



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**Mémoire Présenté pour l'obtention du Diplôme de MASTER
ACADEMIQUE**

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Thème

*Amélioration de la convection naturelle dans un
anneau concentrique entre un cylindre extérieur et
tube plat intérieur*

Présenté par :

**Trabelsi Taha Abdelkaïoum
Mellati Laid**

Devant le Jury composé de

Président	Mr. Cherrad noureddine	U. Kasdi Merbah Ouargla
Examineur	Mr. Kabdi zakaria	U. Kasdi Merbah Ouargla
Encadreur	Mr. Benhizia oussama	U. Kasdi Merbah Ouargla

Année Universitaire 2023/2024

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu Tout-Puissant pour nous avoir accordé le courage et les moyens nécessaires pour réaliser ce modeste travail afin d'obtenir notre diplôme de Master. En même temps, nous tenons à remercier tous ceux qui nous ont été chers et qui ont contribué directement ou indirectement au développement de ce travail,



Dédicace

Du fond du cœur, je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

✦ A ma très chère mère qui est ma protection de toujours.

✦ A mon père tard qui a consacré sa vie pour que je gagne la mienne. A mes frères.

✦ A toute la famille *TRABELSI ,HADJADJ.*

✦ À tous ceux qui m'ont soutenu, de la part des enseignants et des autres, pour atteindre ce stade.

A tous mes amis et à tous les autres sans exception.

The background of the dedication page is a light gray rounded rectangle. At the top, three black graduation caps are arranged horizontally. Below them, a large, faint circular watermark is visible. The watermark contains a graduation cap at the top, a rolled diploma tied with a red ribbon on the left, and a rolled diploma tied with a yellow ribbon on the right. The word 'Dédicace' is written in a cursive font across the center of the watermark. The bottom of the watermark is decorated with blue and white flowers. The text of the dedication is placed within the watermark area.

Dédicace

Du fond du cœur, je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect :

■ A ma très chère mère qui est ma protection de toujours.



■ A mon père sa vie pour que je gagne la mienne. A mes frères.



■ A toute la famille *Mellati, Lembarki*.



■ À tous ceux qui m'ont soutenu, de la part des enseignants et des autres, pour atteindre ce stade.



■ A tous mes amis et à tous les autres sans exception.

قمنا في هذا العمل بدراسة ظاهرة الحمل الحراري الطبيعي في أسطوانة تحتوي على أنبوب مسطح في مواضع مختلفة باستخدام الرمز الرقمي CFX ، قمنا بقياس السرعة ودرجة الحرارة في عدة حالات، تم الحصول على الحقول والخطوط النسيجية أرقام راييلي المختلفة 103 و 104 و 105، وكذلك لقيم أولية مختلفة 10 و 100 و 1000، وكذلك لقيم n 0.6 و 0.8 و 1 و 1.2 و 1.4، وأظهرت النتائج أنه كلما زاد عدد راييلي، كلما أصبح النظام حملياً أكثر. كما أنه يتحكم في نظام التوصيل، وكذلك مدى تأثيره على رقم نسلت، وكذلك مدى تأثير زاوية الأنبوب الداخلي على تعزيز الحمل الحراري.

Abstract:

In this work, we studied the phenomenon of natural convection in a cylinder containing a flat tube at different positions. Using the digital code CFX, we measured speed and temperature in several cases. Fields and streamlines were obtained for different Rayleigh numbers of 103, 104 and 105, as well as for different initial values of 10, 100 and 1000, as well as for n values of 0.6, 0.8, 1, 1.2 and 1.4. The results showed that the more the Rayleigh number increases, the more the system becomes convective. It further controls the conduction system, as well as the extent to which it affects the Nusselt number, as well as the extent to which the angle of the inner tube affects the enhancement of thermal convection.

Résumé :

Dans ce travail, nous avons étudié le phénomène de convection naturelle dans un cylindre contenant un tube plat à différentes positions. À l'aide du code numérique CFX, nous avons mesuré la vitesse et la température dans plusieurs cas. Des champs et des lignes de courant ont été obtenus pour différents nombres de Rayleigh de 103, 104 et 105, ainsi que pour différentes valeurs initiales de 10, 100 et 1000, ainsi que pour n valeurs de 0,6, 0,8, 1, 1,2 et 1,4. Les résultats ont montré que plus le nombre de Rayleigh augmente, plus le système devient convectif. Il contrôle davantage le système de conduction, ainsi que la mesure dans laquelle il affecte le nombre de Nusselt, ainsi que la mesure dans laquelle l'angle du tube intérieur affecte l'amélioration de la convection thermique.

sommaire

	Remerciements
	Dédicace
	Sommaire
	Liste de figures
	Nomenclature
	Symboles Grecques
	Introduction Générale
	But de l'étude
	Contenu du mémoire
	Chapitre I : Revue bibliographique
I	Introduction
I .1	Revue bibliographique
I.2.	Conclusion
	Chapitre II : Généralités sur le transfert de chaleur
II.1.	Introduction
II.2.	Généralité sur le transfert de chaleur
II.2.1	La chaleur
II.2. 2	Flux de chaleur
II.2. 3	Surface isotherme
II.2. 4	Unités de chaleur
II.2. 5	Gradient de température
II.2.6	Flux thermique surfacique
II.3	Les différents modes de transfert de chaleur
II.3.1	Transfert de chaleur par conduction
II.3.1.1	Loi de Fourier
II.3.2	Le transfert par Rayonnement
II.3.3	Le transfert par convection
II.3.3.1	Les différents types de convection
II.3.3.1.1	La convection forcée
II.3.3.1.2	La convection naturelle ou libre
II.3.3.1.2.1	Domaines d'application de la convection naturelle

II.3.3.1.2.2	Convection naturelle dans les cylindres
II.4	Les nombres sans dimensions
II.4.1	Nombre de Prandtl
II.4.2	Nombre de Grashof
II.4.3	Le Nombre de Reynolds
II.4.4	Le Nombre de Nusselt
II.4.5	Nombre de Rayleigh
II.5	Approximation de boussinesq
II.6	Formulation mathématique
II.6.1	Modèle mathématique
II.6.2.1	Equations générales
II.6.2.1.1	Equation de continuité
II.6.2.1.2	Equation de quantité de mouvement
II.6.2.1.3	Equation de la quantité de mouvement
II.6.2.1.4	Equation de l'énergie
II.7	Les conditions aux limites
II.8	Conclusion
	Chapitre III : Propriétés et lois des fluides
III.1.	Introduction
III.2.	Définition des fluides
III.3.	Les caractéristiques physiques fondamentales des fluides
III.4.	Classification des fluides
III.4.1.	Les fluides Newtoniens
III.4.1.3.	Propriétés de viscosité des fluides Newtoniens
III.4.2.	Fluides Non-Newtoniens
III.4.2.1.	Caractéristiques des fluides Non-Newtoniens
III.5.	Les fluides aux viscosités indépendantes du temps
III.5.1.	Fluides rhéofluidifiants
III.5.2.	Fluides rhéoépaississants
III.5.3.	Fluides à seuil

III.5.4.	Fluide de Bingham
III.6.	Les fluides aux viscosités dépendantes du temps
III.6.1.	Fluides thixotropes
III.6.2.	Fluides rhéopectique (ou anti thixotropes)
III.7.	Les modèles rhéologiques pour les fluides rhéofluidifiants
III.7.1.	Le modèle d'Oswald-de-Weale ou loi de puissance
III.7.2.	Le modèle de Cross
III.7.3.	Le modèle de Carreau-Bird
III.7.4.	Modèle de Bingham
III.8.	Power Law fluides (Fluides à la loi de puissance)
III.8.1.	Applications des fluides de loi de puissance
III.8.2.	Limites et défis liés à la gestion des fluides régis par la loi de puissance
III.9.	Conclusion
	Chapitre IV : Logiciel de simulation Ansys CFX
IV.1.	Introduction
IV.2.	Quelques avantages et inconvénients de calcul numérique
IV.3.	Introduction au code CFD
IV.3.1.	Présentation du code de calcul
IV.3.1.	Présentation du code de calcul
IV.3.1.1.	Préprocesseur Ansys CFX
IV.3.1.2.	Préprocesseur ICEM CFD
IV.3.1.2.1.	Quelques caractéristiques clés d'ICEM CFD
IV.3.1.3.	Solver CFX pré
IV.3.1.3.1.	Post-processeur
IV.4.	Le choix de maillage et conditions aux limites :
IV.5.	Les conditions aux limites
IV.6.	La méthode des volumes finis
IV.6.1.	Introduction
IV.6.1.1.	Méthodes des différences finies
IV.6.2.2.	Méthodes des éléments finis
IV.6.2.3.	Méthodes des volumes finis
IV.6.3.	Principe de la méthode des volumes finis
IV.6.4.	Maillage de la méthode de volume fini
IV.6.5.	Différents types de Grille en volumes finis
IV.7.	Les modèles numériques
IV.7.1.	Modèle laminaire
IV.7.2.	Modèle Turbulence
IV.8.	Conclusion
	Chapitre V : Résultats et Discussions
V.1.	Introduction

V.2.	Les contours de températures et vecteurs de vitesses
V.3.	La vitesse du fluide suivant la ligne horizontal et vertical
V.4.	La température et la vitesse adimensionnelle
V.5.	Taux de transfert de chaleur (Nusselt moyenne)
V.6.	Conclusion

Liste de figures

Figure II.1 : Flux thermique surfacique
Figure II.2 : Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique
Figure II.3 : Ordre de grandeur de la conductivité thermique pour divers types de milieux.
Figure II.4 : Transfert thermique par rayonnement
Figure II.5: Principe physique de la convection naturelle.
Figure II.6 Domaine physique et grille de calcul
Figure III.1 : Courbe cisaillement d'un fluide entre deux plaques
Figure III.2: Courbe et courbe de viscosité dynamique d'un fluide Newtonien
Figure III.3. Courbe d'un fluide rhéofluidifiant.
Figure III.4: Courbe d'un fluide rhéoépaississant
Figure III.5: Courbe d'un fluide à seuil
Figure III.6 : Courbe d'un fluide de bingham
Figure III.7: Variation de la viscosité en fonction de temps pour de fluide thixotropes
Figure III.8: Variation de la viscosité en fonction de temps pour de fluide rhéopectique
Figure III.9: graphique pour Comportement rhéologique des fluides de loi de puissance
Figure IV.1: Le principe du calcul numérique
Figure IV.2 : Structure de base du code "Fluent".
Figure IV.3 : Menu principale de Ansys CFX.
Figure IV.4 : Schéma solver CFX pré
Figure IV.5 : Définition du volume de contrôle pour le cas bidimensionnel.
Figure IV.6 : Les conditions initiales et aux limites.
Figure IV.7 : Volume de contrôle bidimensionnel.
Figure IV.8 : Domain physique
Figure V .1. : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr= 100$, $Ra= 10^4$ et différentes valeurs de n et ϕ (1 ^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2 ^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3 ^{me} ligne $\phi=90^\circ$).
Figure V .2 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr= 100$, $n= 0.6$ et différentes valeurs de Ra et ϕ (1 ^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2 ^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3 ^{me} ligne $\phi=90^\circ$).
Figure V.3 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr= 100$, $n= 1.4$ et différentes valeurs de Ra et ϕ (1 ^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2 ^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3 ^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

Figure V.4 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^4$, $n = 0.6$ et différentes valeurs de Pr et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

Figure V.5 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^4$, $n = 1.4$ et différentes valeurs de Pr et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

Figure V. 6 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^5$, $Pr = 1000$ et différentes valeurs de n et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

Figure V.7 : Distributions de la vitesse du fluide sur les deux lignes horizontale et verticale pour $Pr= 100$ et $Ra= 10^4$ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$ et 2^{ème} ligne $\phi= 90^\circ$).

Figure V.8 : La température adimensionnelle au long de ligne horizontale pour $Pr =100$ et différentes valeurs de Rayleigh (1^{er} ligne $Ra=10^3$, 2^{ème} ligne $Ra=10^4$ et 3^{ème} ligne $Ra= 10^5$).

Figure V.9 : La vitesse adimensionnelle au long de ligne horizontale pour $Pr =100$ et différentes valeurs de Rayleigh (1^{er} ligne $Ra=10^3$, 2^{ème} ligne $Ra=10^4$ et 3^{ème} ligne $Ra= 10^5$).

Figure V.10 : Le nombre de Nusselt en fonction des différents paramètres (1^{er} ligne $Pr= 10$, 2^{ème} ligne $Pr= 100$ et 3^{ème} ligne $Pr=10^3$).

Nomenclature

Liste des symboles latins

Gr : Nombre de Grashof.

Nu : Nombre de Nusselt.

Pr : Nombre de Prandtl.

Ra : Nombre de Rayleigh.

Re : Nombre de Reynolds.

Ti, To : Températures maintenues sur la paroi interne et extérieure.

T : Température local.

ΔT : Différence de température.

V : La vitesse suivant la direction axiale.

D_0 : Diamètre extérieure.

L : largeurs d'espace annulaire.

P: Pression.

g : Accélération de la gravité.

Tc : température froide.

Th : température chaude.

x : coordonnée axiale.

y : coordonnée radiale.

Ro/Ri : Rapport de rayon hydraulique.

E' : le temps caractéristique de l'enchevêtrement ;

μ_0 : la viscosité du palier Newtonien à faible taux de cisaillement ;

μ_∞ : la viscosité du deuxième plateau Newtonien à taux de cisaillement élevé.

n : représente l'indice de puissance.

Symboles grecs

ρ : Masse volumique de fluide.

δ : Angle d'inclinaison [rad] g Accélération de la pesanteur.

α : Diffusivité thermique.

ν : Viscosité cinématique.

μ : Viscosité dynamique.

β : Coefficient d'expansion thermique.

λ : Conductivité thermique de fluide.

θ : angle.

Φ : flux de chaleur

μ_0 : la viscosité du palier Newtonien à faible taux de cisaillement ;

μ_∞ : la viscosité du deuxième plateau Newtonien à taux de cisaillement élevé.

n : représente l'indice de puissance

τ est la contrainte de cisaillement appliquée

$\dot{\gamma}$ est le taux de cisaillement (en s^{-1})

τ_0 est la contrainte seuil d'écoulement (en Pa)

INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de chaleur par convection naturelle est un phénomène omniprésent dans de nombreuses applications industrielles et systèmes de la vie quotidienne. Ce mode de transfert thermique, reposant sur le mouvement d'un fluide induit par des différences de masse volumique liées aux variations de température, intervient notamment dans les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement électroniques ou les installations de production d'énergie. L'amélioration des performances de transfert de chaleur par convection naturelle présente donc un enjeu majeur pour optimiser l'efficacité énergétique de ces systèmes tout en réduisant leurs coûts de fonctionnement.

Cette thèse se concentre sur l'étude approfondie de la convection naturelle dans une géométrie annulaire concentrique spécifique, constituée d'un cylindre extérieur et d'un tube plat intérieur disposés de manière coaxiale. L'objectif principal est d'améliorer les transferts convectifs dans cette configuration en explorant différentes techniques de modification des surfaces et des conditions aux limites à travers des études numériques et expérimentales.

Les simulations numériques seront réalisées avec le logiciel de mécanique des fluides numérique (CFD) Ansys CFX, permettant d'analyser en détail les champs d'écoulement et de température. Les résultats obtenus viseront à comprendre les mécanismes physiques impliqués et à identifier les géométries de rugosités optimales maximisant les échanges convectifs tout en minimisant les pertes de charge.

Cette étude contribuera ainsi à enrichir les connaissances fondamentales sur la convection naturelle dans les géométries annulaires complexes. Les données recueillies ouvriront la voie à la conception de systèmes thermiques innovants, plus performants et économes en énergie, répondant aux enjeux actuels de durabilité et d'efficacité énergétique dans les applications industrielles liées aux transferts thermiques.

❖ **But de l'étude**

Le but de cette étude est d'améliorer le processus de convection naturelle au sein d'un anneau concentrique situé entre un cylindre externe et un tube plat interne. Pour atteindre cet objectif, nous avons fait varier les valeurs des nombres de Rayleigh, Prandtl et Nusselt, ainsi que modifié l'angle du tube plat intérieur de 0 à 90 degrés.

Utilisez le logiciel de simulation ANSYS CFX pour créer des modèles 3D de l'anneau concentrique avec différentes configurations d'angle de tube plat. Appliquez des conditions aux limites appropriées, notamment des températures et des propriétés de fluide qui correspondent à différents nombres de Rayleigh et de Prandtl.

Analysez comment les changements de paramètres et de configurations affectent la convection naturelle et déterminez les configurations optimales pour une efficacité de transfert de chaleur maximale.

❖ **Contenu du mémoire**

Cette thèse vise à améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle dans une géométrie annulaire concentrique constituée d'un cylindre extérieur et d'un tube plat intérieur.

Chapitre 1 : Revue bibliographique

Ce chapitre présente une revue des études antérieures sur la convection naturelle dans les tubes et espaces annulaires, en se concentrant sur les différentes méthodes utilisées pour améliorer le transfert de chaleur. Un résumé des principales conclusions de ces études est fourni.

Chapitre 2 : Généralités sur le transfert de chaleur

Les concepts de base du transfert de chaleur sont expliqués, incluant les modes de transfert (conduction, convection, rayonnement). Les équations régissant le transfert de chaleur et la convection naturelle, comme les équations de Navier-Stokes et de l'énergie, sont également présentées.

Chapitre 3 : Propriétés et lois des fluides

Ce chapitre se concentre sur les propriétés des différents fluides telles que la viscosité, la masse volumique et la conductivité thermique. Les équations régissant le comportement des

fluides, comme les équations de continuité et de quantité de mouvement, sont expliquées. L'impact de ces propriétés sur le transfert de chaleur par convection naturelle est également discuté.

Chapitre 4 : Logiciel de simulation Ansys CFX

Le logiciel de simulation numérique Ansys CFX, utilisé pour les analyses de convection naturelle, est présenté dans ce chapitre. Les étapes principales du paramétrage du modèle, de la définition des conditions aux limites et du lancement des simulations sont détaillées.

Chapitre 5 : Discussion des résultats et analyses

Les résultats des simulations numériques de convection naturelle dans la géométrie annulaire sont présentés et discutés. La distribution des températures, les champs de vitesse et les taux de transfert de chaleur sont analysés.

Chapitre I

Revue bibliographique

I – Introduction :

Le transfert de chaleur par convection naturelle est appliqué dans divers processus industriels comme le refroidissement d'équipement électronique, la sûreté des réacteurs nucléaires et surtout la technologie solaire, de nombreuses études ont été faites afin d'améliorer ce processus de transfert de chaleur dans de différentes géométries.

I.1 -Revue bibliographies :

Une des premières études bien documentées sur le transfert de chaleur dans des enceintes annulaires horizontales a été présentée par **Beckmann** [1] il a effectué des mesures expérimentales pour trois gaz différents : l'air, H₂ et CO₂, dans les plages de rapport d'aspect et de (Gr) où : $1,1875 \leq Do/Di \leq 8,1$ et $3,4 \times 10^3 \leq Gr \leq 1,5 \times 10^7$.

Kuehn et Goldstein [2] ont étudié la convection naturelle dans des cavités annulaires remplies d'azote sous pression sur une plage de nombre de Rayleigh de $2,2 \times 10^2 \leq Ra \leq 7,7 \times 10^7$ et pour un rapport de rayons de 2,6. Les résultats ont montré que l'écoulement est instable dans la région du panache pour $Ra = 2 \times 10^5$ et que l'écoulement devient turbulent lorsque Ra augmente. De plus, ils ont rapporté que sur le cylindre intérieur, l'écoulement est turbulent et que sous le cylindre intérieur, l'écoulement est laminaire. Comparativement, moins de publications ont été remarquées pour la convection naturelle dans un domaine non circulaire, avec une plage de nombres de Rayleigh de $7 \times 10^2 \leq Ra \leq 10^4$ et un rapport de rayons de 1,32.

Jae hean lee [3] ont tenté de formuler le problème de convection libre en termes de coordonnées elliptiques pour les cas symétriques des anneaux elliptiques oblate et prolata et ont réalisé des expériences pour cette géométrie.

Bader et Shamsheer [4] le problème du transfert de chaleur par convection libre à partir d'un cylindre elliptique horizontal placé avec son grand axe vertical dans un fluide d'étendue infinie a été étudié par Bader et Shamsheer. Leur problème a été résolu pour un nombre de Rayleigh variant de 10 à 10^3 , Pr=0,5, et le rapport d'axe du cylindre (mineur/majeur) variant de 0,1 à 0,964.

Bader [5] a étudié l'effet de l'orientation du cylindre elliptique. L'orientation du cylindre varie de l'axe majeur horizontal à vertical tandis que le rapport des axes varie de (0,4 à 0,98) à deux nombres de Rayleigh de 10^3 et 10^4 .

Peter teertstra et al. [6] ont développé un modèle analytique pour la convection naturelle dans la région bidimensionnelle formée par un isotherme. le modèle est composé d'une combinaison de trois solutions : la limite de diffusion, la limite de couche limite laminaire et la limite d'écoulement de transition, et il est applicable à une large gamme de rapports d'aspect et de formes de frontière intérieure et extérieure. le modèle et les données sont en bon accord, avec une différence moyenne de rms de 6% pour l'anneau circulaire et moins de 9% pour les autres géométries.

Djezzar et al. [7] ont exprimé les équations de boussinesq de la convection thermique laminaire et naturelle, dans le cas d'un écoulement permanent, dans un espace annulaire entre deux cylindres elliptiques concentriques. Ils utilisent un nouveau code de calcul avec les volumes finis avec les fonctions primitives (formulation vitesse-pression) et le système de coordonnées elliptiques. Le nombre de Prandtl est constant à 0,7 et le tube elliptique interne ($e_1 = 0,999, 0,9$ et $0,83$) ; l'excentricité du tube elliptique externe est maintenue constante ($e_2 = 0,75$) avec une variation du nombre de Garashof ($Gr = 10^3, 10^4, 10^5$ et 2×10^5).

E.I. Eid [8] a étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans des anneaux elliptiques avec différents rapports d'aspect. Quatre spécimens de test présentant des sections transversales d'anneaux elliptiques avec des rapports d'aspect différents de 0,25 à 1 et un rapport de diamètre d'anneau de 2 ont été testés expérimentalement. Le modèle a été résolu numériquement en utilisant le package de CFD FLUENT. Les résultats montrent que la rotation des anneaux elliptiques avec un petit rapport d'aspect d'un angle droit lorsque les spécimens sont horizontaux ou inclinés améliore les caractéristiques de transfert de chaleur par convection libre. Les prédictions numériques montrent que le rapport de diamètre de l'anneau a un effet plus significatif sur les résultats que le mode d'orientation.

Ramadan.y. Sakr et al. [9] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans des anneaux elliptiques horizontaux. Des expériences ont été réalisées pour des nombres de Rayleigh allant de $1,12 \times 10^7$ à $4,92 \times 10^7$, l'angle d'orientation du tube elliptique, θ , variant de 0° à 90° et le rapport de rayon hydraulique de 6,4. Ces expériences ont été réalisées pour un rapport d'axe du tube elliptique (mineur/majeur= b/c), les résultats ont montré que :

- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de l'angle d'orientation du cylindre elliptique, passant de la position où son grand axe est horizontal à la position où son grand axe est vertical.
- La température de surface minimale du cylindre elliptique chauffé et, par conséquent, le nombre de Nusselt local maximal se trouvent au point le plus bas du cylindre elliptique.

Padilla et Silveira-Neto [10] ont réalisé des simulations de grandes échelles de la transition vers la turbulence dans une cavité annulaire horizontale. Des solutions pour un nombre de Prandtl de (0,707), un rapport de rayon hydraulique de (2) et un nombre de Rayleigh de $4,6 \times 10^4$ jusqu'à $7,5 \times 10^5$ ont été obtenues. Les influences des écoulements de transition et turbulents sur le nombre de Nusselt local et moyen sont également étudiées.

S.A. nada [11] a étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection naturelle dans des couches fluides annulaires horizontales et inclinées. La surface intérieure de l'anneau est maintenue à haute température en appliquant un flux de chaleur au tube intérieur, tandis que la surface extérieure de l'anneau est maintenue à basse température en faisant circuler de l'eau de refroidissement à haut débit massique autour du tube extérieur. Les expériences ont été réalisées sur une large gamme de nombres de Rayleigh (5×10^4 jusqu'à 5×10^5).

Des largeurs d'espace annulaire différentes ($L/Do = 0,23, 0,3$ et $0,37$) et différentes inclinaisons de l'anneau ($\theta = 0^\circ, 30^\circ$ et 60°) ont été étudiées, les résultats ont montré que :

1. L'augmentation de la largeur de l'espace annulaire augmente fortement le taux de transfert de chaleur.
2. Le taux de transfert de chaleur diminue légèrement avec l'augmentation de l'inclinaison de l'anneau par rapport à l'horizontale.

O.A. Alawi et al. [12] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle entre un cylindre extérieur et un tube plat intérieur en utilisant un nano fluide de SiO_2 :

1. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de l'angle d'orientation du tube plat.
2. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
3. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du rapport de rayon hydraulique.

Walid. Med.A.et all [13] La simulation numérique a étudié les variations du rapport des rayons hydrauliques (5,7.5,10) pour des angles d'inclinaison allant de 0 à 90 degrés.

Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation à la fois du début du rayon hydraulique, des angles d'inclinaison du tube horizontal et du nombre de Rayleigh. Il a été constaté que la meilleure amélioration du nombre de Nusselt est obtenue à un angle d'inclinaison de 90 degrés et un rapport des rayons hydrauliques (7.5), avec une valeur de (24.87%).

Mebrouk ait saada et all [14] La convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et excentrés est étudiée numériquement par une approche en volumes finis. Le remplissage partiel de l'espace annulaire concentrique par un matériau poreux isolant constitue un moyen d'améliorer la qualité de l'isolation thermique. Le déplacement du cylindre extérieur vers le haut réduit légèrement la quantité de chaleur échangée entre les parois de confinement à travers une couche d'air épaisse (couch de $ea \geq 0.7$) et une couche poreuse ayant les propriétés suivantes :

$RC=1.5$ et $Da \leq 10^{-5}$, dans le cas d'un nombre de Rayleigh $Ra = 10^4$.

M.I. Farinas, A. Garon et K. Saint-Louis [15] ont mené une étude numérique par la méthode des éléments finis sur la convection naturelle dans un espace annulaire entre deux cylindres concentriques, le cylindre intérieur étant muni de six ailettes. Les résultats ont été obtenus pour de l'air ($Pr = 0,7$). Le but recherché été de voir l'influence de la géométrie des ailettes (bout pointu, rond et divergent), leurs longueurs ainsi que leurs orientations pour un nombre de Rayleigh variant de $10^3 - 10^6$. Ils ont remarqué que la deuxième configuration à deux ailettes (décalées de 30° par rapport à la verticale) a un meilleur échange thermique de 10% par rapport à la configuration de deux ailettes (verticales).

