

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude
Présenté pour l'obtention du diplôme de
MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Option : Energétique

Thème

**Étude de La Convection mixte dans un canal
contient des sources de chaleur**

Devant le jury composé de :

Dr.AOUN Yacsine

Dr.NASIB Jilany

Dr. BERKANE Houda

Président

Examineur

Encadreur

Présenté par :

- NAOURA Abdelaziz

- ZEBDI Bilal

- ALLAL Sadek Aymen

Septembre 2022

Remerciements

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui nous ont aidé à réaliser cette étude en apportant des renseignements ou en acceptant de répondre à mes questions.

*En premier lieu nous tenons à remercier chaleureusement, notre encadreuse: **Dr. BERKANE Houda** qui n'a épargné aucun effort pour nous aider et diriger durant la réalisation de ce modeste travail. Nous lui sommes très reconnaissant pour la patience dont elle a fait preuve le long de ce projet qui a nécessité un travail de longue haleine.*

Nous tenons à remercier également le membre du Jury d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Nous exprimons également notre profonde gratitude à tous les enseignants du département de génie mécanique.

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail:

À nos Pères et Mères grands-mères et tantes

À nos Frères et Sœurs et en particulier rafraf

À nos amis et en particulier issam et ramzi

À nos modèle dr.Abdelhamid bouhlel

Et dr.Noufel gebur agimi

À toute la promotion Génie mécanique énergétique.

Liste des figures

Figure	Intitulé	Page
I.1	Section de canal étudiant par Barletta et Al .	4
I.2	Conduite à plaques parallèles étudiant par Desrayaud et Gauriat .	5
I.3	Diagramme schématique de la cavité avec des orifices de sortie et d'entrée .	5
I.4	Nanofluides vue au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre 0.5% ; eau + nanotube ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm .	6
I.5	Procèdes de synthèse de nanofluide en une seule étape (Argonne National Laboratory, USA) .	7
I.6	<u>Transfert de chaleur termhique</u>	14
I.7	Transfert de chaleur par conduction	15
I.8	Transfert de chaleur par convection	16
I.9	Transfert de chaleur par convection par convection mixte (Echangeur du chaleur)	17
I.10	Conduite spirale	21
I.11	Conduite rectangulaire	22
I.12	Conduite oblonges	23
II.1	Configurations étudiées.	25
II.2	Conditions aux limites pour le 1 ^{er} Cas (Ecoulement ascendant).	30
II.3	Conditions aux limites pour le 2eme Cas (Ecoulement descendant).	31
III.1	Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel.	33
III.2	Schéma représentant le maillage décalé.	34
III.3	Coefficients de diffusion et termes source .	35
III.4	Les propriétés de l'eau et le cuivre.	37
III.5	Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.1$.	37
III.6	Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.2$	37
III.7	Organigramme de calcul.	38
III.8	Creation de la géometrie sur ANSYS Modeler Desgin	40
III.9	L'espace de conception de la géometrie	41
III.10	Géometrie de la cacnal	42
III.11	L'étape de Mesh	43
III.12	Choisie le type de Mesh et le divisons	44
III.13	Selection les parmètre de canal	44
III.14	Energie équation	45
III.15	Paramètre de canal	46
III.16	Adjusté le flux de chaleur	47

III.17	La vitesse a l'entrée	47
III.18	Le melieu extérieur paramètre	48
III.19	Adjusté température	48
IV-1	Modèle physique étudié par Desrayaud et Gauriat .	50
IV-2	Valeurs des paramètres choisis pour la validation du programme de calcul.	51
IV-3	Nos résultats	51
IV-4	Résultats de Desrayaud et Gauriat	51
IV-5	Le maillage utilisé.	52
IV-6	Evolution des résidés.	52
IV-7	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=20, phi =0 .	53
IV-8	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=40, phi =0	53
IV-9	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=60, phi =0	54
IV-10	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=20, phi =0.1	54
IV-11	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=40, phi =0.1	55
IV-12	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=60, phi =0.1	55
IV-13	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=20, phi =0.2	56
IV-14	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=40, phi =0.2	56
IV-15	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=60, phi =0.2	57
IV-16	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=20, phi =0	57
IV-17	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=40, phi =0	58
IV-18	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=60, phi =0	58
IV-19	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=20, phi =0.1	59
IV-20	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=40, phi =0.1	59
IV-21	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=60, phi =0.1	60
IV-22	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=20, phi =0.2	60
IV-23	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (2) , Re=40, phi =0.2	61
IV-24	Les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re=60, phi =0.2	61

IV-25	Evolution de Température maximale en fonction de la fraction volumique de nanofluide, pour ; $Re=20, 40$ et 60 ; pour le cas (1) : écoulement descendant.	62
IV-26	Evolution de Température maximale en fonction de la fraction volumique de nanofluide, pour ; $Re=20$ pour les cas ; cas (1) : écoulement descendant. cas (2) : écoulement ascendant.	63

Liste des Tableau

Tableau	Intitulé	Page
II.2	Conditions aux limites pour le 1 ^{er} Cas (Ecoulement ascendant)	30
II.3	Conditions aux limites pour le 2 ^{eme} Cas (Ecoulement descendant).	31
III.3	Coefficients de diffusion et termes source .	35
III.4	Les propriétés de l'eau et le cuivr.	37
III.5	Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.1$	37
III.6	Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.2$	37
III.7	Les condtion instiale	39
IV.2	Valeurs des paramètres choisis pour la validation du programme de calcul.	51

Nomenclature

Notations usuelles:

- c : célérité du son (m/s)
- C_p : chaleur spécifique à pression constante (J/kg.k)
- C_v : chaleur spécifique à volume constante (J/kg.k)
- \vec{F} : forces totales appliquées au fluide (Kg.m/s²)
- \vec{F}_T : force tangentielle appliquée au fluide (Kg.m/s²)
- \vec{F}_N : force normale appliquée au fluide (Kg.m/s²)
- h : enthalpie par unité de masse (J/kg)
- L : longueur caractéristique de l'obstacle (m)
- M : masse molaire (Kg/mol)
- m : masse du fluide (Kg)
- \vec{n} : vecteur unitaire normal à un élément de surface
- P : pression local du fluide (Kg/ms²)
- P : force de portance (Kg/ms²)
- P_{dy} : pression dynamique (Kg/ms²)
- P_∞ : pression initiale de l'écoulement (Kg/ms²)
- \bar{P} : tenseur des contraintes totales (Kg/ms²)
- \vec{q} : vecteur de vitesse (m/s)
- R : constante des gaz parfaits (J/mol.k)
- S : entropie par unité de masse (J/kg)
- s : surface élémentaire (m²)
- T : température du fluide (k)
- T : force de trainée (Kg/ms²)
- U_∞ : vitesse parallèle à l'infini (m/s)
- u : composante axiale du vecteur vitesse (m/s)
- u_k : vitesse axiale de perturbation (m/s)
- v : composante verticale du vecteur vitesse (m/s)
- ϑ : volume élémentaire (m³)

v_k : vitesse verticale de perturbation (m/s)

x, y : les coordonnées cartésiennes

X, Y : les coordonnées adimensionnelles

Symbole Grecque :

α : angle d'incidence ($^\circ$)

γ : coefficient de dilatation cubique à pression constante

λ : conductivité thermique (W/m.k)

μ : viscosité dynamique (N.s/m²)

ρ : Masse volumique (kg/s²)

Σ : Surface de contrôle (m²)

τ : Contrainte de cisaillement (N/m²)

ν : Viscosité cinématique (m²/s)

ϕ : Potentiel total vitesse (m²/s)

Ω : volume de contrôle (m³)

φ : potentiel de vitesse (m²/s)

φ^* : Potentiel de vitesse sans dimension

Φ : la dissipation visqueuse (N/s.m²)

Nombres sans dimensions :

C_m : coefficient de couple

C_p : coefficient de pression

C_x : coefficient de trainé

C_{xp} : coefficient de trainé et de pression

C_z : coefficient de portance

f: la finesse

M: nombre de Mach

M_∞ : nombre de Mach d'un écoulement parallèle et homogène

Re : nombre de Reynolds

INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus répandue dans certains domaines bien spécifiques tels que le refroidissement des processeurs et composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs, etc. [1].

Le fluide de base utilisé a une faible conductivité thermique, ce qui limite l'amélioration du transfert de chaleur. Cependant, la miniaturisation continue des dispositifs électroniques nécessite des améliorations supplémentaires de transfert de chaleur. Dans un souci d'économie d'énergie, une technique innovante utilisant un mélange de nanoparticules avec le fluide de base a été introduite par Choi (S.U.S. Choi (1995)) [2]. Le mélange résultant du fluide et des nanoparticules a des propriétés physiques et chimiques de base uniques. Il est désigné comme un nanofluide. Il est prévu que la présence des nanoparticules dans le nanofluide augmente sa conductivité thermique et améliore sensiblement ses caractéristiques de transfert de chaleur [3].

L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude de simulations numériques et d'essais expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques gérant la convection. L'effet des systèmes géométriques dans lesquels elle a lieu, et les propriétés physico-chimiques des fluides impliqués sont examinés [1].

Malgré un certain nombre d'études expérimentales et numériques sur le refroidissement des composantes électriques par la convection, il y'a toujours un manque d'informations en ce qui concerne le problème de l'amélioration de transfert de chaleur. La plupart des études dans littérature ont été basées sur la convection naturelle en utilisant des nanofluides. À ce titre, la mise au point de la présente étude porte sur la convection mixte (naturelle et forcée), afin d'analyser de plusieurs paramètres pertinents tels que ; le nombre de Reynolds, le sens d'écoulement et l'intensité de la fraction de nanofluide, sur les performances de refroidissement et la structure de l'écoulement pour but de refroidissement par la convection forcée des composants électroniques montés entre deux plaques planes verticales en présence d'un nano fluide.

Le but de cette étude est de comparer entre la convection mixte dans un canal contient des sources de chaleur on écoulement ascendant et écoulementdescendent.

Dans ce mémoire, nous avons consacré le premier chapitre à une synthèse bibliographique des travaux antérieurs concernant les nanofluides et sur la convection naturelle et forcée. On présente aussi dans ce chapitre une étude recensant les paramètres thermo-physiques rencontres lors de l'étude des nanofluides en vue de mieux préciser ces différentes grandeurs associées à un nanofluide.

Nous présentons ensuite au deuxième chapitre, la formulation mathématique conduisant à la mise en équation du problème de la convection naturelle en configuration en question, dans le cas où le nanofluide est assimilé à un fluide incompressible de caractéristiques thermo-physiques particulières. L'étude est faite dans le cadre de l'approximation de Boussinesq.

Nous précisons à la suite dans le troisième chapitre, les conditions aux limites choisies et la méthode numérique de résolution adoptée. Le quatrième chapitre traite des résultats de simulations numériques effectués à partir le logiciel industriel FLUENT, basé sur un schéma de volume finis.

Enfin, la conclusion où nous dégagerons les points forts et les résultats de notre étude et les perspectives qu'elle offre.

CHAPITRE I :

GENERALITES ET SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1.Introduction :

En raison de l'importance qu'ils présentent dans la pratique (échangeurs de chaleur, refroidissement des composants électroniques, etc.), les transferts de chaleur par convection mixte (naturelle et forcée) dans les cavités ont fait l'objet de nombreuses investigations. La littérature scientifique montre que la plupart des contributions relatives à ce phénomène ont porté sur le cas de la convection dans des cavités avec ou sans nanoparticules [1-3].

L'étude du transfert de chaleur par convection est un domaine de recherche depuis plusieurs décennies. Il existe nombreuses publications scientifiques consacrées à l'étude de convection mixte dans les cavités. Mais peu d'entre elles ont été consacrées à la convection forcée. Donc, l'objectif principal de cette étude est d'examiner les paramètres de la convection mixte en présence d'un nanofluide sur le structure thermique et dynamique de l'écoulement .

est on cette partie nous étudierons les sections des canals et les nanofluides et cette types

I.2.Synthèse Bibliographique :

Cette partie est consacrée à la revue des principales investigations effectuées par le passé sur la convection mixte à l'intérieure d'une conduite de géométrie cylindrique ou rectangulaire.

