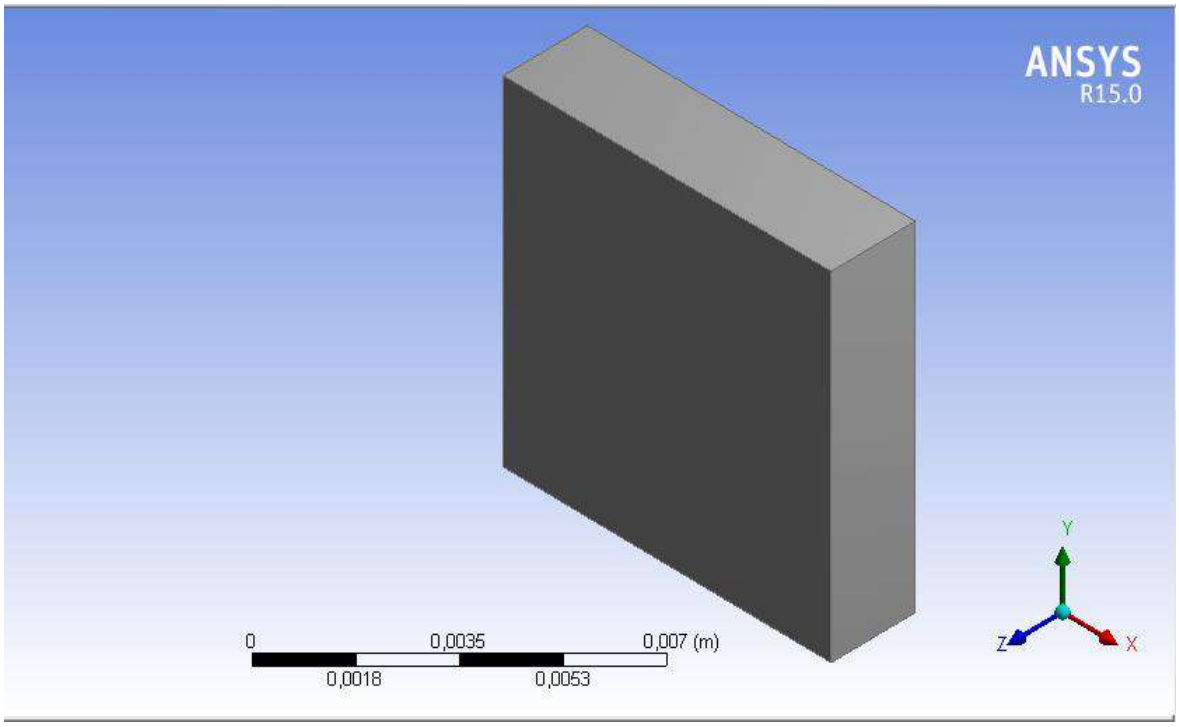


Figure III.5 : Choisir Géométrie.



 Maillage : Cette cellule est liée à la définition de la géométrie, systèmes de coordonnées et réseau de communication dans le module de simulation mécanique.

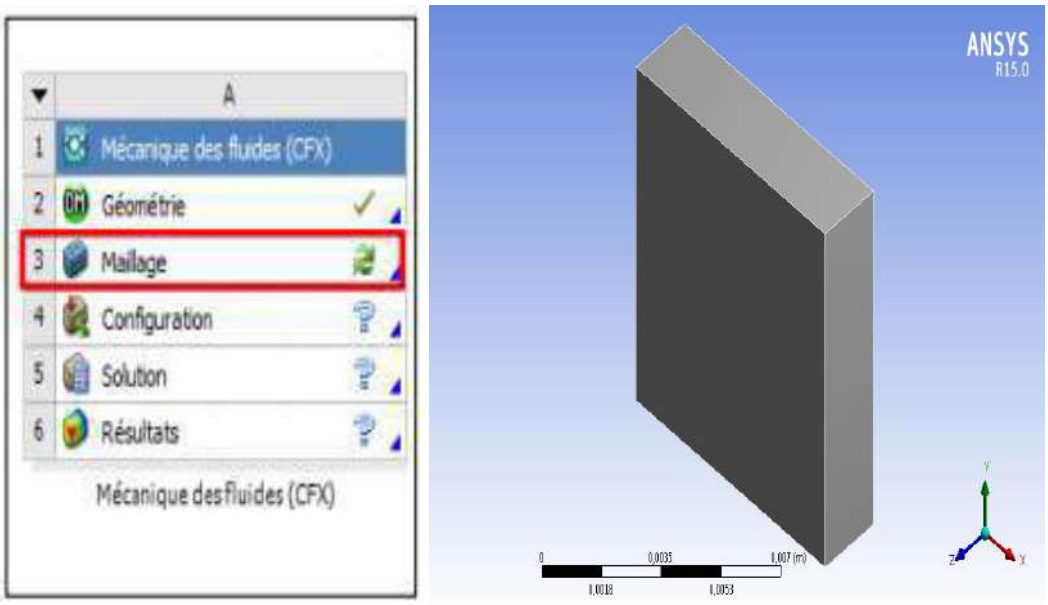


Figure III.6 : Choisir Maillage.

 Configuration : Permet de définir les charges et conditions aux limites et une autre Configuration pour l'analyse.

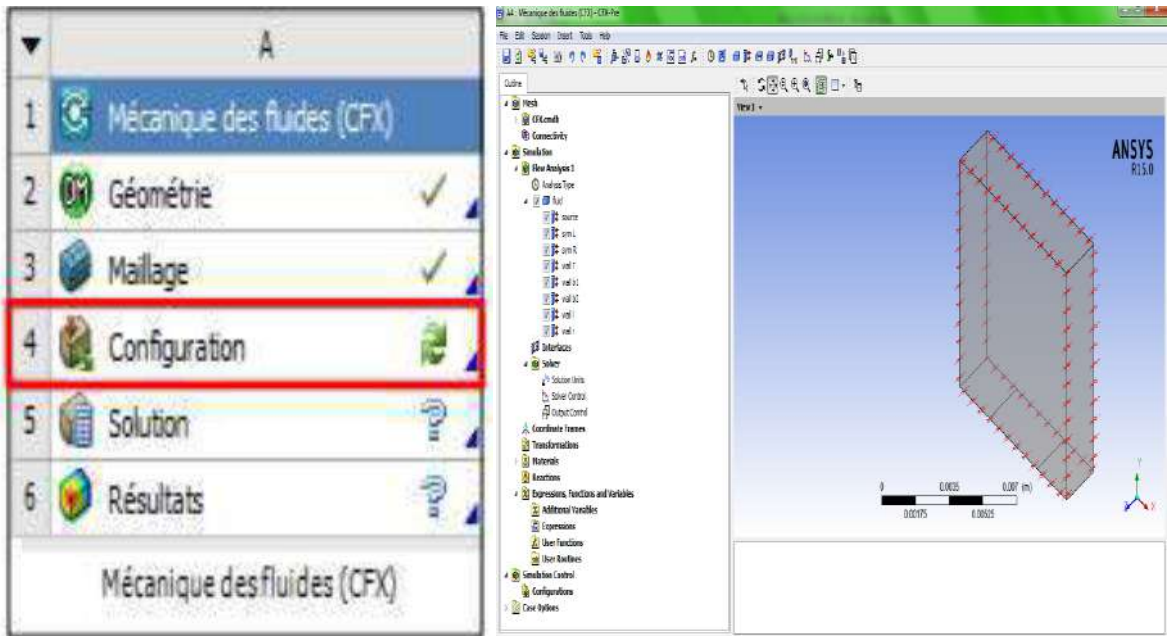


Figure III.7 : Choisir Configuration.

 Solution : La solution cellulaire permet d'accéder aux données.

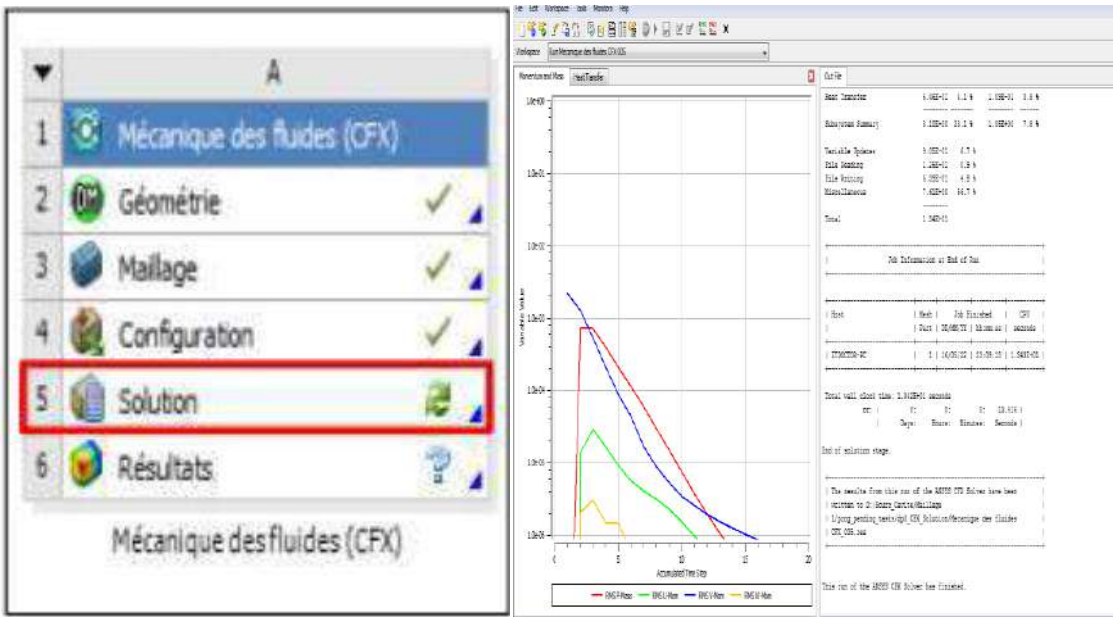


Figure III.8 : Choisir Solution.

 Résultats : Cette cellule combine les résultats de l'analyse.

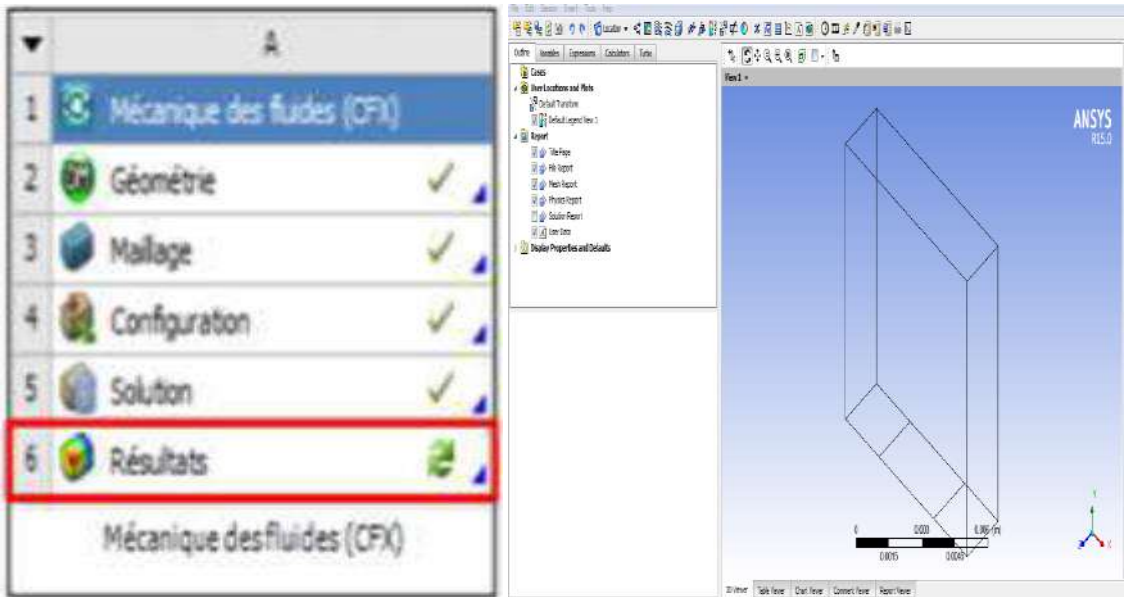


Figure III.9 : Choisir Résultats.