Ashley M. Thornhill et E. kobla Glakpe [16], ont conduit une étude expérimentale sur la convection naturelle dans un espace annulaire concentrique horizontal et vertical (deux cylindres coaxiaux), pour $Pr=0,7$ et un rapport des diamètres de 2,6. Ils ont montré que la position du cylindre interne a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur dans les anneaux horizontaux. Le cas excentrique positif (0.627) présente des effets convectifs plus forts par rapport au cas excentrique négatif (0.652). Les effets de conductivité sur le cylindre intérieur ke_{qi} pour un nombre de Rayleigh de 106 sont moins importants pour le cas excentrique positif comparé au cas

excentrique négatif. L'inverse est vrai en haut de l'anneau L'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une augmentation des niveaux de transfert de chaleur.

Mohammad Rahnama et Mousa Farhadi [17] ont conduit une étude numérique sur la convection naturelle turbulente entre deux cylindres horizontaux concentriques munis d'ailettes radiales (le nombre d'ailettes est situé entre 2 et 12, Ra varie entre 106 et 109, $Pr=0,7$ pour un rayon de 2.6 m). L'objectif principal de cette étude est d'analyser l'effet des ailettes sur le transfert de chaleur en convection naturelle turbulente. Ils ont montré que le nombre de Nusselt locale diminue en augmentant la longueur et le nombre des ailettes. La position des ailettes a un effet considérable sur le flux et le champ de température. Ils ont aussi observé qu'il y a une réduction du taux de transfert de chaleur dans toutes les configurations considérées comparées au cas d'une configuration sans ailettes pour le même Ra .

SC Haldar, GS Kochhar, K. Manohar et R.K Sahoo [18] ont étudié numériquement l'influence de différents paramètres (épaisseur, nombre et longueur des ailettes) sur les régimes de la convection naturelle autour du cylindre muni de 18 ailettes longitudinales de forme rectangulaire uniformément espacées, Figure I.6. La surface du cylindre a été considérée comme isotherme pour un nombre de Prandtl $Pr=0.7$ et nombre de Grashof fixe $Gr=105$. Ils ont montré que les ailettes elles-mêmes contribuent très peu au transfert de chaleur totale, mais leur présence modifie considérablement la température du fluide adjacent à la surface du cylindre et par conséquent le transfert de chaleur dans la zone sans ailettes. Le nombre optimal d'ailettes est de 6 (lorsque le coût des ailettes est pris en considération). Le taux de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de l'épaisseur au-delà d'une valeur sans dimension d'environ 0,02.

Kumar [19], a étudié numériquement un modèle à deux dimensions de longueur infinie, pour deux cylindres annulaires horizontaux concentriques où le cylindre intérieur est soumis à un flux de chaleur constant et le cylindre externe est refroidi et isotherme. L'auteur trouve que le nombre de Rayleigh Ra critique est atteint pour des valeurs numériques égaux à 1×10^5 et 3×10^5 et pour un rapport des diamètres D_0/D_i 1,5 et 2,6 respectivement. Il a aussi mentionner la difficulté de juger si le courant deviendrait oscillatoire ou tri dimensionnel au-delà de Ra critique, et un ratio donné de D_0/D_i .

Ball et al. [20], présentent les résultats d'une étude expérimentale des écoulements convectifs dans un espace annulaire entre deux cylindres concentriques. Le cylindre intérieur est

tournant et chaud, tandis que l'autre est immobile et froid. Des plans horizontaux immobiles ferment la cavité. Le fluide est l'air ($Pr = 7$). On s'intéresse aux flux de chaleur qui sont intimement liés à la structure du champ des vitesses. dans les systèmes tournants, l'existence d'instabilités hydrodynamiques peut conduire à une variété d'écoulements secondaires. a chaque transition dans l'écoulement, les mécanismes de transport sont altérés et il en résulte des changements dans les transferts de chaleur et de quantité de mouvement. une étude paramétrique pour le flux moyen de chaleur est faite à travers l'espace annulaire, et aussi une étude qualitative des écoulements secondaires. Trois systèmes ont été utilisé, caractérisés respectivement par des rapports des rayons , $\eta = 0,437$, 0.565 et 0.656 et par des rapports d'aspects , $\Gamma = 44.31$, 52.53 et 77.20 .

L'écoulement et le transfert de chaleur à convection laminaire et turbulente à travers un tube, ont été étudiés par plusieurs auteurs. **Carmela et Christensen** [21], ont étudié le comportement hydrodynamique et les caractéristiques des cannelés annulaires en formes spirales pour les régimes laminaires, de transition et turbulent, de façon expérimentale. Ils ont constaté que les tubes intérieurs cannelés ont induit un degré important de tourbillon dans l'écoulement, et la transition varie de Reynolds $310 \leq Re \leq 10^3$. Pour $Re > 310$, les nombres de Nusselt étant 4 à 20 fois celui correspondant à une géométrie lisse, et pour le nombre de Reynolds $3 \leq Re \leq 10R$, les nombres de Nusselt ont augmenté de 1.1 et 4 fois.

Une simulation numérique a été faite par **Chung et al.** [22], pour l'écoulement turbulent dans un tube annulaire et concentrique, pour deux rapports de rayon ($R_1/R_2 = 0,1$ et $0,5$). leur objectif était d'élucider l'effet transversal de courbure sur les structures turbulentes à proximité de la paroi de l'écoulement d'un tube annulaire concentrique. Leurs résultats numériques ont démontré que les structures turbulentes à proximité de la paroi extérieure ont une activité plus intense que celle à proximité de la paroi intérieure.

Le transfert thermique dans un espace annulaire entre deux cylindres concentriques avec les ailettes radiales est étudié numériquement par **M. Rahamna et al** [23]. Les équations de base de conservation sont discrétisées en utilisant l'approche de volume finie ainsi que l'algorithme SIMPLER. Des calculs sont exécutés pour l'écoulement laminaire avec des nombres de Rayleigh jusqu'à 10^6 , Les champs de vitesse et de température sont présentés pour différents nombres de Rayleigh et tailles d'ailette par les parcelles de terrain aérodynamiques et isothermes. Les calculs prédictifs du nombre de Nusselt moyen prouvent que la taille d'ailette a une valeur optimum pour

laquelle le taux de transfert thermique est augmenté. Les longues ailettes ont un effet de blocage sur le recyclage d'écoulement.

Ospir et al [24] et **Popa et al** [25] ont fait des études, l'une expérimentale et l'autre numérique, d'un écoulement dans un canal vertical chauffé asymétriquement en utilisant l'eau comme fluide d'étude afin de négliger l'effet radiatif. Ces deux études ont mis en évidence un écoulement de type couche limite accompagné d'un écoulement de retour de longueur variable.

Li et al [26] ont fait une analyse numérique sur l'effet de la surface radiative sur l'écoulement laminaire de l'air en convection naturelle dans un canal chauffé asymétriquement.

Polidori et al [27] ont étudié expérimentalement l'écoulement aux tous premiers instants de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé à 445W/m² et 1550 W/m² ; Leur analyse a indiqué un comportement topologique complexe dans l'écoulement interne menant à de nombreuses instabilités.

Ostrach et Hantman [28] ont analysé la convection naturelle à l'intérieur d'un cylindre horizontal pour les nombres de Prandtl élevés. Les résultats montrent que dans la moitié inférieure du cylindre, le sens de l'écoulement est de gauche à droite, et dans la direction opposée dans la moitié supérieure du cylindre, et que, la couche limite dans les premiers et troisième quadrants éjecte le fluide dans le cœur de l'enceinte, et dans les deuxième et quatrième quadrants entraîne le fluide du cœur de l'enceinte.

Schneider et Straub [29] ont étudié numériquement et expérimentalement la convection naturelle laminaire dans un cylindre rempli de fluide. Les influences des paramètres géométriques sur le transfert de chaleur ont été présentées.

Xin et al. [30] ont étudié numériquement et analytiquement la convection naturelle dans un cylindre horizontal différentiellement chauffé pour divers nombres de Prandtl, sur la paroi du cylindre ils ont imposé une distribution de température sous la forme d'une fonction trigonométrique. Les résultats obtenus montrent que la structure de l'écoulement devient rapidement indépendante du nombre de Prandtl.

Lemembre et Petit [31] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans un cylindre vertical avec un fond isolé thermiquement, une surface latérale chauffée et une surface

supérieure refroidie, pour $10^2 \leq Ra \leq 10^6$ et $0.7 \leq Pr \leq 0,95$. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur par convection est important dans la surface supérieure, et explicitement indépendant du nombre de Prandtl.

Hasan et al. [32] ont étudié numériquement la convection naturelle stationnaire et instationnaire bidimensionnelle dans une enceinte circulaire avec chauffage non uniforme de sa moitié inférieure et refroidissement de sa moitié supérieure, pour $10^2 \leq Ra \leq 10^6$ et nombre de Prandtl de 0.71. Ils ont montré que dans le cas de régime stationnaire à faible nombre de Rayleigh, le champ de vitesse est très faible et le transfert de chaleur est principalement par conduction.

Khelifi-Touhami et al. [33] ont réalisé une simulation numérique de la convection naturelle laminaire de gaz naturel liquéfié (GNL) dans une cavité cylindrique verticale, pour $103 \leq Ra \leq 10^5$ et un nombre de Prandtl égal à 2. Ils ont discuté et présenté les vecteurs de vitesse, les isothermes et la distribution de flux de chaleur par évaporation le long de la surface pour divers rapports d'aspect.

Habibi Matin et Pope [34] ont étudié numériquement les effets du rapport des rayons, de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nano fluide dans un anneau excentrique. Ils ont montré que l'addition de nanoparticules de cuivre produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur.

Moradi et al. [35] ont examiné les effets de l'angle d'inclinaison et du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur par convection naturelle des nano fluides dans une enceinte cylindrique. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur par convection naturelle atteint son niveau maximum avec un rapport d'aspect de 1 et un angle de 30° .

Enayati et al. [36] ont présenté une étude expérimentale et numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle tridimensionnelle (3D) dans un réacteur de croissance cristalline sous forme d'une enceinte cylindrique chauffée latéralement avec un gradient de température de haut en bas, pour un nombre de Rayleigh de 8.8×10^6 . Ils ont trouvé l'existence d'une inversion de température, qui a des implications potentielles sur le choix du minéralisateur (acide / basique).

Hu et al. [37] ont présenté une étude numérique sur la convection naturelle dans un anneau excentrique rempli de nano fluide Cu-Eau, pour $10^3 \leq Ra \leq 10^7$ et une fraction volumique des

nanoparticules $0 \leq \phi \leq 0.03$. Ils ont trouvé que l'inclusion des nanoparticules dans le fluide pur change le modèle d'écoulement, et que le nombre de Nusselt a une relation positive avec la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Rayleigh et le rapport radial.

Selimefendigil et Öztop [38] ont étudié numériquement la convection naturelle du nano fluide CUO-Eau dans un anneau horizontal sous l'influence d'un champ magnétique incliné, pour $104 \leq Ra \leq 10^6$, nombre de Hartmann (entre 0 et 40), angle d'inclinaison magnétique (entre 0° et 90°) et fraction volumique (entre 0 et 0.04). Une partition conductrice avec épaisseur et conductivité thermique variables (conductivité thermique entre 0.06 et 60) a été placée à l'intérieur de l'anneau. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur moyen augmente avec la conductivité thermique de la partition, et qu'il existe une relation presque linéaire entre le nombre de Nusselt moyen et la fraction volumique des nanoparticules.

Bae et al. [39] ont étudié et visualisé expérimentalement le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'un tuyau incliné. L'inclinaison, le diamètre et la longueur de la conduite ont été variés de 0° à 90° , de 0.026 à 0.063 m et de 0.1 à 0.3 m respectivement. Ils ont montré que lorsque l'inclinaison augmente, le transfert de chaleur diminue, et que lorsque le diamètre augmente, le transfert de chaleur diminue à cause de l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite.

Mohamed et al. [40] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle turbulente entre deux cylindres concentriques horizontaux avec différents rapports d'orientation et d'axe pour le cylindre extérieur, et avec les deux extrémités ouvertes. Un flux de chaleur constant a été imposé au cylindre extérieur, tandis que le cylindre interne était isolé thermiquement. Ils ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur commence lorsque l'angle d'orientation du cylindre extérieur augmente plus que l'angle critique, et l'augmentation maximale du nombre de Nusselt moyen atteint 25% à la position verticale et le rapport des axes égal à 2 pour le cylindre extérieur.

Zhang et al. [41] ont présenté une étude numérique sur la convection naturelle laminaire en régime permanent dans une enceinte circulaire avec une plaque plane interne pour $Ra = 10^6$. Ils ont trouvé que pour des configurations à excentricité élevée, le transfert de chaleur dans l'espace peut être dominé par la convection ou la conduction.

Bouras et al. [42] ont traité numériquement l'écoulement convectif naturel dans un espace annulaire horizontal entre un cylindre intérieur carré chauffé et un cylindre extérieur elliptique froid. Des températures uniformes sont imposées le long des parois de l'enceinte. Les équations régissant le problème ont été résolues numériquement par le code commercial Fluent, basé sur la méthode des volumes finis et l'approximation de Boussinesq. Les effets du rapport de géométrie et des nombres de Rayleigh sur l'écoulement du fluide et les performances de transfert de chaleur sont étudiés. Le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 . Tout au long de l'étude. Ils ont constaté que l'augmentation du rapport de géométrie conduit à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur.

Salhi Hicham. [43] présente une étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une enceinte carrée chauffée et remplie d'un mélange d'eau et des nano fluides. Pour différentes positions de source de chaleur et différentes fractions volumiques pour les nano fluide. Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis par l'utilisation d'un schéma hybride. Les champs thermique et dynamique ont été obtenus ainsi que le nombre de Nusselt.

Bilgen and Balkaya. [44] ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée avec des ouvertures de ventilation et des sources de chaleur. L'étude a été effectuée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec l'approximation de Boussinesq. D'abord, ils ont obtenu les positions optimales des sources en maximisant la conductivité globale pour différents nombres de Rayleigh. Une, deux et trois sources de chaleurs à des positions optimales ont été considérées. Les résultats ont indiqué que la distribution des sources n'est pas équidistante mais concentrée près du fond de la cavité. Le nombre de Nusselt et le débit volumétrique augmentent en fonction du nombre de Rayleigh, de la taille de la source et du nombre de sources.

Bouras et al. [45] ont analysé numériquement la convection naturelle laminaire dans un anneau horizontal entre un plan chauffé interne et un demi-elliptique froid externe en utilisant l'approximation de Boussinesq. Les parois internes et externes sont maintenues à température constante. Des solutions numériques sont obtenues à l'aide d'un logiciel de calcul dynamique des fluides commercial, Fluent, utilisant la méthode des volumes finis. Les effets du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt, Nu, ainsi que les champs de vitesse et de température sont

étudiés pour la plage de Ra de 10^3 à 5×10^5 . Ces résultats montrent que pour un petit nombre de Rayleigh thermique, le transfert de chaleur à l'intérieur de l'anneau est essentiellement contrôlé par le processus de conduction. Au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh thermique augmente (10^4), le rôle de la convection devient prédominant. Le taux de transfert de chaleur augmente également. Le but de cette étude est d'observer les effets du nombre de Rayleigh thermique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température.

El-Hadjar et al. [46] ont étudié l'influence des nanoparticules sur le transfert de chaleur. Contrairement à ce que de nombreux auteurs ont obtenus, Ils ont montré que dans la configuration de Rayleigh-Bénard, après l'apparition de la convection, le transfert de chaleur est plus élevé dans le fluide de base par rapport au nano fluide. Le nombre de Rayleigh dans les nano fluides diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Ainsi, les nanoparticules en suspension dans l'eau vont retarder l'apparition de la convection dans ce dernier.

Seo et al. [47] ont étudié des simulations numériques tridimensionnelles de la convection naturelle dans une longue enceinte rectangulaire, froide et contenant un cylindre circulaire chaud ou un cylindre elliptique. Quatre rayons des cylindres intérieurs ont été considérés dans l'intervalle de nombres de Rayleigh de $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ comme paramètres clés de la simulation pour étudier l'effet de taille des cylindres circulaires et elliptiques. Les effets détaillés ont été analysés par visualisation des iso-surfaces tridimensionnelles de la température et de structure tourbillonnaires, ainsi que de la tridimensionnalité du système. Les caractéristiques de transfert de chaleur ont été affectées par le rayon des cylindres circulaires et elliptiques.

Zhou et al [48], ont étudié numériquement le transfert thermique convectif du nano fluide Al_2O_3 -eau sous diverses concentrations pour un écoulement laminaire dans un tube circulaire horizontal avec et sans considération de l'agrégation des particules. Ils ont conclu que le transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et diminue lorsque l'agrégation se produit. La température près de la région de la frontière thermique augmente après l'agglomération des particules, ce qui entraîne une réduction du gradient de température entre la paroi et le liquide et donc une diminution du taux de transfert de chaleur.

Abdolbaqi et al [49], ont étudié numériquement les propriétés thermiques des nano fluides par la convection forcée d'un écoulement turbulent dans un canal droit avec un flux de chaleur

uniforme imposé. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur et la contrainte de cisaillement de la paroi augmentent avec l'augmentation de la concentration volumique du nano fluide.

Yin et al [50], ont étudié numériquement et expérimentalement les caractéristiques thermique et dynamique du nano fluide Cu-eau en écoulement laminaire dans un tuyau. Les résultats de ces auteurs mettent en évidence que l'ajout des nanoparticules à un fluide de base améliore considérablement le transfert de chaleur par convection et augmente la perte d'énergie. La chute de pression croît avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Kaya et al [51], ont examiné numériquement l'écoulement par convection forcée du nano fluide TiO₂-eau avec différentes fractions volumiques des nanoparticules dans un micro canal à section semi-circulaire avec un flux thermique appliqué à la surface inférieure. Les résultats de ces auteurs indiquent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules dans le nano fluide entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen ; cependant, il n'y a pas de variation significative du facteur de friction moyen.

Ben Ltaifa et al [52], sur le transfert de chaleur par convection mixte pour un écoulement laminaire dans un micro-canal rectangulaire incliné et totalement rempli du nano fluide eau-Al₂O₃ au moyen de la méthode de Lattice Boltzmann. Les résultats montrent que les valeurs les plus élevées de la fraction volumique de Al₂O₃ et les grandes valeurs des angles d'inclinaison améliorent le taux de transfert de chaleur.

Elsaid et al [53], ont simulé numériquement la convection mixte d'un nano fluide hybride (Cu-Al₂O₃-H₂O) dans un canal vertical sous l'effet d'un flux radiatif thermique. Les résultats obtenus indiquent que l'ajout des nanoparticules hybrides dans le fluide de base avec la présence du rayonnement thermique influent sur le comportement de la vitesse et de la température. Ainsi, la présence du rayonnement thermique améliore le taux de transfert de chaleur de 12 à 22 % selon le pourcentage des nanoparticules hybrides dans le fluide de base.

Références bibliographiques

- [1] P. Teertstra, M.M. Yovanovich, Comprehensive review of natural convection in horizontal circular annuli, ASME-PUBLICATIONS-HTD 357 (1998) 141–152.
- [2] Kuehn T.H. and Goldstein R.J. (1978): An experimental study of natural convection heat transfer in concentric and eccentric horizontal cylindrical annuli. – J. Heat Transfer, vol.100. No.4, pp.635-640.
- [3] Jae Heon Lee, Taik Sik Lee, Natural convection in the annuli between horizontal confocal elliptic cylinders, Int. J. Heat Mass Transf. 24 (10) (1981) 1739–1742.
- [4] H.M. Badr, K. Shamsheer, Free convection from an elliptic cylinder with major axis vertical, Int. J. Heat Mass Transf. 36 (14) (1993) 3593–3602.
- [5] Badr.H.M.1983, “A Theoretical Study of Laminar Mixed Convection From a Horizontal Cylinder in a Cross Stream,” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, pp. 639–653.
- [6] Peter Teertstra, M. Michael Yovanovich, J. Richard Culham, Analytical Modeling of Natural Convection in Horizontal Annuli, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA)-0959, 2005. 1–10
- [7] M. Djezzar, A. Chaker, M. Daguene, Numerical study of bidimensional steady natural convection in a space annulus between two elliptic confocal ducts influence of the internal eccentricity, Rev. Energy renouv. 8 (2005) 63–72.
- [8] E.I. Eid, Natural convection heat transfer in elliptic annuli with different aspect ratios, Alex. Eng. J. 44 (2) (2005) 203–215
- [9] Ramadan Y. Sakr, Nabil S. Berbish, Ali A. Abd-Aziz, Abdalla Said Hanafi, Experimental and numerical investigation of natural convection heat transfer in horizontal elliptic annuli, Int. J. Chem. React. Eng. 6 (1) (2008).
- [10] E.L.M. Padilla, A. Silveira-Neto, Large-eddy simulation of transition to turbulence in natural convection in a horizontal annular cavity, Int. J. Heat Mass Transf. 51 (13)(2008) 3656–3668.

- [11] S.A. Nada, Experimental investigation of natural convection heat transfer in horizontal and inclined annular fluid layers, *Heat Mass Transf.* 44 (8) (2008) 929–936.
- [12] O.A. Alawi et al. / *International Communications in Heat and Mass Transfer* 57 (2014) 65–71
- [13] Waleed Mohammed Abed, Amer Jameel Shareef, Ahmed Ali Najeeb, Natural Convection Heat Transfer in Horizontal Concentric Annulus between Outer Cylinder and Inner Flat Tube
- [14] Mebrouk AIT SAADA, Salah CHIKH, Antonio CAMP, Convection naturelle dans un espace annulaire horizontal excentré et partiellement poreux
- [15] M.I. Farinas, A. Garon et K. Saint-Louis, ‘‘Study of heat transfer in a horizontal cylinder with fins’’ *Rev Gin Therm* pages 36, 398-410, (1997)
- [16] Ashley M. Thornhill, E. kobla Glakpe, ‘‘Prediction of natural convection enclosures at high Rayleigh numbers’’ *INT. COMM. HEAT MASS TRANSFER* Vol. 15, pp. 785-797, (1988).
- [17] Mohammad Rahnema, Mousa Farhadi ‘‘Effect of radial fins on two-dimensional turbulent natural convection in a horizontal annulus’’, *International Journal of Thermal Sciences* 43, 255–264,(2004).
- [18] SC Haldar, GS Kochhar, K. Manohar, RK Sahoo, ‘‘Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness’’, *International Journal of Thermal Sciences* 46, 692–698, (2007)
- [19] R. Kumar, Study of natural convection in horizontal annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 31, pp. 1137-1148, (1988).
- [20] K. S. Ball, B. Farouk, V. C. Dixit, An Experimental Study Of The Heat Transfer In A Vertical Annulus With A Rotating Inner Cylinder, *Int. Journal Of Heat Mass Transfer*, vol 32, N0 = 08, pp; 1517-1527, (1989).
- [21] S. Garimella et R. N. Christensen, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I-Hydrodynamics, *J. Heat Transfer*, vol.117, pp. 54-60, Part II-Heat Transfer, *J. Heat Transfer*, vol117, pp. 61-68, (1995).

- [22] S. Y. Chung, G. H. Rhee, et H. J. Sung, Direct Numerical Simulation of Concentric Annular Pipe Flow Part I: Flow Field, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 23, pp.426-440, 2002.
- [23] M Rahnema, M A Mehrabian, S H Mansouri, A Sinaie, K Jafargholi, Numerical simulation of laminar natural convection in horizontal annuli with radial fins, Part E: *Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 213, no.2, pp. 93-97 / (1999).
- [24] D. Ospir, C. Popa, C. Chereches, G. Polidori, S. Fohanno, Flow visualization of natural convection in a vertical channel with asymmetric heating, *Int. Commun. Heat. Mass Transf.* 2012; 39: 486–493.
- [25] C. Popa, D. Ospir, S. Fohanno, C. Chereches, Numerical simulation of dynamical aspects of natural convection flow in a double-skin façade, *Energy and Buildings* 2012; 50: 229–233.
- [26] R. Li, M. Bousetta, E. Chénier, G. Lauriat, Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels, *Int. J. Therm. Sci.* 2013; 65: 9–27.
- [27] G. Polidori, S. Fatnassi , R. Ben Maad , S. Fohanno , F. Beaumont, Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated, *International Journal of Thermal Sciences* 2015; 88: 40–46.
- [28] Simon Ostrach, Robert G. Hantman, "Natural convection inside a horizontal cylinder", *Chem. Eng. Commun.* 9 (1981) 213-243.
- [29] Stefan Schneider, Johannes Straub, "Laminar natural convection in a cylindrical enclosure with different end temperatures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35(2) (1992)545-557.
- [30] Shihe Xin, Patrick Le Quéré , Olivier Daube, "Natural convection in a differentially heated horizontal cylinder: Effects of Prandtl number on flow structure and instability", *Phys. Fluids* 9(4) (1997) 1014-1033.
- [31] A. Lemembre, J.-P. Petit, "Laminar natural convection in a laterally heated and upper cooled vertical cylindrical enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer* 41(16) (1998)2437-2454.
- [32] Nadeem Hasan, Syed Fahad Anwer, Sanjeev Sanghi, "Natural convection in a bottom heated horizontal cylinder", *Physics of Fluids* 17(064105) (2005) 1-17.

- [33] M.S. Khelifi-Touhami, A. Benbrik, D. Lemonnier, D. Blay, "Laminar natural convection flow in a cylindrical cavity application to the storage of LNG", *Journal of Petroleum Science and Engineering* 71 (2010) 126-132.
- [34] M. Habibi Matin, I. Pop, "Natural convection flow and heat transfer in an eccentric annulus filled by Copper nanofluid", *Int. J. Heat Mass Transfer* 61 (2013) 353-364.
- [35] Hamid Moradi, Bahamin Bazooyar, Seyed Gholamreza Etemad, Ahmad Moheb, "Influence of the geometry of cylindrical enclosure on natural convection heat transfer of Newtonian nano fluids", *Chemical Engineering Research and Design* 94 (2015) 673-680.
- [36] Hooman Enayati, Abhilash J. Chandy, Minel J. Braun, Nicholas Horning, "3D large eddy simulation (LES) calculations and experiments of natural convection in a laterally-heated cylindrical enclosure for crystal growth", *International Journal of Thermal Sciences* 116 (2017) 1-21.
- [37] Yang Hua, Decai Lia, Shi Shub, Xiaodong Niu, "Natural convection in a nano fluid filled eccentric annulus with constant heat flux wall: A lattice Boltzmann study with immersed boundary method", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 86 (2017) 262-273.
- [38] Fatih Selimefendigil, Hakan F. Öztop, "Conjugate natural convection in a nanofluid filled partitioned horizontal annulus formed by two isothermal cylinder surfaces under magnetic field", *Int. J. Heat Mass Transfer* 108 (2017) 156-171.
- [39] Ji-Won Bae, Won-Ku Kim, Bum-Jin Chung, "Visualization of natural convection heat transfer inside an inclined circular pipe", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 92(2018) 15-22.
- [40] Mohamed M. Khairat Dawood, Mohamed A. Teamah, Ali I. Shehata, Mohamed Aboelazm, Tamer Nabil, "Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection between two horizontal concentric cylinders at different axis ratios and orientation angles", *Experimental Thermal and Fluid Science* 91 (2018) 20-34.
- [41] Wei Zhang, Yikun Wei, Xiaoping Chen, Hua-Shu Dou, Zuchao Zhu, "Partitioning effect on natural convection in a circular enclosure with an asymmetrically placed inclined plate", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 90 (2018) 11-22.