Pantokratoras (2002) [4], a résolu numériquement les équations de la couche limite en utilisant la méthode des différences finis pour étudier le transfert de chaleur entre un cylindre vertical isotherme et un écoulement de convection mixte autour de ce dernier dans le cas où les propriétés physiques du fluide sont supposées fonction de la température. Il a constaté une diminution du coefficient de transfert de chaleur et du coefficient de frottement avec l'augmentation de la différence de température entre la température du cylindre et celle de l'écoulement d'eau et ce dans le cas d'un écoulement ascendant. Par ailleurs, il a constaté que le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Prandtl jusqu'au moment où la température ambiante atteint la valeur pour laquelle la densité du fluide est maximum. A cette

valeur de température, le taux du transfert de chaleur pour un écoulement ascendant diminue et atteint un minimum alors que pour le cas d'un écoulement descendant, ce dernier augmente et atteint un maximum.

Barletta et al. (2008) [5] ont étudié la convection forcée en régime laminaire entre deux plaques parallèles et horizontales pour mettre en évidence l'influence de la conduction dans la paroi sur le transfert de chaleur pour le cas d'un flux de chaleur imposé sur la surface extérieure du type sinusoïdale, Figure 1. 1.

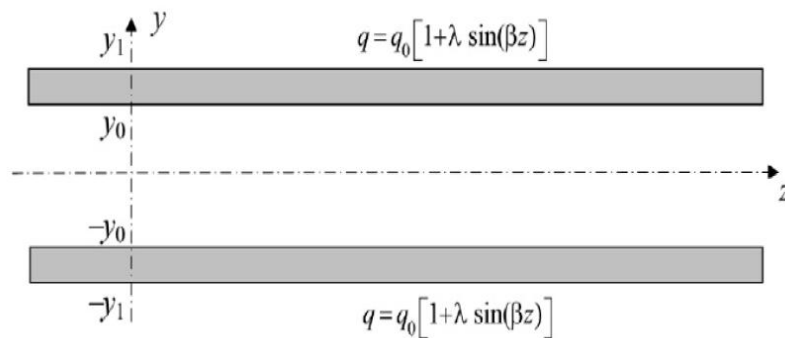


Figure I.1 : Section de canal étudié par Barletta et al. [5].

Les équations gouvernantes le transfert de chaleur dans la paroi et dans le fluide sont résolues par voie analytique et numérique. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen en fonction de la pulsation adimensionnelle présente un comportement intéressant. En effet, pour tous les cas considérés, il présente un minimum, montrant qu'il existe une pulsation adimensionnelle pour laquelle le transfert de chaleur entre le fluide et la paroi est considérablement diminué.

Desrayaud et Gauriat (2009) [6], ont présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte en régime laminaire et en présence du renversement de l'écoulement entre deux plaques parallèles, Figure I.2.

Les résultats présentés concernent la convection mixte aidée pour le cas d'un chauffage asymétrique pour différents nombres de Grashof et pour des valeurs du nombre de Reynolds $300 \leq Re \leq 1300$. L'effet de la force de flottabilité sur les profils de vitesse et de température est présenté et discuté. Ils ont montré que le renversement de l'écoulement est centré autour de l'entrée du canal. L'intensité de la cellule de recirculation diminue au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente jusqu'à la disparition totale de la cellule. Ils ont

aussi montré qu'au-delà d'une longueur adimensionnelle $H/D \geq 10$, la longueur de la conduite n'a aucun effet sur le début du renversement de l'écoulement.

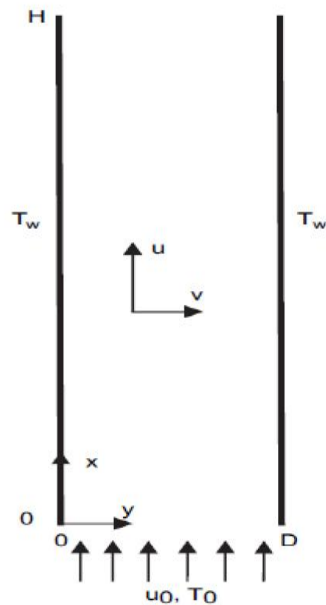


Figure I.2 : Conduite à plaques parallèles étudiée par Desrayaud et Gauriat [6].

Surtiji et al.(2011) [7], ont présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte en régime transitoire à l'intérieur d'une cavité munie d'orifices de ventilation, Figure 1.3. La vitesse à l'orifice d'entrée suit une loi sinusoïdale. Ils ont constaté qu'au-delà d'une certaine durée de temps, les champs dynamique et thermique suivent une variation périodique. Il en résulte une amélioration du transfert de chaleur par rapport au cas du régime stationnaire, et ce pour toutes les valeurs du nombre de Strouhal étudiés. Par ailleurs, ils déterminent un intervalle de variation du nombre de Strouhal pour lequel le taux de transfert de chaleur passe par un maximum et la perte de charge passe par un minimum.

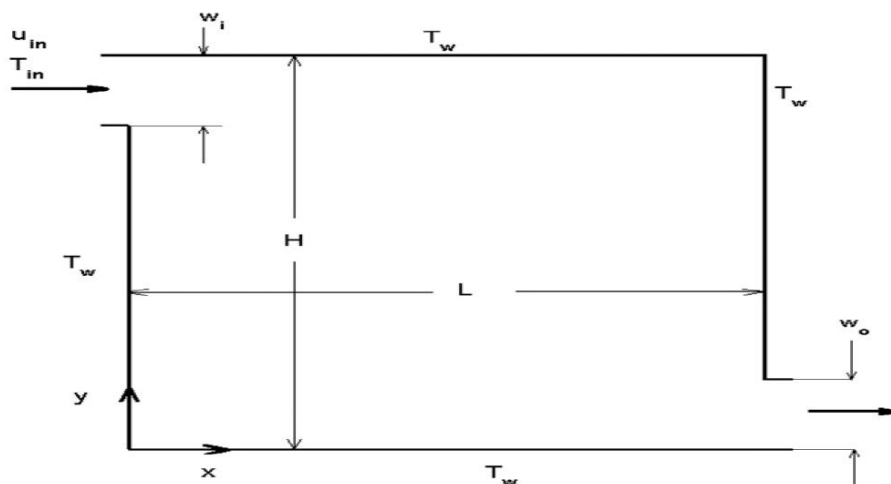


Figure I.3 : Diagramme schématisé de la cavité avec des orifices de sortie et d'entrée [7].

I.3. Généralité sur les Nanofluides :

I.3.1. Définition :

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique, appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Les nanoparticules existent sous différentes formes (sphériques, cylindriques, etc.) et une dimension ($< 100\text{nm}$). Les types de nanoparticules sont [8]:

- ✓ **Métalliques** : le cuivre (Cu), l'aluminium (Al), l'or (Au), l'argent (Ag).
- ✓ **Oxydes** : l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de l'aluminium (Al_2O_3), l'oxyde de titane (TiO_2).
- ✓ **Nanotubes de carbone.**

Autre définition : un nanofluide est une solution colloïdale contenant des particules solides de petite taille, désignée sous le terme de « nanoparticules », en suspension dans un liquide de base dont on veut modifier ou améliorer certaines propriétés, notamment thermiques.

Le choix des liquides de base est primordial pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'aggrégation, la sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature de la nanoparticule, les solvants les plus utilisés sont :

- ✓ L'eau
- ✓ L'éthylène glycol, EG
- ✓ Les huiles
- ✓ Le toluène

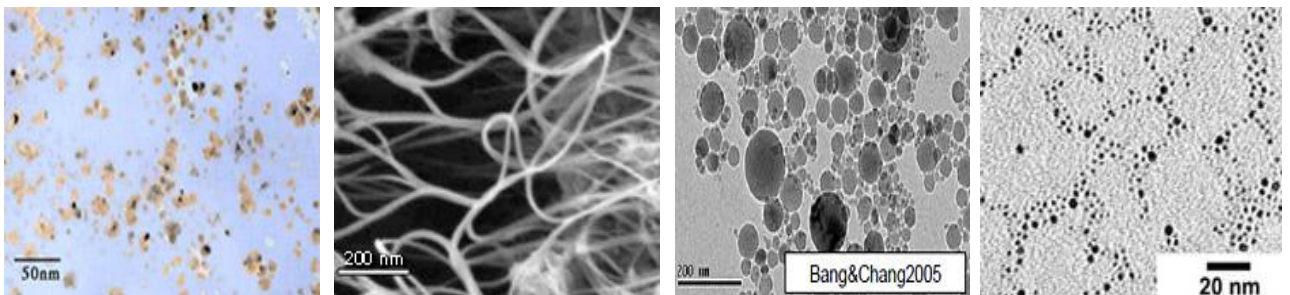


Figure I.4 : Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre 0.5% ; eau + nanotube ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm [8].

I.3.2. Préparation des nanofluides :

Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En outre, il existe deux méthodes principales pour produire des nanofluides :

➤ **La méthode en deux étapes** : consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrason est souvent nécessaire afin de briser agglomérant. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH.

On peut également utiliser les forces de répulsion stérique à l'aide de molécule adsorbé ou greffées sur la surface.

➤ **La méthode en une seule étape** : consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base. Moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nanofluides mais permet d'éviter l'agglomération et plus la conductivité thermique du mélange est améliorée. Néanmoins, pour une famille de nanofluides donnée, les résultats de la littérature présentent une dispersion assez forte. Cette dispersion peut être attribuée au mode de synthèse des nanofluides et/ou à la méthode de mesure.

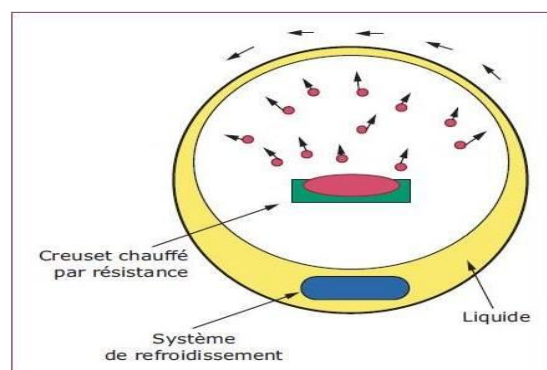


Figure I.5 : Procédés de synthèse de nanofluide en une seule étape (Argonne National Laboratory, USA) [8].

I.3.3. Les applications de nanofluides [1-8]:

- ✓ L'échangeur de chaleur.
- ✓ Refroidissements électroniques.
- ✓ Climatisation et froid.
- ✓ Aéronautique et spatial.
- ✓ Refroidissement des systèmes nucléaire.
- ✓ Transport (gestion de refroidissement / véhicule moteur thermique).
- ✓ Autres applications (caloducs, piles à combustible, le chauffage solaire d'eau, forage, stockage thermique).

I. 3.4. Les avantages du nanofluides :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance mouvement brownien des particules.
- Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

I.3.5. Les inconvénients du nanofluides :

- Fortes pertes de charge.
- Erosion.
- Sédimentation.
- Bouchons dans les écoulements.
- Le coût élevé des nanofluides.
- Difficultés dans le processus de production.

I.3.6. Propriétés thermophysiques des nanofluides :

Les propriétés thermophysiques des solutions sont profondément modifiées par l'ajout des nanoparticules. De nombreux paramètres caractérisant ces nanoparticules peuvent avoir un effet notable sur les valeurs des paramètres thermophysiques du nanofluide obtenu (la nature des nanoparticules, leur taille, la fraction volumique, la conductivité du fluide de base et celle des nanoparticules, la température du milieu, etc.).