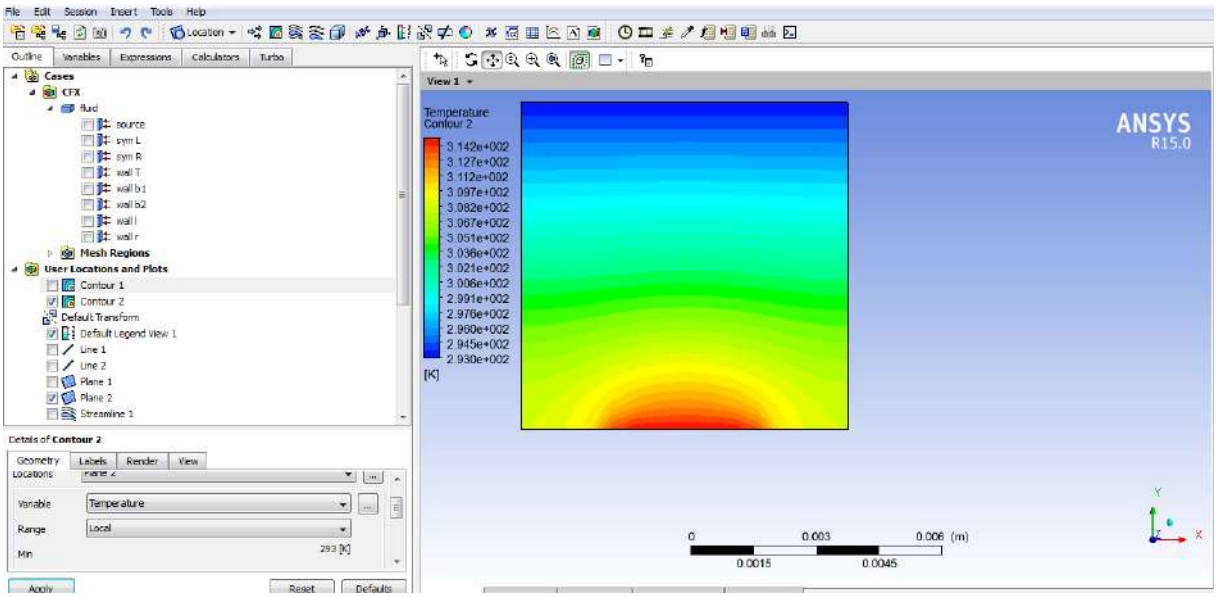
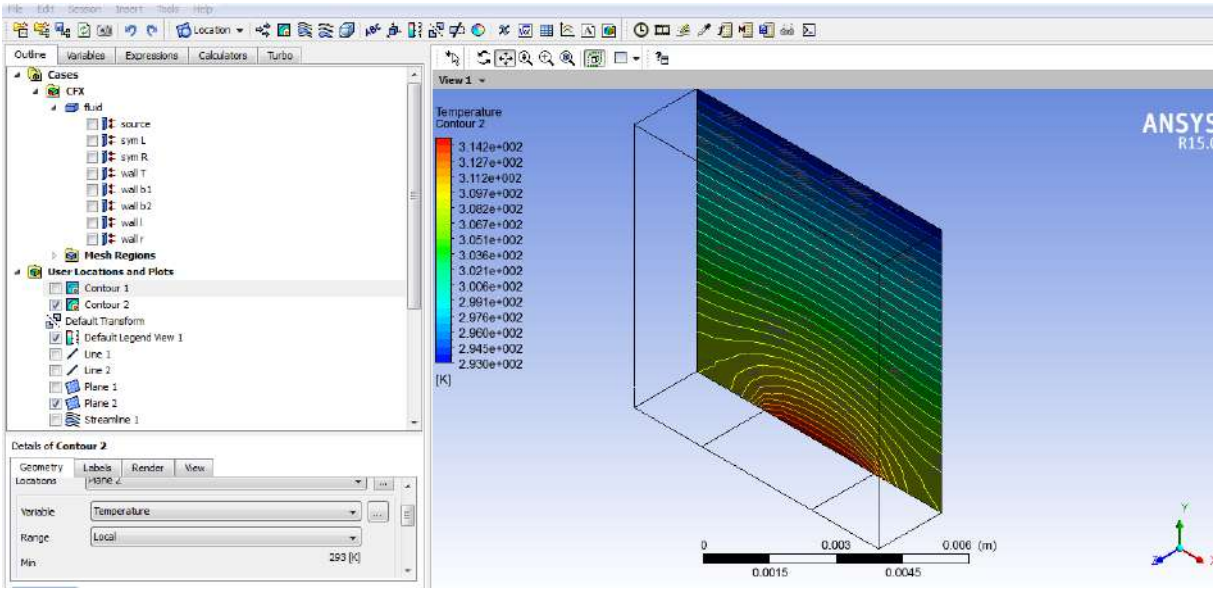
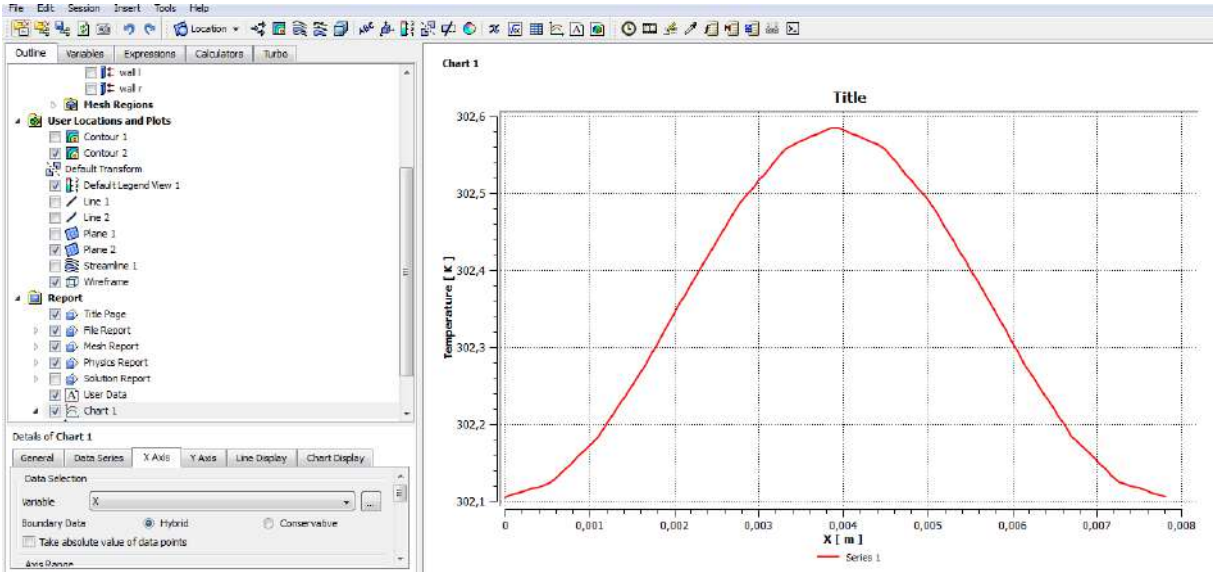
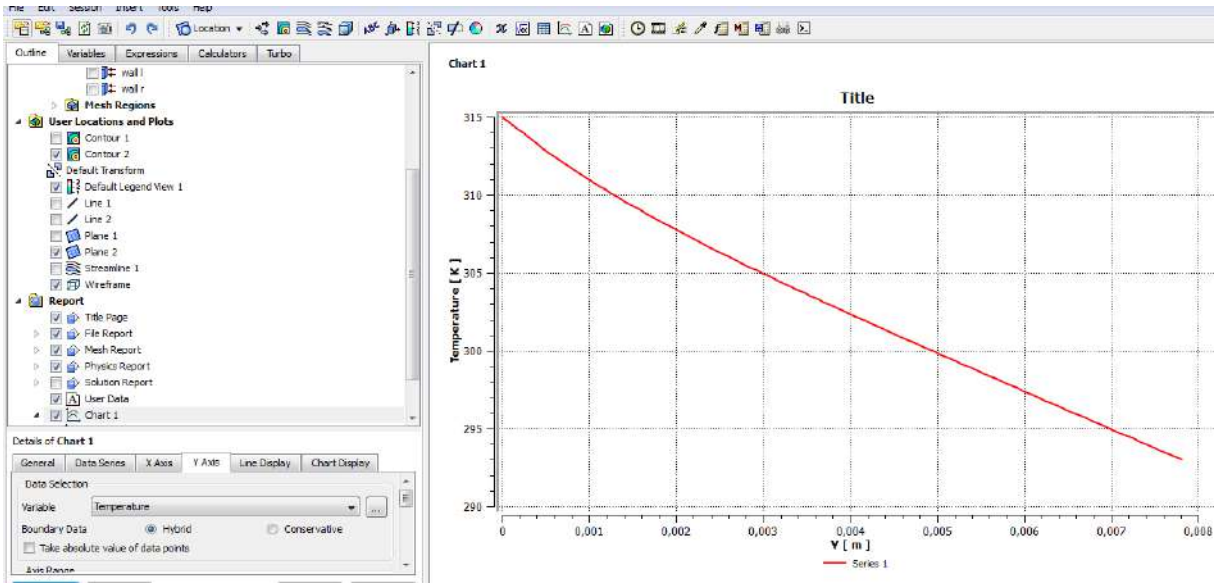


Figure III.10: isotherme


Outline
Variables
Expressions
Calculators
Turbo
Cases
CFX
fluid
source
sym L
sym R
wall T
wall b1
wall b2
wall l
wall r
Mesh Regions
User Locations and Plots
Contour 1
Contour 2
Default Transform
Default Legend View 1
Line 1
Line 2
Plane 1
Plane 2
Streamline 1
Details of Contour 2
Geometry
Labels
Render
View
Variable
Temperature
Range
Local
Min
293 [K]
View 1
Temperature
Contour 2
3.142e+002
3.127e+002
3.112e+002
3.097e+002
3.082e+002
3.067e+002
3.051e+002
3.036e+002
3.021e+002
3.006e+002
2.991e+002
2.976e+002
2.960e+002
2.945e+002
2.930e+002
[K]
ANSYS
0
0.003
0.006 (m)
0.0015
0.0045


Outline
Variables
Expressions
Calculators
Turbo
Mesh Regions
User Locations and Plots
Contour 1
Contour 2
Default Transform
Default Legend View 1
Line 1
Line 2
Plane 1
Plane 2
Streamline 1
Wireframe
Report
Title Page
File Report
Mesh Report
Physics Report
Solution Report
User Data
Chart 1
Details of Chart 1
General
Data Series
X Axis
Y Axis
Line Display
Chart Display
Data Selection
Variable
X
Boundary Data
Hybrid
Conservative
Take absolute value of data points
Chart 1
Title
302,6
302,5
302,4
302,3
302,2
302,1
Temperature [K]
0
0,001
0,002
0,003
0,004
0,005
0,006
0,007
0,008
X [m]
Series 1

(a)



(b)

Figure III.11: (a ; b) Profils de température **T** Selon les axes x, y.