- [42] A. Bouras, D. Taloub, Z. Driss, " Effect of Rayleigh number on internal eccentricity in a heated horizontal elliptical cylinder to its coaxial square enclosure", International Journal of Applied Mechanics and Engineering, vol. 25 (3), pp. 17-29, 2020.
- [43] Salhi Hicham, 'Etude numérique de transfert de chaleur de nano fluide dans les enceintes', Thèse université de Batna, 2006.
- [44] E Bilgen, A Balkaya , Natural convection on discrete heaters in a square enclosure with ventilation ports, Int. J. of Heat and Fluid Flow, vol. 29, pp. 1182-1189, 2008.
- [45] A. Bouras, D. Taloub, A. Beghidja, Z. Driss," Laminar Natural Convection Study in a Horizontal Half-Elliptical Enclosure Using Heater on Horizontal Wall", Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, vol. 53 (2), pp. 223-233,2019.
- [46] B. Elhajjar, G. Bachir, A. Mojtabi, and M. C. Marie-Charrier. Modeling of Rayleigh Bénard natural convection heat transfer in nano fluids *Compte Rendu de Mécanique*.338, 350–354, June 2010.
- [47] Young Min Seo, Man Yeong Ha, Yong Gap Park, "A numerical study on the three-dimensional natural convection with a cylinder in a long rectangular enclosure Part I: Size effect of a circular cylinder or an elliptical cylinder", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 134, pp. 420-436, 2019.
- [48] Zhou, J., Wang, X., Song, D., & Jing, D. (2017). The effects of nanoparticle aggregation on the convection heat transfer investigated by a combined NDDM and DPM method. *An International Journal of Computation and Methodology*.71(7), pp.754-768.
- [49] Abdolbaq, M. Kh. Azwadi C.S.N., Mamat, R., Azmi, W.H., & Najafi, G. (2015).Nano fluids heat transfer enhancement through straight channel under turbulent flow *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 11, pp. 2294-2305.
- [50] Yin, Z., Bao, F., Tu.Ch. Hua, Y. & Tian, R. (2018). Numerical and experimental studies of heat and flow characteristics in a laminar pipe flow of nanofluid. *Journal of Experimental Nanoscience*.13(1), pp.82-94.

- [51] Kaya, H., Ekiciler, R., & Arslan, K. (2019). CFD analysis of laminar forced convective heat transfer for tio₂/water nanofluid in a semi-circular cross sectioned micro channel. Journal of Thermal Engineering. 5(3), pp. 123-137.
- [52] Ben Ltaifa, K., D'Orazio, A., & Dhahri, H. (2020). Numerical analysis of mixed convection heat transfer and laminar flow in a rectangular inclined microchannel totally filled with Water/Al₂O₃ Nano fluid. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. 144(6), pp.2465-2482.
- [53] Elsaid, E. M., & Abdel-wahed, M. S. (2021). Mixed convection hybrid-nanofluid in a vertical channel under the effect of thermal radiative flux. Case Studies in Thermal Engineering.25 pp.100913.

Chapitre II

Généralité sur le transfert de chaleur

II.1 Introduction :

Le transfert de chaleur est l'un des modes, les plus connus d'échange d'énergie. Lorsqu'il existe une différence de température entre deux points d'un système à des températures différentes sont mises en contact, on constate une tendance à l'égalisation des températures. On dit qu'il y'a transfert de chaleur. Le transfert de chaleur obéit aux principes fondamentaux de la thermodynamique, mais les lois de la thermodynamique ne suffisent pas pour expliquer de quelle manière s'effectue le transfert de chaleur ou pour prévoir la vitesse de ce transfert. Le transfert de chaleur est donc régi par d'autres lois, très importantes dans différentes branches de l'industrie. Citons par exemple pour le génie chimique ; La conception et le fonctionnement des évaporateurs, des condenseurs, des échangeurs entre fluide chaud et froid, des colonnes à distillation, des réacteurs, etc... Pour l'ingénieur de génie chimique les problèmes des transferts thermiques se ramènent généralement à l'une ou l'autre de ces deux formes :

- Rechercher la manière la plus efficace de transmettre une quantité de donnée de chaleur entre deux systèmes par unités de temps.
- Rechercher comment limiter les déperditions (ou les gains) calorifiques à travers une surface. La résolution de ces problèmes est souvent complexe car le transfert de chaleur peut résulter de trois mécanismes de propagation obéissant à des lois bien différentes et mis en jeu parfois simultanément. • La conduction. • La convection. • Le rayonnement. Toutefois, le développement de l'un quelconque de ces mécanismes nécessite l'existence d'une différence de température qui joue le rôle de différence de potentiel pour l'échange de chaleur [1]

Dans ce chapitre, nous aborderons le concept fondamental du transfert de chaleur et ses différents types. Le transfert de chaleur est un processus crucial qui régit l'échange d'énergie thermique entre des systèmes ou au sein d'un même système en raison d'une différence de température. Comprendre les principes et les mécanismes du transfert de chaleur est essentiel pour la conception et l'optimisation des systèmes thermiques dans diverses applications en ingénierie et phénomènes naturels. Nous explorerons les trois modes principaux de transfert de chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement, leurs principes directeurs et leurs applications respectives.

II.2 Généralité sur le transfert de chaleur :

II.2.1 La chaleur :

En physique, on appelle chaleur une forme particulière de l'énergie. Cette équivalence de la chaleur et du travail constitue le premier principe de la thermodynamique. Il en résulte qu'énergie, travail et quantité de chaleur ont une même unité : le joule [1]. A la base de l'étude des transferts thermiques se trouvent les concepts de quantité de chaleur et de différence de température. Le transfert de chaleur d'une partie d'une substance à une autre partie, ou d'un corps à un autre corps, s'effectue sous forme d'énergie cinétique d'agitation moléculaire désordonnée. Ce transfert est le fait d'une différence de température entre les deux corps. La chaleur se propage spontanément du corps ayant la température la plus élevée vers celui ayant la température la plus basse, élevant ainsi la température de ce dernier, tout en abaissant la température du premier, dans la mesure où le volume des deux corps reste constant. Ceci constitue le second principe de la thermodynamique. Ce second principe met en évidence la notion d'irréversibilité : La chaleur ne pourra pas se propager d'un corps froid vers un corps chaud, sauf si on fournit un travail [2].

II.2.2 Flux de chaleur :

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [2] :

$$\varphi = \frac{1}{S} * \frac{\partial Q}{\partial t} \quad \text{II.1}$$

Où S est l'aire de la surface.

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\varphi = \frac{\partial Q}{\partial t} \quad \text{II.2}$$

II.2.3 Surface isotherme :

Une surface isotherme représente le lieu géométrique des points matériels ayant la même température. Le point singulier représente un point de l'espace matériel ayant une température qu'on ne retrouve pas ailleurs. [3]

II.2.4 Unités de chaleur :

On a vu qu'en physique, la quantité de chaleur est exprimée dans les mêmes unités que l'énergie et le travail, à savoir en joules (J). On utilise également la calorie (Cal), définie comme la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de 1 g d'eau de 14,5 °C à 15,5 °C sous une pression de 1 atm. L'énergie mécanique peut être convertie en chaleur par frottement, et le travail mécanique nécessaire pour produire une calorie s'appelle « l'équivalent mécanique de la calorie » [2].

On a : 1 Cal = 4,1855 J

II.2.5 Gradient de température :

Dans un corps quelconque, la variation de température se produit dans des directions qui traversent les surfaces isothermes ; la différence de température la plus importante rapportée à l'unité de longueur est observée dans la direction normale à la surface isotherme. L'augmentation de la température dans cette direction est caractérisée par le gradient de température défini (en coordonnées cartésiennes) par [3] :

$$\text{grad } T = \frac{\partial T}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \mathbf{k} \quad \text{II.3}$$

II.2.6 Flux thermique surfacique :

Le flux thermique surfacique ou la densité de flux (ϕ) à travers une surface (S) représente le flux thermique total rapporté à une unité de surface, soit [3]:

$$\phi = \frac{\Phi}{S} [W/s] \quad \text{II.4}$$

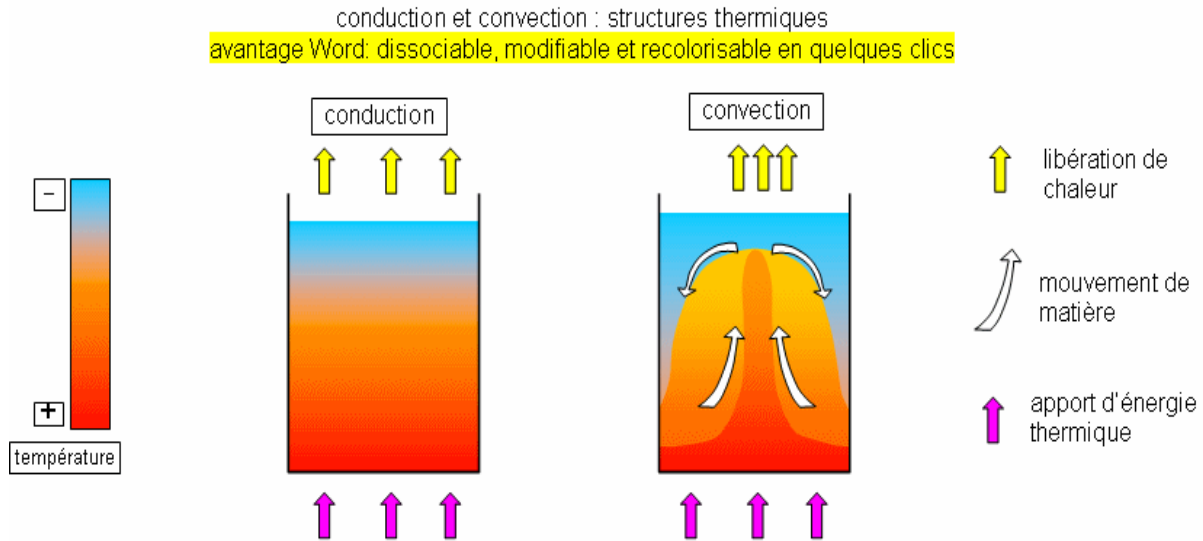


Figure II.1 : Flux thermique surfacique

II.3 Les différents modes de transfert de chaleur :

II.3.1 Transfert de chaleur par conduction :

La conduction thermique se produit lorsqu'il y a propagation de la chaleur de molécule en molécule à l'intérieur d'un corps ou entre plusieurs corps adjacents qui ne réfléchissent pas la chaleur, sans que le milieu ne se déplace ou que ce mouvement n'affecte la transmission de chaleur. Ce mode de transfert de chaleur est principalement observé dans les solides et entre des corps solides adjacents. La conduction se produit également dans les liquides et les gaz, mais son impact est généralement négligeable par rapport à celui de la convection, sauf dans le cas de liquides très visqueux ou de gaz piégés dans des matériaux poreux [4]

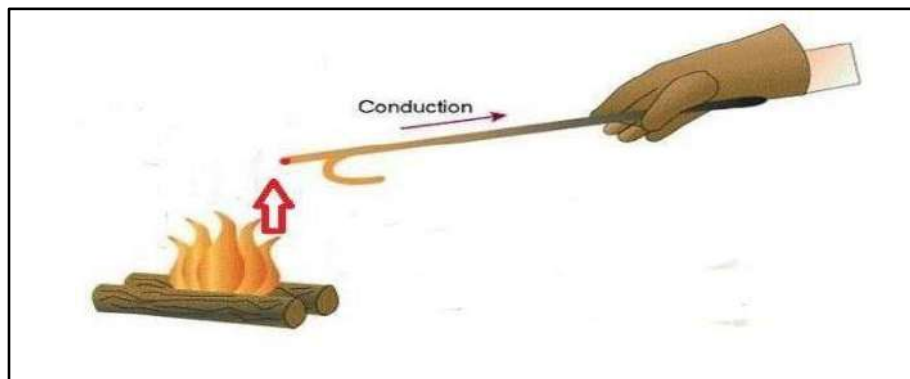


Figure II.2 : Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi Fondamentale de la conduction est la loi de FOURIER et s'écrit comme suit :

$$\Phi = -\lambda . S . (dT)$$

$$\Phi = -\lambda . S . (dT)$$

II.5

Avec :

Φ : Quantité de chaleur échangée [W].

λ : Coefficient de conduction [W/m. K].

S : Surface d'échange [m²].

T : Température [K].

II.3.1.1 Loi de Fourier :

En 1804, J. B. Biot propose un modèle mathématique décrivant le phénomène de conduction thermique ; en 1822, J. B. Fourier reprend l'analyse du phénomène et établit de manière expérimentale la loi fondamentale de la conduction qui depuis porte son nom. Elle s'énonce ainsi le flux thermique surfacique est proportionnel au gradient de température, soit :

Par convention, le sens positif du flux thermique surfacique correspond à la direction décroissante des températures de manière à respecter le passage de la chaleur des parties plus chaudes vers les parties plus froides d'un corps. C'est la raison pour laquelle un signe (-) apparaît dans la formule. Le facteur de proportionnalité (k) est obtenu par voie expérimentale ; il constitue une propriété physique du corps. C'est un scalaire positif qui définit l'aptitude du corps à transmettre la chaleur, et il est appelé conductivité thermique [W/m.K]. Cette grandeur dépend d'une multitude de facteurs parmi lesquels on cite : la nature des matériaux, la température, la pression, l'humidité, etc. [3]

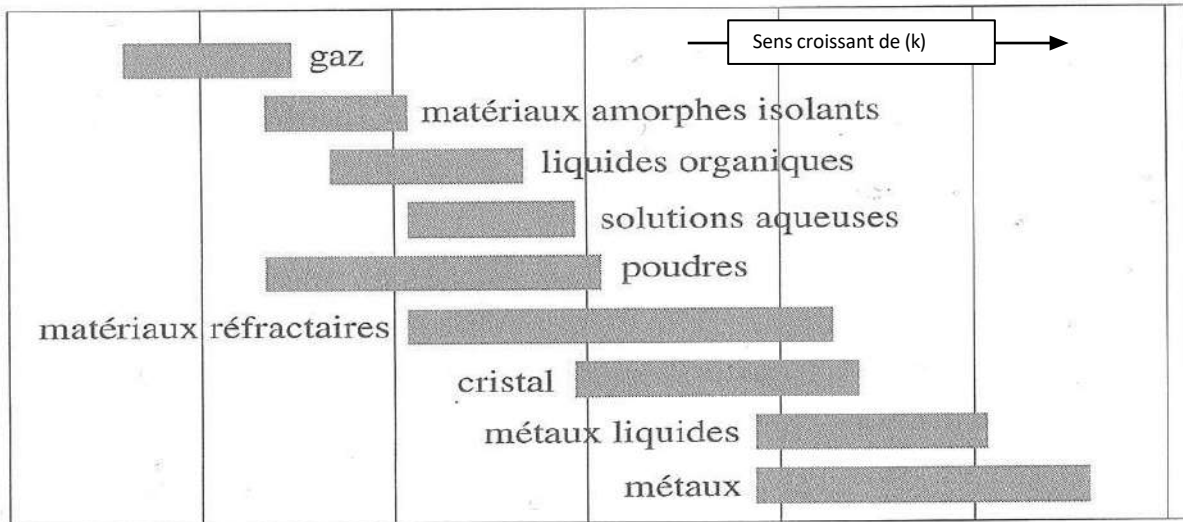


Figure II.3 : Ordre de grandeur de la conductivité thermique pour divers types de milieux.

II.3.2 Le transfert par Rayonnement :

Dans le processus de transmission de chaleur par rayonnement thermique, le transfert de chaleur se produit par le biais de vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite, sans nécessiter de support matériel. Même un corps placé dans le vide émet de l'énergie, qui se propage sous forme d'ondes, et tout corps se trouvant sur le chemin de ces ondes absorbe tout ou une partie de cette énergie. [4]



Figure II.4 : Transfert thermique par rayonnement

L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFAN BOLTZMANN :

$$\phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot T^4 \quad \text{II.6}$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [W].

σ : Constante de STEFAN BOLTZMANN [W/m²°K⁴]

ε : Émissivité thermique du matériau

S : surface d'échange [m²]

T : Température du corps [K]

II.3.3 Le transfert par convection :

Lorsque le transfert de chaleur s'accompagne d'un transfert de masse, il est appelé transfert par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides ou lorsque un fluide circule autour d'un solide. Le transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres :

- La différence de température entre la paroi et le fluide.
- La vitesse du fluide.
- La capacité thermique massique du fluide.
- La surface d'échange.
- L'état de surface du solide. [5]

II.3.3.1 Les différents types de convection :

Selon le mécanisme qui génère le mouvement du fluide, on distingue :

II.3.3.1.1 La convection forcée :

Dans ce type de convection le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc...) ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude du transfert de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides. [6]

II.3.3.1.2 La convection naturelle ou libre :

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide ; (Figure II.3). [6]

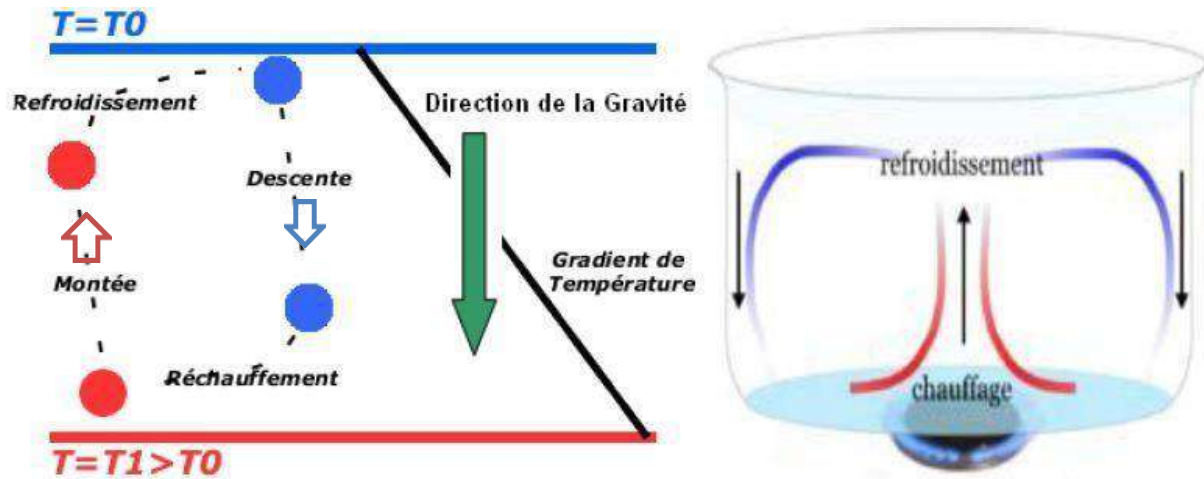


Figure II.5 : Principe physique de la convection naturelle.

II.3.3.1.2.1 Domaines d'application de la convection naturelle :

Les applications de transfert thermique sont variées, dans lesquelles la convection naturelle est le phénomène le plus dominant. La meilleure compréhension de phénomène augmente le nombre d'application et mène à un certain nombre de conception industrielles et environnement sophistiquées.

Toutefois, les coûts de fonctionnement sont importants, les petites améliorations d'efficacité sont essentielles et peuvent jouer un grand rôle dans la consommation d'énergie. En outre, les problèmes océanographiques et atmosphériques tels que les effets de serre, les changements extrêmes de climat, ainsi que les problèmes technologiques, à savoir les équipements électriques et les réactions nucléaires, les appareils ménagers, les réfrigérations et les échangeurs de chaleur sont tous des problèmes, qui ont donné un intérêt particulier à cette science.

II.3.3.1.2.2 Convection naturelle dans les cylindres :

La détermination du transfert de chaleur et des caractéristiques des écoulements générés par les forces d'Archimède dans des cavités est un problème dont l'intérêt tant sur le plan fondamental qu'au niveau des applications pratiques est important pour le but du refroidissement ou du chauffage dans l'industrie.

Parmi ces applications nous pouvons citer : le stockage des fluides, les échangeurs de chaleur, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation et dans les capteurs solaires, etc.

Il ressort des travaux disponibles dans la littérature, très peu d'informations sont disponibles actuellement tant sur le plan numérique qu'expérimental, sur la structure d'écoulement de convection naturelle se produisant dans une cavité demi-elliptique, comme l'écoulement naturel de l'air dans les serres agricoles, dans les hangars de forme elliptique ou dans les habitacles des avions de ligne. [7]

II.4 LES NOMBRES SANS DIMENSIONS :

Les nombres sans dimension sont des quantités adimensionnelles qui apparaissent fréquemment dans l'étude du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides. Ces nombres permettent de caractériser et de comparer différents phénomènes physiques en regroupant plusieurs paramètres dans un seul nombre sans dimension. Voici quelques-uns des nombres sans dimension les plus importants en transfert de chaleur :

II.4.1 Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est le nombre adimensionnel qui caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique $\check{H}$) et la diffusion de chaleur (thermique)

$$sP_r = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{II.7}$$

Le nombre de Prandtl ne dépend donc que des propriétés physiques du fluide, plus ce nombre est grand plus le mouvement du fluide est piloté par le processeur thermique. Les gaz et les liquides usuels (l'eau, huiles légères.....) pour lesquels l'ordre de grandeur du nombre de Prandtl est proche de l'unité.

II.4.2 Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est un nombre sans dimension qui caractérise le rapport des forces de flottabilité convection naturelle aux forces visqueuses.

$$Gr = \frac{\text{forces de flottabilité}}{\text{forces visqueuses}} = \frac{g \beta \Delta T \rho^2 d^3}{\mu^2} \quad \text{II.8}$$

Ce nombre indique le régime d'écoulement laminaire ou turbulent en convection naturelle. Il a un rôle similaire en nombre de Reynolds en convection forcée.

La valeur critique de nombre de Grashof est de 10^8 [8]

II.4.3 Le Nombre de Reynolds :

Le passage d'un régime à un autre est caractérisé par le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v.d}{\nu} \quad \text{II.9}$$

Où :

d : Diamètre hydraulique de la conduite [m]

V : La vitesse de fluide [kg/m3]

ν : La viscosité cinématique [m2/s]

Si $Re > Rec$ Le Régime dit turbulent.

Si $Re < Rec$ Le régime dit laminaire.

$Re < 2300$ Régime laminaire

$2300 < Re < 105$ Régime turbulent (lisse)

$Re > 105$ Régime turbulent (rugueux)

II.4.4 Le Nombre de Nusselt :

C'est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangée par conduction :

$$Nu = \frac{hs\Delta T}{hs\frac{\Delta T}{d}} = \frac{hLc}{\lambda} \quad \text{II.10}$$

Nu est fonction directe de h, sa connaissance permet de déterminer la valeur de h.

: Conductivité thermique de fluide

Lc : longueur caractéristique. [5]

II.4.5 Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh est proportionnel entre l'importance relative de la poussée d'Archimède et le produit de la trainée visqueuse par le taux de diffusion thermique.

Il peut être exprimé comme :

$$Ra = Gr.Pr \quad Ra = \frac{g.\beta.(T_c - T_\infty).l_c^3}{\nu.\alpha} \quad \text{II.11}$$

Où :

Ts : La température de la paroi [C°].