De nombreuses recherches théoriques et expérimentales ont été menées, lors de ces deux dernières décennies, en vue de mieux caractériser physiquement des nanofluides mais cette caractérisation est encore loin d'être satisfaisante.

Les propriétés thermophysiques du nanofluide dépendent essentiellement de fluide de base (liquide) et de la phase disperser (nanoparticules) sous une forme solide, donc leur définition nécessite un retour aux propriétés de chacun de ses composants (fluide de base et nanoparticules) :

I.3.6.1. la fraction volumique (φ):

La fraction volumique est un rapport sans dimension entre deux volumes, le volume de solide ou particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la fraction volumique est variée entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivant [3-8]:

$$\varphi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume total du nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{I. 1})$$

Où V_s : Volume des nanoparticules solides [m^3].

V_f : Volume du fluide de base [m^3].

I.3.6.2. Conductivité thermique (K) :

La conductivité thermique généralement est une propriété importante, principalement dans notre étude parce qu'elle joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur, elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, la conductivité dépend de la température.

En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nanofluide varie en fonction de la fraction volumique aussi. La conductivité thermique d'un nanofluide est calculé selon les deux modèles suivants :

A-Modèle de Maxwell (1873) :

Maxwell à présenter son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanofluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques, et que cette condition

peut être considéré comme un point négatif pour le modèle, donc pour l'utilisation de ce modèle on est obligée de considérer seulement les nanoparticules de forme sphériques. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante [8] :

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f + 2(K_s - K_f)\varphi}{K_s + 2K_f - (K_s - K_f)\varphi} K_f \quad (\text{I.2})$$

Où K_{nf} : La conductivité thermique du nanofluide.

K_f : La conductivité thermique du fluide de base.

K_s : La conductivité thermique des particules solides.

B-Modèle de Hamilton et Crosser (1962) :

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell.

Puisque ce dernier n'est valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle plus efficace pour la description du phénomène étudié. Pour cela le modèle de Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nanofluide quel que soit la forme de la nanoparticule, et ça en introduisant la notion du facteur géométrique appelé la sphéricité (ψ). Ce facteur est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule [8].

La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante :

$$K_{nf} = \frac{K_s + (n-1)K_f - (n-1)(K_f - K_s)\varphi}{K_s + (n-1)K_f + (K_f - K_s)\varphi} K_f \quad (\text{I.3})$$

Où (n) est un facteur de forme empirique donné par : $n = \frac{3}{\Psi}$

$n=3$ pour les particules sphériques et $n=6$ pour les particules cylindriques.

Pour ($\psi=1$) (particules sphériques) le modèle de Hamilton et Crosser est identique au modèle de Maxwell.

C-Modèle de Yu et Choi:

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par Yu et Choi. Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparés par une couche nanométrique. Cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante [8]:

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f + 2(K_s - K_f)(1 + \beta)^3 \varphi}{K_s + 2K_f - (K_s + K_f)(1 + \beta)^3 \varphi} K_f \quad (\text{I.4})$$

Où β est le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

Aussi, il existe plusieurs corrélations semi-empiriques basées sur des résultats expérimentaux utilisées pour calculer la conductivité thermique des différents nanofluides:

$$K_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1)K_f \quad \text{Pour le nanofluide (EG+Al}_2\text{O}_3) \quad (\text{I.5})$$

$$K_{nf} = (-13\varphi^2 + 6.3\varphi + 1)K_f \quad \text{Pour le nanofluide (Al}_2\text{O}_3\text{+eau)} \quad (\text{I.6})$$

$$K_{nf} = (11.6\varphi^2 + 9.6\varphi + 1)K_f \quad \text{Pour le nanofluide (Cu+eau)} \quad (\text{I.7})$$

$$K_{nf} = (7146\varphi^2 + 76.6\varphi + 1)K_f \quad \text{Pour le nanofluide (huile+ntc)} \quad (\text{I.8})$$

Les équations (I.5), (I.6), (I.7) et (I.8) sont des corrélations empiriques utilisées pour estimer la conductivité thermique des nanofluides (EG+Al₂O₃), (Al₂O₃+eau), le nanofluide (Cu+eau) et le nanofluide (huile+nanotube de carbone) respectivement.

I.3.6.3. Viscosité dynamique (μ) :

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé.

La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nanofluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité du

fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. Pour ce qui suit nous allons citer deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes :

A-Modèle d'Einstein (1906) : La viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivante [8]:

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (\text{I. 9})$$

Où μ_{nf} : La viscosité dynamique du nanofluide.

μ_f : La viscosité dynamique du fluide de base.

φ : La fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable juste pour $\varphi=0.03$

B-Modèle de Brinkman (1952) : Cependant, Brinkman a étudié la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques [3].

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (\text{I. 10})$$

Remarque : Pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein. Ces relations n'intègrent pas les effets du mouvement Brownien ni ceux de la taille des particules.

I.3.6.4. La masse volumique (ρ) :

La détermination de la masse volumique d'un nanofluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique à une température donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange.

Dans le cas d'un mélange, la masse volumique est donnée par la relation suivante [3-8]:

$$\rho_{nf} = \left[\frac{m}{V} \right]_{nf} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (\text{I. 11})$$

A partir de la relation (I.1), on déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{I. 12})$$

Où ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules.

I.3.6.5. La chaleur massique (C_p) :

La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène $C_p = dQ/mdT$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut citer les deux modèles suivants [8]:

A-Modèle du Pak et Cho (1998) :

Pak et Cho ont utilisé la formule suivante :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (\text{I. 13})$$

B-Modèle du Xuan et Roetzel (2000) :

Xuan et Roetzel ont utilisé la formule suivante :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (\text{I. 14})$$

I.3.6.6. Coefficient d'expansion volumique (β) :

Pour calcul la valeur de ce coefficient pour les nanofluides, de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nanofluides et par analogie avec la relation (I.12), on déduit l'expression suivante :

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi)\beta_f + \varphi\beta_s \quad (\text{I. 15})$$

Où β_{nf} : Le coefficient de dilatabilité du nanofluide.

β_f : Le coefficient de dilatabilité du fluide de base.

β_s : Le coefficient de dilatabilité des nanoparticules.

I.3.Généralité sur le transfert de chaleur :

I.3.1.L'énergie thermique :

C'est l'énergie cinétique due aux mouvements des atomes ou molécules d'un corps. Elle peut se mesurer en joules (unité d'énergie standard), en wattheures (unité plus communément utilisée dans la pratique industrielle) ou en électrons-volts (unité de la physique). Les échanges d'énergie thermique entre deux corps sont appelés transferts thermiques.

I.3.2.Transferts d'énergie thermique :

La chaleur est un transfert thermique. La température mesure l'énergie cinétique moyenne des atomes ou des molécules et indique la capacité d'un corps à échanger de la chaleur. Quand les atomes ou les molécules sont immobiles, la température atteint un minimum absolu, qui vaut $-273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (degrés Celsius). On parle de « zéro absolu », et ce point constitue l'origine de la mesure en kelvins, notés K.

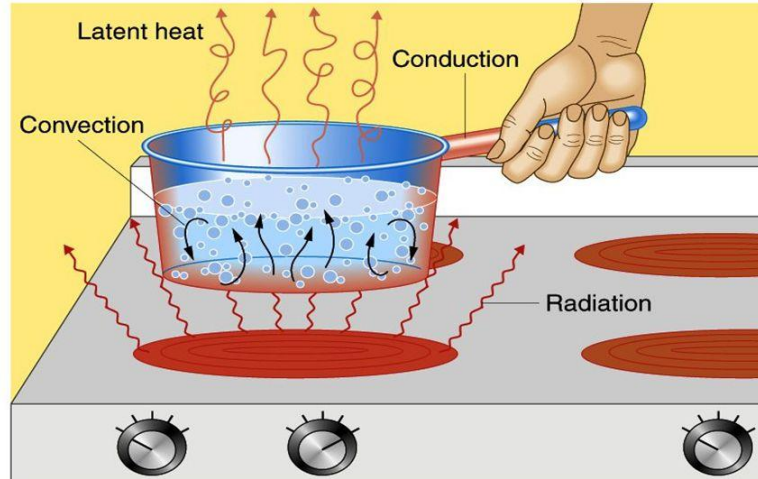


Figure I.6 : Transfert de chaleur Thermique

I.3.3.La conduction :

La conduction thermique est le mode de transfert de chaleur provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu ou entre deux milieux en contact sans déplacement appréciable de matière. C'est en fait l'agitation thermique qui se transmet de proche en proche, une molécule ou un atome cédant une partie de son énergie cinétique à son voisin (la vibration de l'atome se ralentit au profit de la vibration du voisin).

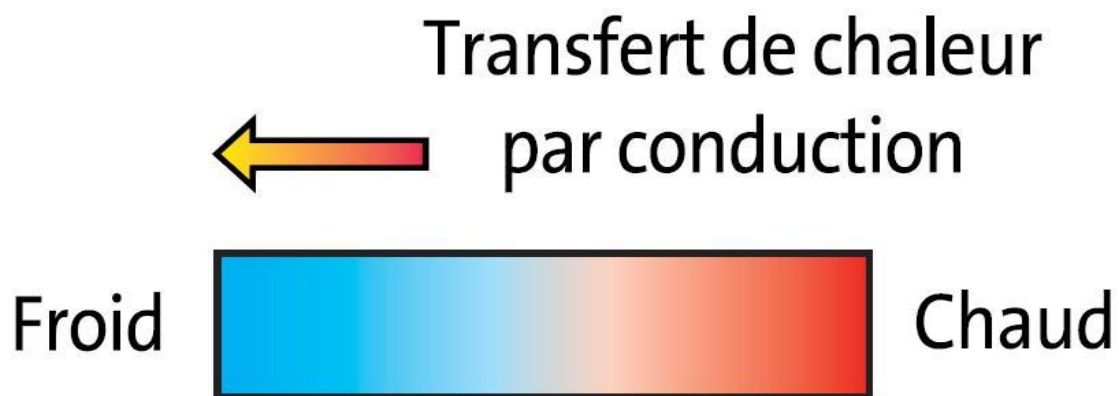


Figure I.7 : Transfert de chaleur par conduction

I.3.4. Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre corps, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace. Cette de transfert de chaleur concerne les longueurs d'ondes comprises entre 100 μm et 0,01 μm et va de l'infrarouge à l'ultraviolet en couvrant le visible.

I.3.5.1. transfert de chaleur par convection :

La convection est le mouvement interne d'un fluide sous l'effet de la différence de température, de salinité ou d'une autre caractéristique entre deux endroits.

Elle peut-être induite naturellement ou forcée. Il faut la différencier de l'advection qui est la quantité d'énergie, de salinité ou d'une autre caractéristique du fluide transportée par un agent externe comme le vent ou le courant



Figure I.8 : Transfert de chaleur par convection

I.3.5.2. La convection mixte :

Le phénomène de convection mixte est rencontré dans diverses applications concernant les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides visqueux dans les procédés chimiques et les industries alimentaires, les échangeurs de chaleur compacts pour les écoulements de gaz ainsi que ceux intervenant dans les applications biomédicales. Cependant, le transfert thermique en régime de convection mixte ne se limite pas au cas des échangeurs, car on le retrouve aussi dans le transport des huiles par pipelines, l'évacuation de la chaleur dans les réacteurs nucléaires et le refroidissement des composants électroniques qui représente un cas concret de combinaison des deux modes de convection forcée et libre. D'autres champs d'applications peuvent être aussi considérés, il s'agit entre autres des collecteurs solaires, sachant que dans ce type d'appareils, l'écoulement s'effectue généralement aux faibles nombres de Reynolds ce qui permet d'induire des courants secondaires par convection naturelle dus aux variations de la masse volumique du fluide près des parois. Ces courants modifient à leur tour la distribution des champs de vitesse et de température et donnent ainsi à l'écoulement un caractère tridimensionnel qui complique davantage le traitement et la résolution de tels problèmes. Notons enfin que les écoulements géophysiques (couches limites atmosphériques, courants marins) sont souvent des écoulements siège de phénomènes de convection mixte. Cela est très important pour les problèmes de pollution, les effets de gravité pouvant, selon le cas, augmenter ou diminuer l'intensité de turbulence et par conséquent augmenter ou diminuer les transferts..