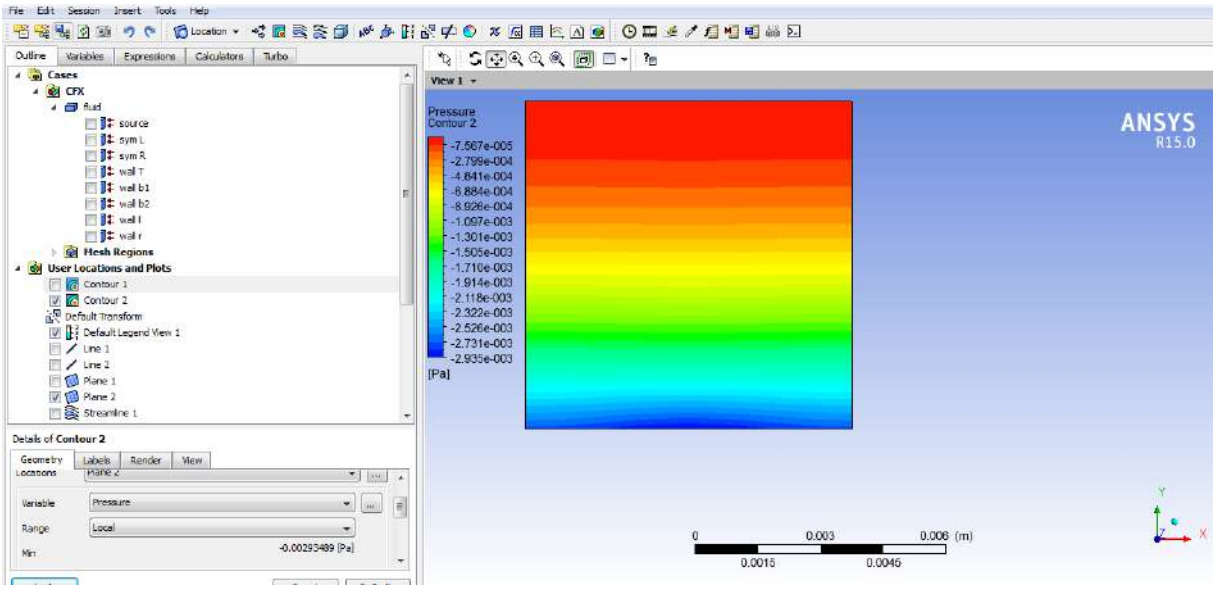
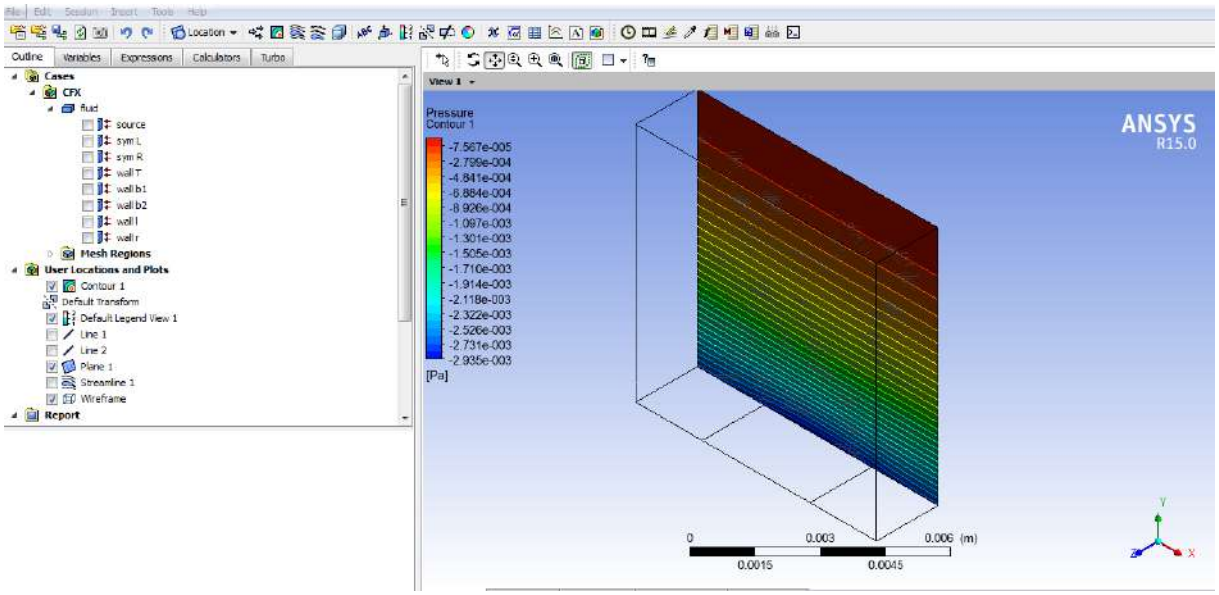
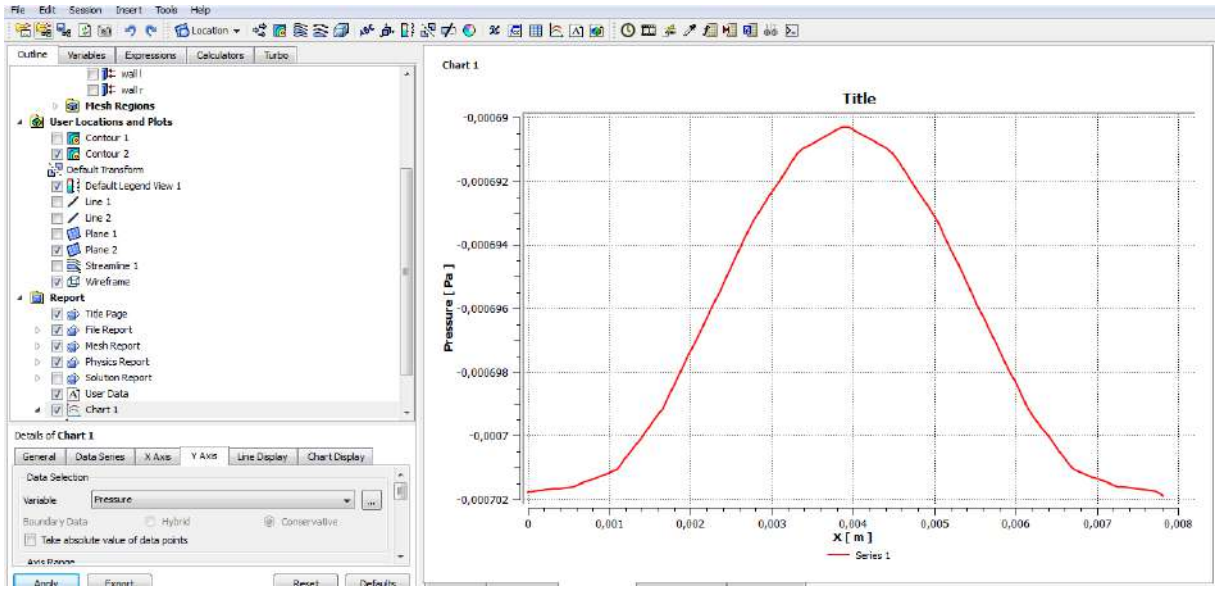
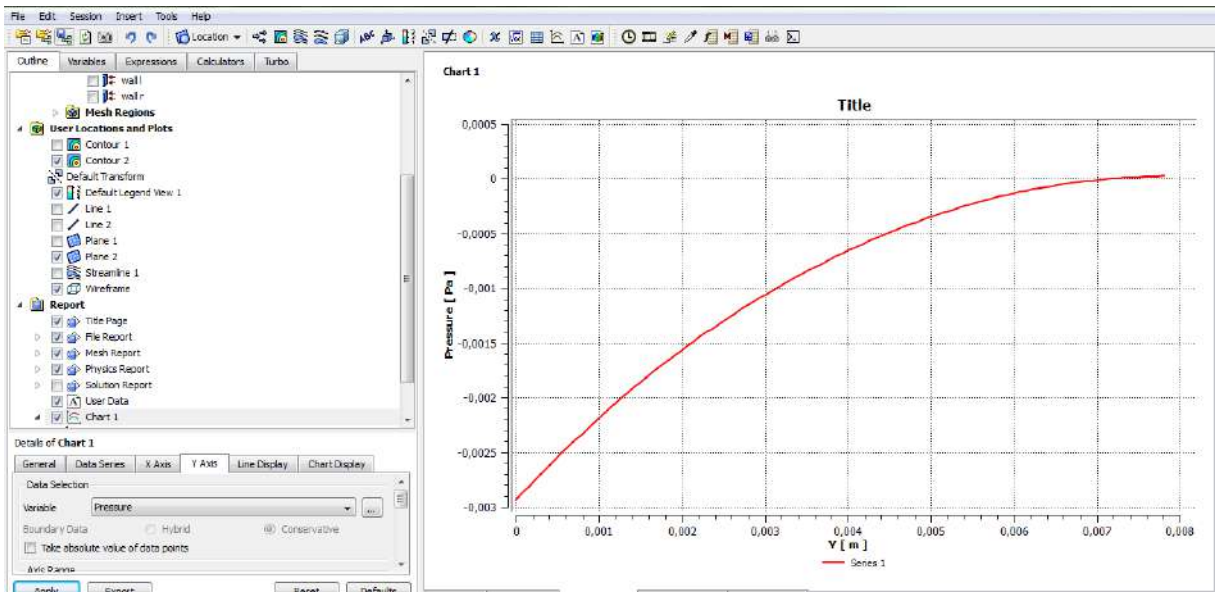


Figure III.12: conteur de pression


Outline
Variables
Expressions
Calculators
Turbo
Cases
CFX
fluid
source
sym L
sym R
wall T
wall b1
wall b2
wall l
wall r
Mesh Regions
User Locations and Plots
Contour 1
Default Transform
Default Legend View 1
Line 1
Line 2
Plane 1
Streamline 1
Wireframe
Report
View 1
Pressure
Contour 1
-7.567e-005
-2.759e-004
-4.841e-004
-6.884e-004
-8.926e-004
-1.097e-003
-1.301e-003
-1.505e-003
-1.710e-003
-1.914e-003
-2.118e-003
-2.322e-003
-2.526e-003
-2.731e-003
-2.935e-003
[Pa]
ANSYS
R15.0
0
0.003
0.006 (m)
0.0015
0.0045


File Edit Session Insert Tools Help
Outline
Variables
Expressions
Calculators
Turbo
wall l
wall r
Mesh Regions
User Locations and Plots
Contour 1
Contour 2
Default Transform
Default Legend View 1
Line 1
Line 2
Plane 1
Plane 2
Streamline 1
Wireframe
Report
Title Page
File Report
Mesh Report
Physics Report
Solution Report
User Data
Chart 1
Details of Chart 1
General
Data Series
X Axis
Y Axis
Line Display
Chart Display
Data Selection
Variable
Pressure
Boundary Data
Hybrid
Conservative
Take absolute value of data points
Chart 1
Title
-0,00069
-0,000692
-0,000694
-0,000696
-0,000698
-0,0007
-0,000702
Pressure [Pa]
0
0,001
0,002
0,003
0,004
0,005
0,006
0,007
0,008
X [m]
Series 1

(c)



(d)

Figure III.13: (c ; d) Profils de pression P Selon les axes x, y.

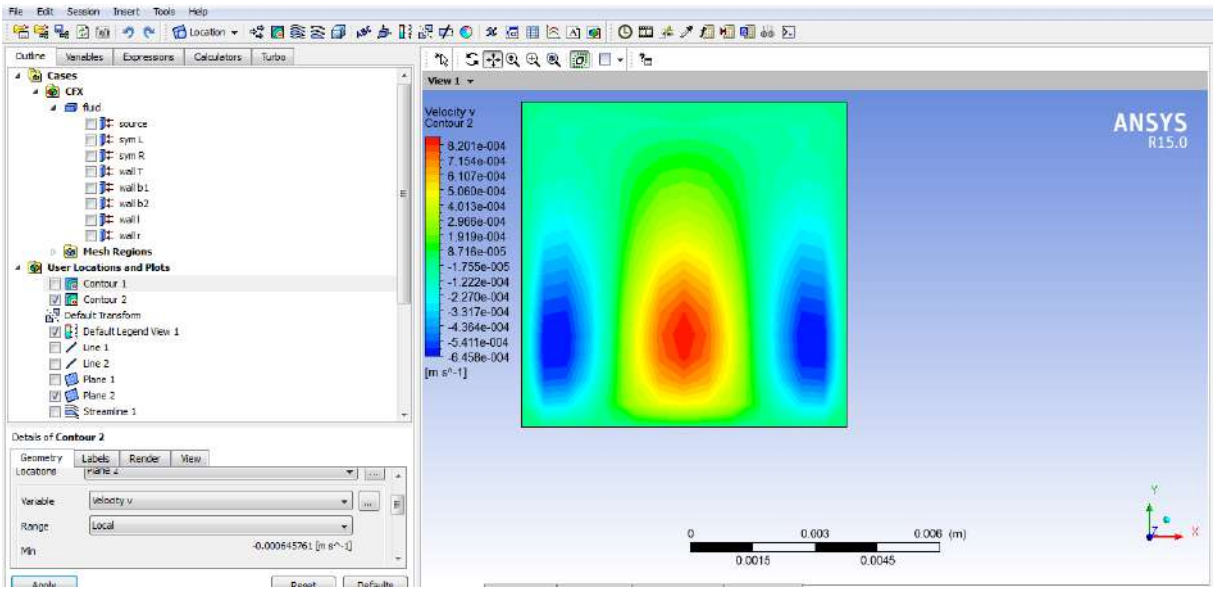
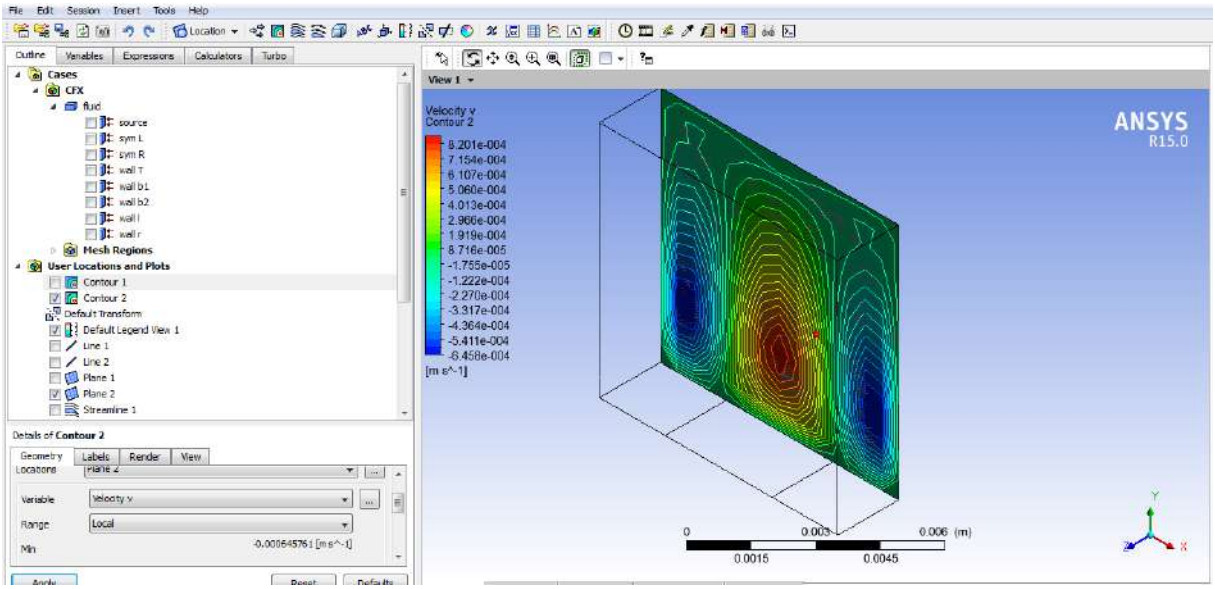
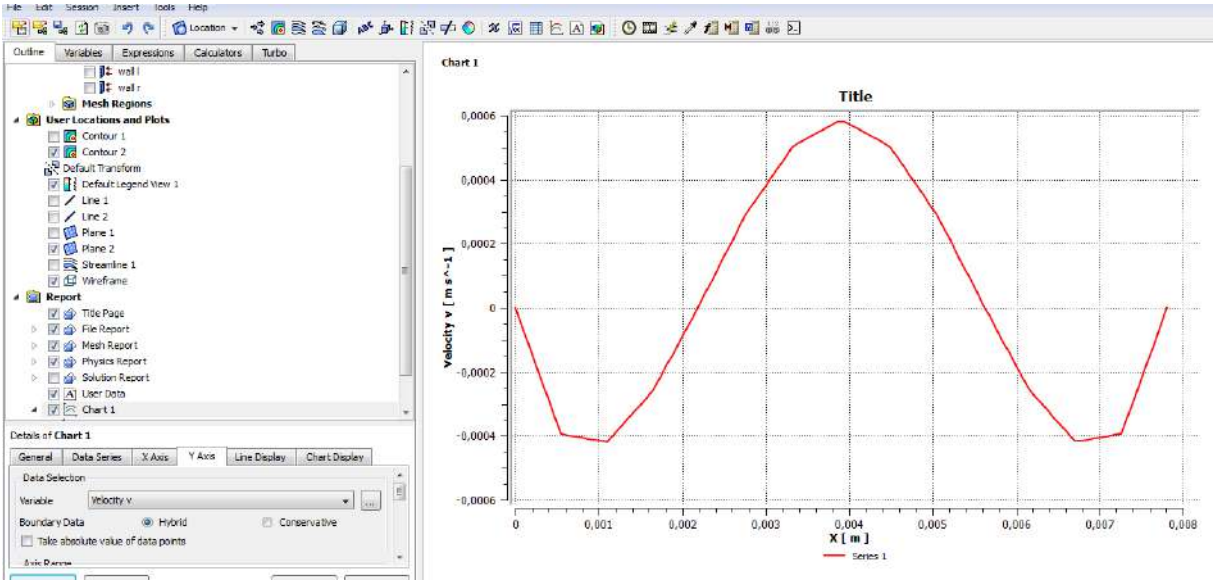
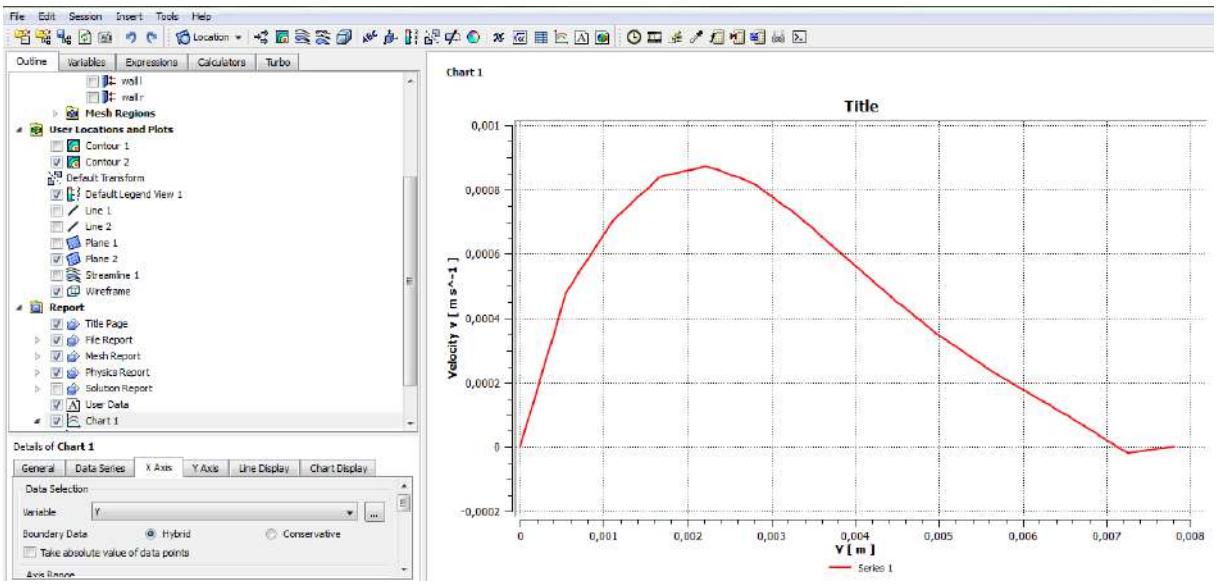