T ∞ : La température du fluide loin de la paroi [C°].

g : accélération de la pesanteur (m/s2)

Lc : longueur caractéristique (m)

ν : La viscosité cinématique

β : coefficient de dilatation thermique volumétrique (K^{-1})[7]

II.5 APPROXIMATION DE BOUSSINESQ :

Le mouvement de fluide dans la convection naturelle est produit par le changement de la densité. Donc la supposition de la densité constante ne peut pas être faite dans l'analyse des problèmes de la convection naturelle. Au lieu de cela une simplification alternative appelée "approximation de Boussinesq" est faite. L'approche de base dans cette approximation est de considérer la densité comme constante dans l'équation de continuité et le terme d'inertie de l'équation de quantité de mouvement, mais elle change avec la température dans le terme de pesanteur. Dans ce cas l'équation devient :

$$\rho_0 \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right) = -\nabla P + \nabla \mu (\vec{v} \cdot \nabla) + \rho g \quad \text{II.12}$$

Où ρ_0 est la densité de fluide à un certain état de référence où la température est uniforme et le fluide est stationnaire ou en mouvement avec une vitesse uniforme. Donc à l'état de référence nous avons :

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \nabla^2 \vec{v} = 0 \quad \text{II.13}$$

L'application de à l'état de référence 0 et l'utilisation de donnent :

$$\rho_0 g - \nabla p_0 = 0 \quad \text{II.14}$$

La soustraction de de donne :

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = (\rho - \rho_0) g - \nabla (p - p_0) + \nabla \mu (\vec{v} \cdot \nabla) \quad \text{II.15}$$

Le terme $\rho - \rho_0$ et peut s'exprimer en termes de différence de température. Cela est accompli à travers l'introduction du coefficient d'expansion β défini comme suit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \rho \quad \text{II.16}$$

La variation de la pression dans la convection naturelle est habituellement petite, en outre l'effet de la pression sur β est aussi petit. En d'autres termes, dans la convection naturelle β peut être considéré comme indépendant de P. nous réécrivons :

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad \text{II.17}$$

Par ailleurs, Nous constatons que pour un petit changement de température le changement de la densité est approximativement linéaire. Subséquemment nous récrivons comme :

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \right) \quad \text{II.18}$$

Ce résultat donne

$$\rho - \rho_0 = \rho_0 \beta (T - T_0) \quad \text{II.19}$$

L'équation relie le changement de la densité avec le changement de la température, et en substituant dans nous obtenons, ci-dessous, l'équation de la quantité de mouvement d'un fluide en mouvement dû à la convection naturelle à partir de l'approximation de Boussinesq. [9]

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \rho_0 \vec{B} g (T - T_0) - \nabla (P - P_0) + \nabla \mu (\nabla \cdot \vec{V}) \quad \text{II.20}$$

II.6 Formulation Mathématique :

II.6.1 Modèle mathématique :

Envisagez un espace annulaire formé par un tube plat situé au cœur d'un cylindre circulaire contenant du fluide newtonien. La surface interne de cet espace annulaire (surface du tube plat) reçoit un apport de chaleur constant, tandis que la surface externe (surface du cylindre circulaire) est maintenue isotherme à la température T_c . Il est possible d'incliner le tube plat interne par rapport à l'axe horizontal selon un angle d'orientation θ . La figure II.4 -a illustre le modèle physique de la problématique actuelle. Le transfert thermique par convection naturelle entre le cylindre externe et le tube plat interne induit un flux porté par la flottabilité dans le plan vertical $r-\theta$. Les coordonnées spatiales sont r , mesurées depuis le centre du cylindre, et θ , mesurées dans le sens contraire des aiguilles d'une montre à partir de la ligne de symétrie verticale inférieure. Les équations gouvernantes en deux dimensions ont été synthétisées comme suit, en tenant compte des hypothèses suivantes :

- a) Régime permanent
- b) Transfert thermique en deux dimensions
- c) Écoulement en régime laminaire
- d) Le fluide est incompressible

- e) Propriétés constantes à l'exception de la variation de densité conformément à l'approximation de Boussinesq
- f) La dissipation visqueuse est considérée comme négligeable

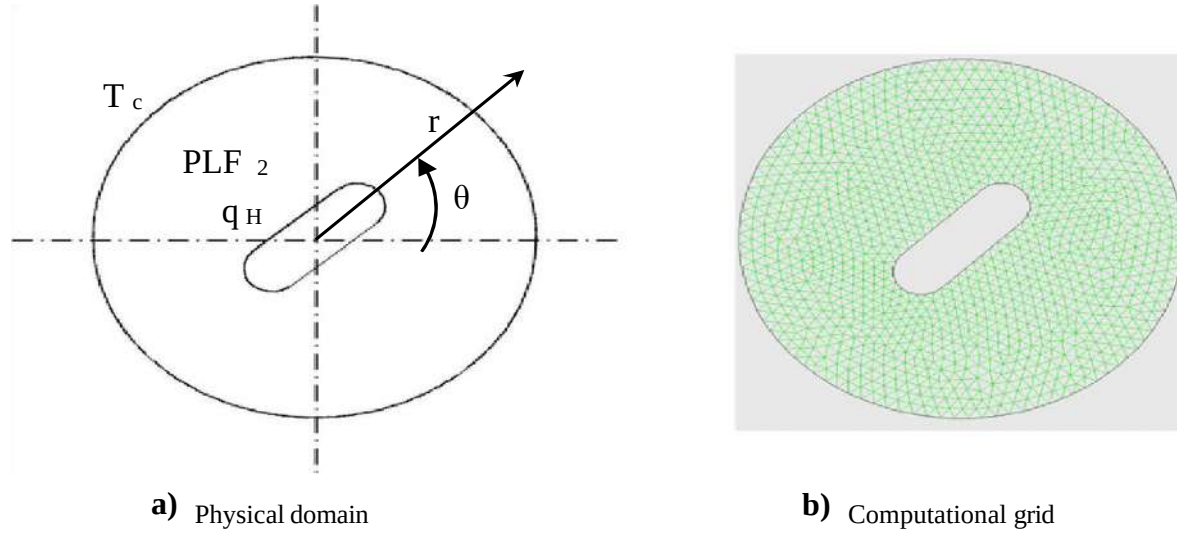


Figure II.6 Domaine physique et grille de calcul

II.6.2.1 Equations générales :

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

II.6.2.1.1 Equation de continuité :

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

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = 0 \quad \text{II.21}$$

II.6.2.1.2 équation de quantité de mouvement r :

$$\rho \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (V_r r)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} \right) - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] + F_r \quad \text{II.22}$$

II.6.2.1.3 équation de la quantité de mouvement θ

$$\rho \left(V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_r V_\theta}{r} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} \right) - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + F_\theta \quad \text{II.23}$$

II.6.2.1.4 Equation de l'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit [11] :

$$\left(V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \alpha \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r) \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) \right] \quad \text{II.24}$$

II.7 LES CONDITIONS AUX LIMITES :

Sur la surface du tube plat, ($r = R_i$; $0 \leq \theta \leq 2\pi$), $V_r = V_\theta = 0$, $\frac{\partial T}{\partial r} = \text{const}$

et sur la surface du cylindre extérieur, ($r = R_o$; $0 \leq \theta \leq 2\pi$), $V_r = V_\theta = 0$, $T = T_c$.

II-8 CONCLUSION :

Tout au long de ce chapitre, nous avons exploré les concepts et principes fondamentaux du transfert de chaleur, en nous concentrant sur les trois modes principaux : la conduction, la convection et le rayonnement. Chaque mode de transfert de chaleur présente des caractéristiques, des équations de gouvernance et des applications uniques. La conduction régit le transfert de chaleur à travers les matériaux solides, tandis que la convection implique le transfert de chaleur par le mouvement des fluides. Le rayonnement, quant à lui, est le transfert de chaleur par le biais d'ondes électromagnétiques, se produisant même en l'absence de milieu.

Références bibliographiques

- [1] https://www.univ-usto.dz/images/coursenligne/ctcd_yk.pdf
- [2] KORICHI Wennassa, Simulation numérique d'une plaque bidimensionnelle avec source de chaleur, Master En : génie Chimique, Université Mohamed khider – BISKRA, Promotion 2014
- [3] TRANSFERT DE CHALEUR 1, Chapitre I : Généralités sur les transferts thermiques, 3ème année Licence Energétique, Université Ibn Khaldoun – Tiaret
- [4] Bouselsal Yanel, Analyse d'un problème de conduction convection forcée dans un échangeur de chaleur, université Ouargla, 2023
- [5] AMZAL M, CHERIFI T mémoire fin d'étude master 2, Etude comparative des trois modèles d'échangeur de chaleur a plaques par simulation numérique, université mouloud mammeri Tizi-Ouzou 65 pages.
- [6] MADAOUI Lamine – MESSAOUDI Mohammed, Etude numérique de transfert de chaleur d'un écoulement de fluide dans un canal cylindrique, université Ouargla, 2019
- [7] Luna N., Mendez F., "Forced convection on a heated horizontal flat plate with finite thermal conductivity in a non-darcian porous medium", International Journal of thermal sciences, 2004.
- [8] Sara bekirat-sounia mokdad-aymen alili, master académique, Etude numérique de la convection naturelle dans Une cavité, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2022
- [9] Mahdjouba AKERMA, étude des échanges convectifs autour d'un cylindre horizontal, mémoire de fin d'études, université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, promotion 2013
- [10] Monsieur KADARI Ahmed, Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée à paroi ondulée avec chicane horizontale attachée à la paroi chaude Diplôme de Doctorat LMD, Université Ibn Khaldoun – Tiaret, 2018/ 2019
- [11] GHERBI Akram-zanat abd elaziz, mémoire de fin d'étude, effet de l'inclinaison sur la convection naturelle dans une cavité demi-elliptique, université de m'sila, 2018/2019

Chapitre III

Propriétés et lois des fluides

III.1. Introduction

L'introduction présente les différents types de fluides et se concentre sur les fluides à la loi de puissance. Les fluides peuvent être définis comme des substances qui s'écoulent et prennent la forme de leur contenant. Ils jouent un rôle essentiel dans de nombreux domaines industriels et scientifiques. L'importance des types de fluides réside dans leur comportement visqueux, qui peut varier considérablement. Les fluides à la loi de puissance sont particulièrement intéressants car ils sont non-Newtoniens et présentent une relation non linéaire entre le taux de déformation et le taux de cisaillement.

Ce chapitre abordera les concepts fondamentaux de la rhéologie des fluides. Nous étudierons les différents types de comportements non-newtoniens, comme la rhéofluidification et la viscoplasticité. Les principaux modèles rhéologiques constitutifs décrivant ces comportements seront présentés. Nous aborderons aussi les méthodes expérimentales de caractérisation rhéologique.

III.2. Définition des fluides

La définition des fluides englobe les substances qui ont la capacité de couler et de s'écouler. Ces substances peuvent être liquides ou gazeuses et comprennent des éléments tels que l'eau, l'air, les huiles, les gaz et bien d'autres. Contrairement aux solides, les fluides ne possèdent pas de forme définie et peuvent s'adapter à la forme de leur contenant. Leur comportement est régi par des propriétés telles que la viscosité et la compressibilité, qui affectent leur capacité à s'écouler et leur résistance aux forces de cisaillement.

Les différents types de fluides jouent un rôle essentiel dans de nombreux domaines. Leur compréhension et leur caractérisation sont essentielles pour la conception et l'optimisation de nombreux processus industriels tels que les procédés de fabrication, le pompage, le transport et la rhéologie des matériaux. Les types de fluides peuvent varier en termes de viscosité, de comportement de flux, de réaction aux forces de cisaillement et de propriétés rhéologiques. La connaissance de ces variations permet de déterminer les performances des fluides dans différentes applications, ce qui est crucial pour une efficacité et une sécurité optimale.

III.3. Les caractéristiques physiques fondamentales des fluides

Les fluides, qu'ils soient liquides ou gazeux, possèdent certaines caractéristiques physiques fondamentales qui régissent leur comportement et leur écoulement. Voici les principales caractéristiques physiques à prendre en compte :

- **Contrainte de cisaillement** C'est la force que l'on exerce par unité de surface du fluide exprimée en Pa (N.m⁻²) : $\tau = F/S$ III.1
- **Le gradient de vitesse** est défini comme la variation de la vitesse d'écoulement dans la direction perpendiculaire à l'écoulement, divisée par la distance sur laquelle cette variation a lieu. En d'autres termes, c'est le changement de vitesse par unité de distance dans la direction perpendiculaire à l'écoulement : $\gamma' = dv/dz$ III.2
- **Déformation de cisaillement** Mathématiquement, la déformation de cisaillement est définie comme le rapport entre le déplacement relatif des deux surfaces parallèles d'un matériau soumis à une contrainte de cisaillement, et la distance initiale entre ces deux surfaces : $\varepsilon = dx/dz$ III.3
- **Vitesse de cisaillement** la vitesse de cisaillement est définie comme la variation de la vitesse d'écoulement dans la direction perpendiculaire à l'écoulement, divisée par la distance sur laquelle cette variation a lieu. En d'autres termes, c'est le gradient de vitesse dans la direction perpendiculaire à l'écoulement :

$$d\varepsilon/dz = \varepsilon = d/dt (dx/dz) = d/dz (dx/dt) = dv/dz \quad \text{III.4}$$

- **Viscosité dynamique** viscosité dynamique est définie comme le rapport entre la contrainte de cisaillement et la vitesse de cisaillement pour un fluide newtonien : $\mu = \tau/\gamma'$
- **Viscosité cinématique** La viscosité cinématique est une propriété des fluides qui mesure leur résistance interne au mouvement relatif entre différentes couches du fluide : $\nu = \mu/\rho$

III.4. Classification des fluides

Le but de la rhéologie est de mettre en évidence certains comportements propres à quelques types de fluide newtonien et surtout les fluides complexe (non newtonien), qui sont fortement

utilisés dans l'industrie ou dans la médecine ou dans la cuisine, pourquoi pas, en plus elle consiste en l'étude de l'écoulement, de la déformation (cisaillement) et plus généralement de la viscosité des matériaux sous l'effet de contraintes.

III.4.1. Les fluides Newtoniens

Le fluide newtonien se le modèle le plus simple du comportement du fluide. La définition d'un fluide newtonien est assez restrictive : les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, ce qui implique que la viscosité est indépendante du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement s'arrête [1].

Le comportement rhéologique des fluides newtoniens est le plus simple, qui est caractérisé à avoir une relation linéaire entre la contrainte de cisaillement et le taux de cisaillement, par exemple la contrainte de cisaillement de l'eau s'écrit : $\sigma = \mu \cdot \gamma$, et le coefficient de viscosité dynamique pour un fluide newtonien est constant, contrairement aux fluides non newtoniens ou n peut être supérieur à 1 (rhéoépaississant), ou inférieur à 1 (rhéofluidifiant) et on écrit :

$n = F / S = (\text{contrainte de cisaillement} / \text{taux de cisaillement}) [\text{Pa.s}] = 1$ pour les fluides newtoniens et $n \neq 1$ pour les fluides non newtoniens.

Les contraintes voir celles de cisaillements sont proportionnelles aux vitesses de déformations et dans ce type de fluides on trouve qu'ils sont constitués de molécules simples et les contraintes de cisaillement s'achèvent dès que le fluide est au repos à nouveau. Ça viscosité est indépendante du facteur temps, mais elle est aussi indépendante de la vitesse de cisaillement. Les fluides newtoniens comprennent les liquides et les gaz constitués de corps purs et homogènes. Le comportement d'un fluide newtonien est représenté graphiquement dans la figure ci-dessous.

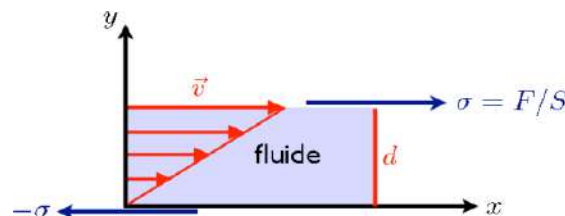


Figure III.1 : Courbe cisaillement d'un fluide newtoniens entre deux plaques

III.4.1.1. Propriétés de viscosité des fluides Newtoniens

La viscosité reste constante indépendamment du taux de cisaillement. Cela signifie que la résistance au cisaillement reste la même, quelle que soit la vitesse à laquelle les différentes couches de liquide se déplacent les unes par rapport aux autres.

Le graphique de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement pour un liquide newtonien est une ligne droite, ce qui indique un comportement linéaire conforme à la loi de newton de la viscosité. [2]

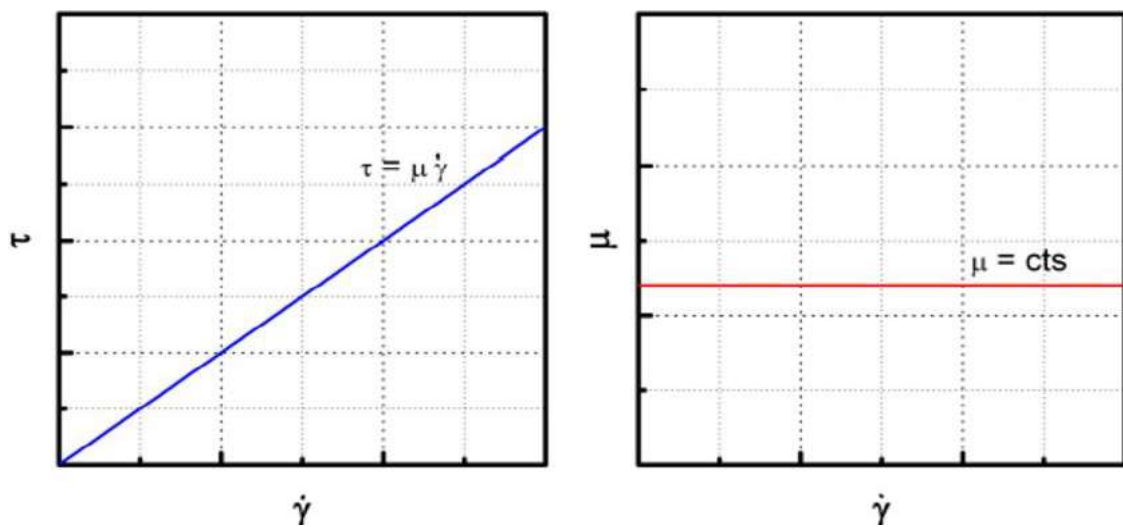


Figure III.2: Courbe de viscosité dynamique d'un fluide Newtonien

III.4.2. Fluides Non-Newtoniens

Les fluides non-newtoniens sont des fluides dont le comportement rhéologique, c'est-à-dire la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de cisaillement, n'obéit pas à la loi de Newton pour un fluide idéal. Autrement dit, leur viscosité apparente n'est pas constante mais varie en fonction du taux de cisaillement appliqué et/ou du temps d'écoulement. [3]

III.4.2.1. Caractéristiques des fluides Non-Newtoniens

Les fluides non-newtoniens présentent des comportements visqueux qui ne suivent pas la loi de Newton de la viscosité. Voici quelques-unes de leurs caractéristiques principales :

- Dépendance du taux de cisaillement : Contrairement aux fluides newtoniens, la viscosité des fluides non-newtoniens ne dépend pas du taux de cisaillement appliqué. À des taux de cisaillement plus élevés, la viscosité peut augmenter ou diminuer de manière significative.
- Comportement non-linéaire : Les graphiques de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement pour les fluides non-newtoniens ne sont pas des lignes droites. Leur comportement peut être viscoélastique, pseudo plastique (diminution de la viscosité avec l'augmentation du taux de cisaillement) ou dilatant (augmentation de la viscosité avec l'augmentation du taux de cisaillement).
- Sensibilité à d'autres facteurs : En plus du taux de cisaillement, les fluides non-newtoniens peuvent également être sensibles à d'autres facteurs tels que la température, la pression, la composition chimique ou les contraintes appliquées.

III.5. Les fluides aux viscosités indépendantes du temps

Les fluides aux viscosités indépendantes du temps, également appelés fluides newtoniens, sont des fluides dont la viscosité reste constante et ne varie pas en fonction du taux de cisaillement ou du temps d'application de la contrainte. Cela signifie que la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de déformation est linéaire.

III.5.1. Fluides rhéofluidifiants

Les fluides rhéofluidifiants, également appelés fluides pseudo plastiques, sont un type de fluides non newtoniens dont la viscosité diminue lorsque le taux de cisaillement augmente. Ce comportement est l'inverse des fluides rhéoépaississants (ou dilatants) dont la viscosité augmente avec le taux de cisaillement.

Une loi empirique très utilisée pour la variation de la viscosité avec le taux de cisaillement est la loi de puissance (proposée pour la première fois par Ostwald en 1925) : $\tau = K * \dot{\gamma}^n$

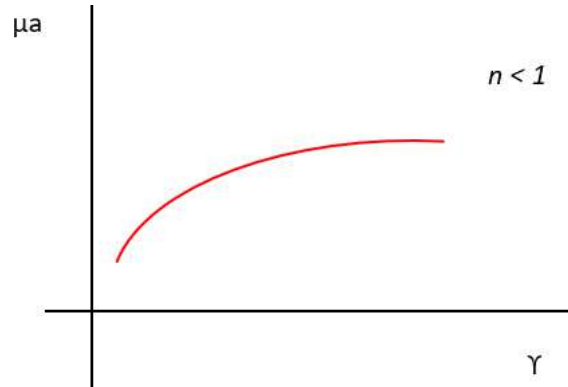


Figure III.3. Courbe d'un fluide rhéofluidifiant.

III.5.2. Fluides rhéoépaississants

Le comportement rhéoépaississant (encore appelé dilatant) est défini par un rhéogramme dont la concavité est tournée vers le haut : le liquide devient plus visqueux et donc plus « épais » lorsque le cisaillement croît. La loi de comportement est similaire à celle d'un fluide rhéofluidifiant représentée par la loi d'Ostwald de Waele sauf que dans ce cas l'indice d'écoulement $n > 1$.

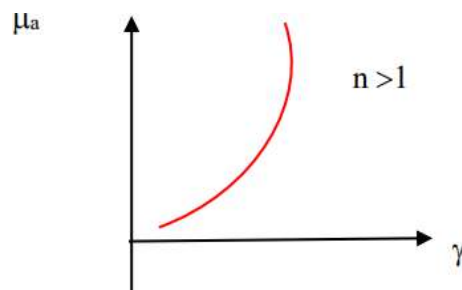


Figure III.4: Courbe d'un fluide rhéoépaississant

III.5.3. Fluides à seuil

Les fluides à seuil tels que les émulsions, les gels, les suspensions denses présentent un comportement intermédiaire entre un solide et un liquide, caractérisé par une contrainte seuil. En dessous de cette contrainte, les fluides à seuil se déforment élastiquement et en dessus ils coulent comme des liquides.

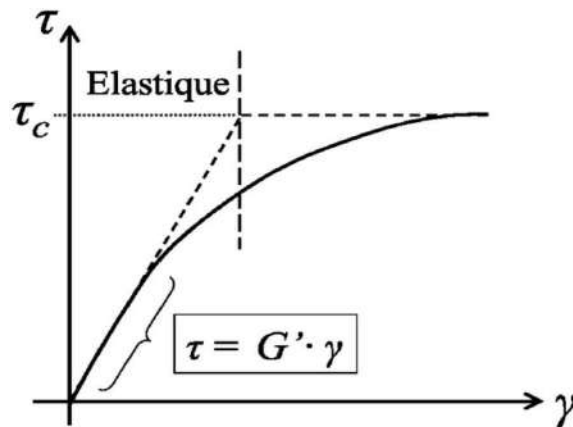


Figure III.5: Courbe d'un fluide à seuil

III.5.4. Fluide de Bingham

C'est le modèle de fluide viscoplastique le plus simple qui est nommé d'après le professeur Bingham, l'inventeur du nom Rhéologie. Le modèle se comporte comme un fluide newtonien lorsqu'il s'écoule, et l'équation constitutive en cisaillement simple est :

$$\tau = \tau_0 + \mu_p * \dot{\gamma} \quad \text{si} \quad \tau > \tau_0 \quad , \quad \dot{\gamma} = 0 \quad \text{si} \quad \tau \leq \tau_0$$

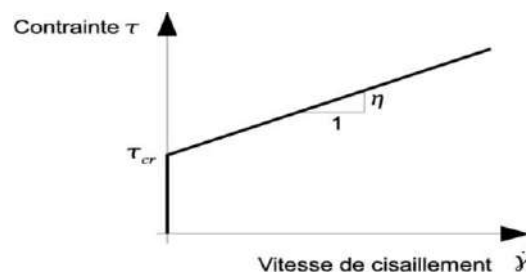


Figure III.6 : Courbe d'un fluide de bingham

III.6. Les fluides aux viscosités dépendantes du temps :

Les fluides dont la viscosité dépend du temps sont appelés fluides viscoplastiques ou à comportement rhéologique dépendant du temps.

III.6.1. Fluides thixotropes

Ce sont des fluides dont la viscosité diminue avec le temps sous une contrainte de cisaillement constante. Autrement dit, ils s'écoulent plus facilement sous un cisaillement prolongé. Pour décrire le comportement thixotrope d'un fluide, c'est-à-dire la diminution de sa viscosité apparente avec le temps sous une contrainte de cisaillement constante, plusieurs modèles ont été proposés. L'un des plus utilisés est le modèle de Moore.

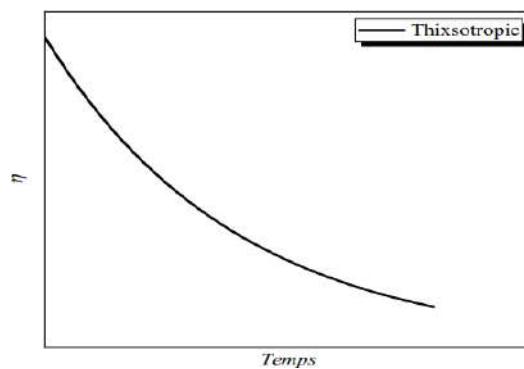


Figure III.7: Variation de la viscosité en fonction de temps pour de fluide thixotropes

III.6.2. Fluides rhéopectique (ou anti thixotropes)

À l'inverse des fluides thixotropes, leur viscosité augmente avec le temps sous une contrainte de cisaillement constante. Ils deviennent donc plus visqueux et s'écoulent moins bien sous un cisaillement prolongé.

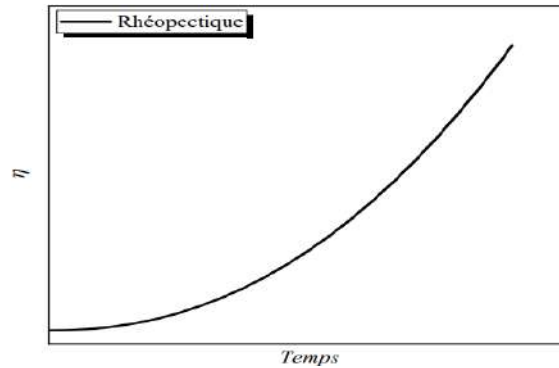


Figure III.8: Variation de la viscosité en fonction de temps pour de fluide rhéopectique

III.7. Les modèles rhéologiques pour les fluides rhéofluidifiants

Les fluides rhéofluidifiants sont des fluides dont la viscosité diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement. Pour modéliser leur comportement rhéologique, plusieurs modèles peuvent être utilisés. Voici quelques exemples de modèles rhéologiques couramment employés pour les fluides rhéofluidifiants.

III.7.1. Le modèle d'Oswald-de-Weale ou loi de puissance

C'est un modèle mathématique simple permettant de modéliser facilement un fluide non Newtonien sans seuil par la relation : $\mu = K \dot{\gamma}^{n-1}$

III.5

Bien que simple, ce modèle décrit de façon satisfaisante le comportement de nombreux fluides non-newtoniens sur une gamme limitée de taux de cisaillement. Ses paramètres K et n sont obtenus par régression à partir de données expérimentales rhéologiques.

III.7.2. Le modèle de Cross

Le modèle de Cross est un modèle rhéologique empirique couramment utilisé pour décrire le comportement des fluides non-newtoniens rhéofluidifiants (pseudo-plastiques) sur une large gamme de taux de cisaillement.

Son équation constitutive relie la viscosité apparente η à la contrainte de cisaillement $\dot{\gamma}$ de la façon suivante :

$$\eta = \eta_{\infty} + (\eta_0 - \eta_{\infty}) / (1 + (E' * \dot{\gamma})^n)$$

III.6

Le modèle de Cross est plus précis que la simple loi puissance, mais sa forme relativement complexe le rend difficile à intégrer analytiquement.

III.7.3. Le modèle de Carreau-Bird

Généralement, pour un grand nombre de polymère, on choisit la valeur de $a = 2$, on parle alors du modèle de Carreau-Bird à quatre paramètres, le paramètre a fut ajouté plus tard par Yasuda. On obtient :

$$\mu = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty})(1 + (E'\gamma)^2)^{\frac{n-1}{2}} \quad \text{III.7}$$

Où

E' : le temps caractéristique de l'enchevêtrement ;

μ_0 : la viscosité du palier Newtonien à faible taux de cisaillement ;

μ_{∞} : la viscosité du deuxième plateau Newtonien à taux de cisaillement élevé.

n : représente l'indice de puissance.

III.7.4. Modèle de Bingham

Le modèle de Bingham est un modèle rhéologique utilisé pour décrire le comportement des fluides non newtoniens à seuil d'écoulement, également appelés fluides viscoplastiques.