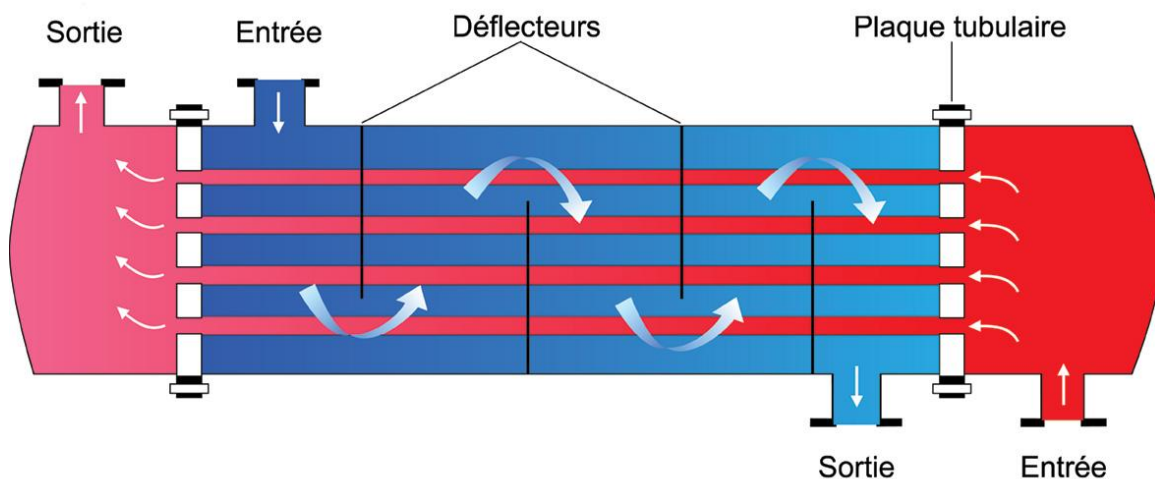


Figure I.9 : Transfert de chaleur par convection par convection mixte (Echangeur du chaleur)

I.3.5.3. l'énergie thermique utilisé :

L'énergie thermique peut être transformée par un moteur thermique ou un travail mécanique. Parmi les exemples les plus courants se trouve le moteur d'une voiture, d'un avion ou d'un bateau. L'énergie thermique peut être exploitée de plusieurs manières. Voyons quels sont les principaux :

- Dans les endroits où la chaleur est nécessaire. Par exemple, comme chauffage dans une maison.
- Conversion de l'énergie mécanique. Les moteurs à combustion des voitures en sont un exemple.
- **Transformation de l'énergie électrique.** Celle-ci est générée dans les centrales thermiques.
- Dessalement des eaux de mer ou l'eau produisée par STEP(station d'épuration des eaux usées)

I.3.5.4. Les nombres sans dimension :

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes.

On peut déterminer les nombres sans dimensions en considérant toutes les forces qui peuvent s'appliquer sur un fluide. Ainsi, on a défini les forces et leurs unités de mesure dans le système international [SI] par rapport aux variables fondamentales :

- les forces d'inertie :

$$F_a = ma \quad [F_a] = \rho L^2 V^2$$

- les forces de viscosité :

$$F_{\mu} = \tau s \quad [F_{\mu}] = \mu LV$$

- les forces de gravité :

$$F_g = mg \quad [F_g] = \rho g L^3$$

I.3.5.4.1. Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est proportionnel au rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité. Il peut être exprimé comme :

$$\frac{F_a}{F_{\mu}} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de viscosité}} \quad (\text{I. 16})$$

$$\frac{F_a}{F_{\mu}} = \frac{\rho L^2 V^2}{\mu LV} = \frac{\rho V L}{\mu} = Re \quad (\text{I. 17})$$

Où V : La vitesse moyenne [m/s].

L : La longueur caractéristique [m].

Le nombre de Reynolds permet de quantifier les écoulements laminaires et turbulents. Les écoulements à nombre de Reynolds élevé sont générale turbulents, alors que les écoulements où les forces d'inertie sont faibles par rapport aux forces visqueuses sont plus souvent laminaires.

I.3.5.4.2. Nombre de Prandtl :

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

Il peut être exprimé comme :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad (\text{I. 18})$$

I.3.5.4.3. Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction.

Il peut être exprimé comme :

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (\text{I. 19})$$

Où h : Le coefficient d'échange thermique [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$].

I.3.5.4.4. Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est proportionnel au rapport entre les forces de gravité par les forces visqueuse.

Il peut être exprimé comme :

$$\frac{F_g}{F_\mu} = \frac{\text{forces de gravité}}{\text{forces de visqueusité}} \quad (\text{I. 20})$$

$$\frac{F_g}{F_\mu} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} = Gr \quad (\text{I. 21})$$

Où g : L'accélération de la pesanteur [m.s^{-2}].

ΔT : La différence de température [$^{\circ}\text{C}$].

I.3.5.4.5. 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 :

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_s - T_\infty)L_c^3 = Gr \cdot Pr \quad (\text{I. 22})$$

Où T_s : La température de la paroi [$^{\circ}\text{C}$].

T_∞ : La température du fluide loin de la paroi [$^{\circ}\text{C}$].

ν : La viscosité cinématique = $\frac{\mu}{\rho}$ [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$].

α : La diffusivité thermique = $\frac{K}{\rho C}$ [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$].

I.4. Les types de canals

I.4.1 Conduites circulaire / spirale

Conduit d'air de forme circulaire assurant le transport et l'évacuation de l'air. Les conduits circulaires peuvent avoir les propriétés suivantes : Acier, aluminium, acier revêtu d'un alliage aluminium-zinc, PVC, etc. Elles peuvent être installées dans les réseaux primaires et secondaires, en apparent, dans les faux plafonds et embâtonnés. Elle se trouve en différents forme : rigides, semi-rigides, flexibles.

- **Avantages :**

- ✓ Léger et économique
- ✓ Idéal pour les changements de direction en plan et en élévation
- ✓ Pertes de charges réunites
- ✓ Très bonne étanchéité avec raccord en double joint
- ✓ Montage et entrain aisés.

- **Inconvénient :**

- ✓ Encombrement en hauteur plus important ;
- ✓ Piquages et placement de bouches en parois sont plus compliqués.

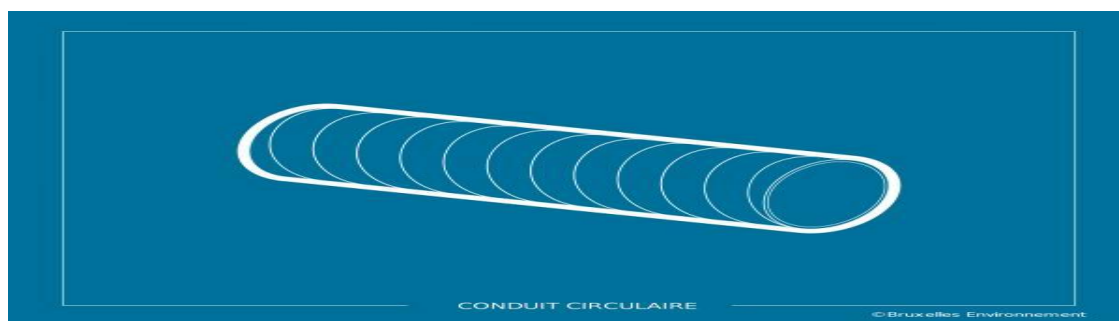


Figure I.10: Conduite spirale

I.4.2 Conduites rectangulaire

Les conduits rectangulaires sont disponibles dans des tailles limitées et avec différentes propriétés : acier, aluminium, acier revêtu d'un alliage Al-Zn, PVC, etc. Principalement installé en réseau auxiliaire, exposé en faux plafond, sous forme encastrée : rigide ou semi-rigide.

Avantages :

- ✓ La hauteur totale est réduite ;
- ✓ Les supports, les robinets et les ouvertures sur le côté des tuyaux sont faciles à réaliser ;
- ✓ Coude pour une installation facile des aubes directrices.

Inconvénients:

- ✓ Les tuyaux se déforment plus rapidement
- ✓ L'étanchéité du réseau dépend de la mise en œuvre et de la qualité des joints ;
- ✓ Il est presque impossible d'obtenir un joint dans un tube rond
- ✓ Attention à la poussière dans les coins.

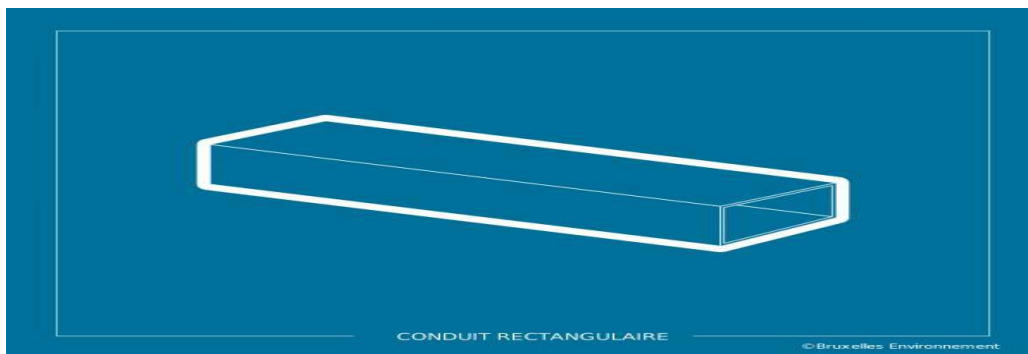


Figure I.10: Conduite rectangulaire

I.4.3. Conduites oblongs

Principalement utilisé pour le passage du flux d'air dans un espace étroit.

Avantages :

- ✓ Bon compromis entre les tuyaux ronds et rectangulaires : taille plus petite que le rond, perte de charge plus faible que le rectangulaire ;
- ✓ La connexion à double étanchéité a de bonnes performances d'étanchéité;
- ✓ Facile à assembler et à entretenir.

Inconvénients :

- ✓ Habituellement tuyau en PVC
- ✓ Ne convient pas aux gros débits.

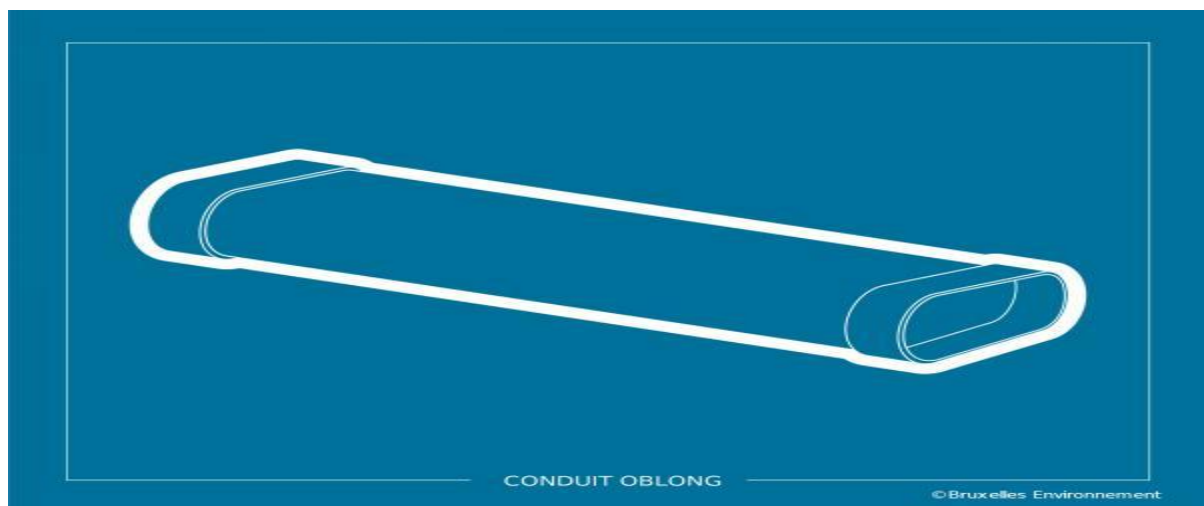


Figure I.10: Conduite oblonges

I.5.Conclusion:

Dans notre étude et nous avons expliqué les types de conduite et nonfluides et Nous avons décidé de choisir conduite spirale et les nanofluides cuivre .