Figure III.14: conteur de vitesse


Velocity v
Contour 2
8.201e-004
7.154e-004
6.107e-004
5.060e-004
4.013e-004
2.966e-004
1.919e-004
8.716e-005
-1.755e-005
-1.222e-004
-2.270e-004
-3.317e-004
-4.364e-004
-5.411e-004
-6.458e-004
[m s^-1]
ANSYS
R15.0
0
0.003
0.006 (m)
0.0015
0.0045


Chart 1
Title
Velocity v [m s^-1]
X [m]
Series 1

(e)



(f)

Figure III.15 : (e ; f) Profils de vitesse V Selon les axes x, y.

III.9.propriété physique de fluide :

- **De l'air**

	Température	Masse volumique	Viscosité dynamique	Viscosité cinématique	Chaleur massique	Conductivité thermique	Coefficient de dilatation
Symbole	T	ρ	μ	V	C	λ	α
	-	Rhô	mu	Nu	-	Lambda	alpha
Unite	°C	Kg/m^3	$Kg/(m.s)$	m^2/s	$J/(Kg.K)$	$W/(m.K)$	K^{-1}
Valeurs	20	1,20	1,82.	1,51.	1005	0,026	3,43.
	40	1,13	1,91.	1,70.	1009	0,027	3,20.
	60	1,06	2,00.	1,89.	1009	0,029	3,00.
	80	1 ,00	2,09	2,09.	1009	0,030	2,83.
	100	0,95	2,18.	2,30.	1013	0,031	2,68.
	200	0 ,75	2,58.	3,46.	1026	0,039	2,11.
	500	0 ,46	3,58.	7,84.	1092	0,057	1,29.
	1000	0,28	4,80.	1,73.	1185	0,077	7,80.

Tableau III.1 : Propriété physique de l'air.

III .10.Description du problème :

III.10.1.Dimension des cavités étude :

Nombre de Rayleigh	Dimension de la cavité
10^3	$7{,}81\ 10^{-3}$
10^4	$1{,}68\ 10^{-2}$
10^5	$3{,}63\ 10^{-2}$
10^6	$7{,}81\ 10^{-2}$

Tableau III.2 : Nombre de Rayleigh. [51]

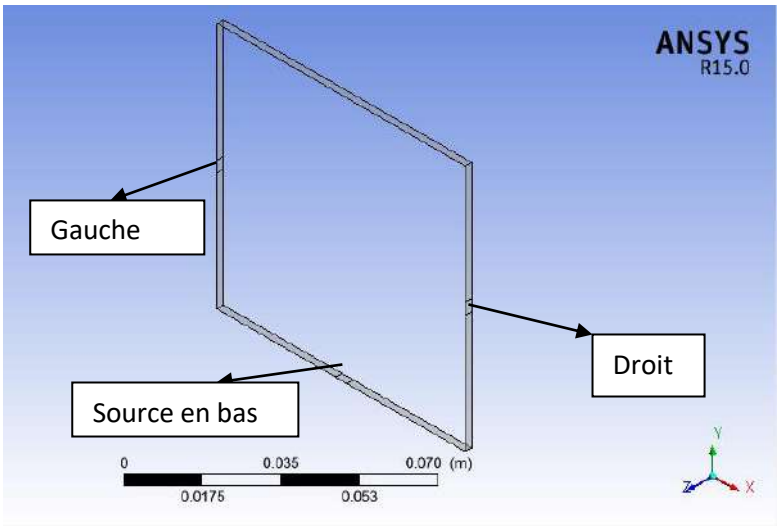
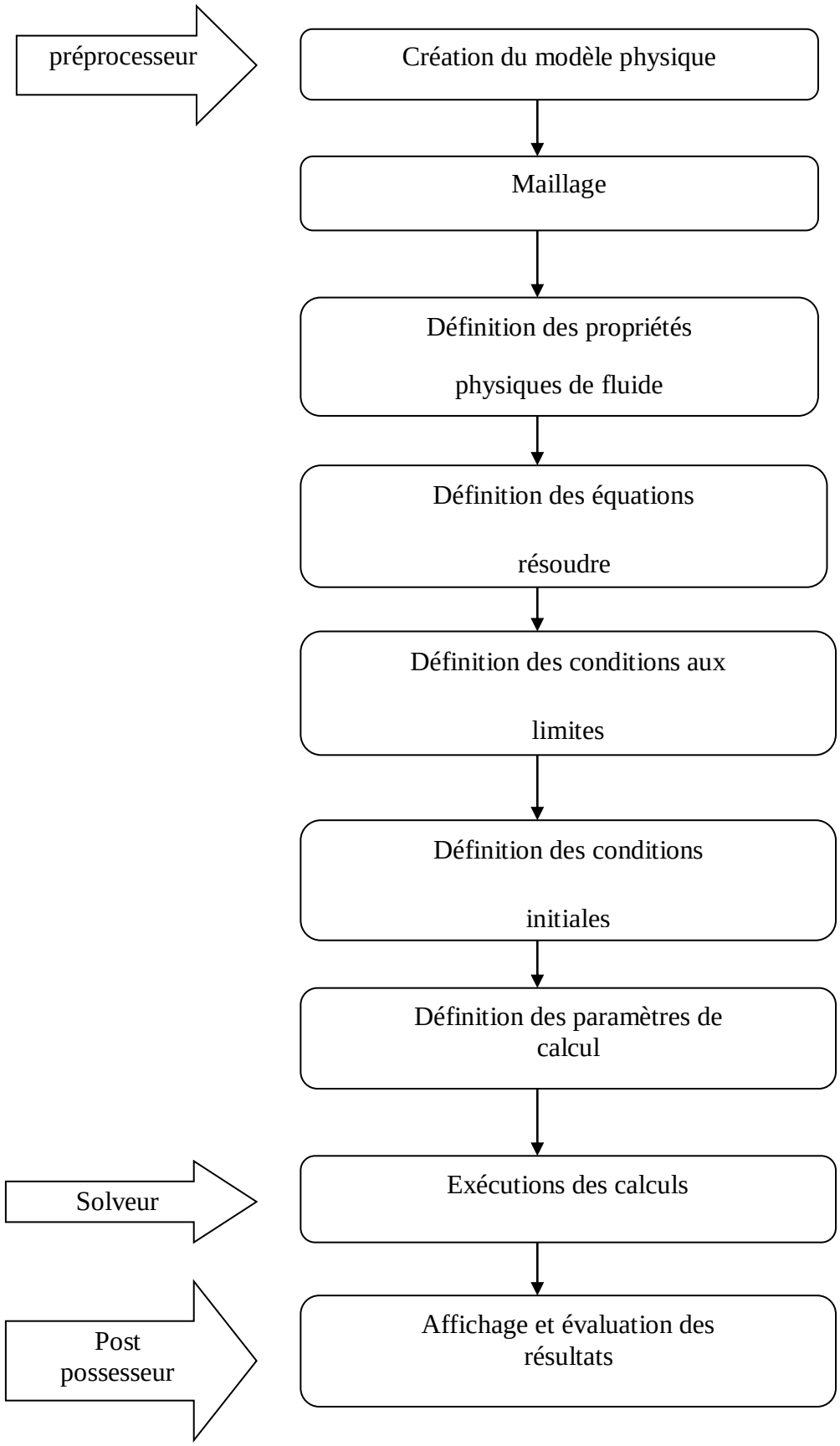


Figure III.16: Schéma de la cavité en 2 simulation

Toute simulation repose sur une modélisation du problème .Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit :

- ✓ Absence de source de chaleur.
- ✓ Le fluide est newtonien et incompressible.
- ✓ Les propriétés thermo physiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence.
- ✓ La dissipation visqueuse est négligée.
- ✓ La densité du fluide, quant à elle, suit l'hypothèse de Boussinesq [52].

III.11.Organigramme de calcule : [51]



III.12: Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les trois grand utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux d partielles, ou on a développé la discrétisation de la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur par la méthode des éléments finis quelle est la base de l'ANSYS .Et on a expliqué quelques étapes qui facilitent l'utilisation de c une brève formation sur ANSYS.

Chapitre IV :

Discussion Et Résultats

IV.1.Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter quelques résultats obtenus pour ce problème de la convection naturelle dont la formulation mathématique des équations gouvernantes qu'ils ont été établis dans les chapitres précédents.

Après avoir écrit le programme de calcul en langage Fortran nous allons étudier l'influence des quelques paramètres physiques comme le nombre de Rayleigh sur l'écoulement du fluide considéré l'air dans une cavité carrée bidimensionnelle.

Les résultats présentés sont issus des simulations effectuées en prenant un nombre de Rayleigh variant entre 10^3 et 10^6 et une source de chaleur occupant la longueur adimensionnelle de la paroi horizontale inférieure.

En outre, ces résultats obtenues sont présenter sous forme de la structure de l'écoulement (lignes de courant, isothermes, profile des composantes de vitesse ...ect)

IV.2. Modèle physique et conditions aux limites :

Le modèle physique est représenté auparavant par (figure III.17) qui présente une cavité avec les conditions aux limites qu'ont été pris en considération dans notre problème.

Dans le premier cas la paroi verticale gauche est fixée à une température =315 K et la paroi verticale droite est maintenue à T =293K. Les parois horizontales. La différence de température ($\Delta T=20°C$) entre les parois verticales.

	Nœuds	**Eléments**
Maillage 1	31213	27648
Maillage 2	6960	5684
Maillage 3	1125	784

IV.3. Influence du nombre de Ra :

Les figures ci-dessous présentent les contours de température, de pression et de la vitesse dans le cas d'une cavité horizontale ($\theta=0°$) pour différentes valeur du nombre de Rayleigh.

Les résultats illustrés dans la figure (III) montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh de $Ra=10^3$ $Ra=10^4$ à $Ra=10^5$ et à $Ra=10^6$, conduit à une augmentation de la vitesse dans l'ensemble de la cavité.

IV.4.L'effet du nombre de Ra :

Les isotherme sont présentées dans la Figure (IV.1) pour une situation présentant une faible valeur de Rayleigh les isothermes (ligne rouge correspondent à la paroi chaude et le bleu c'est la paroi froide).

La comparaison a été faite en considérant la variation du nombre de Rayleigh (Ra).La comparaison des isothermes avec les données expérimentales, et Les résultats présentant les valeurs des températures sont présentés dans les Figures (IV.1) Ces isothermes enveloppent entre elles des zones thermiques. Il s'avère que les contours de température sont des lignes horizontales déformées. De plus, l'augmentation du nombre de Rayleigh conduit à une amélioration des échanges thermiques.

Les Figures (IV.1) présentent les contours de pression pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Il a noté que les contours de pression horizontale inclinée, Les valeurs les plus élevées de la pression sont situées dans le coin supérieur de la paroi. L'augmentation du nombre de Rayleigh conduit à une augmentation de la pression à côté de la paroi chaude en haut, par contre la pression en plus faible à côté de la paroi froide en bas.