Son équation constitutive est la suivante :

$$\tau = \tau_0 + \mu.\dot{\gamma} \quad , \quad \text{si } \tau > \tau_0 \quad \dot{\gamma} = 0 \quad , \quad \text{si } \tau \leq \tau_0 \quad \text{III.8}$$

Où :

τ est la contrainte de cisaillement appliquée (en Pa)

$\dot{\gamma}$ est le taux de cisaillement (en s^{-1})

τ_0 est la contrainte seuil d'écoulement (en Pa)

μ est la viscosité plastique ou viscosité à l'écoulement (en Pa.s)

III.8. Power Law fluides (Fluides à la loi de puissance) :

Les fluides de loi de puissance, également appelés fluides à comportement rhéologique en loi puissance, sont un type de fluides non-newtoniens dont la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de cisaillement suit une loi de puissance. Leur comportement rhéologique est décrit par le modèle de Ostwald-de wale ou loi de puissance, qui s'exprime mathématiquement comme suit [4] : $\tau = K * \dot{\gamma}^n$

III.9

Où :

- τ est la contrainte de cisaillement (en Pa)
- $\dot{\gamma}$ est le taux de cisaillement (en s^{-1})
- K est l'indice de consistance du fluide (en $Pa.s^n$)
- n est l'indice d'écoulement du fluide (sans dimension)

Selon la valeur de l'indice d'écoulement n , on distingue deux types de comportements :

- Fluides pseudo plastiques ($n < 1$) : ou la viscosité apparente diminue lorsque le taux de cisaillement augmente.
 - Exemples : solutions de polymères, peintures, sangles, jus de fruits concentrés.
- Fluides rhéoépaississants ($n > 1$) : ou la viscosité apparente augmente lorsque le taux de cisaillement augmente.
 - Exemples : suspensions concentrées, solutions de fécule de maïs, certaines pâtes à papier.
- Lorsque ($n = 1$), le fluide se comporte comme un fluide newtonien, avec une viscosité constante ($K = \mu$) la viscosité newtonienne.

Les fluides à loi de puissance sont couramment utilisés dans diverses industries, notamment dans les procédés de mise en forme des matériaux, l'alimentaire, les cosmétiques.

Leur comportement non-linéaire doit être pris en compte pour optimiser les opérations de pompage, de mélange ou d'extrusion.

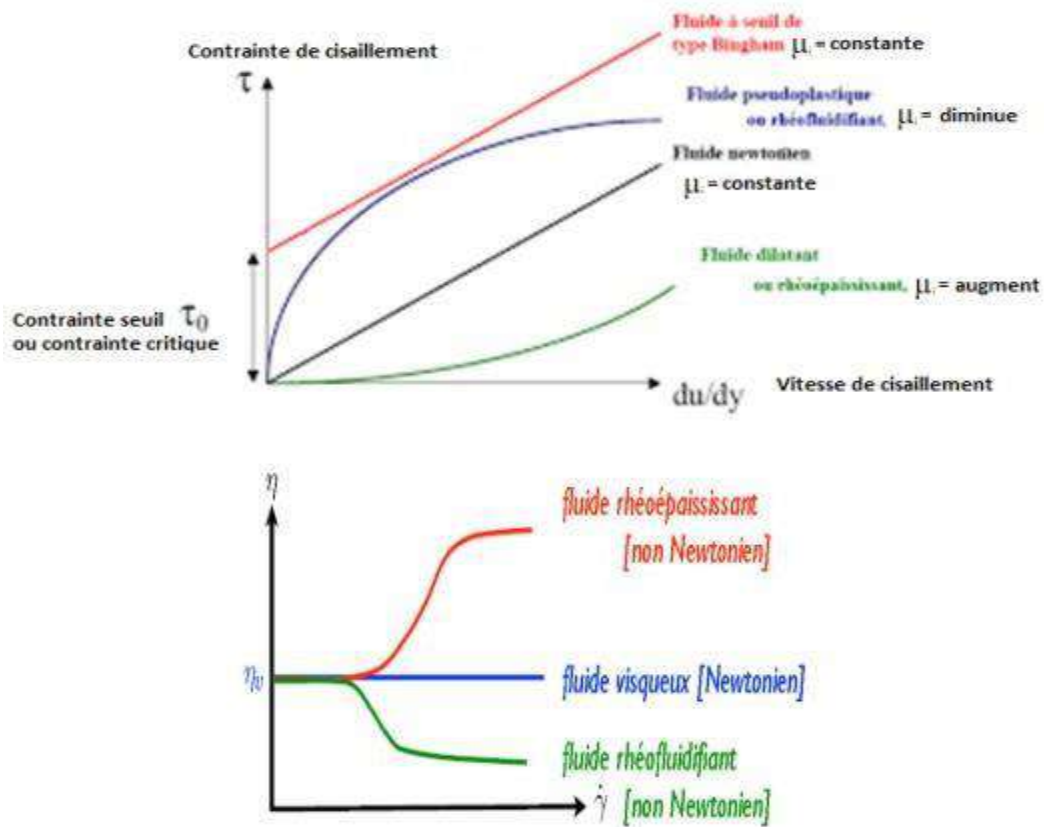


Figure III.9: graphique pour Comportement rhéologique des fluides de loi de puissance

Le comportement rhéologique des fluides de loi de puissance est donc non linéaire et dépend du taux de cisaillement appliqué, de la température et de la composition du fluide. Une caractérisation précise de ce comportement est nécessaire pour modéliser et prédire les écoulements de ces fluides non-newtoniens.

III.8.1. Applications des fluides de loi de puissance :

Ces fluides trouvent de nombreuses applications dans l'industrie des polymères, où ils interviennent lors de procédés de mise en forme comme l'extrusion, le moulage par injection, etc. Leur rhéologie complexe doit être prise en compte pour optimiser ces opérations. Dans l'industrie alimentaire, de nombreux produits tels que les jus de fruits concentrés, les sauces, les pâtes, etc. présentent un comportement de fluide à loi de puissance.

Les fluides de loi de puissance sont également utilisés dans la formulation et l'application de peintures, revêtements et autres produits cosmétiques. Dans l'industrie pétrolière, les fluides de forage non-newtoniens souvent modélisés comme des fluides de loi de puissance, jouent un rôle crucial pour le forage efficace de puits.

En biotechnologie, l'écoulement de fluides biologiques non-newtoniens comme le sang, les solutions de protéines, peut être décrit par le modèle de loi de puissance. Enfin, dans le génie civil, la rhéologie des bétons frais et des matériaux de construction est souvent abordée à l'aide de ce modèle.

III.8.2. Limites et défis liés à la gestion des fluides régis par la loi de puissance

Les fluides de loi de puissance présentent des caractéristiques uniques qui peuvent poser des défis lors de leur manipulation et de leur utilisation dans divers processus industriels. Voici quelques limitations et défis courants associés à ces fluides : [5]

- Complexité du comportement viscoélastique : Le comportement non linéaire et viscoélastique des fluides de loi de puissance peut être difficile à modéliser et à prédire avec précision, en particulier dans des conditions de cisaillement complexes.
- Dépendance aux conditions de cisaillement : La viscosité des fluides de loi de puissance dépend fortement du taux de cisaillement, ce qui peut rendre difficile la sélection des conditions de processus appropriées pour obtenir les propriétés souhaitées du fluide.

- Variabilité des propriétés : Les propriétés des fluides de loi de puissance peuvent varier considérablement d'un lot à l'autre, en raison de facteurs tels que la composition du fluide, les conditions de fabrication et le traitement postérieur.
- Mesure et caractérisation : La mesure précise des propriétés rhéologiques des fluides de loi de puissance peut être complexe et nécessiter des équipements spécialisés, ce qui peut augmenter les coûts et les efforts nécessaires à leur manipulation.
- Stabilité et vieillissement : Certains fluides de loi de puissance peuvent présenter une instabilité au fil du temps, ce qui peut entraîner des changements indésirables de leurs propriétés rhéologiques et de leur performance dans les applications.
- Compatibilité avec les équipements : L'utilisation des fluides de loi de puissance peut poser des défis d'écoulement et de pompage dans certains équipements, nécessitant parfois des modifications ou des conceptions spécifiques pour garantir un fonctionnement efficace.
- Nettoyage et élimination : Certains fluides de loi de puissance peuvent être difficiles à nettoyer et à éliminer des équipements et des surfaces, ce qui peut entraîner des problèmes d'encrassement et de contamination dans les installations industrielles.

La compréhension de ces limitations et défis est essentielle pour une utilisation efficace et sécurisée des fluides de loi de puissance dans divers processus industriels, ainsi que pour le développement de solutions et de stratégies permettant de surmonter ces obstacles.

III.9. Conclusion

En conclusion, nous avons exploré deux types principaux de fluides : les fluides Newtoniens et les fluides non-Newtoniens, tels que les fluides de loi de puissance, les fluides Newtoniens suivent la loi de Newton de la viscosité, où le taux de cisaillement est directement proportionnel à la contrainte de cisaillement, en revanche, les fluides non-Newtoniens, comme les fluides de loi de puissance, présentent des comportements de viscosité qui ne suivent pas cette loi.

Références bibliographies

- [1] Chahtour, C. (2018). Convection magnétohydrodynamique dans un fluide non newtonien saturant un milieu poreux. Thèse de Doctorat. Université de Picardie Jules Verne et de l'Université de Tunis El-Manar, Faculté des sciences. Tunis.
- [2] Bird, R. B., Armstrong, R. C., & Hassager, O. (1987). Dynamics of polymeric liquids: Volume 1, Fluid mechanics.
- [3] RAHMOUNE Imene (2023). Amélioration des transferts de chaleur par utilisation des nano fluides. Cas des écoulements dans un canal et dans une cavité à grand facteur d'aspect. Amélioration des transferts de chaleur par utilisation des nano fluides. Cas des écoulements dans un canal et dans une cavité à grand facteur d'aspect. Thèse de Doctorat. Université Hadj Lakhdar - BATNA 1 Faculté des Sciences de la Matière, Département de Physique.
- [4] Bird, R. B., Armstrong, R. C., & Hassager, O. (1987). Dynamics of Polymeric Liquids, Volume 1: Fluid Mechanics (2nd ed.). Wiley-Interscience.
- [5] Pouliquen, O., Forterre, Y., & Le Dizes, S. (2001). Slugs of non-Newtonian fluids in pipes. *Journal of Fluid Mechanics*, 436, 133-149.

Chapitre IV

Logiciel de simulation Ansys CFX

IV.1. Introduction

La simulation numérique est un outil puissant pour étudier et prédire le comportement des écoulements de fluides dans diverses situations. Elle permet de résoudre les équations régissant la mécanique des fluides, telles que les équations de Navier-Stokes, de continuité et de transport, à l'aide de méthodes numériques.

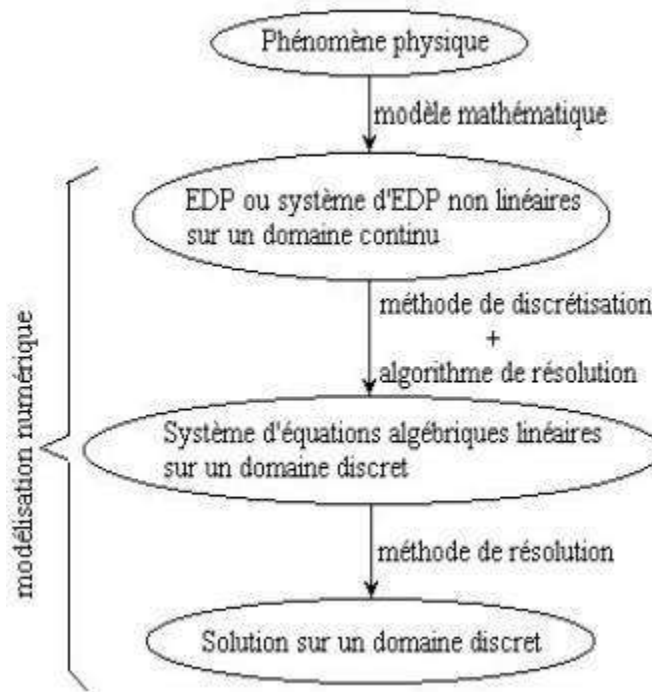


Figure IV.1: Le principe du calcul numérique

IV.2. Quelques avantages et inconvénients de calcul numérique :

Le calcul numérique présente des avantages et inconvénients importants à considérer, Les avantages incluent la capacité à traiter des géométries complexes, inclure des effets non-linéaires et accéder aux champs complets tout en réduisant les coûts.

Les inconvénients sont les ressources informatiques requises, la difficulté à modéliser certains phénomènes complexes, l'accumulation d'erreurs numériques et la nécessité de valider/vérifier les modèles. Ce chapitre présente les principaux logiciels CFD leaders sur le marché, comme Ansys CFX, Fluent, Gambit et Ansys CFD Post. Il souligne l'importance cruciale

du choix du maillage et de la spécification des conditions aux limites appropriées. La méthode des volumes finis, au cœur de ces codes, est explorée en détail avec ses schémas de discrétisation. Les algorithmes de couplage pression-vitesse, essentiels pour résoudre les équations de Navier-Stokes, sont également abordés.

IV.3 Introduction au code CFD :

La dynamique des fluides numérique, ou CFD, est l'analyse de systèmes impliquant l'écoulement de fluides, le transfert de chaleur et des phénomènes associés tels que les réactions chimiques par le biais de simulations basées sur ordinateur. La technique est très puissante et couvre un large éventail de domaines d'application industriels et non industriels. Voici quelques exemples:

- L'aérodynamique des avions et des véhicules : portance et traînée
- l'hydrodynamique des navires
- Les centrales électriques : combustion dans les moteurs à combustion interne et les turbines à gaz
- Le turbo machinerie : écoulements à l'intérieur des passages rotatifs, diffuseurs, etc.
- L'ingénierie électrique et électronique : refroidissement des équipements, y compris les microcircuits
- L'ingénierie des procédés chimiques : mélange et séparation, moulage des polymères
- L'ingénierie marine : charges sur les structures en mer
- L'ingénierie environnementale : distribution des polluants et des effluents
- L'hydrologie et l'océanographie : écoulements dans les rivières, les estuaires, les océans
- L'ingénierie biomédicale : écoulements sanguins à travers les artères et les veines

Depuis les années 1960, l'industrie aérospatiale a intégré les techniques de CFD dans la conception, et la fabrication d'avions et de moteurs à réaction. Plus récemment, ces méthodes ont été appliquées à la conception de moteurs à combustion interne, de chambres de combustion de

turbines à gaz et de fours. De plus, les fabricants de véhicules automobiles prédisent désormais régulièrement les forces de traînée, les écoulements d'air sous le capot et l'environnement dans l'habitacle avec la CFD. De plus en plus, la CFD devient un composant essentiel dans la conception de produits et de procédés industriels.

L'objectif ultime des développements dans le domaine de la CFD est de fournir une capacité comparable à d'autres outils de CAO (conception assistée par ordinateur) tels que les codes d'analyse de contraintes. La principale raison pour laquelle la CFD a pris du retard est la complexité énorme du comportement sous-jacent, qui exclut une description des écoulements de fluides à la fois économique et suffisamment complète. La disponibilité de matériel informatique haute performance abordable et l'introduction d'interfaces conviviales ont conduit à un regain d'intérêt récent, et la CFD a pénétré dans la communauté industrielle plus large depuis les années 1990. [1]

IV.3.1. Présentation du code de calcul :

Comme tout logiciel de CFD, Fluent/ (ANSYS CFX) est composé de trois clés : le préprocesseur, le solveur, et le post-processeur.

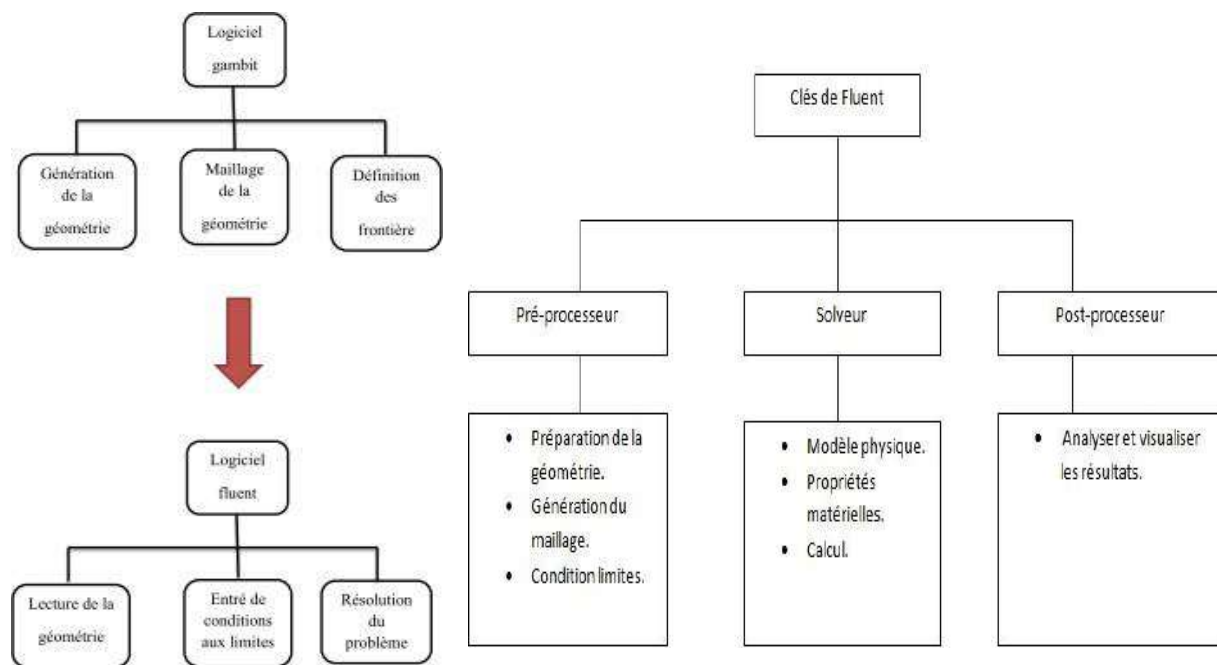


Figure IV.2 : Structure de base du code "Fluent".

IV.3.1.1 Pré processeur Ansys CFX :

Le préprocesseur physique de nouvelle génération, CFX-Pre, est utilisé pour définir les simulations.

Plusieurs maillages peuvent être importés, permettant à chaque section de géométries complexes d'utiliser le plus maillage approprié. Les analyses, qui comprennent la physique des écoulements, les conditions aux limites, les valeurs initiales et les paramètres du solveur, sont également précisés. Une gamme complète de conditions aux limites, y compris les entrées, les sorties et les ouvertures, ensemble avec des conditions aux limites pour les modèles de transfert de chaleur et la périodicité, sont tous disponibles dans Ansys CFX via CFX-Pre.

Les simulations complexes sont assemblées à partir d'une ou plusieurs configurations, chacune combinant une définition de l'analyse avec d'autres tâches connexes telles que le remaillage. Contrôle de l'exécution de la configuration, Les dépendances entre les solutions d'ordre et de configuration facilitent alors la mise en place de solutions relativement courantes.

Simulations, telles que celles impliquant l'initialisation d'une analyse transitoire à l'aide des résultats d'une analyse en régime permanent. L'utilisation de configurations et de contrôles multiples facilite également la configuration de plus en plus simulations complexes, par exemple de courbes de performances de turbomachines ou de combustion interne des moteurs à géométrie et physique évolutives. [1]

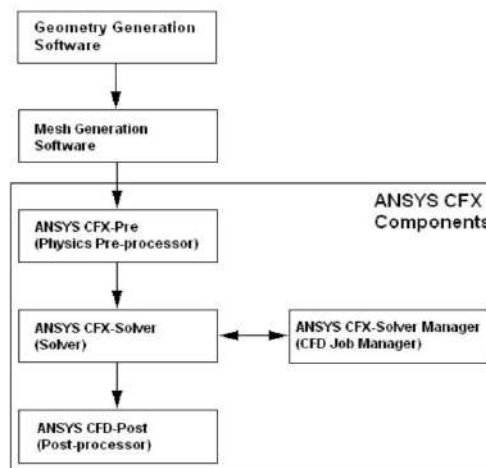


Figure IV.3 : Menu principale de Ansys CFX.

IV.3.1.2 Préprocesseur ICEM CFD :

ICEM CFD est un préprocesseur de maillage développé par ANSYS. C'est un outil puissant utilisé pour générer des maillages structurés, non structurés ou hybrides pour les simulations en mécanique des fluides numériques (CFD) et en transfert thermique.

IV.3.1.2.1 Quelques caractéristiques clés d'ICEM CFD :

- Interfaces CAO : ICEM CFD permet d'importer des géométries à partir de différents formats CAO (CATIA, Pro/E, SolidWorks, etc.) pour générer des maillages conformes aux surfaces.
- Maillage multi blocs structuré : Il offre des outils avancés pour créer des maillages multi blocs structurés adaptés aux géométries complexes.
- Maillage non structuré : ICEM CFD permet de générer des maillages tétraédriques, prismatiques ou polyédriques non structurés.

IV.3.1.3 Solver CFX pré :

CFX-Solver résout toutes les variables de solution pour la simulation pour la spécification du problème généré dans CFX-Pré. L'une des caractéristiques les plus importantes d'Ansys CFX est son utilisation d'un solveur couplé, dans lequel toutes les équations hydrodynamiques sont résolues comme un système unique. Le solveur couplé est plus rapide que le solveur séparé traditionnel et moins d'itérations sont nécessaires pour obtenir une solution de flux convergé. [2]

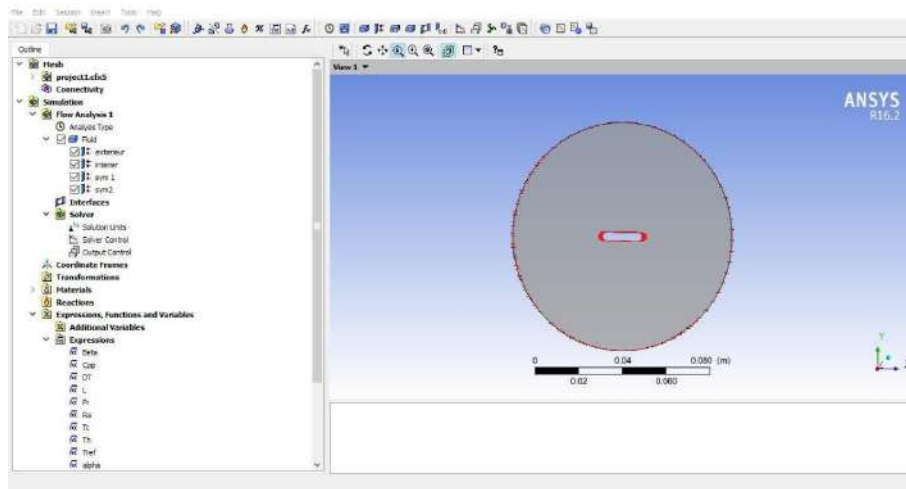


Figure IV.4 : Schéma solver CFX pré

IV.3.1.3.1 Post-processeur :

CFD-Post fournit des outils graphiques de post-traitement interactifs de pointe pour analyser et présenter les résultats de la simulation Ansys CFX incluent les fonctionnalités importantes.

- Post-traitement quantitatif.
- Génération de rapports.
- Entrée de ligne de commande, de fichier de session ou de fichier d'état.
- Variables définies par l'utilisateur.
- Génération d'une variété d'objets graphiques où la visibilité

La transparence, la couleur et le rendu des lignes/visages peuvent être contrôlés.

- Syntaxe Power pour permettre des fichiers de session entièrement programmables.

Des informations supplémentaires sur CFD-Post sont disponibles ; Pour plus de détails, voir Présentation de CFD-Post dans CFD-Post. [2]

IV.4 Le choix de maillage et conditions aux limites :

C'est la première étape par laquelle il faut passer dans la méthode des volumes finis, elle consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini de volumes de contrôle, ce domaine se présente par la suite sous forme d'une grille. Chaque volume de contrôle contient un point P qui est placé au centre du volume de contrôle (nœud principale) et les points E, W, N, S, constituent les nœuds des volumes de contrôle adjacents respectivement dans le cas bidimensionnel (E : Est, W : West, N : Nord, S : Sud). Chaque volume de contrôle est limité par des faces e, w, n, s. Les grandeurs scalaires comme la pression, la température sont stockées aux centres des volumes de contrôle, par contre les quantités vectorielles comme la vitesse sont stockées dans les faces. [3]

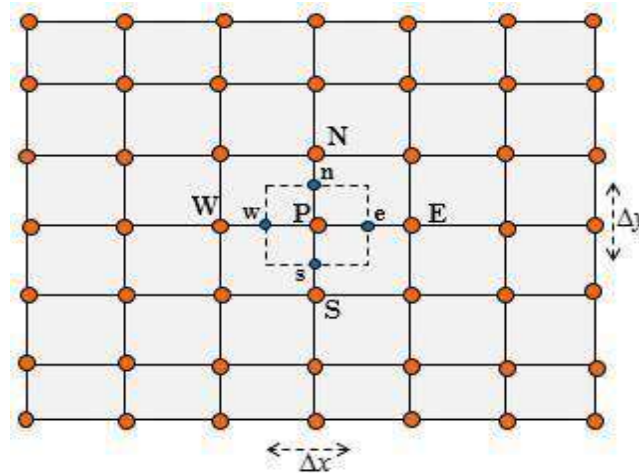


Figure IV.5 : Définition du volume de contrôle pour le cas bidimensionnel.

Le choix de la qualité du maillage est très important car il permet de donner des bons résultats avec une haute précision.

IV.5 Les conditions aux limites :

Sur la surface du tube plat :

$$(r = R_i ; 0 \leq \theta \leq 2), V_r = V_\theta = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = \text{const}$$

et sur la surface du cylindre extérieur :

$$(r = R_o ; 0 \leq \theta \leq 2), V_r = V_\theta = 0, T = T_c.$$

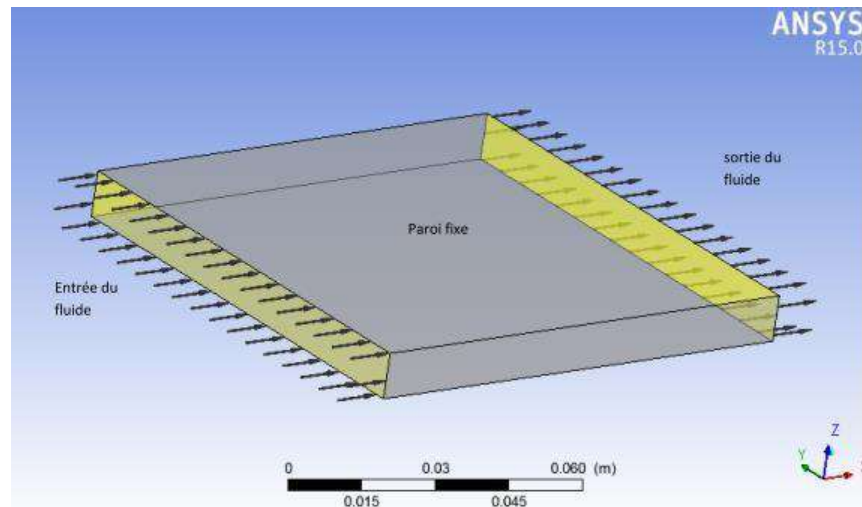


Figure IV.6 : Les conditions initiales et aux limites.