CHAPITRE II :

MODELISATION MATHEMATIQUE DU PROBLEME

Introduction :

Chaque phénomène physique est généralement représenté par une équation mathématique (équation différentielle) qui représente un modèle de ce phénomène. La modélisation doit exprimer le comportement des phénomènes dans l'espace et dans le temps.

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois de conservation classiques :

1. Conservation de masse.
2. La quantité de mouvement.
3. Conservation d'énergie.

On cette partie Nous allons utilisé la conduite spirale et les nanofluides Pour consolider notre expérience avec les condtion intiale Que nous avons décidé d'utiliser après avoir étudié une expérience similaire (Simulation de la convection naturelle autour d'une source de chaleur localisee au fond d'une enceinte remplie de nano fluide)

II.1. Géométrie du problème :

Le problème considéré consiste à étudier du transfert de chaleur conjugué pour un écoulement ascendant et descendant entre deux plaque parallèles verticales partiellement chauffée, la partie milieu de la conduite est soumise à un flux constan avec l'exisatance de nanofluide.

Le modèle physique considéré est représenté sur la Figure (II.1). Ce sont des conduites verticales de diamètre ($H = 0,03$ m) et de longueur ($L = 0,09$ m)

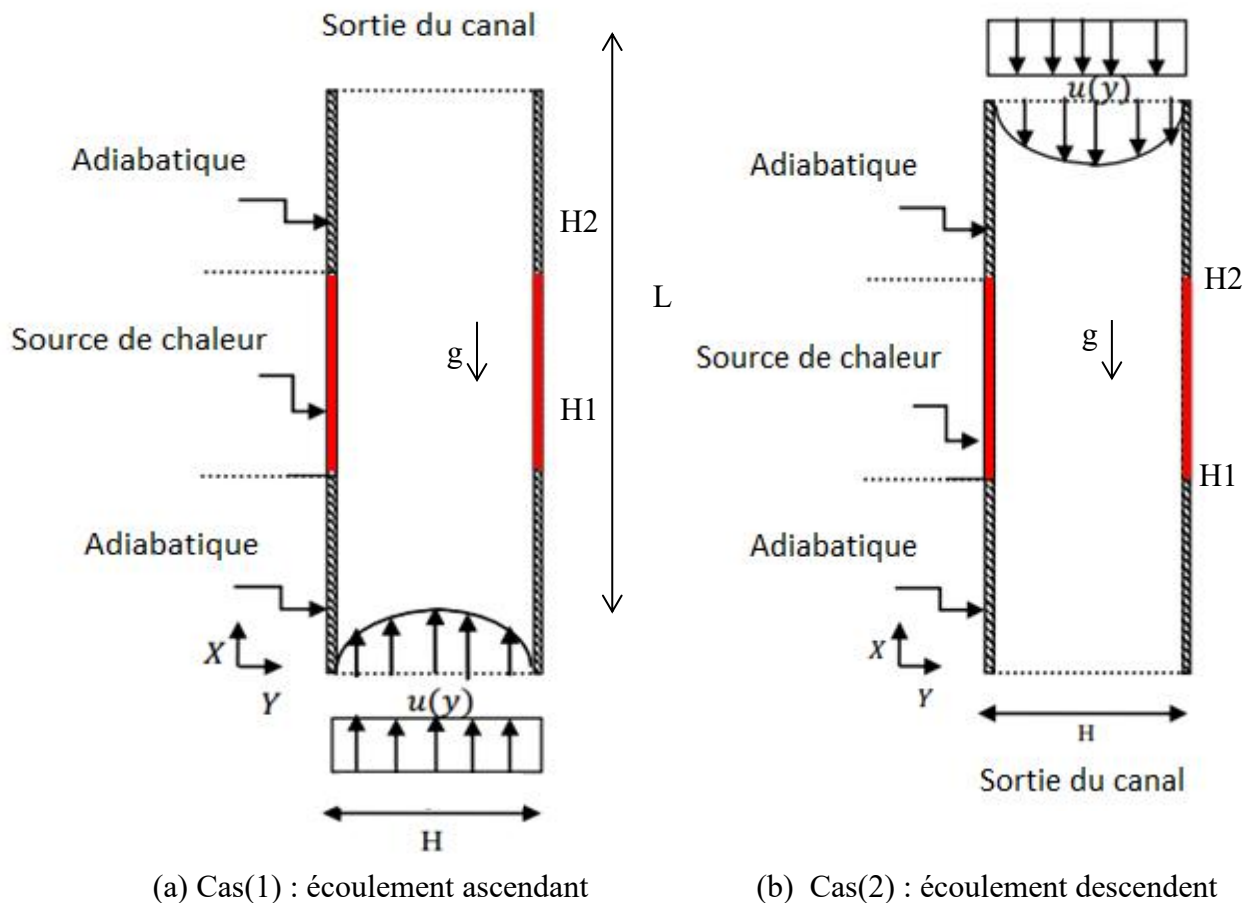


Figure II.1 : Configurations étudiées (Dr.abdelhamid simulation de la convection naturelle)

II.2. Modèle mathématique :

II.2.1. Equation de continuité :

Il s'agit de l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle de la matière. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho.V) = 0 \quad (\text{II. 1})$$

Où ρ est la masse volumique et V est le vecteur de vitesse.

II.2.2. Equation de quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir une relation entre les propriétés d'un fluide en mouvement et ce qui le provoque. Il montre que le taux de changement de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces externes exercées sur lui. Il s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta V + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(V)) \quad (\text{II. 2})$$

Où F est une force par unité de volume.

II.2.3. Equation de conservation d'énergie :

L'équation de conservation de l'énergie est dérivée de la première loi de la thermodynamique. Ce principe implique différentes formes d'énergie, à savoir :

$$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T) = \Delta(K \cdot T) + q + \beta T \frac{Dp}{DT} + \mu \Phi \quad (\text{II. 3})$$

Avec :

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

$\Delta(K \cdot T)$: La variation d'énergie par conduction.

q : Puissance volumique dissipée.

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

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

II.3. Les hypothèses :

Afin d'établir un modèle mathématique simple pour décrire les propriétés physiques de ce problème, il est maintenant nécessaire de faire quelques hypothèses, ainsi les hypothèses suivantes sont adoptées [3-8] :

- ✓ Le flux est statique et bidimensionnel.
- ✓ Le fluide est newtonien et incompressible.

- ✓ L'écoulement résultant est laminaire. La température (ou flux) de la source de chaleur est constante dans le temps.
- ✓ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- ✓ La densité de puissance dissipée est négligeable.
- ✓ Le travail dû à la viscosité et à la pression est négligeable.
- ✓ La densité du fluide varie linéairement avec la température. Ce changement est donné par la relation suivante :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II. 4})$$

D'où: T: Représente la température du fluide en un point donné du système.

T_0 : La température de référence qui correspond généralement à la valeur moyenne de la température dans le système.

ρ_0 : La masse volumique du fluide à la température de référence.

β : Le coefficient d'expansion volumique thermique du fluide, il est donné par :

$$\beta = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II. 5})$$

L'hypothèse de Boussinesq simplifie certains calculs en supposant que tous les fluides ont la même densité et d'autres propriétés. Il stipule que toutes les propriétés des fluides, à l'exception de la convection naturelle, restent constantes. Mead a approfondi l'hypothèse en définissant ces propriétés constantes comme la conductivité thermique k, la viscosité dynamique μ et la chaleur spécifique à pression constante C_p

II.4. Equations du problème :

Pour résoudre le problème de notre étude, nous devons développer plusieurs équations cartésiennes. Ces équations sont 3-8-11.

II.4.1. Equations de continuité :

Après d'application des précédentes hypothèses on obtient :

$$= 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (\text{II. 6})$$

u et v étant sont les composantes du champ de vitesse $V(u,v)$ dans la les direction directions x et y, respectivement.

II.4.2. Equations de quantité de mouvement :

Dans notre exemple, l'équation de quantité de mouvement est de la forme

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 7})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_0) \quad (\text{II. 8})$$

II.4.3. Equations de l'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le principe de conservation de l'énergie dans les directions x et y comme suit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 9})$$

Les équations différentielles de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie constituent le modèle mathématique de la convection naturelle laminaire.

II.5. Adimensionnalisation des équations :

Sans dimension ou normalisation implique la transformation des variables dépendantes et indépendantes en variables sans dimension, c'est-à-dire qu'elles seront normalisées par rapport à une dimension caractéristique. Cela permet de spécifier des conditions d'écoulement avec un nombre limité de paramètres pour rendre la solution plus générale.

L'analyse dimensionnelle diffère des autres méthodes en ce qu'elle n'introduit pas d'équations mathématiques à résoudre. Elle permet de combiner un certain nombre de variables (ou groupes sans dimension) qui conduiront à des relations empiriques décrivant des résultats expérimentaux de manière acceptable et largement utilisable.

II.6. Grandeurs caractéristiques et variables adimensionnelles :

On définit les grandeurs caractéristiques introduites dans l'équation du modèle mathématique comme suit :

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{u_0}, V = \frac{v}{u_0}, P = \frac{p - p_0}{\rho u_0^2}, \theta = \frac{T - T_0}{T_P - T_0}$$

Où : H : Largeur de la conduite.

ρu_0^2 : Pression caractéristique.

ΔT : Différence de la température.

u_0 : vitesse moyenne d'entrée.

En introduisant des grandeurs sans dimension dans les équations de conservation de la masse (II.6), du mouvement (II.7 et II.8.) et de l'énergie (II.9), respectivement, on obtient [9] :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II. 10})$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \\ = & - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] + \frac{Gr}{Re^2} \cdot \theta \end{aligned} \quad (\text{II. 11})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II. 12})$$

$$\begin{aligned} & U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \\ = & - \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{II. 13})$$

Où :

$$Re = \frac{u_0 H}{\nu} \quad (\text{Nombre de Reynolds})$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Nombre de Prandtl})$$

$$Gr = \frac{g_{\beta \Delta T H^3}}{\nu^2} \quad (\text{Nombre de Grashof})$$

II.7. Conditions aux limites :

La résolution du système d'équation obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante.

Ces différentes conditions aux limites sous forme dimensionnelles et adimensionnelles peuvent être résumées pour chaque cas dans les tableaux II.1, II.2

II.7.1. Premier cas : Ecoulement ascendant:

Limites	Conditions hydrodynamiques		Conditions thermiques	
	Dimensionnel	Adimensionnel	Dimensionnel	Adimensionnel
à l'entrée du canal $x = 0; \quad 0 < y < H$	$u = u_0$ $v = 0$	$U = 1$ $V = 0$	$T = T_0$	$\theta = 0$
à la sortie du canal $x = L; \quad 0 < y < H$	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
Parois adiabatiques	$u = v = 0$	$U = V = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
La section chauffée $x = 0; \quad H1 < y < H2$ $x = L; \quad H1 < y < H2$	$u = v = 0$	$U = V = 0$	$-Kl \frac{\partial T}{\partial y} = q$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = -1$

Figure II.2 : Conditions aux limites pour le 1^{er} Cas (Ecoulement ascendant)

Cette tableau expliqués les conditions utilisées dans notre expérience

II.7.2. Deuxième cas : Ecoulement descendant :

Limites	Conditions hydrodynamiques		Conditions thermiques	
	Dimensionnel	Adimensionnel	Dimensionnel	Adimensionnel
à l'entrée du canal $x = L; \quad 0 < y < H$	$u = u_0$ $v = 0$	$U = 1$ $V = 0$	$T = T_0$	$\theta = 0$
à la sortie du canal $x = 0; \quad 0 < y < H$	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
Parois adiabatiques	$u = v = 0$	$U = V = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
La section chauffée $x = 0; \quad H_2 < y < H_1$ $x = L; \quad H_2 < y < H_1$	$u = v = 0$	$U = V = 0$	$- Kl \frac{\partial T}{\partial y} = q$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = -1$

Figure II.3 : Conditions aux limites pour le 2eme Cas (Ecoulement descendant .