Pour les contours de vitesse On remarque que Les résultats illustrés dans la Figure (IV.1) montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh de $Ra=10^3$ engendre une légère augmentation de la vitesse. La première configuration est caractérisée par la présence d'un seul tourbillon dans le milieu de chaude, Il y a tourbillon à gauche et tourbillon à droite près de la paroi froide.

Et, $Ra = 10^4$, il se divisée en deux tourbillons (à droite près de la paroi chaude et à gauche près de la paroi froide).

On peut remarquer qu'en a augmenté le Ra=10^5 d'une multicellule qui se forme à l'intérieur da la cavité. L'augmentant de Ra, l'écoulement tend à devenir elliptique et donne naissance à tourbillon a Ra=10^6 ; nous observons que la cellule central elle est un peut Large.

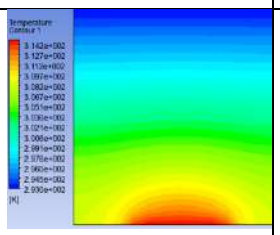
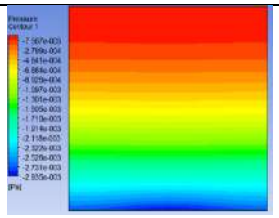
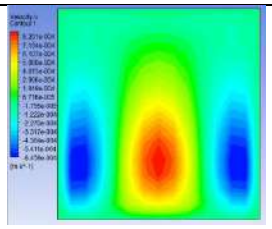
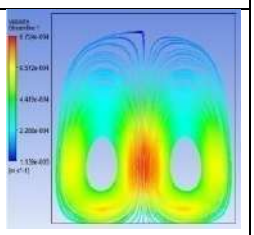
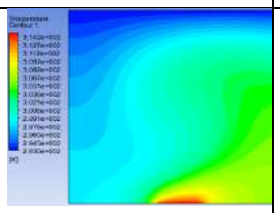
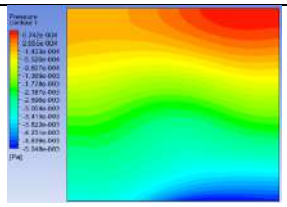
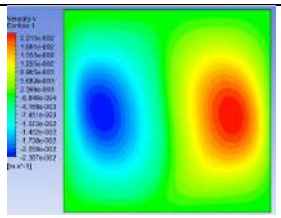
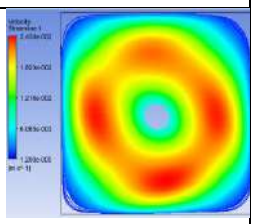
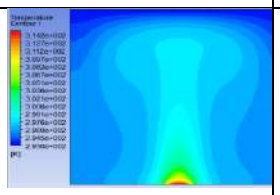
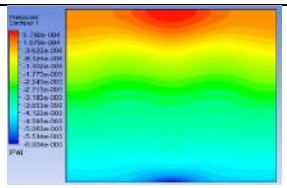
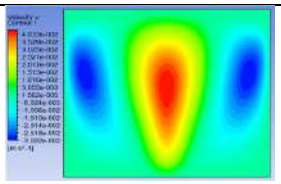
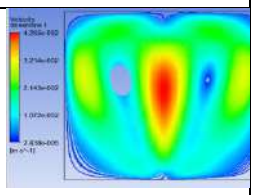
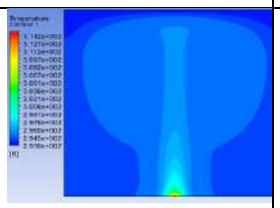
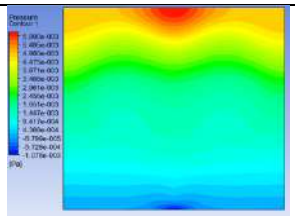
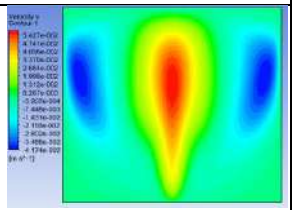
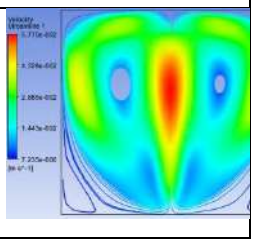
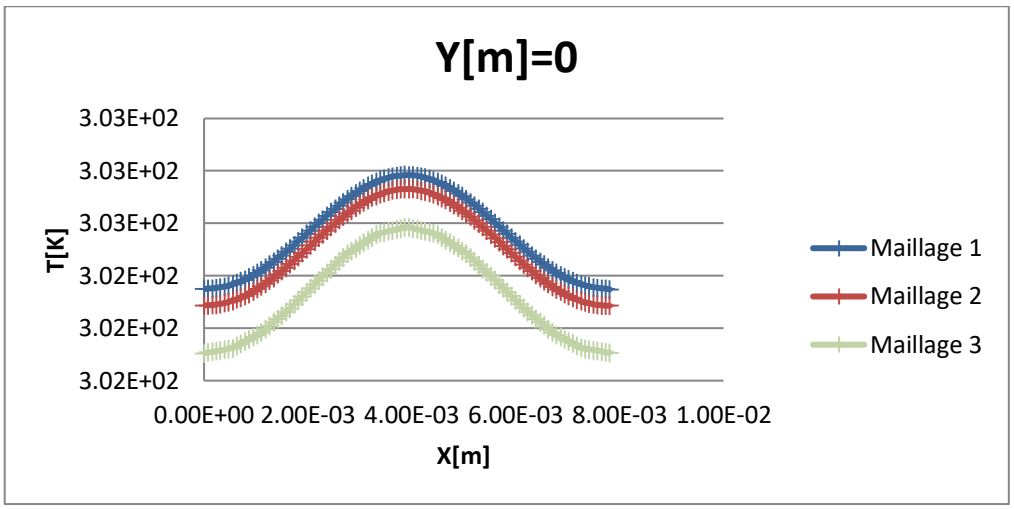
	T	P	V	V (les lignes de courant)
Ra= 10^3				
Ra= 10^4				
Ra= 10^5				
Ra= 10^6				

Figure IV.1:les courbes de la température, vitesse et la pression et les lignes de courant Ra $=10^3$ Ra $=10^4$ Ra $=10^5$ Ra $=10^6$

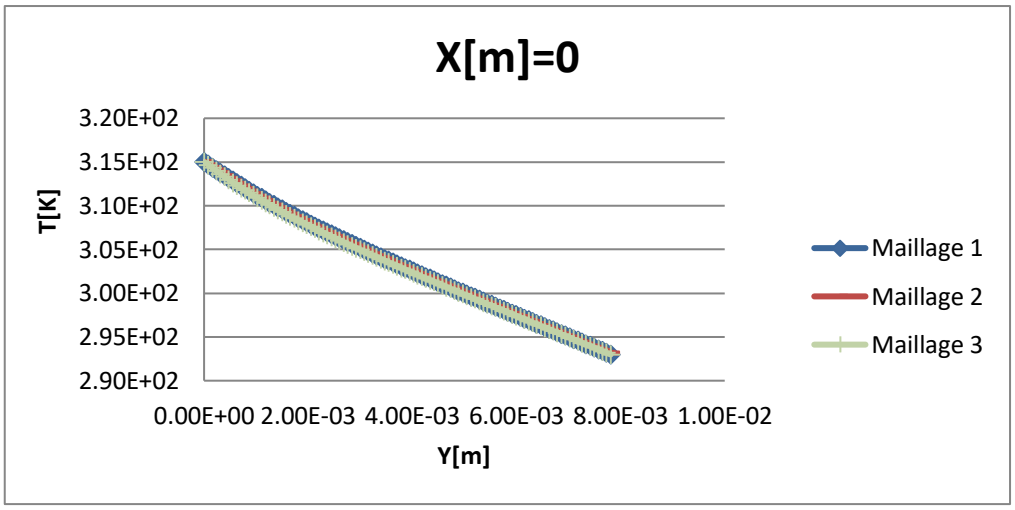
IV.5. les profils des températures, pression et la vitesse :

Le profil de température pour un nombre de Rayleigh avec différentes dimensions La figure présente clairement que les valeurs maximales de la température sont observées au milieu de la cavité, Il est aussi noté que les valeurs maximales pour le maillage 3 est inférieur aux autres valeurs des Maillages.

La figure (IV.2) (b) représente la variation de la température au sein de la cavité. La température est à sa plus grande valeur prés de la limite inférieure de la cavité (y = 0) et elle diminue jusqu'à ce qu'elle atteigne sa valeur la plus faible au niveau de la limite supérieure de la cavité.



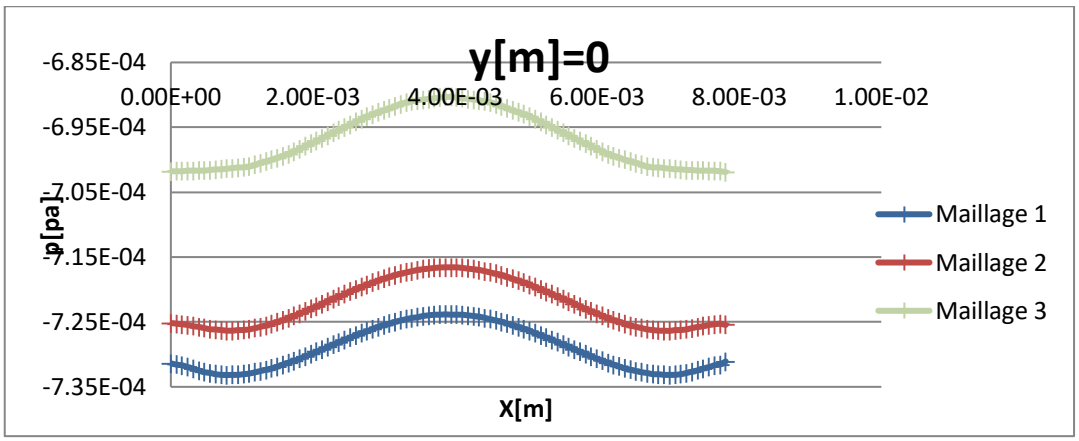
(a)



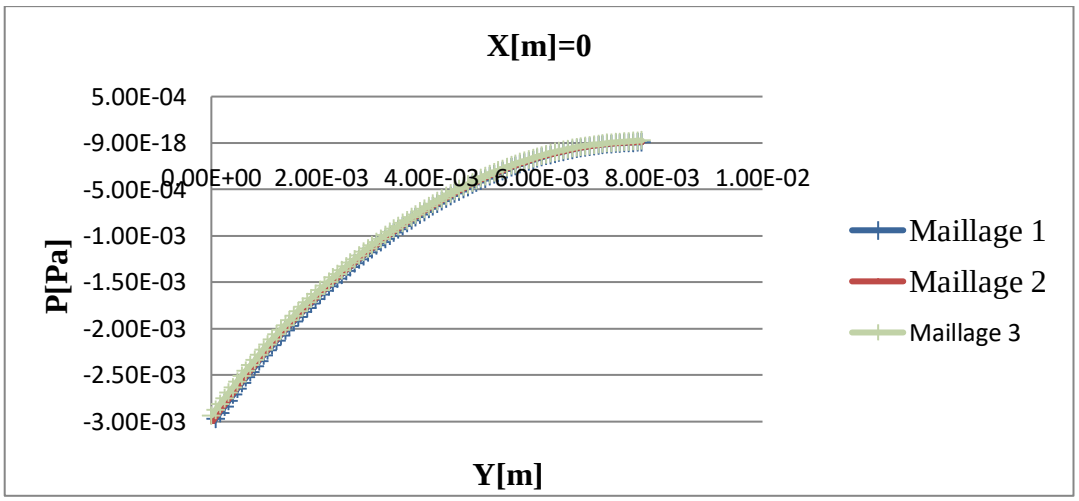
(b)

Figure IV.2 : (a ; b) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les Axes x, y

Le profil de pression pour un nombre de Rayleigh avec différentes dimensions La figure présente clairement que les valeurs maximales de la pression sont observées au milieu de la cavité, Il est aussi noté que les valeurs maximales pour le maillage 1 est inférieur aux autres valeurs des Maillages.