IV.6 La méthode des volumes finis :

IV.6.1 Introduction :

Les écoulements de fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Pour la discrétisation de ces équations différentielle il existe plusieurs méthodes numériques se classent en trois grandes familles, à savoir les méthodes de :

- La méthode des différences finies.
- La méthode des volumes finis.
- La méthode des éléments finis.

Dans les présentes études, ont utilisé la méthode des volumes finies. [4]

IV.6.2.1 Méthodes des différences finies :

La méthode consiste à remplacer les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage. Cette méthode est une approximation des dérivées intervenant dans les équations à l'aide de développement en série de Taylor.

IV.6.2.2 Méthodes des éléments finis :

La méthode consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation elle dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètre comme, par exemple, ses valeurs en certains points ou nœuds du maillage.

IV.6.2.3 Méthodes des volumes finis :

La méthode des volumes finis est une version spéciale de la méthode des résidus pondérés où la fonction de projection égale à l'unité. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en volumes élémentaires de telle manière que chaque volume entoure un nœud principal P. Chaque volume est délimité par : deux interfaces dans le cas monodimensionnel noté (e, w), quatre interfaces dans le cas bidimensionnel (e, w, s, n) et six interfaces dans le cas tridimensionnel (e, w, s, n, t, b). Chaque nœud principal P est limité par des nœuds voisins (E, W) dans le cas monodimensionnel, (E, W, S, N) dans le cas bidimensionnel, et (E, W, S, N, T, B) dans le cas

tridimensionnel. L'équation différentielle est intégrée dans chaque volume élémentaire finis. Pour calculer l'intégrale dans ce volume élémentaire l'inconnue est représentée à l'aide d'une fonction d'approximation (linéaire, parabolique, exponentielle, de puissance etc.) entre deux nœuds consécutifs. Ensuite, la forme intégrale est discrétisée dans le domaine d'étude. Le résultat de discrétisation donne une équation algébrique qui est constituée par les valeurs nodales. [4]

IV.6.3 Principe de la méthode des volumes finis :

La technique des volumes finis comporte essentiellement les étapes suivantes :

- La division du domaine considéré en volumes de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique non linéaire obtenu.

IV.6.4 Maillage de la méthode de volume fini :

Dans la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre spécifique de volumes finis. A ces étapes, la variable dépendante considérée est calculée. En intégrant les équations de conservation à travers les volumes de contrôle pour chaque nœud, les équations algébriques définies à ces nœuds sont créées. [5]

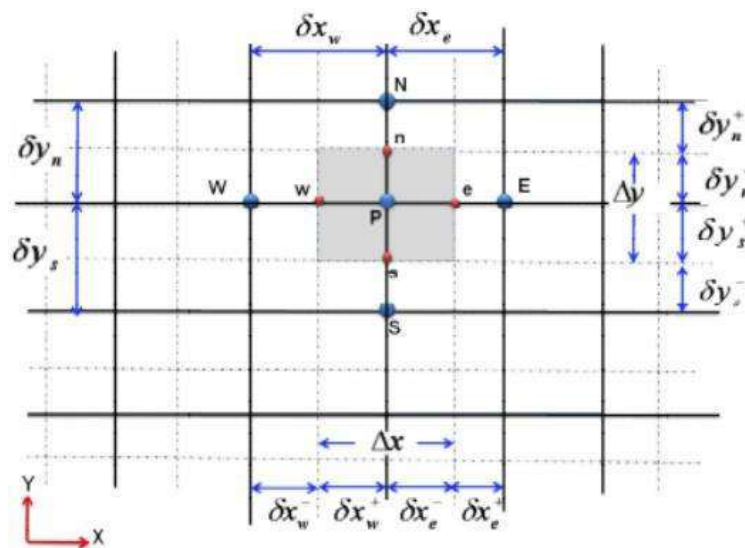


Figure IV.7 : Volume de contrôle bidimensionnel.

IV.6.5 Différents types de Grille en volumes finis :

En méthodes numériques de volumes finis pour la résolution des équations aux dérivées partielles, différents types de grilles ou maillages peuvent être utilisés pour discrétiser le domaine de calcul. Voici les principaux types de grilles en volumes finis :

- Grilles structurées cartésiennes : Ce sont des grilles régulières composées de volumes de contrôle rectangulaires ou cubiques disposés de manière uniforme. Elles sont simples à générer et très efficaces en termes de calcul, mais limitées à des géométries relativement simples.
- Grilles structurées généralisées : Elles permettent de traiter des géométries légèrement plus complexes en déformant localement une grille cartésienne initiale. Les volumes restent majoritairement hexaédriques.
- Grilles non-structurées : Composées de volumes polyédriques quelconques (hexaèdres, tétraèdres, prismes, pyramides), ces grilles s'adaptent aux géométries les plus complexes. Leur génération est plus coûteuse mais elles offrent une grande flexibilité.
- Grilles hybrides structurées/non-structurées : Elles combinent des grilles structurées et non-structurées pour capturer précisément les détails géométriques tout en conservant l'efficacité des grilles cartésiennes dans les zones simples.
- Grilles multiniveaux/multi grillés : Ce sont des grilles hiérarchiques englobées permettant de traiter des échelles très différentes dans un même calcul. Adaptées aux milieux multi-échelles. [6]

IV.7 Les modèles numériques :

Les modèles numériques jouent un rôle essentiel dans de nombreux domaines scientifiques et techniques, de la mécanique des fluides à la finance quantitative.

IV.7.1 Modèle laminaire :

Le modèle laminaire est utilisé pour simuler les écoulements où les effets de la turbulence sont négligeables. Il résout directement les équations de Navier-Stokes pour un écoulement laminaire, ce qui peut être approprié pour des géométries simples ou des nombres de Reynolds faibles.

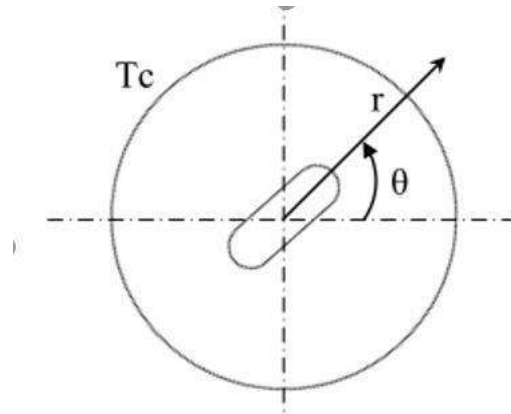


Figure IV.8 : Domain physique

IV.7.2 Modèle Turbulence :

Le modèle Turbulence est un modèle numérique utilisé pour simuler l'écoulement turbulent des fluides. Il a été développé par des chercheurs en mécanique des fluides et est particulièrement utile pour modéliser les écoulements complexes impliqués dans divers processus industriels et naturels.

IV.8 Conclusion

En conclusion, nous avons exploré les principaux outils logiciels tels qu'Ansys CFX (Fluent), Gambit (ICEM) et Ansys CFD Post, établissant ainsi une base solide pour des simulations efficaces. Le chapitre a également mis en évidence l'importance critique du maillage et des conditions aux limites dans la précision des résultats de simulation. En approfondissant la méthode des volumes finis et le couplage pression-vitesse, nous avons démontré leur pertinence dans la résolution des équations de la dynamique des fluides.

Références bibliographies

- [1] An Introduction to Computational Fluid Dynamics, THE FINITE VOLUME METHOD, Second Edition, H K Versteeg and W Malalasekera.
- [2] CFD EXPERTS Simulate the Future, Ansys CFX Introduction 2021
- [3] RAHMOUNE Imene, Amélioration des transferts de chaleur par utilisation des nanofluides. Cas des écoulements dans un canal et dans une cavité à grand facteur d'aspect, Diplôme de Doctorat, Université Hadj Lakhdar - BATNA 1, 2023.
- [4] Mr. HACHANI Mohamed Amine Mr. BRELLA Oussama, Contribution à l'étude des instabilités d'écoulement dans une géométrie carrée, Master Académique, UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA 2014 / 2015.
- [5] Beddiaf Imed Eddine Et Trabelsi Ayoub Abdelhai, Étude de la convection naturelle dans un mélange binaire, Mémoire Présenté pour l'obtention du Diplôme de MASTER ACADEMIQUE, UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA, 2022\2023.
- [6] MADAOUY Lamine – MESSAOUDI Mohammed, Etude numérique de transfert de chaleur d'un écoulement de fluide dans un canal cylindrique, MASTER PROFESSIONNEL, UNIVERSITE DE KASDI MERBAH, 2018/2019.

Chapitre V

Résultats et Discussions

V.1.Introduction

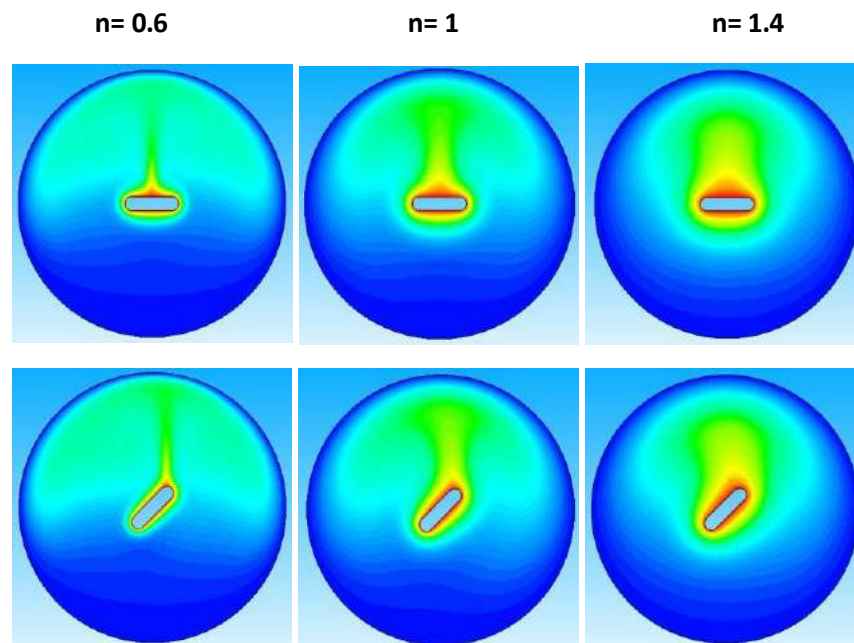
Ce chapitre vise à comprendre l'effet de la variation de l'angle du tube interne ainsi que du nombre de Rayleigh et de Prandtl sur le transfert de chaleur à l'intérieur du cylindre et autour du tube interne plat.

V.2. Les contours de températures et vecteurs de vitesses

Voici les explications des formes 1, 2, 3, 4, 5, et 6 avec différentes températures et convulsions dans les cas où l'angle est égal à 0, 45, et 90 degrés, en fonction de Rayleigh et Prandtl et n , où dans chaque cas, les températures et les convulsions varient selon une seule variable, parfois cette variable est la température ou le Rayleigh ou le Prandtl.

1- $Pr= 100$, $Ra= 10^4$ et différentes valeurs de n et ϕ :

Un graphique montrant les évolutions de température pour les trois configurations, avec un angle de 00, un angle de 450, et un angle de 900 pour la chambre à air, si Pr (Prandtl) vaut 100 et le nombre de Rayleigh est 104 avec une valeur variable de n (représentant l'indice énergétique) à 0,6, 1, 1,4. On observe dans les fluctuations de température qu'il existe une relation inverse entre l'augmentation de n et le transfert de chaleur des limites du tube intérieur vers les limites du cylindre extérieur, ainsi qu'en ce qui concerne la vitesse de transfert, et c'est en raison de l'augmentation de la viscosité du fluide avec l'augmentation du nombre de n .



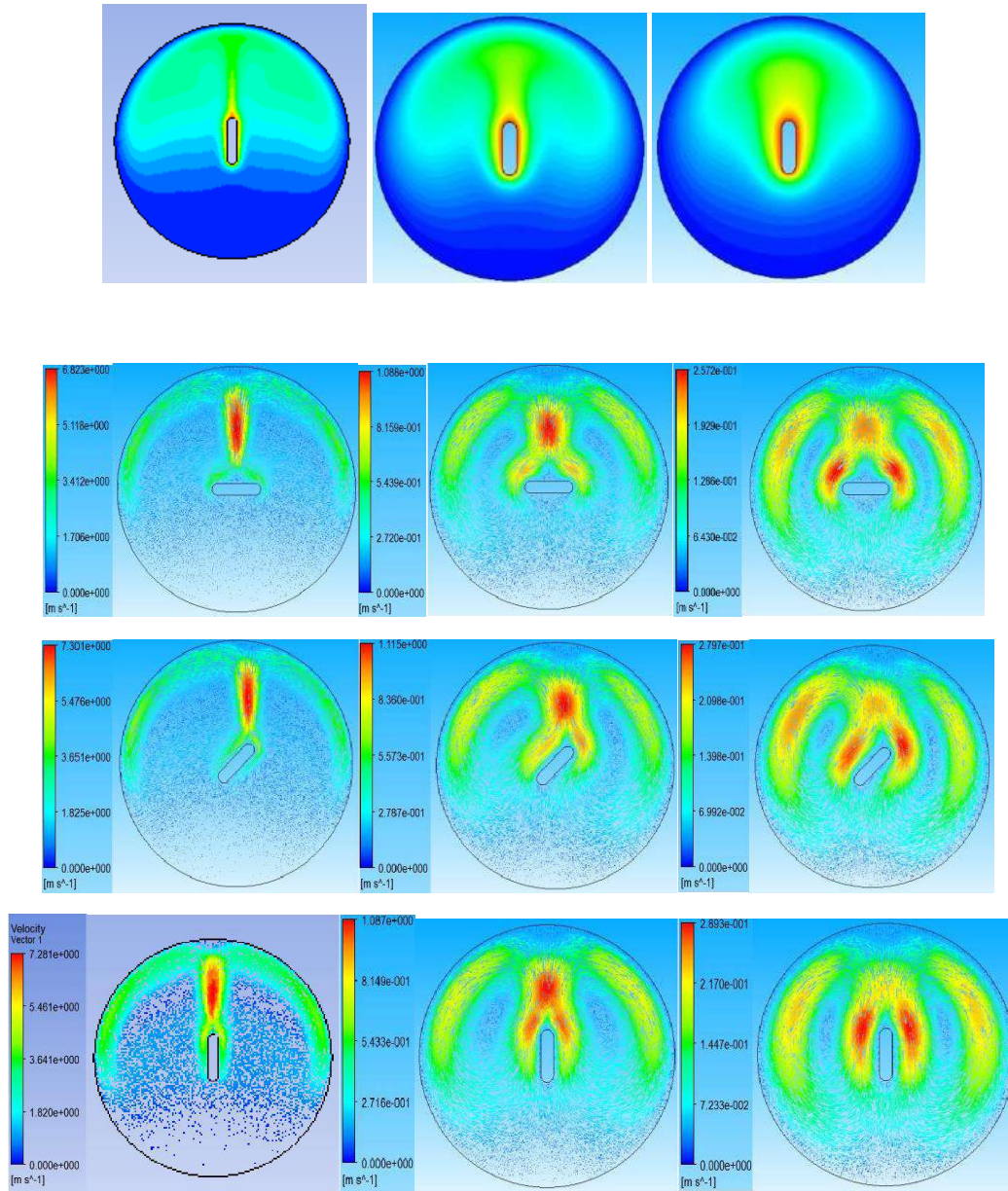
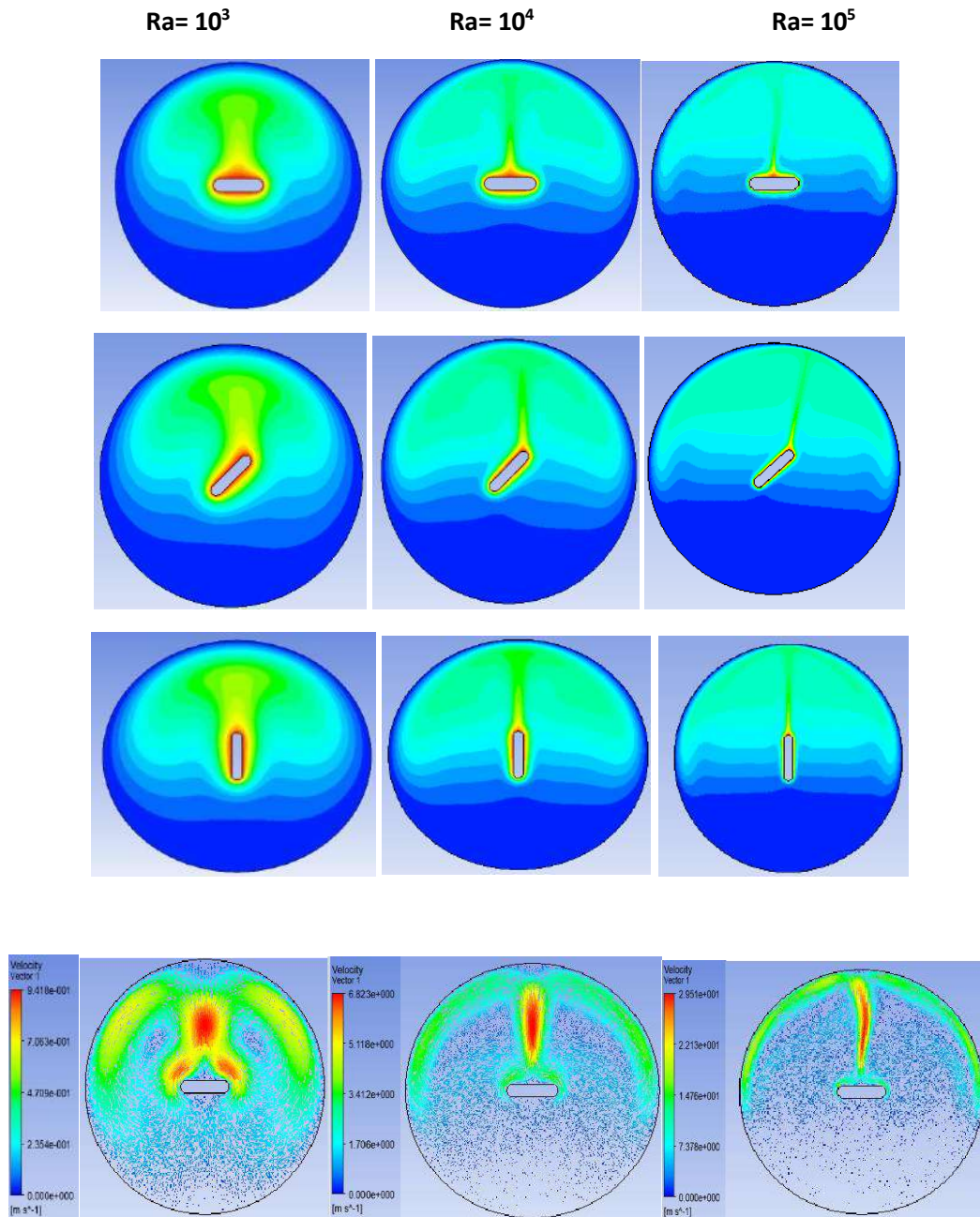


Figure V .1. : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr= 100$, $Ra= 10^4$ et différents valeurs de n et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

2- $Pr= 100$, $n=0.6$ et différentes valeurs de Ra et ϕ :

Il explique comment les températures et les vitesses varient dans les trois positions de la chambre à air. L'angle est de 0° , 45° et 90° . Cela se produit lorsque Prandtl vaut 100 et n est égal à 0,6. Le nombre de Rayleigh est différent dans chaque cas, 103, 104 et 105. On remarque que plus le nombre de Rayleigh est grand, plus le transfert de chaleur et la vitesse sont importants, car plus le nombre de Rayleigh est grand, plus l'efficacité de la convection est grande et plus la force

de flottabilité est grande. Cela entraîne un transfert de chaleur plus rapide loin des zones chaudes, réduisant ainsi la température dans ces zones.



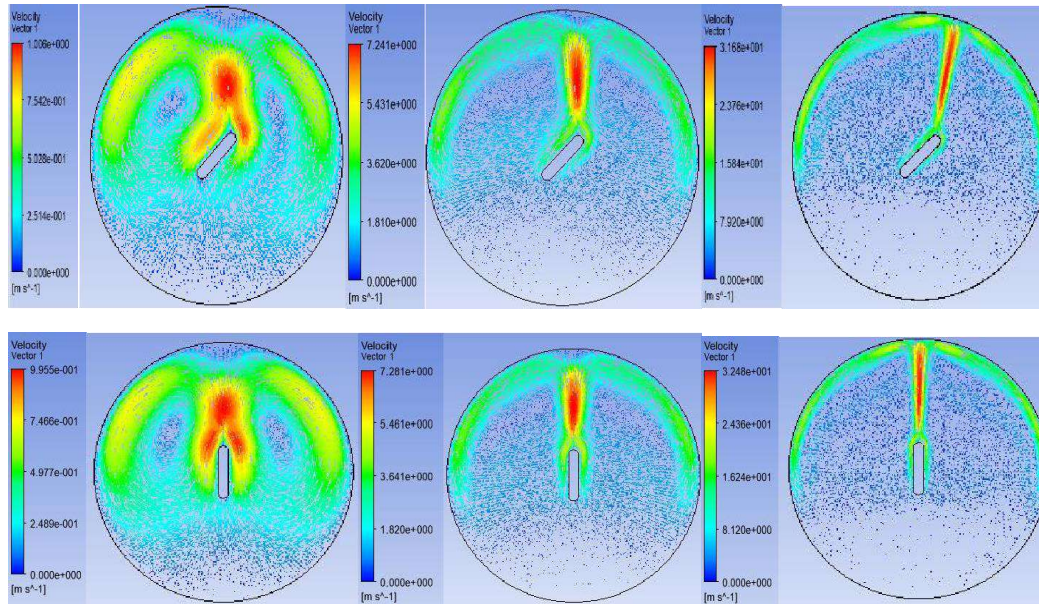
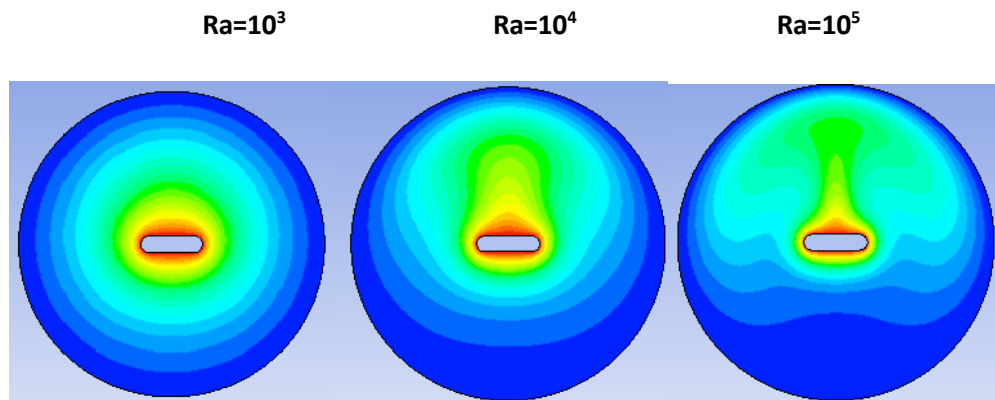
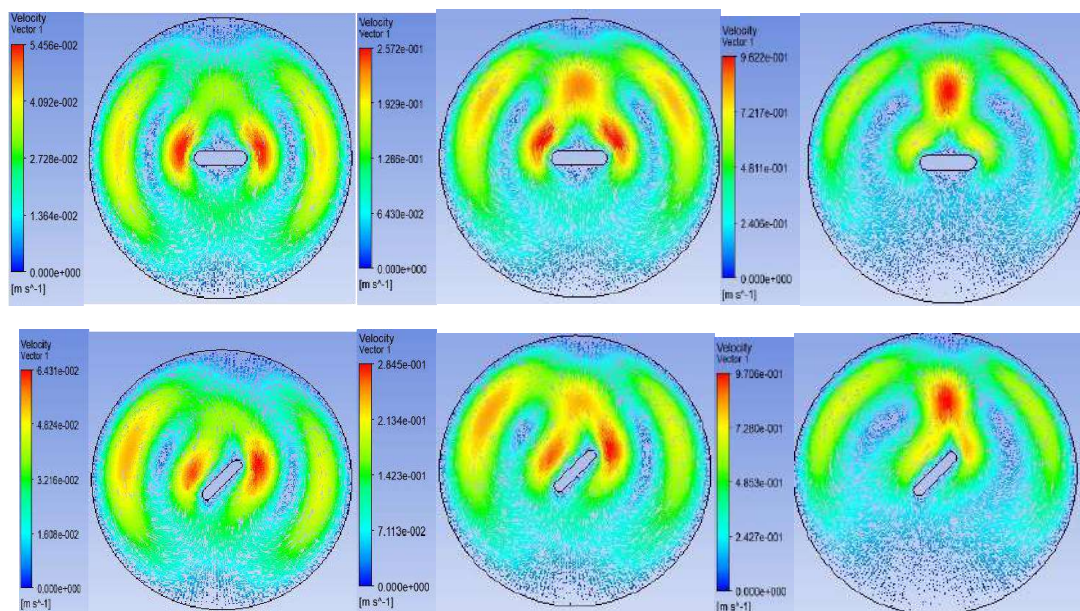
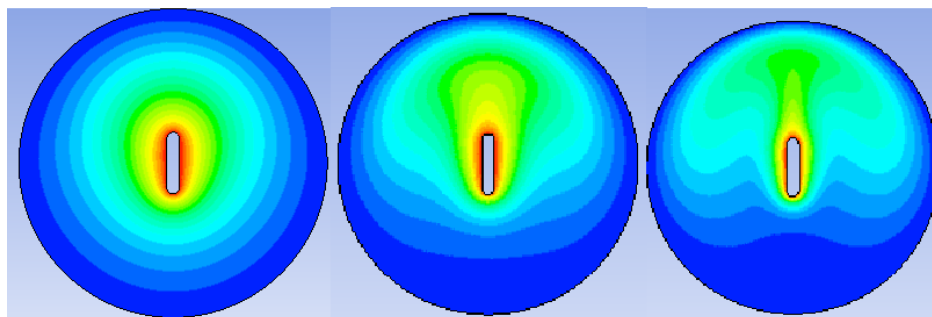
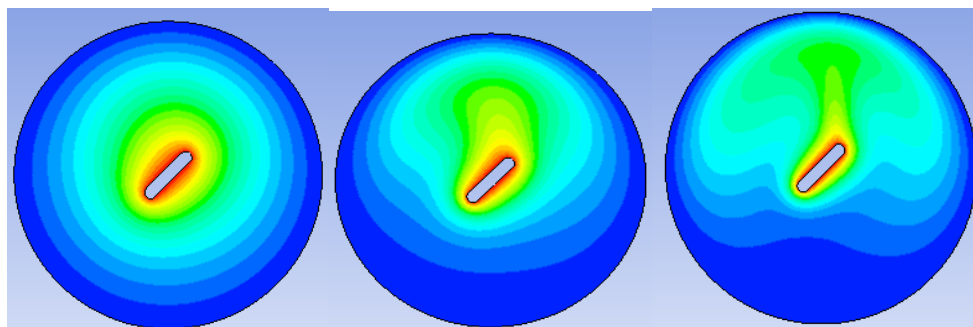