Cette tableau expliqué les condtion utilisé on notre exêrience (dimensionnel..)

II.8. Le coefficient d'échange par convection : Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt exprime le rapport entre la quantité de chaleur transférée par convection et par conduction. Il est déterminé en quantifiant l'effet de la convection sur la surface d'un matériau. Ce quant révèle l'importance du flux de chaleur transféré par convection par rapport au flux de fuite à travers la même paroi. La différence de température affecte à la fois la conduction et la convection pour transférer la chaleur à travers la même paroi.

II.8.1. Le nombre de Nusselt local:

Le nombre de Nusselt local représente le taux de transfert de chaleur et dans notre cas, il est donné par :

$$Nu_x = \frac{q L}{k (T_p(x) - T_m)} \quad (II. 14)$$

Où h: Le coefficient de transfert par convection [$W/m^2 \cdot K$].

T_m : représente la température moyenne de fluide, elle est calculée par l'équation suivante :

$$T_m = \frac{\int_0^H u T y dy}{\int_0^H u y dy} \quad (II. 15)$$

Où : u est la vitesse de l'écoulement et T : la température.

II.8.2. Le nombre de Nusselt moyen:

Le nombre de Nusselt moyen est défini par:

$$\overline{Nu} = \frac{\int_A^B Nu_x dx}{\int_A^B dx} \quad (II. 16)$$

Où les bornes d'intégrales A et B, dans notre cas, sont données comme suit:

Pour: $A = H1$; $B = H2$.

Conclusion :

on cette partie nous utilisé notre conduite spirale et notre condtion(dimonsionel..) et explique quel equiation nous allons utilisé et at la suivant partie Vous modéliserez notre expérience on le programme cfd ansys

CHAPITRE III :

FORMULATION NUMERIQUE

III.1. Introduction :

Au fil des ans, le développement des ordinateurs a encouragé les scientifiques à résoudre des problèmes de plus en plus complexes pour lesquels des solutions analytiques ne peuvent être trouvées. Ces types de problèmes sont souvent modélisés par des équations aux dérivées partielles (EDP) non linéaires. Pour obtenir des solutions numériques, un modèle mathématique constitué d'équations aux dérivées partielles (EDP) ou de systèmes d'EDP est transformé en un système d'équations algébriques à l'aide de méthodes de discrétisation. Il existe plusieurs schémas de discrétisation pour les équations aux dérivées partielles (EDP) : différences finies, volumes finis, éléments finis et méthodes spectrales.

Nous avons choisi la méthode des volumes finis développée par Patankar [9]

On cette chapitre Vous modéliserez notre expérienceon CFD ANSYS avec notre condition .

III.2. Principe de la méthode des volumes finis:

La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Il est basé sur l'intégration d'équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir des équations discrètes qui assurent la conservation de toutes les grandeurs physiques sur le volume de contrôle [10].

III.3. Discrétisation les équations par la méthode des volumes finis:

Dans la simulation de la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelé domaine de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites dans le chapitre précédent sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces (volumes de contrôle) contient un

nœud appelé le maître. L'image ci-dessous montre un exemple de volume de contrôle. Pour le nœud primaire (P'), les points E et W (E : Est, W : Ouest) sont voisins dans la direction X, tandis que N et S (N : Nord, S : Sud) sont voisins dans la direction Y. Le volume de contrôle environnant (P') est indiqué par une ligne pointillée. Les faces du volume de contrôle sont situées aux points (e) et (w) dans la direction X et aux points (n) et (s) dans la direction Y [8].

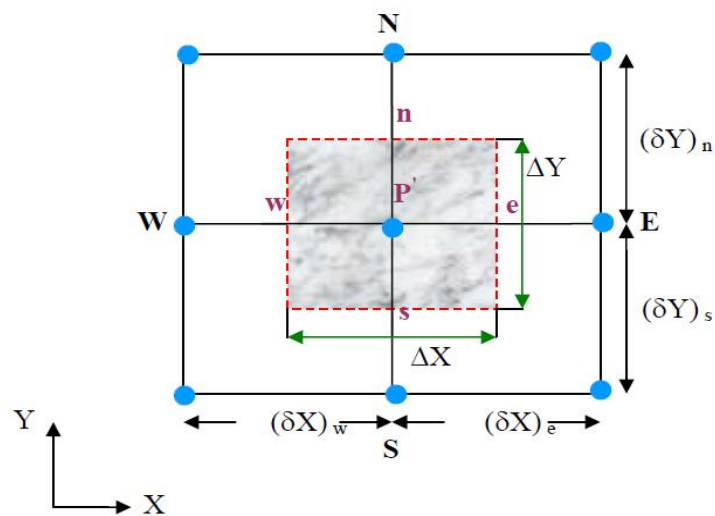


Figure III.1: Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel.

III.4. Présentation du domaine de calcul sous forme des grilles (Maillage) :

Une grille est une subdivision d'un domaine de recherche en grilles verticales et horizontales dont l'intersection représente un nœud.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds). Par conséquent, un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud.

Les scalaires sont stockés dans les nœuds (P') de la grille, tandis que les vecteurs sont stockés au milieu des segments de droite reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle lié à la variable scalaire, et l'équation de quantité de mouvement est intégrée sur le volume de contrôle lié à la composante de vitesse.

Le volume de contrôle pour la composante longitudinale (U) se déplace dans la direction (X) par rapport au volume de contrôle principal, et le volume de contrôle pour la composante transversale (V) se déplace dans la direction (Y). Ce type de grille s'appelle une grille décalée, qui permet une bonne approximation des flux convectifs et une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant [8-10]:

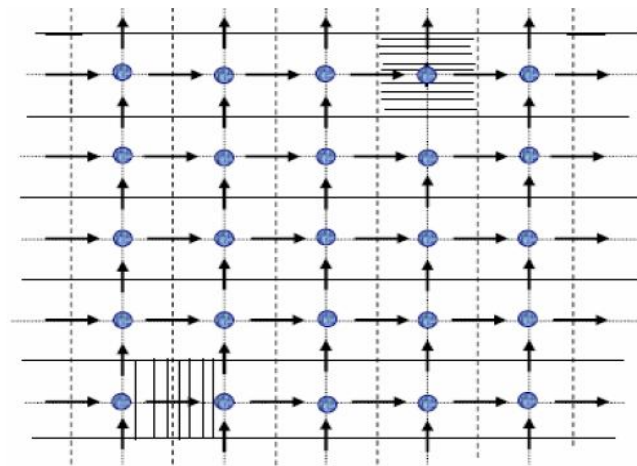
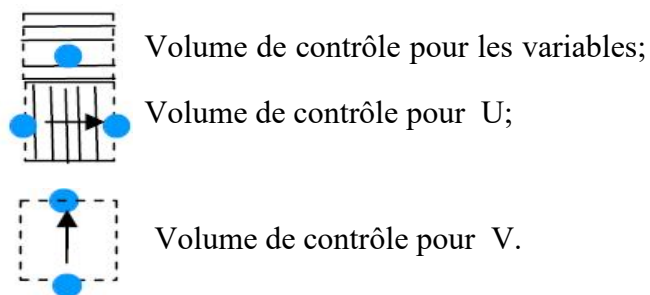


Figure III.2: Schéma représentant le maillage décalé.

→ Nœud de vitesse ; ● Nœud des variables scalaires



III.5. Mise en équations du problème (modèle mathématique)

Les équations mathématiques qui régissent l'écoulement, introduites dans le chapitre précédent, expriment le transport de masse, de mouvement et d'énergie dans un système. Les équations de transport différentiel peuvent être transformées en systèmes d'équations algébriques. Ce processus est simplifié si nous traitons le cas d'une équation de transport généralisée d'une variable. Cette équation s'écrit au repos et en deux dimensions :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_{\phi} \quad (\text{III-1})$$

Où ϕ : La propriété transportée ;

Γ_{ϕ} : Le coefficient de diffusion ;

S_{ϕ} : Le terme source.

Tous ces termes sont représentés dans la table suivante :

Equation de	ϕ	Γ_{ϕ}	S_P	S_U
Conservation de la masse	1	0	0	0
Impulsion dans le sens X	U	μ_{eff}	0	$S^U - \frac{\partial P}{\partial x}$
Impulsion dans le sens Y	V	μ_{eff}	0	$S^V - \frac{\partial P}{\partial y}$
Energie	$C_p T$	$\frac{\mu}{Pr}$	0	$\frac{dP}{dt}$

Avec

$$S^U = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right)$$

$$S^V = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} = U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} \quad , \quad \left(\frac{\partial P}{\partial t} = 0 \text{ pour le cas stationnaire} \right)$$

Table III.3: Coefficients de diffusion et termes source

III.6. Présentation du logiciel de calcul

Gambit et FLUENT(2020) sont des logiciels sous licence commerciale qui permettent des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides, allant de la construction de maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et au post-traitement avec FLUENT. Ils sont largement utilisés dans l'industrie (automobile, aéronautique, aérospatial, etc.) de par leur interface graphique puissante et leurs options riches, ils permettent la simulation de tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) liées à des maillages adaptatifs fixes ou mobiles divers modèles physiques (diphasique, turbulent, etc.). FLUENT est un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) capable de simuler des problèmes d'écoulement de fluide. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre le système d'équations régissant l'écoulement des fluides. GAMBIT est un logiciel de CAO et de génération de maillage.

Nous avons effectué des simulations numériques à l'aide du code de calcul « FLUENT 6.3.26 », qui permet de résoudre les équations de transport par la méthode des volumes finis. Utilisez des paramètres de débit et des conditions aux limites appropriés. Nous utilisons le meilleur "GAMBIT 2.2.30" pour réaliser le maillage.

III.7. Procédure du calcul numérique

La procédure numérique se conçoit en deux étapes, le maillage et le calcul itératif.

III.7.1. Maillage de domaine dans « GAMBIT » :

Effectuez le processus de création de maillage selon le protocole suivant :

- ✓ Crée un domaine physique 2D basé sur les dimensions sélectionnées.
- ✓ Choix du maillage structurel, uniforme sur tous les bords du tuyau.
- ✓ Attribuez des conditions aux limites sur toutes les parois du tuyau.
- ✓ Valider la qualité avec contrôle de forme du maillage et sa quantité.

III.7.2. Résolution des équations et calcul avec « FLUENT »:

Une fois le maillage de la zone d'étude créé, nous effectuons les calculs comme suit :

- ✓ Importation de maillages 2D.
- ✓ Sélectionnez Solver, qui est Steady State.
- ✓ Choisir le schéma implicite découplé lors de la résolution des équations de transport, car cette formule résout l'équation de continuité de quantité de mouvement et, si nécessaire, l'équation de continuité d'énergie, c'est-à-dire séquentiellement, c'est-à-dire isolées l'une de l'autre (implicite par défaut).

- ✓ Choisissez un modèle de flux laminaire pour tous les cas.
- ✓ Introduction des propriétés des nanofluides eau-cuivre (Tableaux III.2, III.3 et III.4), nous considérons que toutes les propriétés sont constantes à l'exception de la
- ✓ densité pour laquelle nous choisissons le modèle de Boussinesq.
- ✓ Sélectionnez les propriétés des conditions aux limites appropriées.
- ✓ Calcul itératif jusqu'à convergence.
- ✓ Post-traitement du résultat final obtenu.