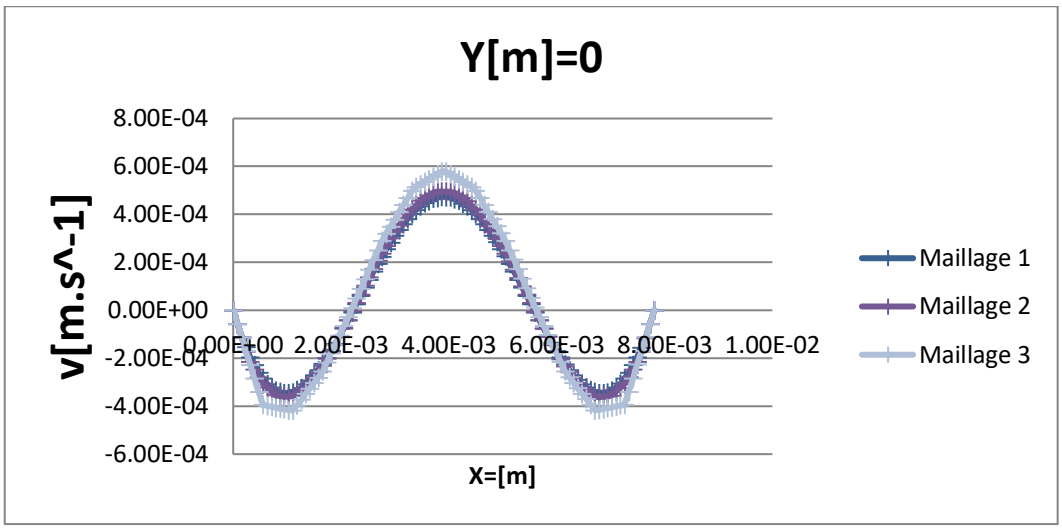
(c)



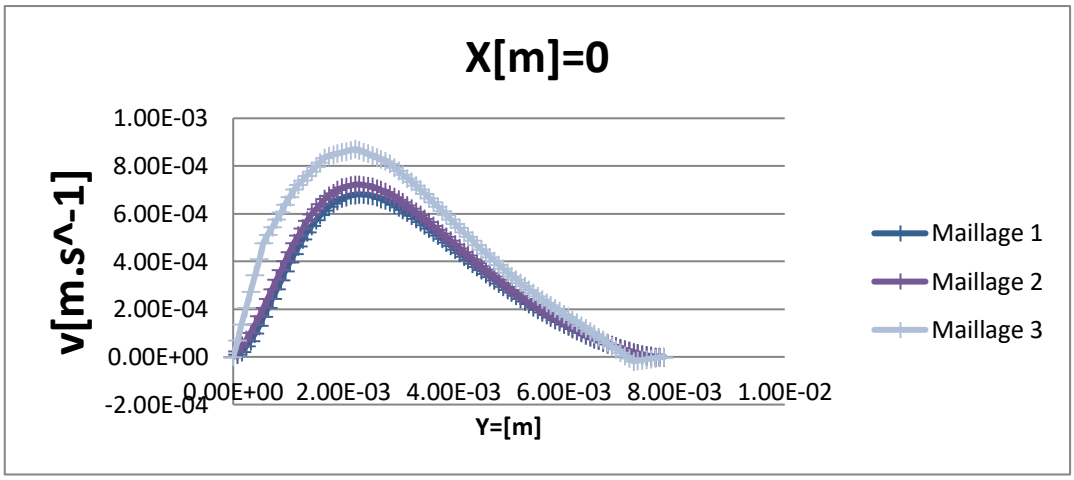
(d)

Figure IV.3: (c ; d) Profils de la pression **P** pour différentes dimensions Selon les axes x, y

Le profil de vitesse (m/s) est monté sur la figure IV.4 pour un nombre de Rayleigh avec différentes dimensions La figure présente clairement que les valeurs maximales de la vitesse sont observées au milieu de la cavité, Il est aussi noté que la valeur maximale pour le Maillage 3 sont plus que pour les autres Maillages.



(e)

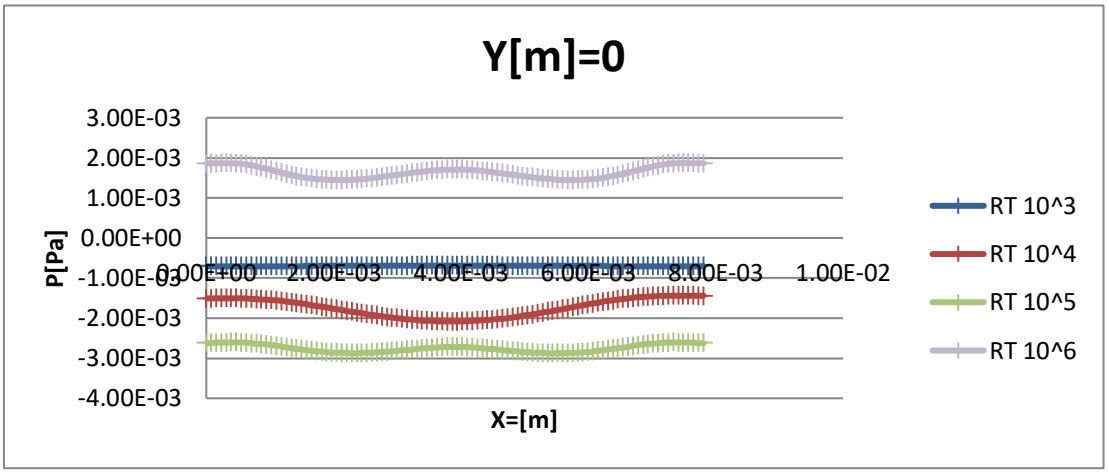


(f)

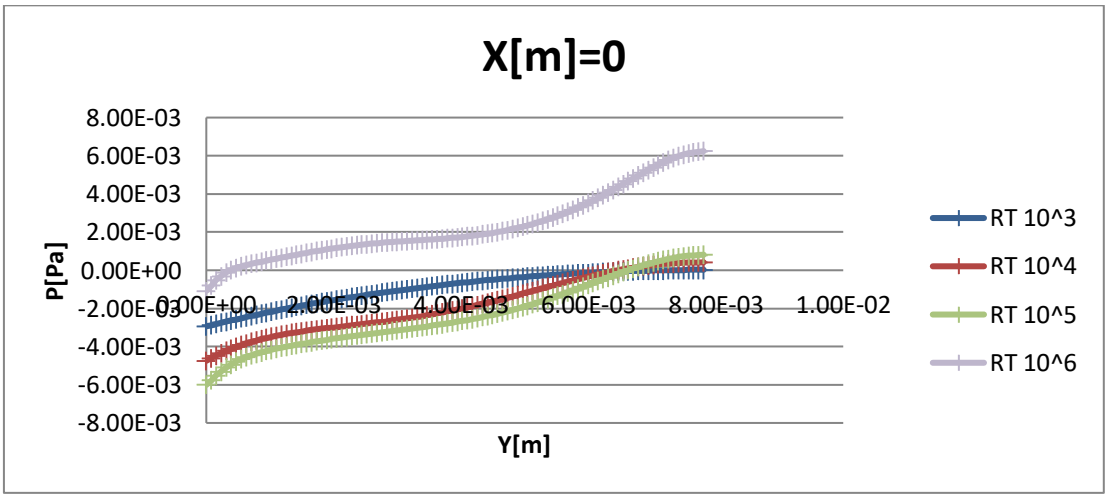
Figure IV.4 : (e; f) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y

IV.6. Les profils des températures la pression et de vitesse pour Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5 et Ra=10^6

La figure (IV.5) représente la variation de la pression au sein de la cavité en fonction de la coordonnée (x, y), et différents Ra.

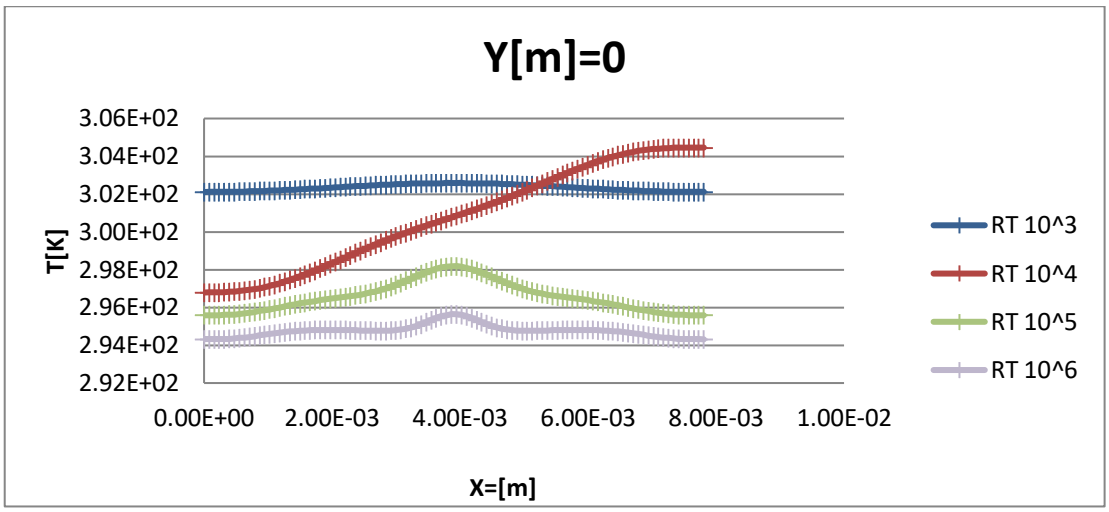


(a)

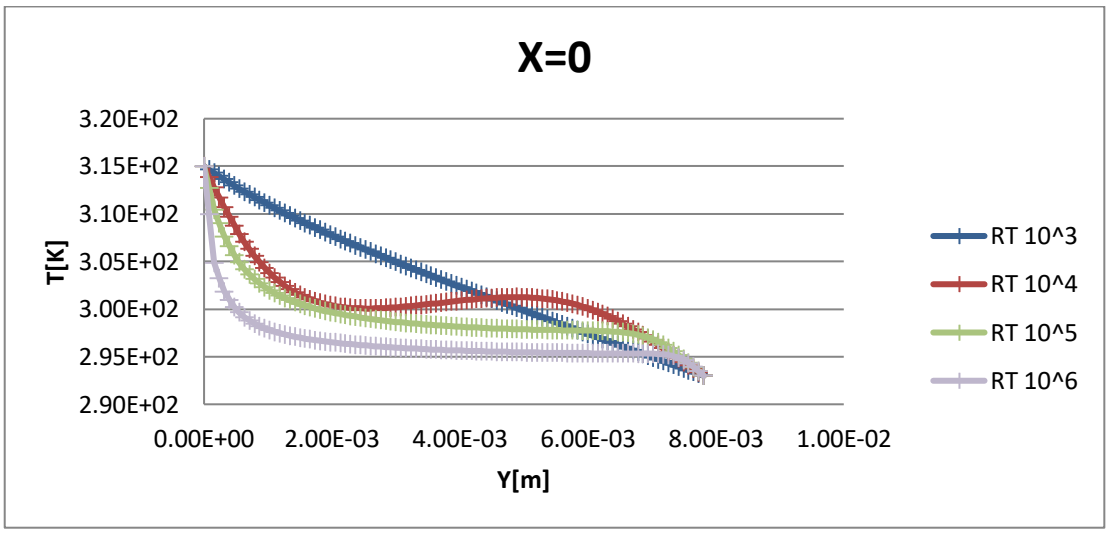


(b)

Figure IV.5 : (a ; b) Profils de la pression **P** pour différentes dimensions Selon les axes x, y

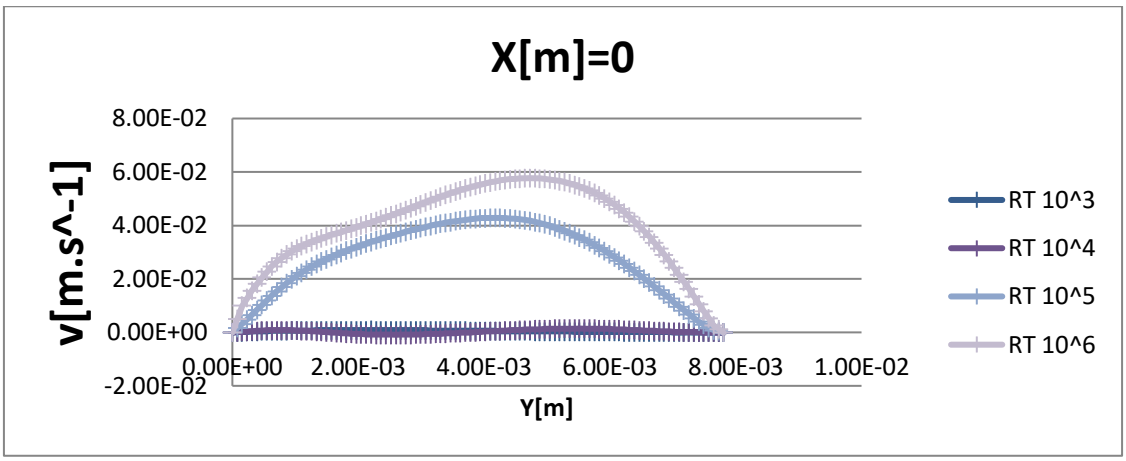


(c)

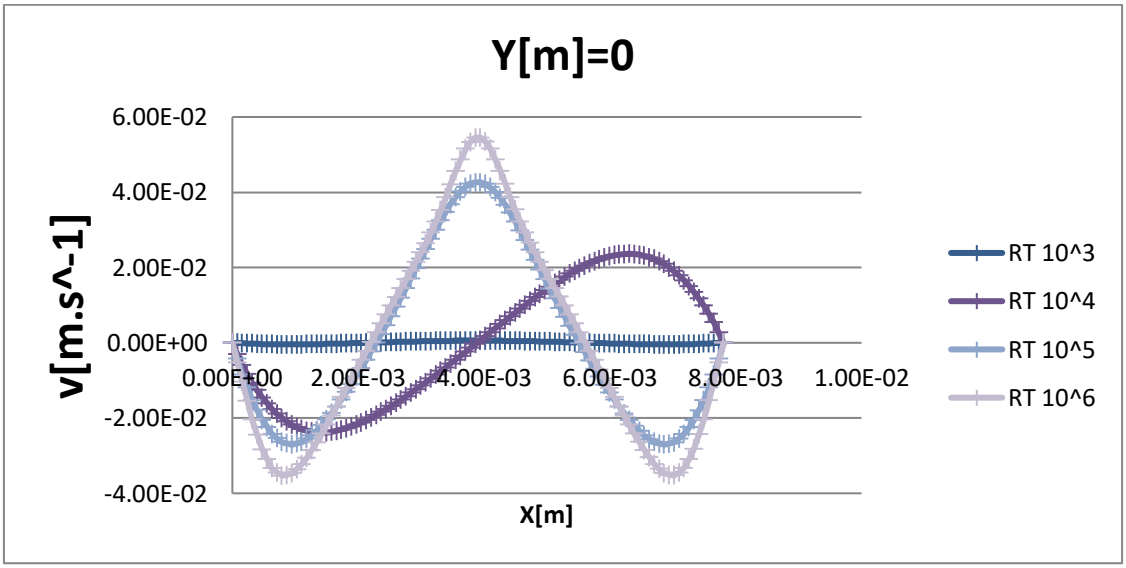


(d)