Figure V.2 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr=100$, $n=0.6$ et différents valeurs de Ra et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

3- $Pr=100$, $n=1.4$ et différents valeurs de Ra et ϕ :

Le figure 3 parle des changements de température et de vitesse dans trois situations différentes d'un tube interne, en fonction de différentes valeurs de Raylight, de n (représente l'indice de puissance) et du nombre de $Pr = 100$. Il indique que dans certains cas, le transfert de chaleur se fait par diffusion thermique, tandis que dans d'autres cas, des tourbillons thermiques se forment pour transporter la chaleur, et dans un autre cas, un flux thermique régulier se produit. La vitesse augmente avec l'augmentation du nombre de Raylight





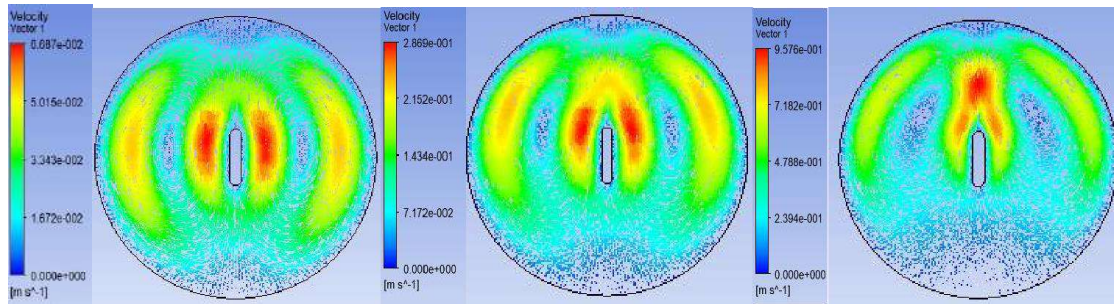
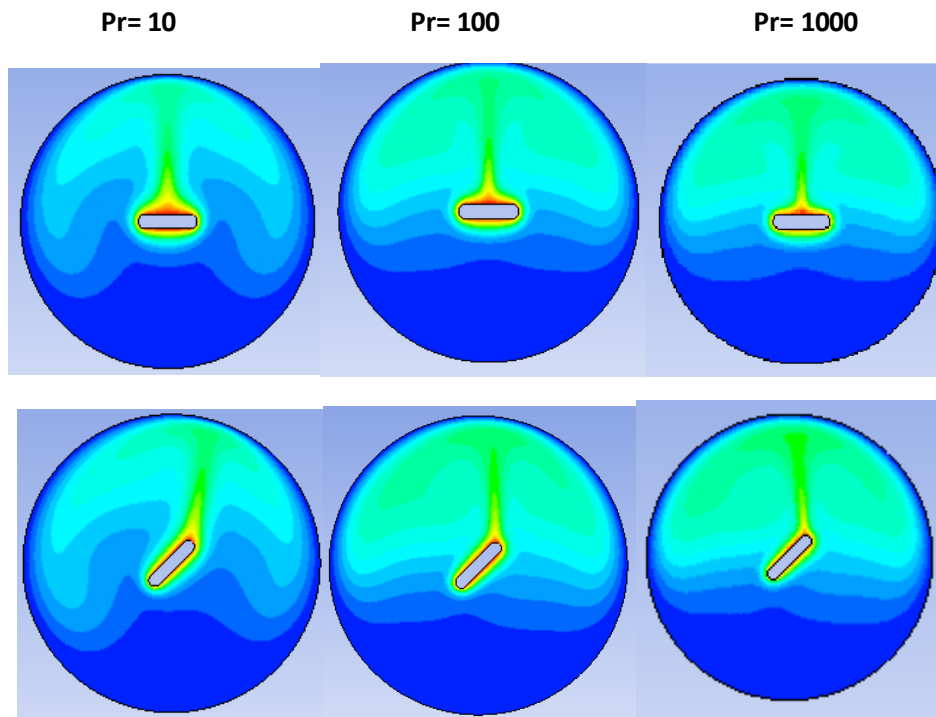


Figure V.3 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Pr = 100$, $n = 1.4$ et différents valeurs de Ra et ϕ (1^{er} ligne $\phi = 0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi = 45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi = 90^\circ$).

4- $Ra = 10^4$, $n = 0.6$ et différentes valeurs de Pr et ϕ :

Le schéma 4 illustre les variations de température et de vitesse dans la configuration G3 du tube interne aux angles de 0 degré, 45 degrés et 90 degrés, dans le cas où Rayleigh est de 10.4, Prandtl est de 0.6, et le nombre de Prandtl varie à 100 000. Nous notons que les températures sont presque constantes dans les cas trois, en raison de la prédominance de la convection en raison de Rayleigh à 10.4, ce qui entraîne une diminution de l'effet du nombre de Prandtl. Quant aux vitesses, nous remarquons une baisse dans les trois configurations à mesure que le nombre de Prandtl augmente, en raison de l'augmentation de la viscosité du fluide, entraînant une diminution de la vitesse.



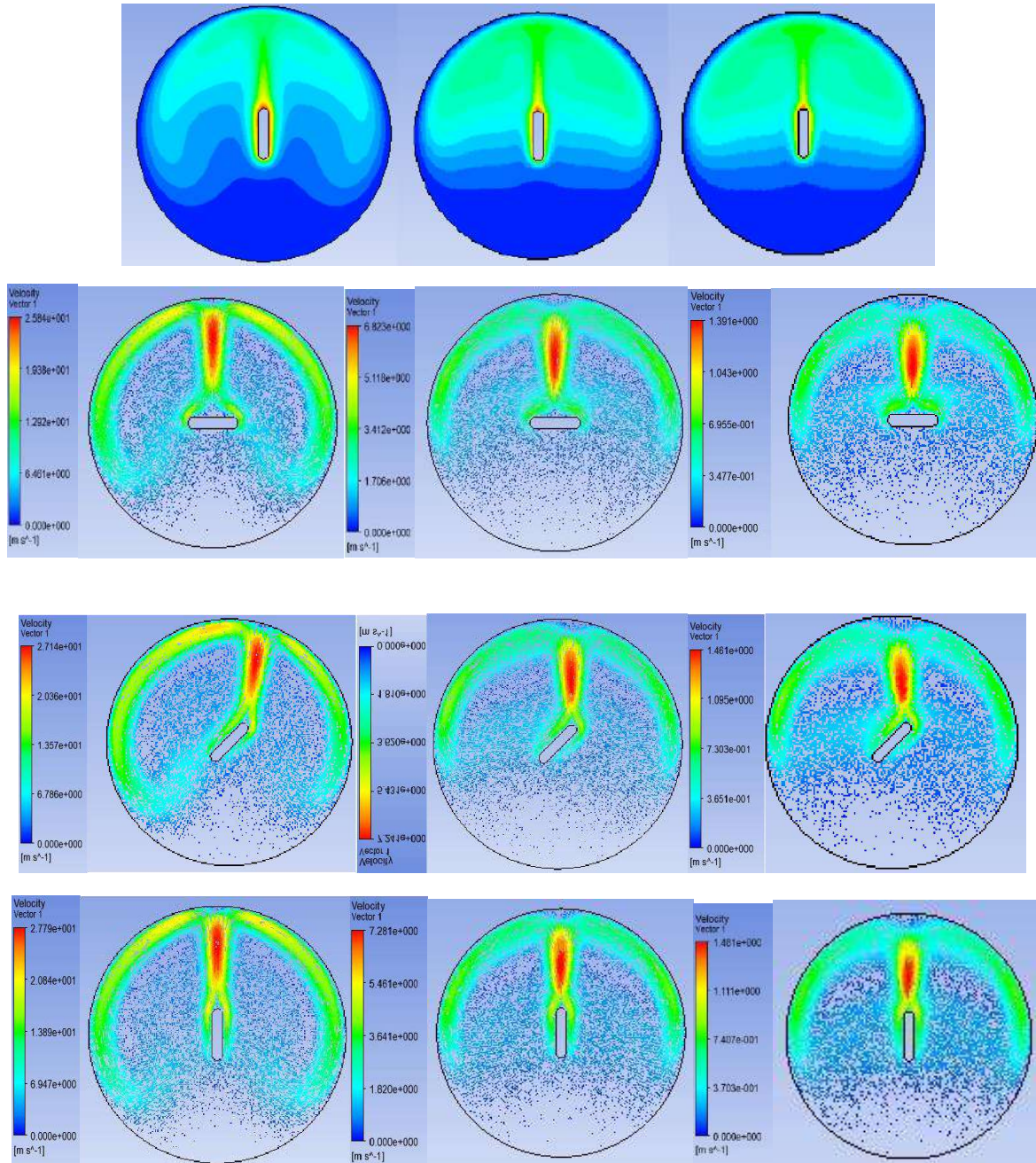
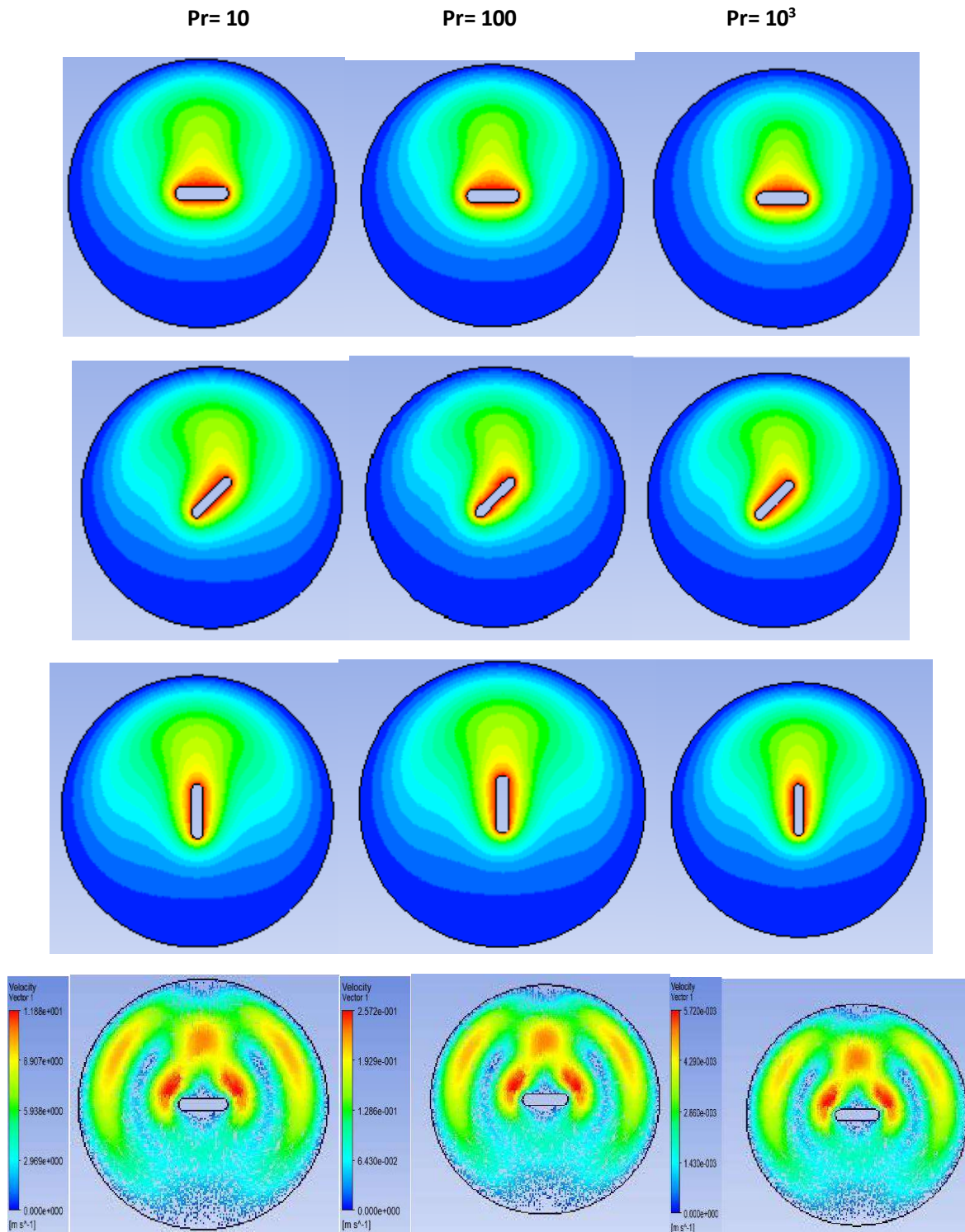


Figure V.4 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^4$, $n = 0.6$ et différents valeurs de Pr et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

5- $Ra= 10^4$, $n=1.4$ et différentes valeurs de Pr et ϕ :

La figure 5 montre la variation des températures et des vitesses dans différentes positions du tube intérieur à des angles de 0 degré, 45 degrés et 90 degrés, en fixant le nombre de Rayleigh à (10^4) et n (représente l'indice de puissance) à 1,4, et en variant le nombre de Prandtl dans chaque cas de 10 à (10, 100, 1000). Nous constatons qu'à une valeur de Prandtl égale à 10, le transfert de

chaleur est plus élevé et diminue à mesure que le nombre de Prandtl augmente. Quant aux vitesses, elles sont plus élevées à une valeur de Prandtl égale à 10 et diminuent à mesure que le nombre de Prandtl augmente.



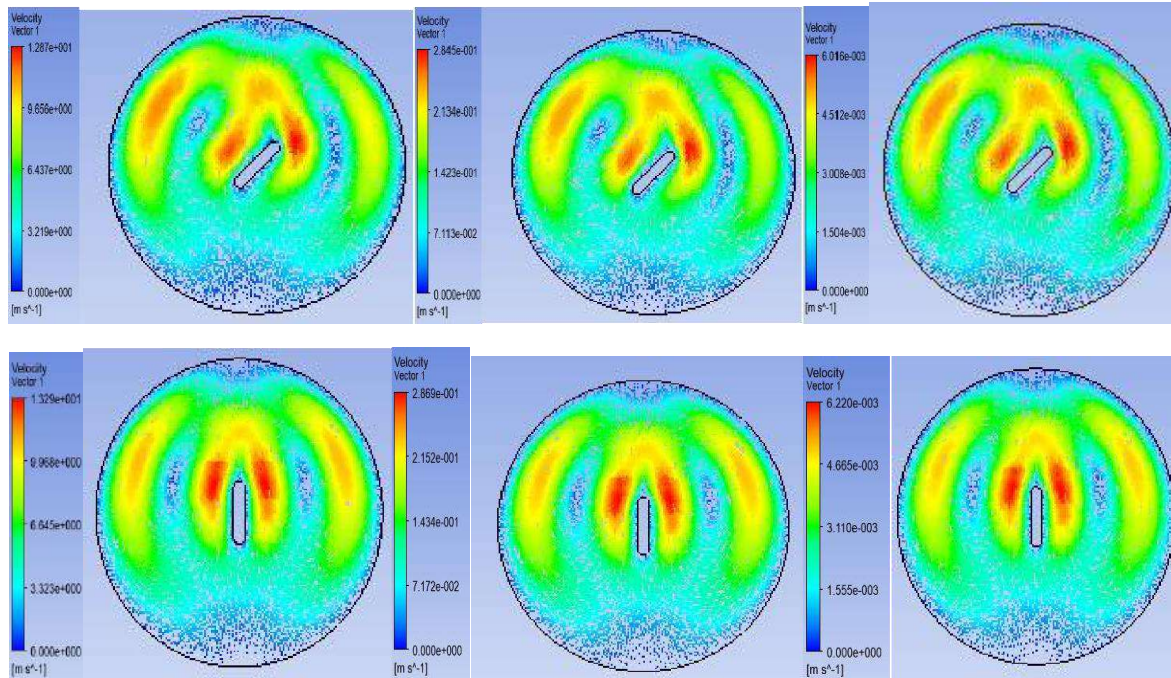
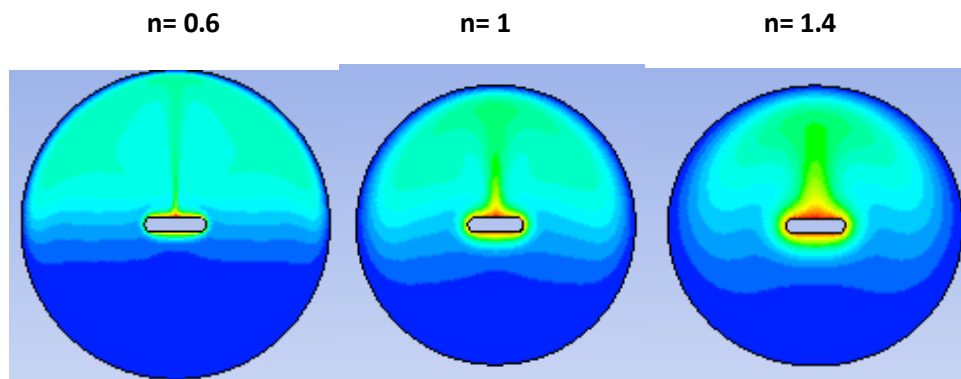
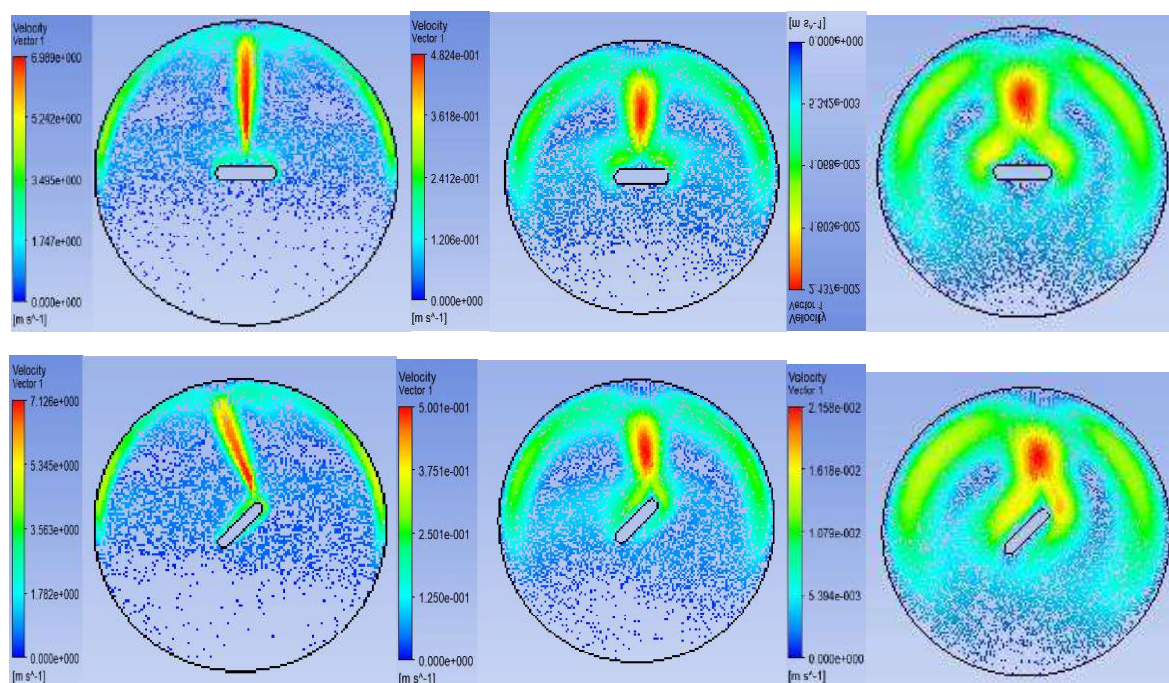
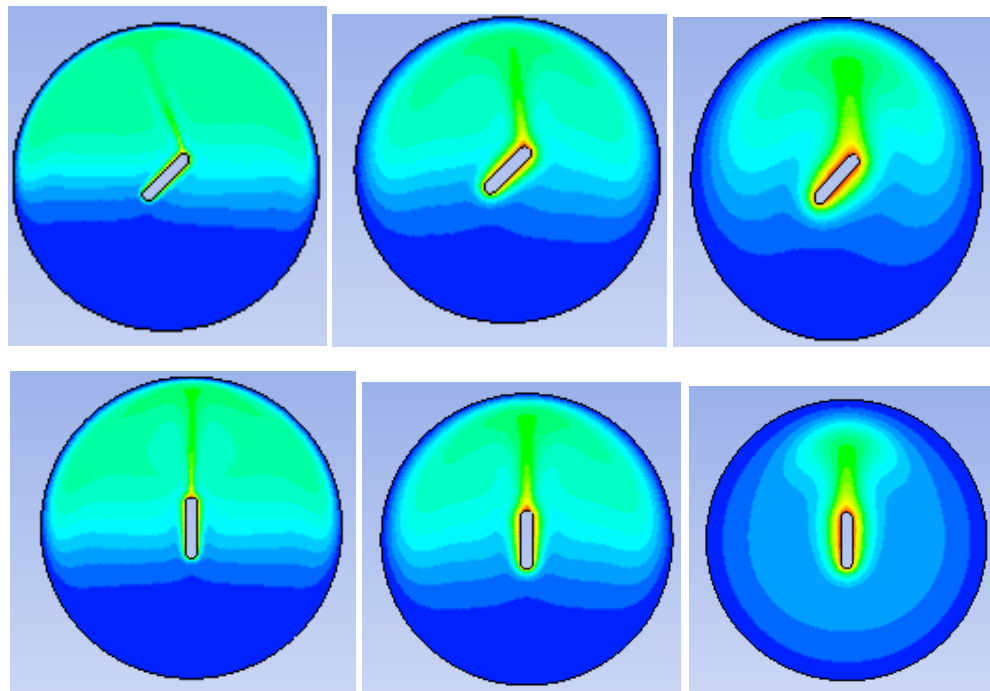


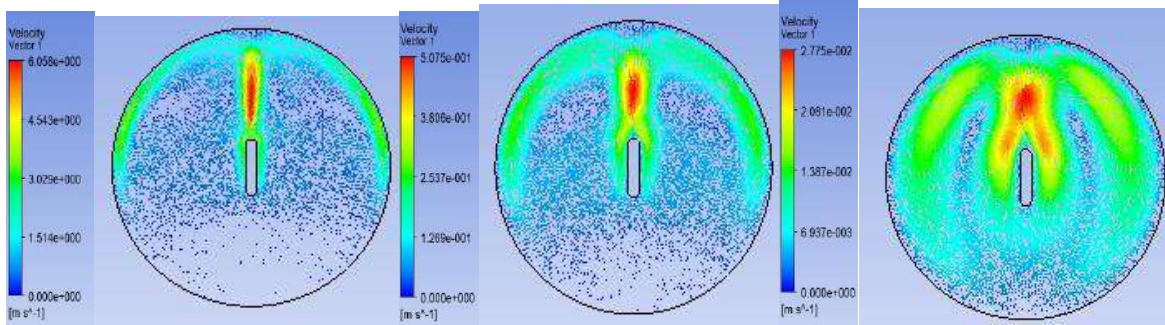
Figure V.5 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^4$, $n = 1.4$ et différents valeurs de Pr et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

6- $Ra= 10^5$, $Pr= 1000$ et différentes valeurs de n et ϕ :

La figure 5 montre la variation des températures et des vitesses dans différentes positions du tube intérieur à des angles de 0 degré, 45 degrés et 90 degrés, En fixant le nombre de Raylight à 105 et le nombre de Prandtl à 1000, en changeant la valeur de n (représentant l'indice de puissance) à 0,6, 1 et 1,4, on remarque que plus la valeur de n dépasse 0,6, plus le transfert de chaleur est diminué avec l'augmentation du nombre de n , cela est dû à l'augmentation de la viscosité avec l'augmentation du nombre n . En ce qui concerne la vitesse, ils diminuent à mesure que le nombre n augmente.





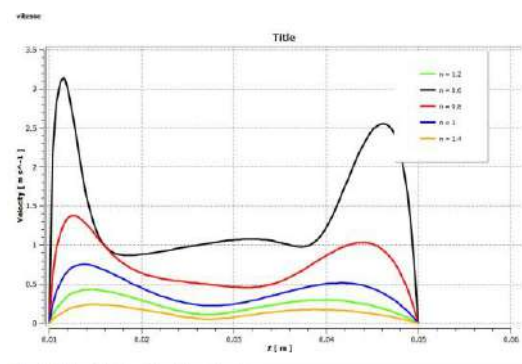


FigureV. 6 : Les isothermes (haut) et vecteurs de vitesses (bas) pour $Ra=10^5$, $Pr=1000$ et différentes valeurs de n et ϕ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$, 2^{ème} ligne $\phi=45^\circ$ t 3^{me} ligne $\phi=90^\circ$).

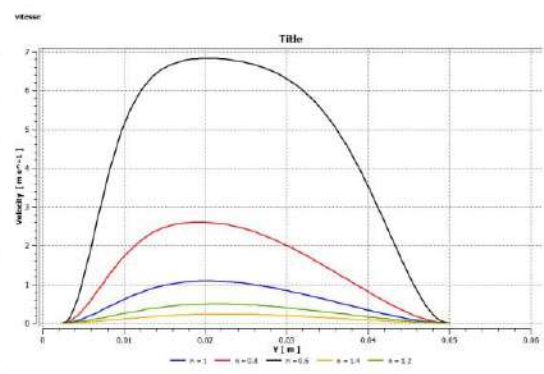
V.3. La vitesse du fluide suivant la ligne horizontal et vertical :

Le graphique montre les sept courbes de vitesse en fonction de n à deux positions (0° et 90°). Dans chaque cas, nous avons étudié les différences de vitesse sur la ligne verticale et horizontale. Nous remarquons que lorsque le nombre n augmente, la vitesse diminue et la vitesse est la plus élevée à un angle de 90 degrés.