Nous pouvons résumer les étapes de calcul numérique de la résolution dans un organigramme (Figure III.3):

- Les propriétés thermo physique du fluide de base et la nanoparticule sont illustrées dans le tableau suivant :

	$\rho(kg.m^{-3})$	$C_p(J.kg^{-1}K^{-1})$	$K(W.m^{-1}K^{-1})$	$\beta.10^{-5}(K^{-1})$	$\mu.10^{-3}(Kg/m.S)$
Eau	998.2	4181 .1	0.593	21	1.00300
Cu	8954	385	401	1.67	-

Tableau III.4: Les propriétés de l'eau et le cuivr.

- Les propriétés calculées du nanofluide *Cu*-eau pour différent fraction volumiques sont présenté dans les tableaux suivants :

	$\rho(kg.m^{-3})$	$C_p(J.kg^{-1}K^{-1})$	$K(W.m^{-1}K^{-1})$	$\beta.10^{-5}(K^{-1})$	$\mu.10^{-3}(Kg/m.S)$
Eau-Cu	1793.78	3801.49	0.7896957	19.067	1.303951

Tableau III.5: Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.1$

	$\rho(kg.m^{-3})$	$C_p(J.kg^{-1}K^{-1})$	$K(W.m^{-1}K^{-1})$	$\beta.10^{-5}(K^{-1})$	$\mu.10^{-3}(Kg/m.S)$
Eau-Cu	2589.36	3421.88	1.035294	17.13400	1.750422

Tableau III.6: Les propriétés de nanofluide $\Phi = 0.2$

Ces tableaux expliquent Les propriétés calculées du nanofluide

III.8. Organisation de calcul

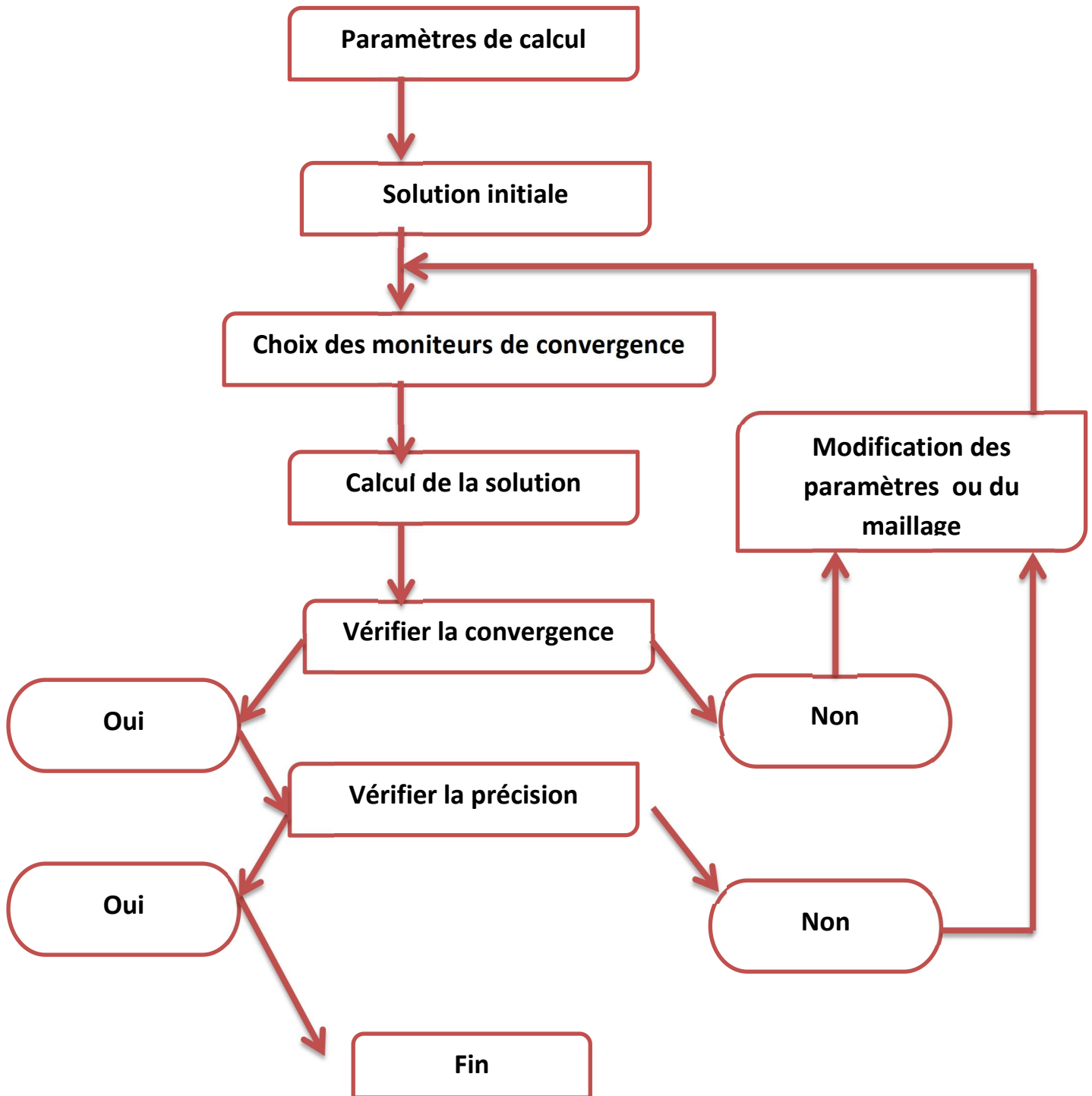


Figure III.7: Organigramme de calcul.

III.9. Les conditions :

Après avoir examiné les études précédentes (simulation de la convection naturelle), nous avons décidé d'utiliser cette condition.

Les conditions											
R1(mm)	R2(mm)	L(cm)	H(cm)	CP (j/kg-k)	Volume (cm ³)	Densité (kg/m ³)	Q a la point A (w/m ²)	Vitesse de entrée (m/s)	Conductivité (w.m.k)	Q a la entrée de canal (w/m ²)	Température à la sortie (out) (k)
9	8	90	30	871	10648	2719	800	0.177	202.4	0	400

Tableau III.7: Les conditions initiales

III.10. Présentation du logiciel de calcul

Grâce à son interface graphique puissante et ses options riches, ce logiciel de simulation numérique (Ansys Fluent) est largement utilisé dans l'industrie (échangeurs thermiques, écoulement dans les canalisations, automobile, aéronautique, spatial, etc.) Réseaux et géométries complexes (fixes ou mobiles) associés à divers modèles physiques (biphasé, turbulent, etc.)

III.10.1. Simulation du problème

III.10.1. 1.1. Géométrie :

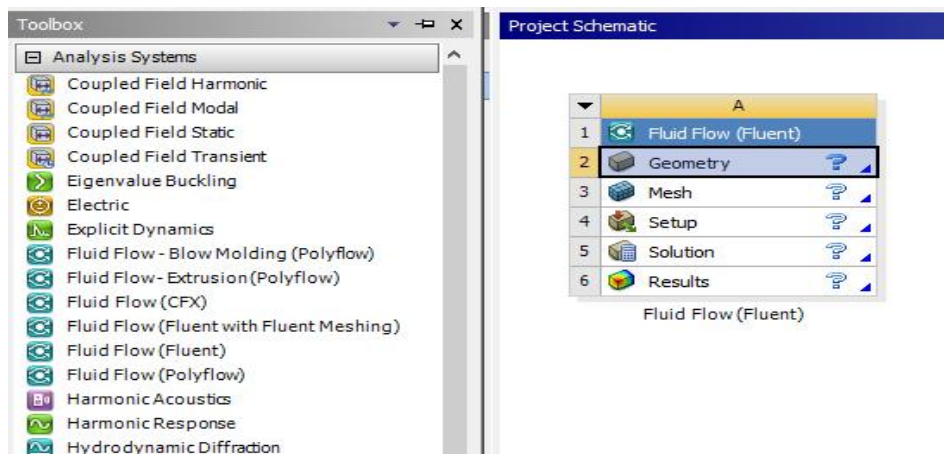


Figure III.8: Creation de la géométrie sur ANSYS Modeler Design

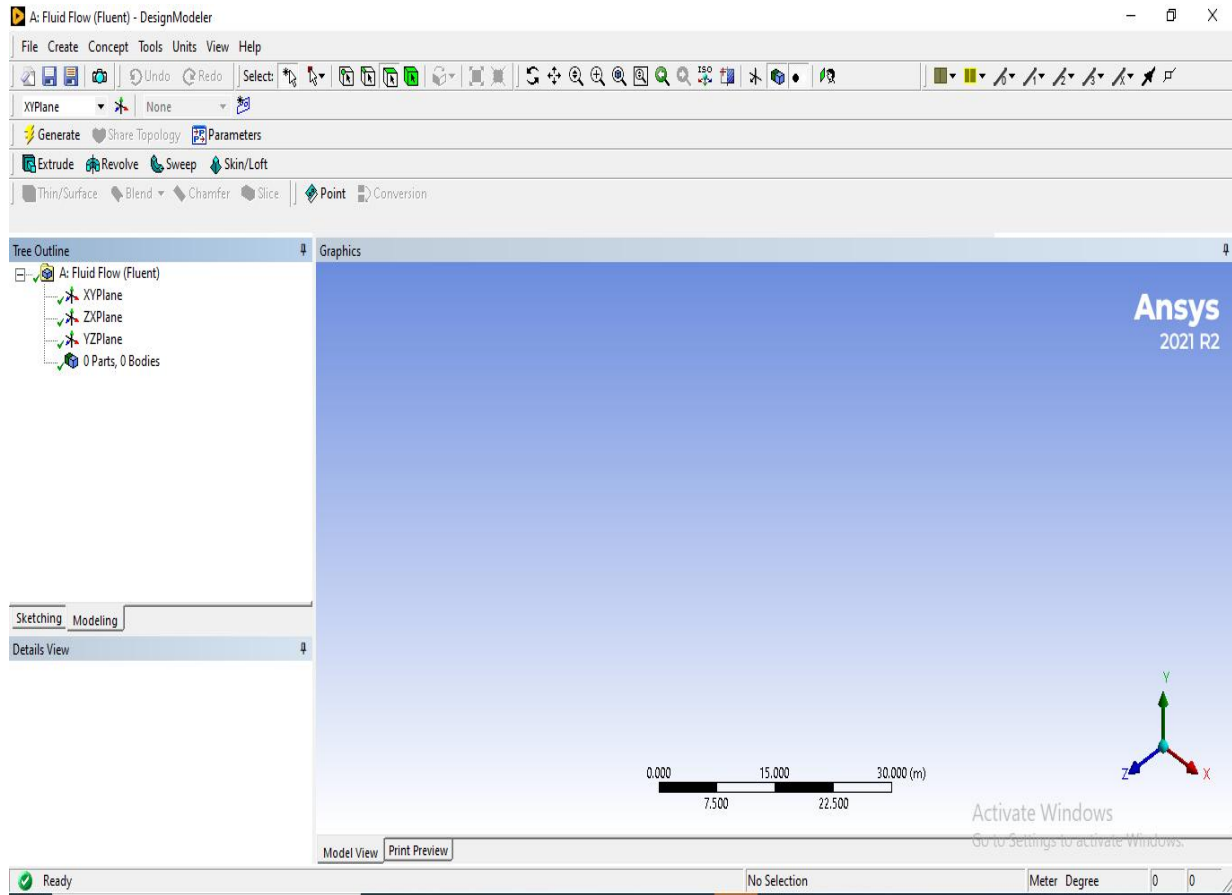


Figure III.9: L'espace de conception de la géométrie

Nous convertissons la figure dessinée en une aire
Avec cela, nous avons terminé la première étape de la modélisation