Figure IV.6 : (c ; d) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y



(e)



(f)

Figure IV.7: (e ; f) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y

IV.7.L'effet du nombre de Ra=10^6 :

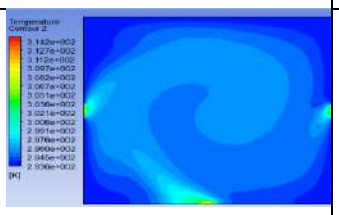
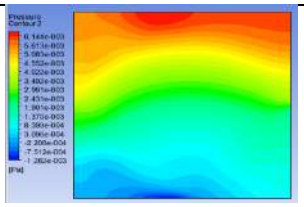
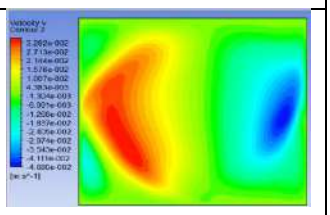
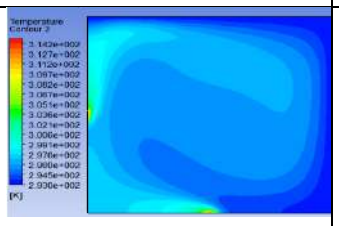
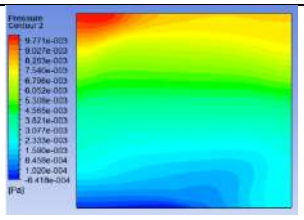
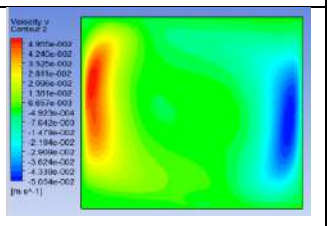
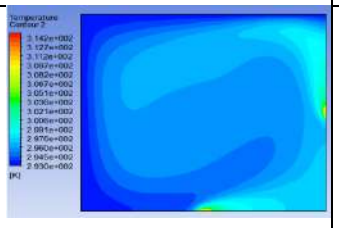
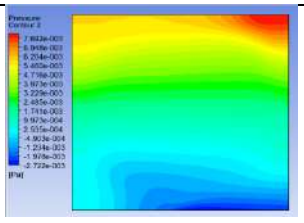
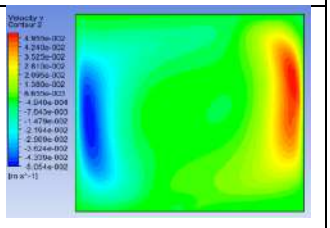
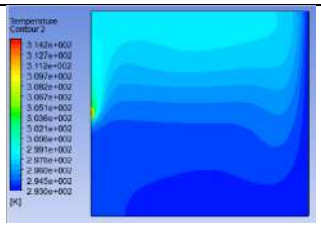
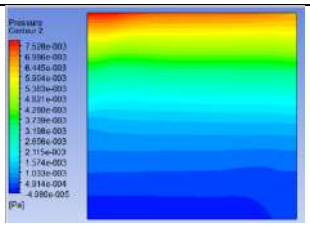
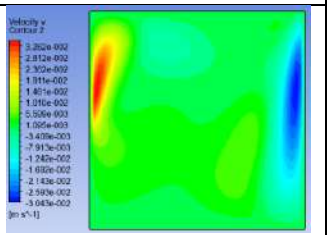
Les contours des isothermes pour différents nombres de Rayleigh Ra=10^6 sont présentés dans La figure IV.8, Nous avons étudié plusieurs position de la source de chaleur,

On remarque d'après les différentes formes de température, la modification de l'écoulement des contour a l'intérieur de la cavité. la première et la deuxième, horaire, occupant les deux tiers de la cavité et la troisième antihoraire à droite. et pour la source gauche et la source droite, ce sont des lignes horizontales en haut.

Comme Les résultats présentant les valeurs de la pression, On remarque que les conditions de pression changent en fonction du changement de la source de chaleur.

Pour la vitesse, On remarque dans la figure la vitesse d'écoulement augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, conséquence la source de chaleur un beaucoup plus dans la cavité.

Dans la source gauche nous remarquons aussi limitée sur la partie supérieure de la cavité.et la partie Droit limitée a la paroi supérieur.

	T	P	V
Trier Gauche_ Droite et Bas			
Source en bas et à gauche			
Source en bas à droite			
Source gauche			

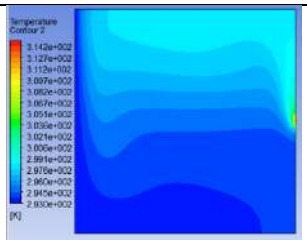
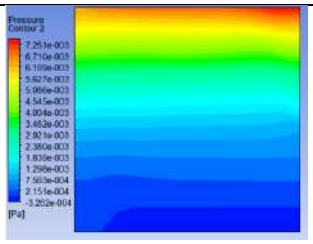
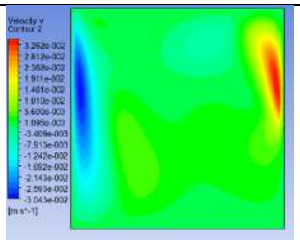
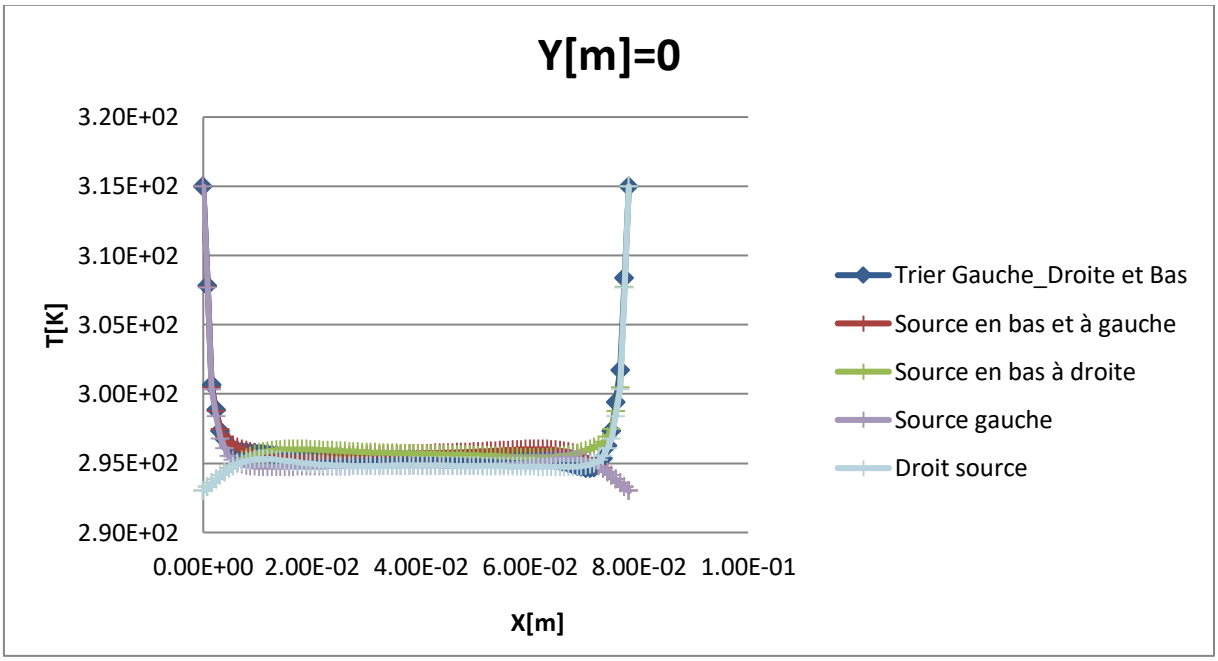
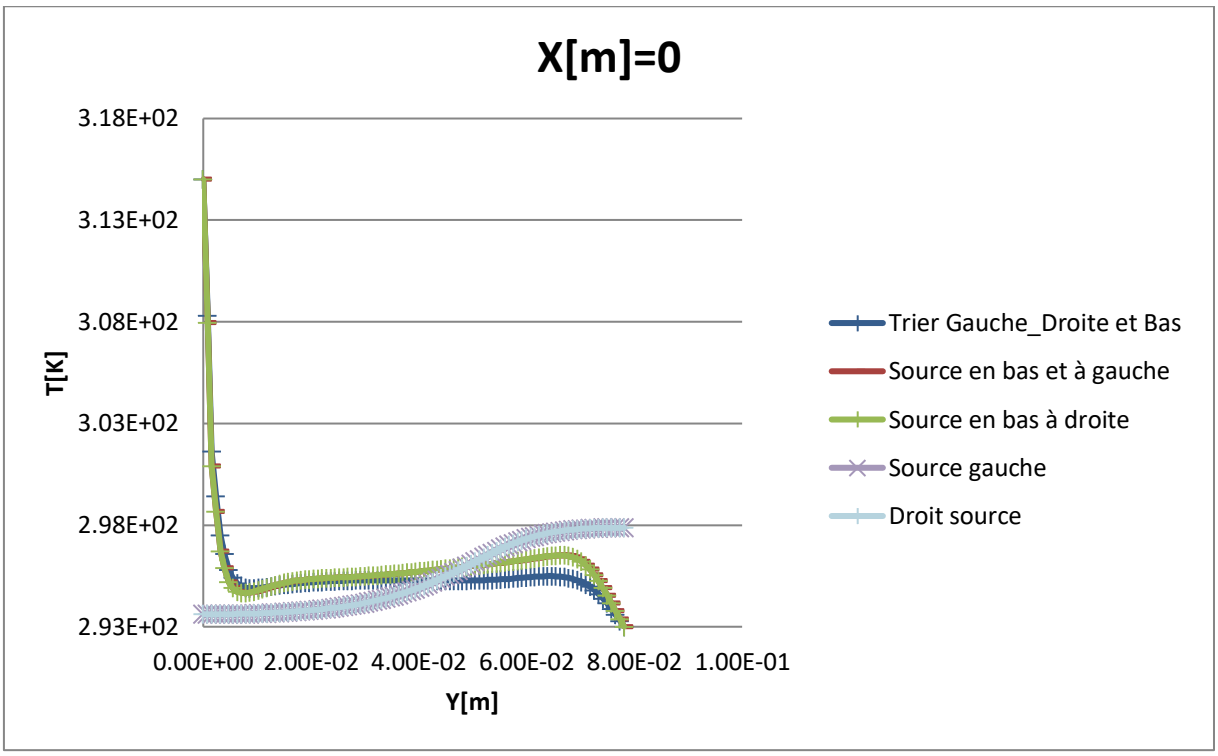
Droit source			

Figure IV.8:les courbes de la température, vitesse et la pression et les lignes de courant Ra $=10^6$

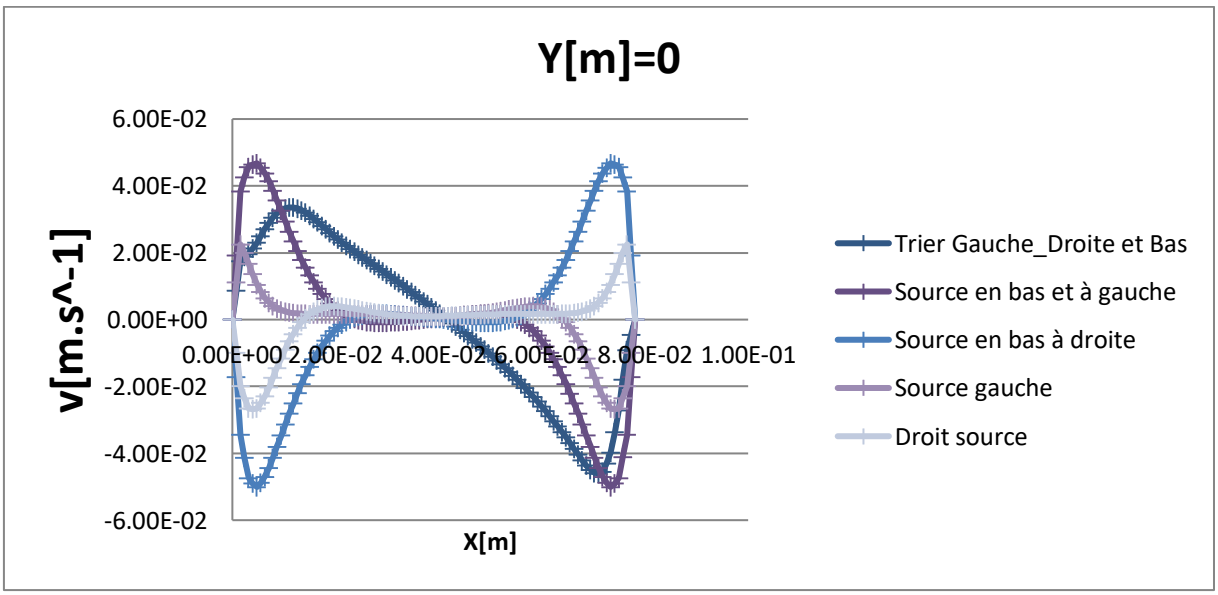


(a)