Ligne 1



Ligne 2



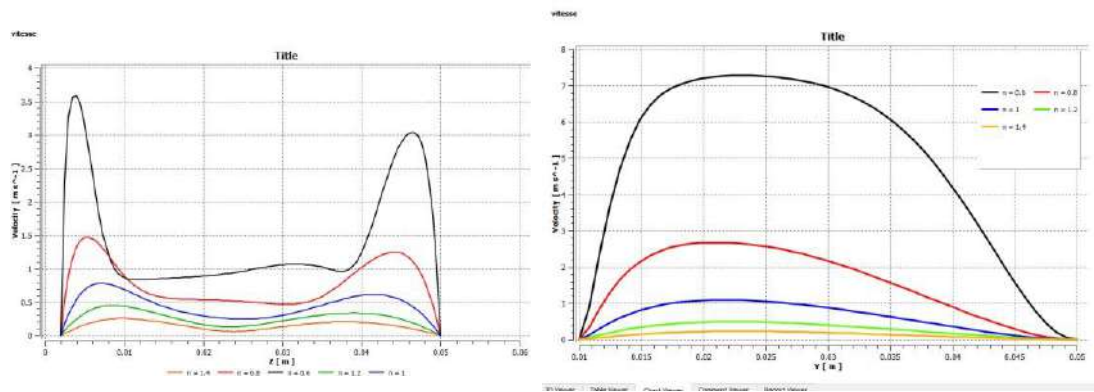


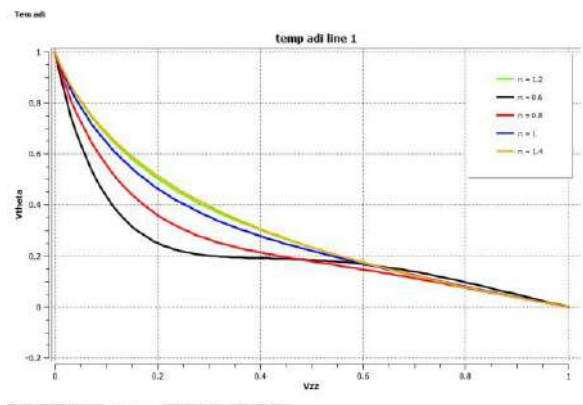
Figure V.7 : Distributions de la vitesse du fluide sur les deux lignes horizontale et verticale pour $Pr= 100$ et $Ra= 10^4$ (1^{er} ligne $\phi=0^\circ$ et 2^{ème} ligne $\phi= 90^\circ$).

V .4. La température et la vitesse adimensionnelle :

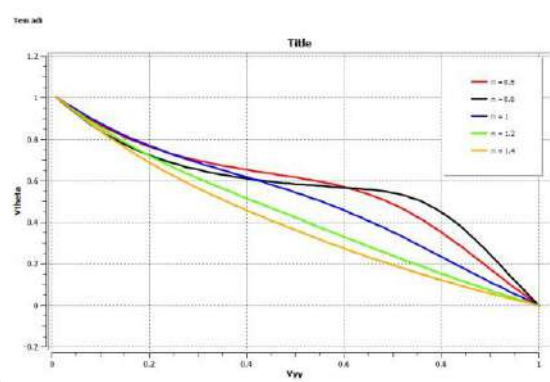
On prend ces résultats (haute température et vitesse journalière) pour $Pr= 100$ et $Ra= 103$ (caisse de 1 litre), $Pr= 100$ et $Ra= 104$ (caisse de 2 mètres), $Pr= 100$ et $Ra= 105$ (caisse de 3 mètres) Avec des lignes horizontales et verticales, les graphiques montrent différents changements de température, indiqués par des lignes horizontales et verticales. On remarque que le transfert de chaleur est d'autant plus rapide que le nombre n est petit.

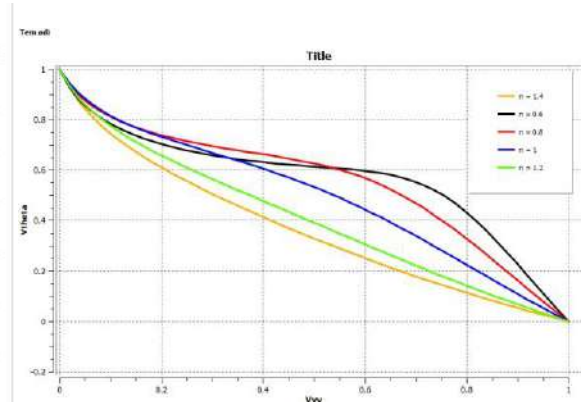
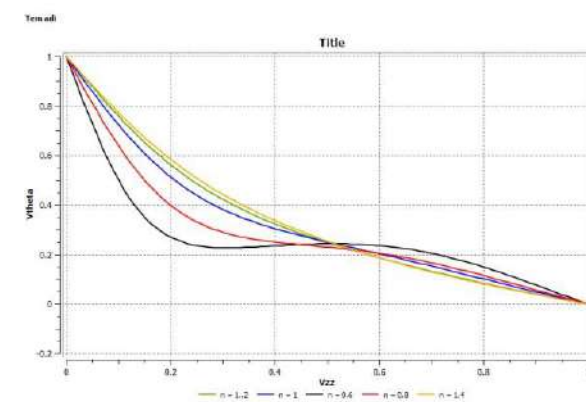
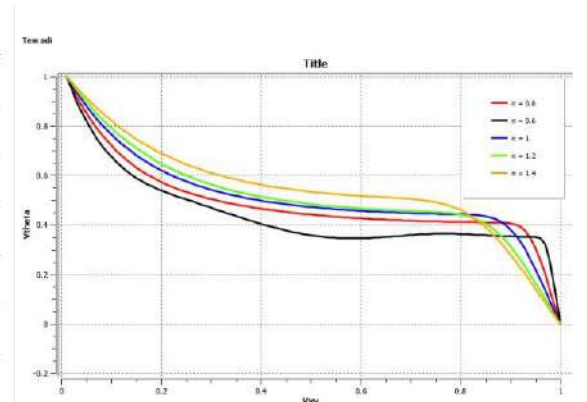
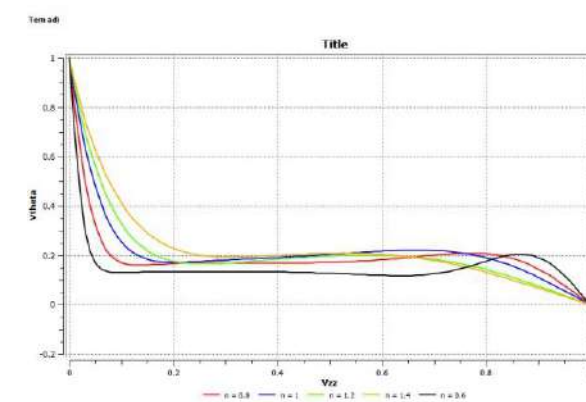
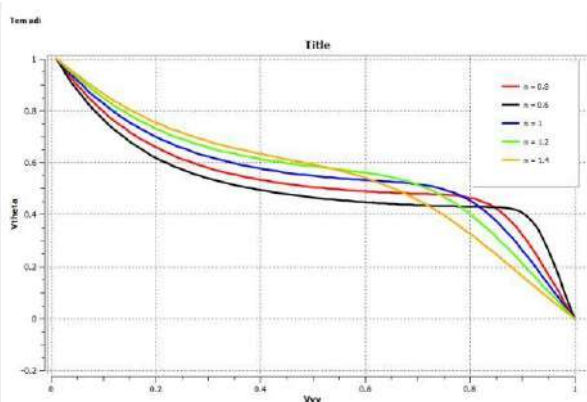
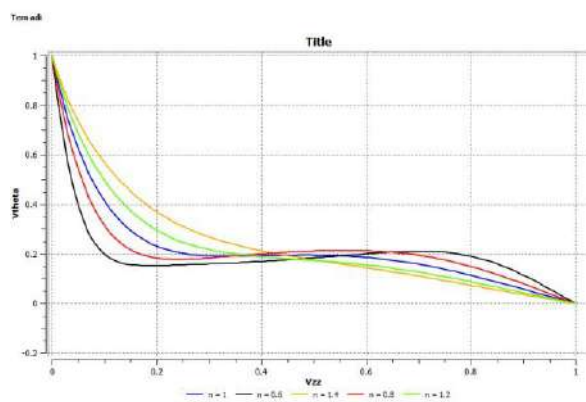
Quant au changement de vitesse nous remarquons que plus le nombre n plus la vitesse de transfert de chaleur est grande au début de la ligne, et elle diminue à mesure que nous nous éloignons de la ligne. Lorsqu'elle atteint les limites du cylindre extérieur, elle revient à sa valeur initiale.

Ligne 1



Ligne 2





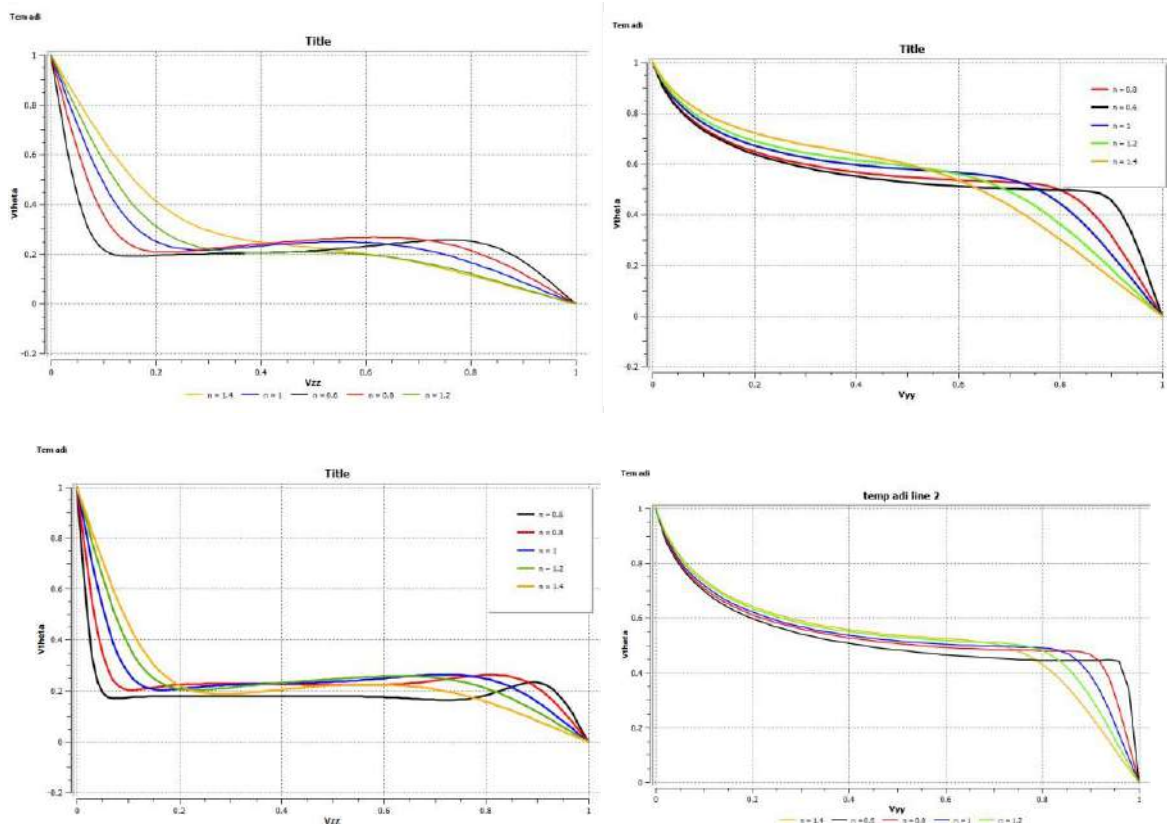
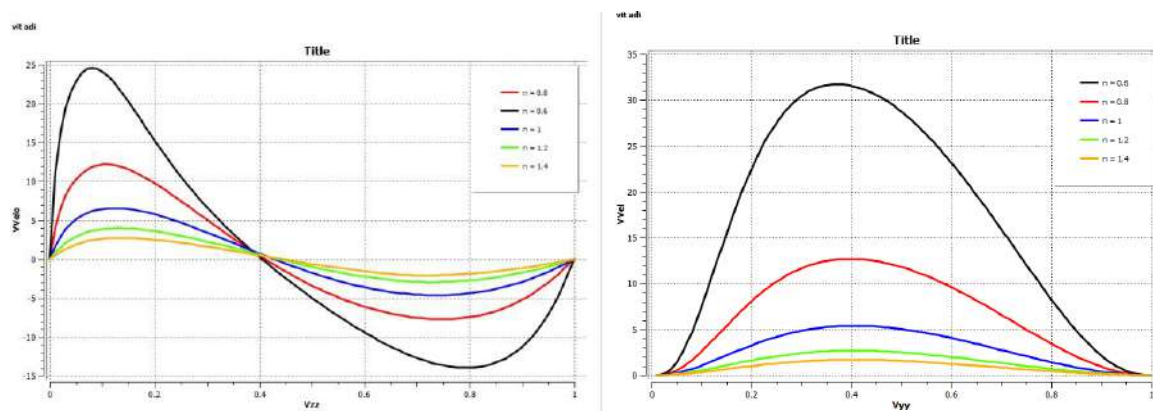
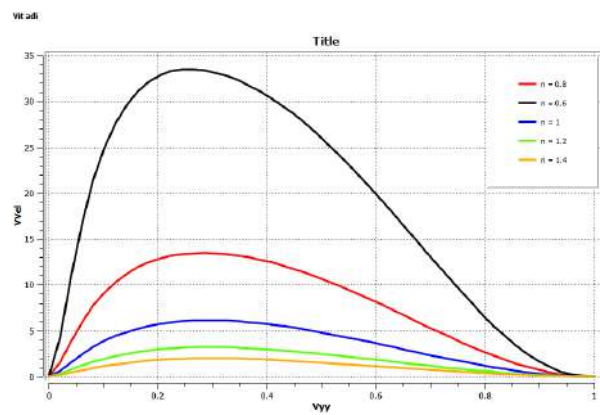
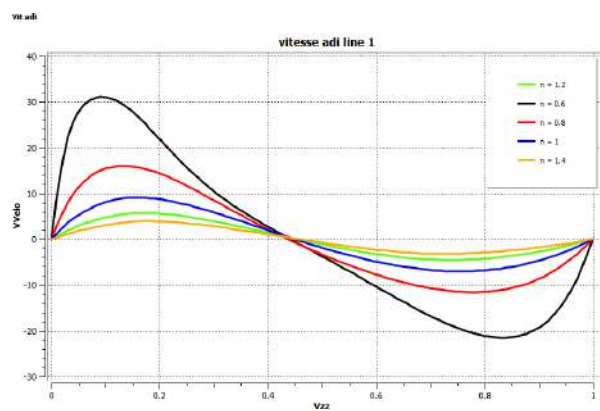
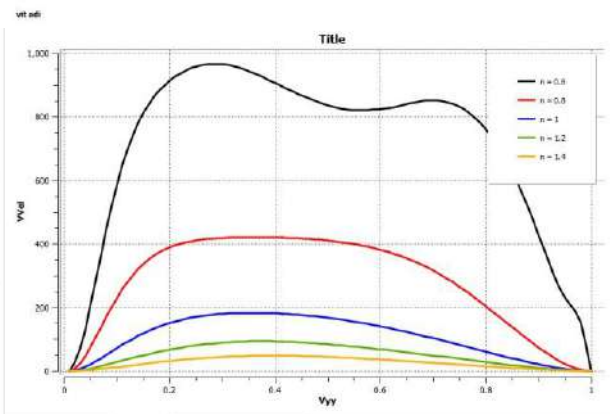
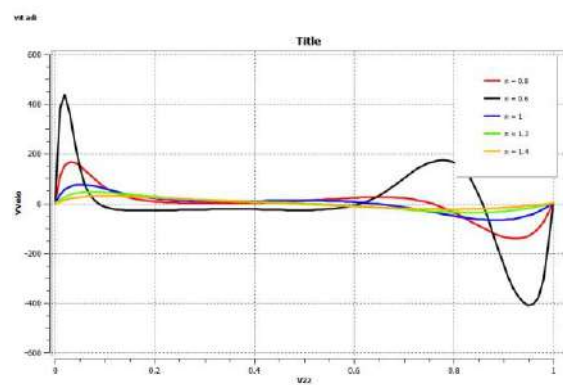
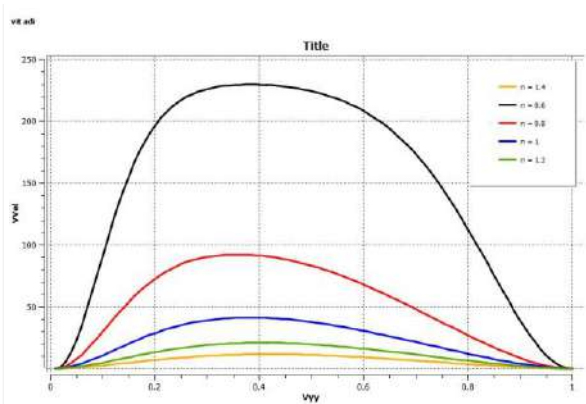
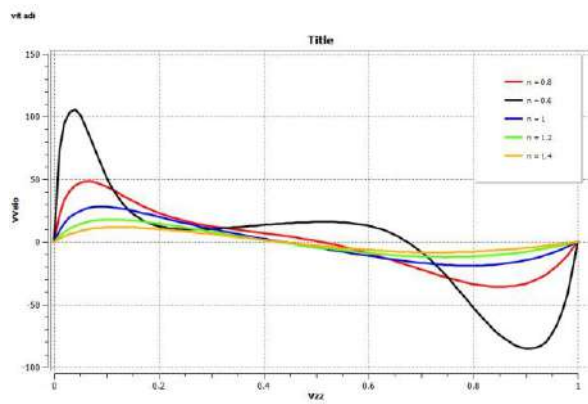


Figure V.8 : La température adimensionnelle au long de ligne horizontale pour $Pr = 100$ et différents valeurs de Rayleigh (1^{er} ligne $Ra = 10^3$, 2^{ème} ligne $Ra = 10^4$ et 3^{ème} ligne $Ra = 10^5$).





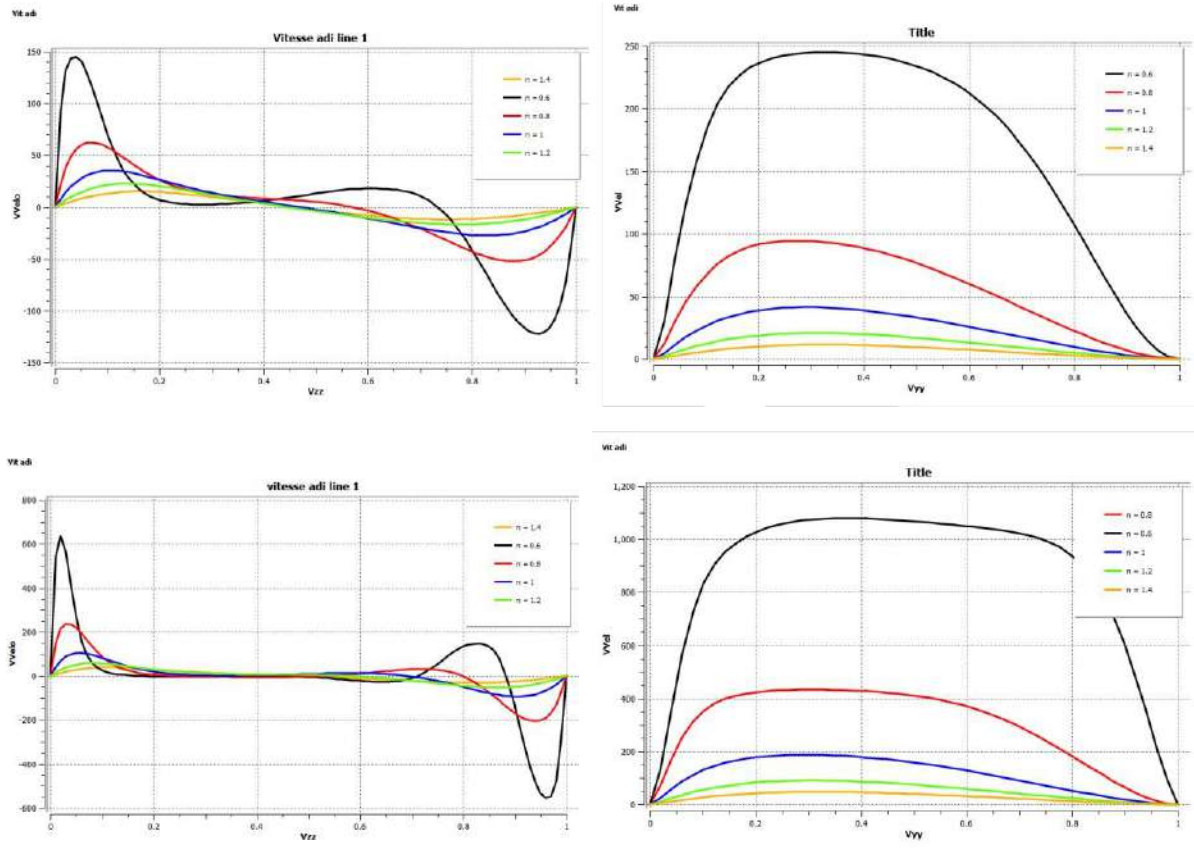


Figure V.9 : La vitesse adimensionnelle au long de ligne horizontale pour $Pr = 100$ et différents valeurs de Rayleigh (1^{er} ligne $Ra = 10^3$, 2^{ème} ligne $Ra = 10^4$ et 3^{ème} ligne $Ra = 10^5$).

V .5. Taux de transfert de chaleur (Nusselt moyenne) :

La figure 10 montre ensembles de variations exprimées en fonction du nombre de Nusselt en fonction du n , ainsi que des variations des valeurs de Rayleigh dans une phase, couvrant les trois position des angles , égal à 0° , égal à 45° , et 90° . Nous remarquons que le nombre de Nusselt augmente à mesure que le nombre de Rayleigh augmente, ainsi que lorsque l'angle des positions internes est plus grand ($\phi = 90^\circ$ max), et diminue lorsque le nombre de n augmente.

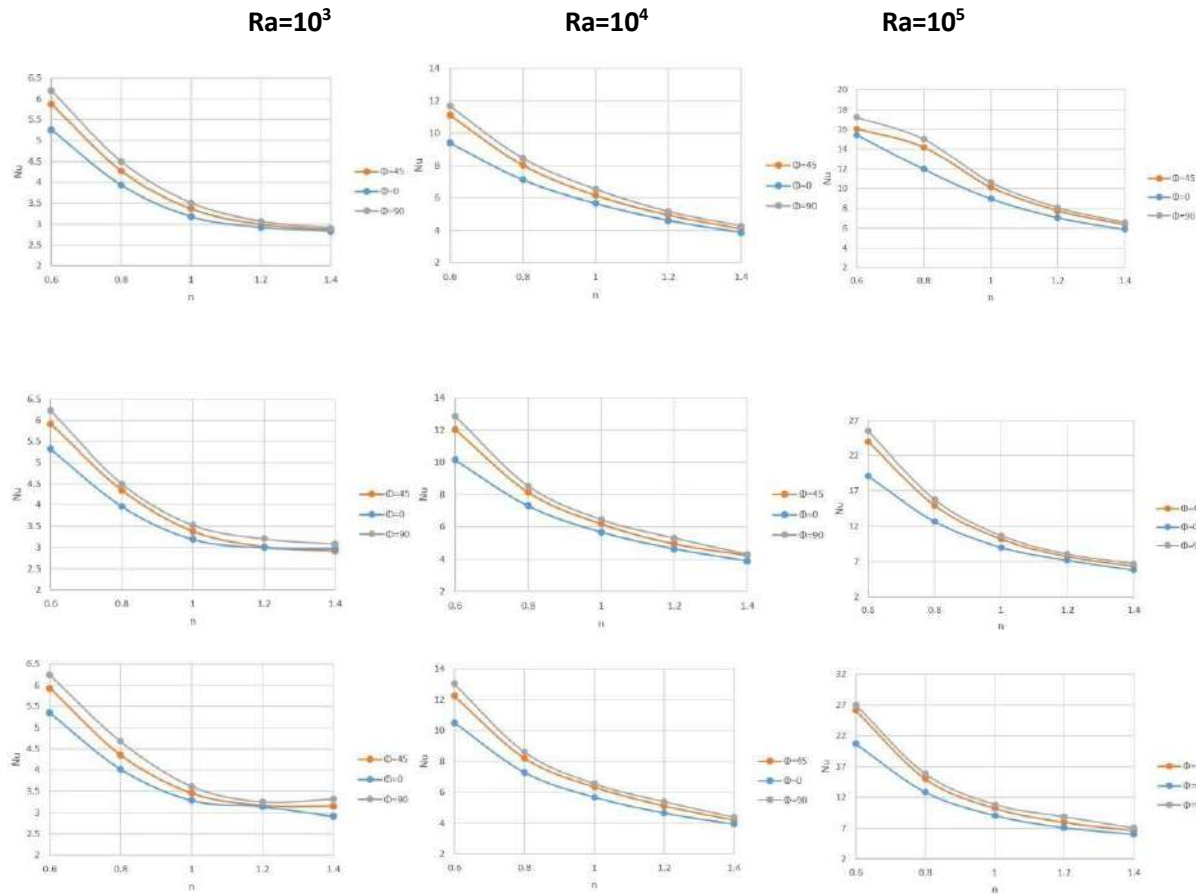


Figure V.10 : Le nombre de Nusselt en fonction des différents paramètres (1^{er} ligne $Pr=10$, 2^{ème} ligne $Pr=100$ et 3^{ème} ligne $Pr=10^3$).

V.6.Conclusion

Après avoir analysé les résultats, nous avons constaté que la modification de l'angle du tube interne a un impact significatif sur la distribution de la température et l'écoulement du fluide à l'intérieur du cylindre, où un angle de 90° pour le tube interne est la condition optimale pour le transfert de charge thermique. De plus, les résultats ont également montré qu'une augmentation des nombres de Rayleigh et de Prandtl entraîne des changements notables dans le transfert de chaleur, l'effet étant plus important avec l'augmentation des nombres de Rayleigh. Ces informations mettent en lumière l'importance de l'interaction entre les différents facteurs dans la détermination de la distribution de la chaleur à l'intérieur du cylindre et autour du tube interne plat, et soulignent l'importance de comprendre la relation entre ces facteurs pour améliorer la conception et les performances des systèmes thermiques à l'avenir.

Conclusion générale

Ce mémoire vise à apporter une contribution significative à l'amélioration des performances de transfert de chaleur par convection naturelle dans une géométrie annulaire concentrique formée d'un cylindre extérieur et d'un tube plat intérieur. Une approche combinant des études bibliographiques approfondies, des analyses théoriques fondamentales et des simulations numériques avancées a été adoptée.

Dans un premier temps, une revue critique de la littérature existante sur la convection naturelle dans les tubes et espaces annulaires a permis d'identifier les différentes méthodes utilisées précédemment pour augmenter les transferts convectifs. Les concepts de base du transfert de chaleur, incluant les trois modes de transfert et les équations de conservation qui les régissent, ont ensuite été rappelés.

Un examen détaillé des propriétés des fluides et des lois régissant leur comportement, telles que la viscosité, la masse volumique et les équations de Navier-Stokes, a mis en évidence leur influence sur les phénomènes de convection naturelle. Le logiciel de simulation numérique Ansys CFX, utilisé pour modéliser la géométrie étudiée, a été présenté, ainsi que les étapes clés de la mise en place des modèles numériques.

Enfin, les résultats des simulations numériques ont été analysés en profondeur, fournissant des informations précieuses sur les champs de température, de vitesse et les taux de transfert de chaleur par convection naturelle dans la géométrie annulaire considérée. Ces données ont permis d'identifier les configurations géométriques et conditions aux limites optimales pour maximiser les échanges thermiques convectifs.