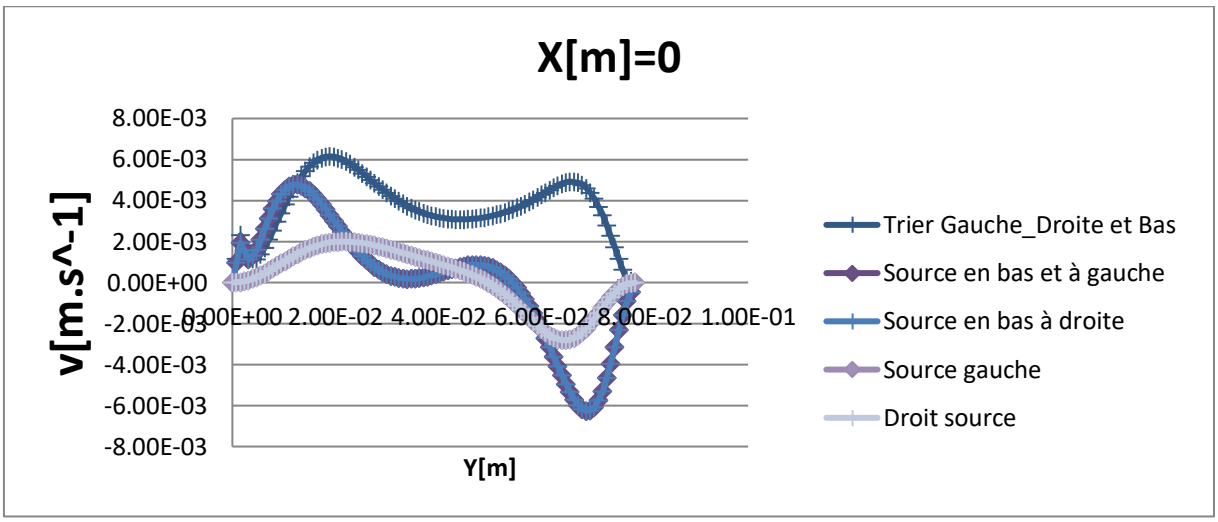


(b)

Figure IV.9: (a ; b) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y



(c)



(d)

Figure IV.10: (c ; d) Profils de vitesse **V** pour différentes dimensions Selon les axes x, y

IV.8.Conclusion

Dans ce travail, nous avons présenté effet de position d'une source de chaleur sur le transfert thermique dans une cavité saturée par un fluide binaire.

Cette recherche bibliographique ciblée et sélective en raison de l'abondance des travaux disponible est suffisant pour justifier l'intérête de la présente étude.

La modélisation mathématique du phénomène physique à été effectuée par les équations de conservation dynamique et thermique. Leur résolution a été abordé moyennant le logiciel ANSYS CFX qui se base sur la méthode des volumes finis.

L'effet des paramètres de contrôle tels que les nombre de Rayleigh qui nous varions cette nombre Ra entre 10^3 jusqu'à 10^6, et contrôlé l'emplacement de la source de chaleur sur les parois de la cavité et le positionnement de la section de sortie du fluide en écoulements ur les échanges convectifs à été analysé.

Les différents résultats sont présents en termes d'isotherme, de proffil de la prission et de la vitesse.

Les résultats des simulations numériques ont montré que pour un faible nombre de Rayleigh Ra=10^3. Le transfert de masse dans l'espace annulaire est essentiellement véhicule par le processus de diffusion lorsque le nombre de Rayleigh devient important, Ra=10^5 et 10^6 les gradient de température et de vitesse sont très importants, le mouvement d'origine solutale prédominue toujours dans ce cas.

Les principaux résultats qui ont déciulé de cette étude ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- L'augmentation du nombre de Rayleigh est due à l'augmentation de la température et le profil de vitesse à l'intérieur de la cavité et vice versa.
- Le taux du transfert de chaleur au niveau de la paroi verticale de la cavité augmente considér
- ablement avec l'augmentation de nombre de Rayleigh.
- Comparaison entre plusieurs fluides, afin de trouver les meilleurs fluides, permettant d'optimiser le transfert de chaleur ;

Référence Bibliographique

Référence bibliographique :

[1] **A.C. Baytas and I. Pop,** Free convection in a square porous cavity using a thermal nonequilibrium model, International Journal of Thermal Sciences,Vol. 41, pp.861-870, 2002.

[2] **G. de Vahl Davis**, « Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution », Int. J. Numerical. Methods Fluids Vol.3, pp. 249–264, (1983).

[3] Y. Varol, H.F. Oztop, A. Koca, F. Ozgen, Natural convection and fluid flow in inclined enclosure with a corner heater, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 340–350

[4] M. Mahmoudi, Numerical simulation of free convection of n

anofluid in a square cavity with an inside heater, Int. J. Thermal Sc. 50 (2011) 2161-2175

[5] Karim ragu, Youb Khaled Benkahla, Elisabeth Brunier, Simulation tridimensionnelle de la convection naturelle dans une enceinte cubique munie d'une source de chaleur localisée sur sa base, Laboratoire des Phénomènes de Transfert, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene

[6] M.C.D'Orazio, C. Cianfrini, M.Corcione. (2004)"Rayleigh - Bénard convection in at all rectangular enclosure ", *International Journal of Thermal Sciences vol 43 pp 135–144.*

[7] **H.H. Chu and S.W. Churchill,** The effect of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional laminar natural convection in rectangular channels, J. Heat Transfer 98, 195–201(1976).

[8] B.Calgani, F.Msili, M.Paroncini. (2005) "Natural convective heat transfer in asquareenclosures heated from below ", Applied Thermal engineering vol 25 pp 2522-2531.

[9] A Bahloul, Boundary layer and stability analysis of natural convection in a porous cavity, International Journal of Thermal Sciences, vol. 45, no 7, pp. 635-642. (2006).

[10] B. Elhajjar, M. C. Charrier-Mojtabi, and A. Mojtabi, Physical Review E 77, 6 (2008).

[11] Sivasankaran, S., Malleswaran, A., Lee, J., Sundar P., Hydro-magnetic combined convection in a lid-driven cavity with sinusoidal boundary conditions on both sidewalls, International Journal of Heat and Mass Transfer

[12] **B.L. Turner and R.D. Flack,** The experimental measurement of natural convective heat transfer in rectangular enclosures with concentrated energy sources, J. Heat Transfer, 102, 237–241 (1980).

[13] **M.L. Chadwick and H.S. Heaton,** Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure, Int. J. Heat and Mass Transfer, 34, 1679–1693 (1991).

[14] **J. V. C. Vargas and A. Bejan,** Fundamentals of ice making by convection cooling followed by contact melting, Int. J. Heat Mass Transfer, 38, 2833-2841 (1995).

[15] M. Bakkas, A. Amahmid and M. Hasnaoui, 'Numerical Study of Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Channel Provided with Rectangular Blocks Releasing Uniform Heat Flux and Mounted on its Lower Wall', Energy Conversion and Management, Vol. 49, N°10, pp. 2757 – 2766, 2008.

[16] L. Kalla, M. Mamou, P. Vasseur, L. Robillard, Multiple steady states for natural convection in a shallow porous cavity subject to uniform heat fluxes, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol 26, Issue 6, pp. 761-770. (1999).

[17] H. Nawaf, A. Saeid, A. Mohamad, Natural convection in a square porous cavity with anoscillating wall temperature, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, vol 15, Issue 6, pp. 555-566. (2005).

[18] : A Mebrouki, ÉTUDE NUMÉRIQUE DE LA CONVECTION THERMOSOLUTALE DANS UNE CAVITÉ INCLINÉE SOUMISE À DES GRADIENTS CROISÉS DE TEMPÉRATURE ET DE CONCENTRATION, Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen, Année universitaire: 2013-2014.

[19] : M. s. Radhouani, Transferts Thermiques: Centre de Publication Universitaire, 2001.

[20] A. Zine, ''Détermination du champ de températures dans une cavité pleine en utilisant la méthode mixte volumes finis – éléments finis'', Mémoire de Magistère, Université Ouargla ,2004.

[21] : A.Ougana**, «** Etude et dimensionnement d'un système de refroidissement Tchin-lait, Candia », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Bejaia, 2018/2019.

[22] : M. Salmi et R. Guebli (2017). Simulation de la convection naturelle thermosolutale dans une cavité poreuse. Mémoire de master .Université Larbi Tébessi-Tébessa Faculté des sciences et de la technologie. Département de Génie Mécanique

[23] : D. Menacer (2012). Étude numérique de la convection mixte dans des cavités phénomène de bifurcation. Mémoire de magistère. Université de Constantine .Faculté des sciences exactes .Département de physique.

[24] : M. L. Dadda,'Etude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée',Université Echahid Hamma Lakhderr d'EL-Oude, 2016.

[25] : A.GHADBANE,'Etude numérique de l'ecoulement avec trensfert de chaleur d'un nanofluide dans un échangeur de chaleur', Université de M'sila.2019.

[26] : H.Moumni, H.Welhezi, R Djebali,E. Sediki, accurate finitevolume investigation of nanofluide mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat source , Univ .Tunisia EL-Manar, Tunisia , 2015.

[27] : H .S Mebarek. étude numérique de la convection naturelle dans une cavité parlaméthode volume finis . Université Mohamed Khider de Biskra. Le : lundi 8 juillet 2019.

[28] : Dr T.OUKSEL . Cours Transfert Thermique 3èmes Année Licence Energétique .Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouaghi , 2016-2017 .

[29] :H. Belghazi. Modélisation analytique du transfert instationnaire de la chaleur dans un matériau bicouche en contact imparfait et soumis à une source de chaleur en mouvement. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Limoges, 2008. Français.

[30] : H. John, Lienhard IV, Lienhard V, A heat transfer Textbook, third edition, Phlogiston press, cambridge, massachusetts,USA, (2006).

[31] :M. Poulain et al, Influence de la pression sur la conductivité thermique de barrière thermiques, J. Phys. France 10, pr 4-131-Pr4-136, (2000).

[32] : A. Erner, étude expérimentale du thermoformage assisté par poinçon de mélange

polystyrènes, thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, (2005).

[33] : Processus de transfert ; transferts massiques ;dynamiques et énergétiques Auteur :Daniel Moravan ;Editeur Ellipses.

[34] : H. chaaben, cour la diffusion de thermique Phenoméne de transport , E ,P,A,M, sousse-année 2010.

[35] :Transfert thermique ; Auteur :Ana-Maria Bianchi Yves Fautrelle ; Jacqueline Etay ;Editeur :Presses Polytechniques et Universitaire Romandes(PPUR) .

[36]:Dissipation Thermique Dans les composants/SYSTEMES ELECTRONIQUE LABORATOIRE≪ *UNIVERSITAIRE DES SCIENCES APPLIQUées de cherbourg* ≫ . *LIEN*: *http*://WWW.nae.fr/WP-content/uploads/2015/07/ETUDE_Dissipation THERMIQUE. PDF

[37] : I. El Bojaddaini. Cours de Mécanique des fluides. Université Mohammed Premier Faculté Pluridisciplinaire Nador.2019/2020

[38]: Riadh Ben Hamouda. Notions De Mécaniques Des Fluides(Cours Et Exercices Corrigés). Centre De Publication Universitaire. Octobre 2008.

[39] : F.KRIMIL.CHAPITRE I ,PROPRTIETES DES FLUIDES

[40] : Rappel de COURS en THERMIQUE de l'ingénieur (conduction et convection) L3 SPI.2017

[41] :Dr. M. BERIACHE. POLYCOPIE DE LA MATIERE MECANIQUE DES FLUIDES 2ème LICENCE. 2012/2016

[42] :Riadh Ben Hamouda. Notions De Mécaniques Des Fluides (Cours Et Exercices Corrigés). Centre De Publication Universitaire. Octobre 2008

[43] : Amélie Parmentier. élaboration d'un outil d'aide à la décision pour atténuer le phénomène d'ilots de chaleur en milieu urbain. ECOLE DE TECHNOLOGIE SUPERIEURE UNIVERSITE DU QUEBEC. LE 9 AVRIL 2010

[44] :Chabane F, Contribution à la modélisation a la transfert de chaleur lors remplissage d'une moule.

[45] :Z. Aouissi . Simulation numérique en CFD de la convection mixte autour des tubes à ailettes d'un échangeur de chaleur . Université Mohamed Khider de Biskra. Mardi 9 Juillet 2019.

[46] A. Boumaraf (2010). Étude de la convection naturelle thermosolutale dans une enceinte rectangulaire inclinée. Mémoire de magister .Université Mentouri– Constantine .Faculté des sciences de l'ingénieur. Département de génie mécanique.

[47] A. Djebli (2009). Convection naturelle bidiffusive dans une enceinte rectangulaire remplie d'une matière poreuse. Mémoire de magister. Université de Mentouri Constantine. Faculté des sciences de l'ingénieur. Département de génie mécanique.

[48] A. Boumaraf (2010). Étude de la convection naturelle thermosolutale dans une enceinte rectangulaire inclinée. Mémoire de magister .Université Mentouri– Constantine .Faculté des sciences de l'ingénieur. Département de génie mécanique.

[49] Lebbal Chirine, Etude de la convection sous serres Fermées et ouvertes en présence de La plante, mémoire de magister, Université El-Hadj Lakhdar – Batna, 2008.

[50] D. Adjaimi, Etude numérique en CFD de la convection naturelle dans des échangeurs de chaleur à ailettes carrées, Mémoire de master, Université de Biskra, 2018.

[51] Lounes KOUFI Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique Thermal and air flow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavités: Application to indoor air quality and thermal comfort, Thèse Docteur ,(15 décembre 2015), Université d'Artois Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA4515) Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur –Université Lille Nord de France (EDSPI-72).

[52] MORSLI SOUAD, Simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavités, thèse Doctorat 15-03-2015, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF Faculté de Génie Mécanique Département de Génie Maritime.