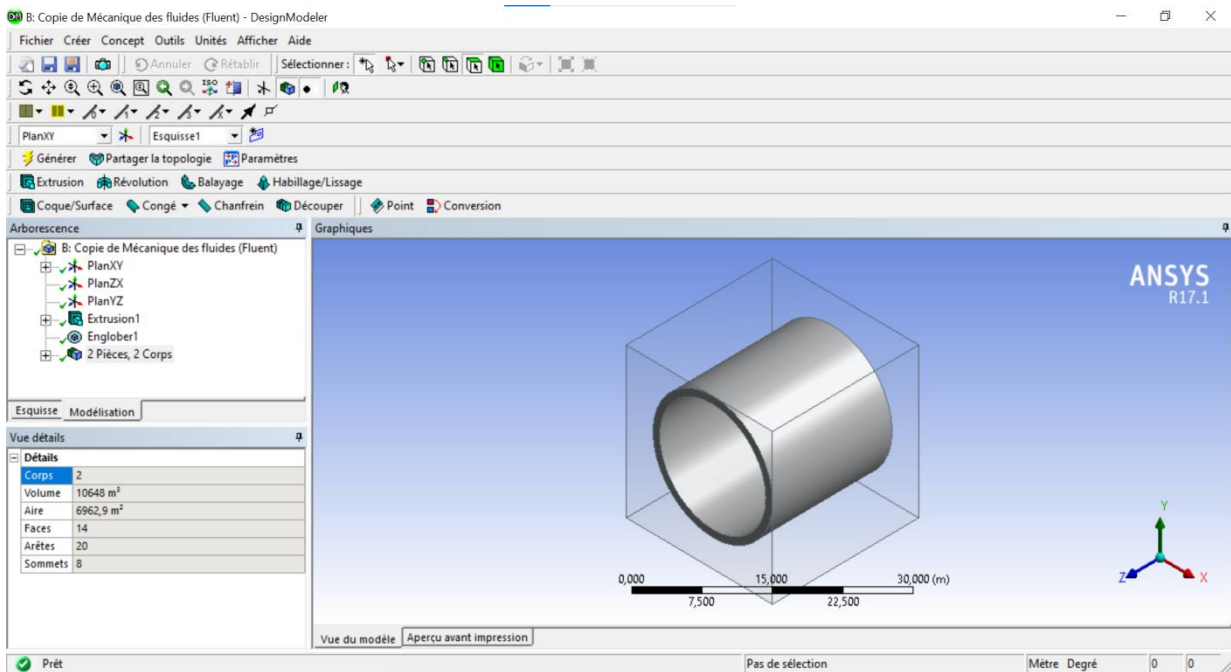
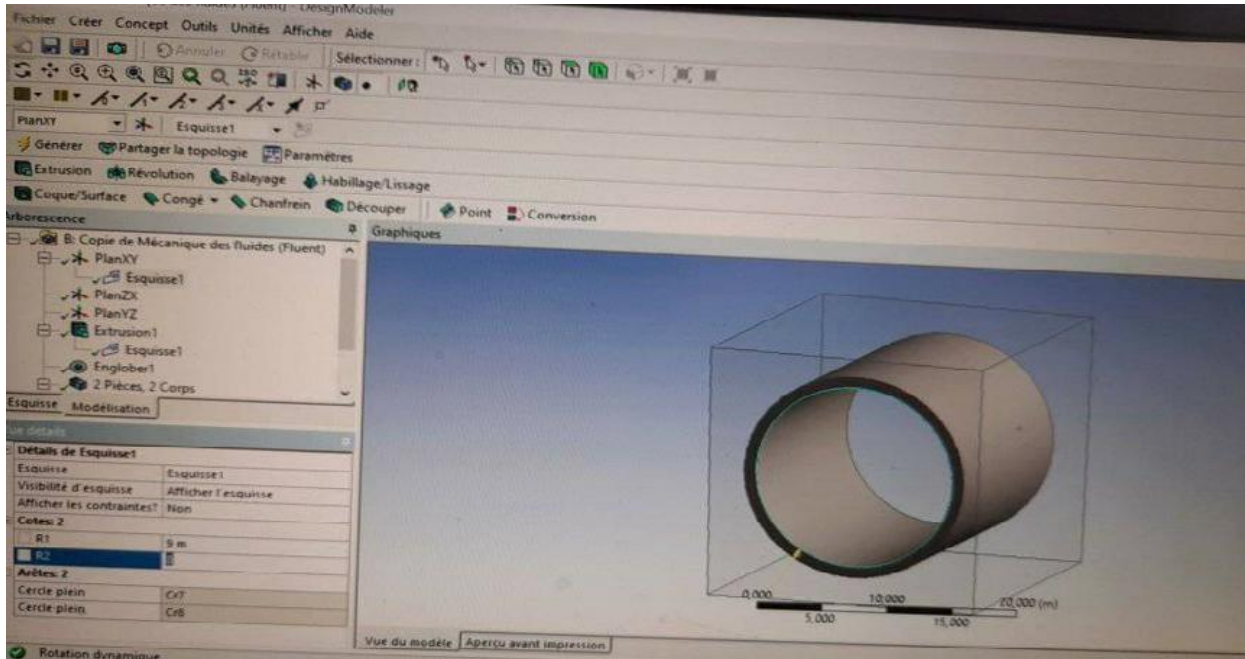


Figure III.10: Géométrie de la cacnal

Citer les dimensions $R1$. $R2$ et le volume

III.10.1. 1.2.Mesh :

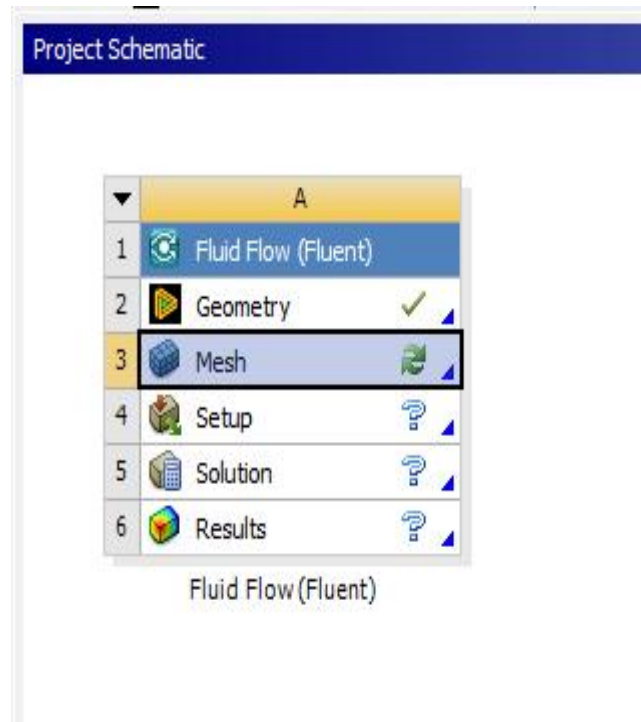


Figure III.11: L'étape de Mesh

l'étape suivante

sélection le type de mesh dans notre étude

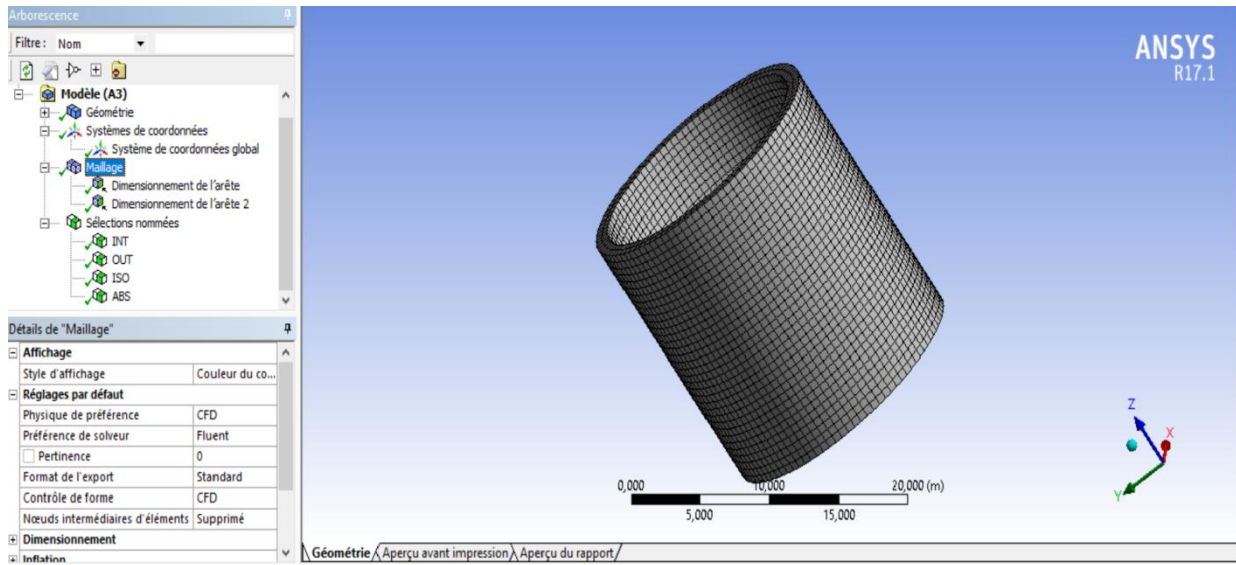


Figure III.12: Choisie le type de Mesh et le divisions

divisons notre canal en 500 parties.

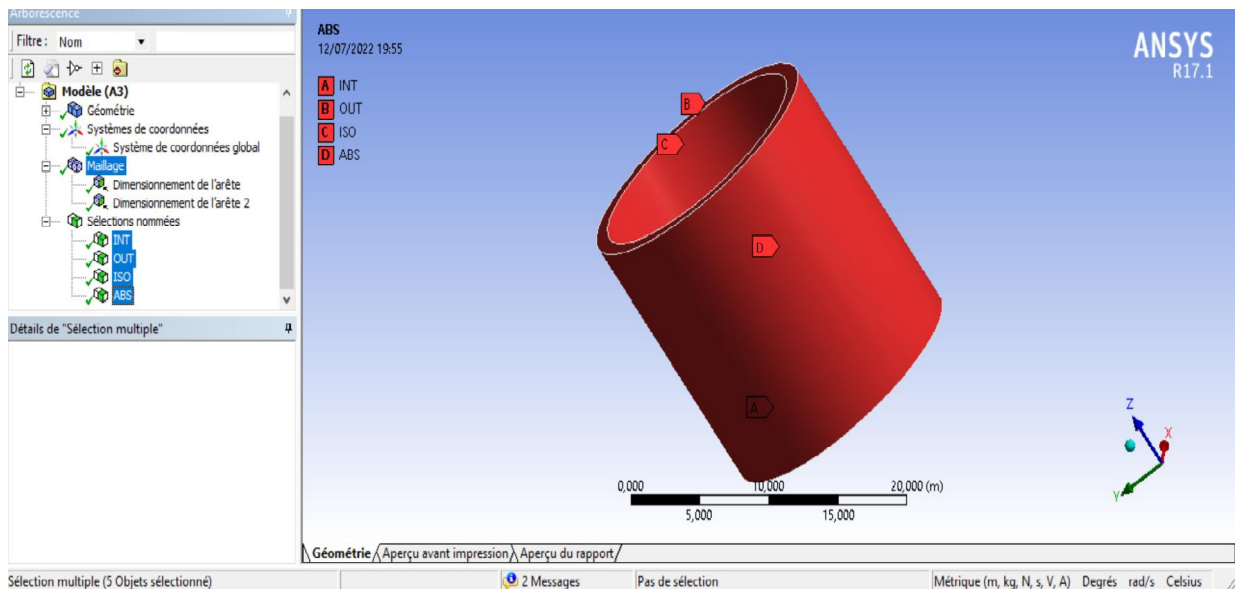


Figure III.13: Selection les parmètre de canal

Selection l' entrée et la sortie et le milieu exterior pour fixé cette paramètres

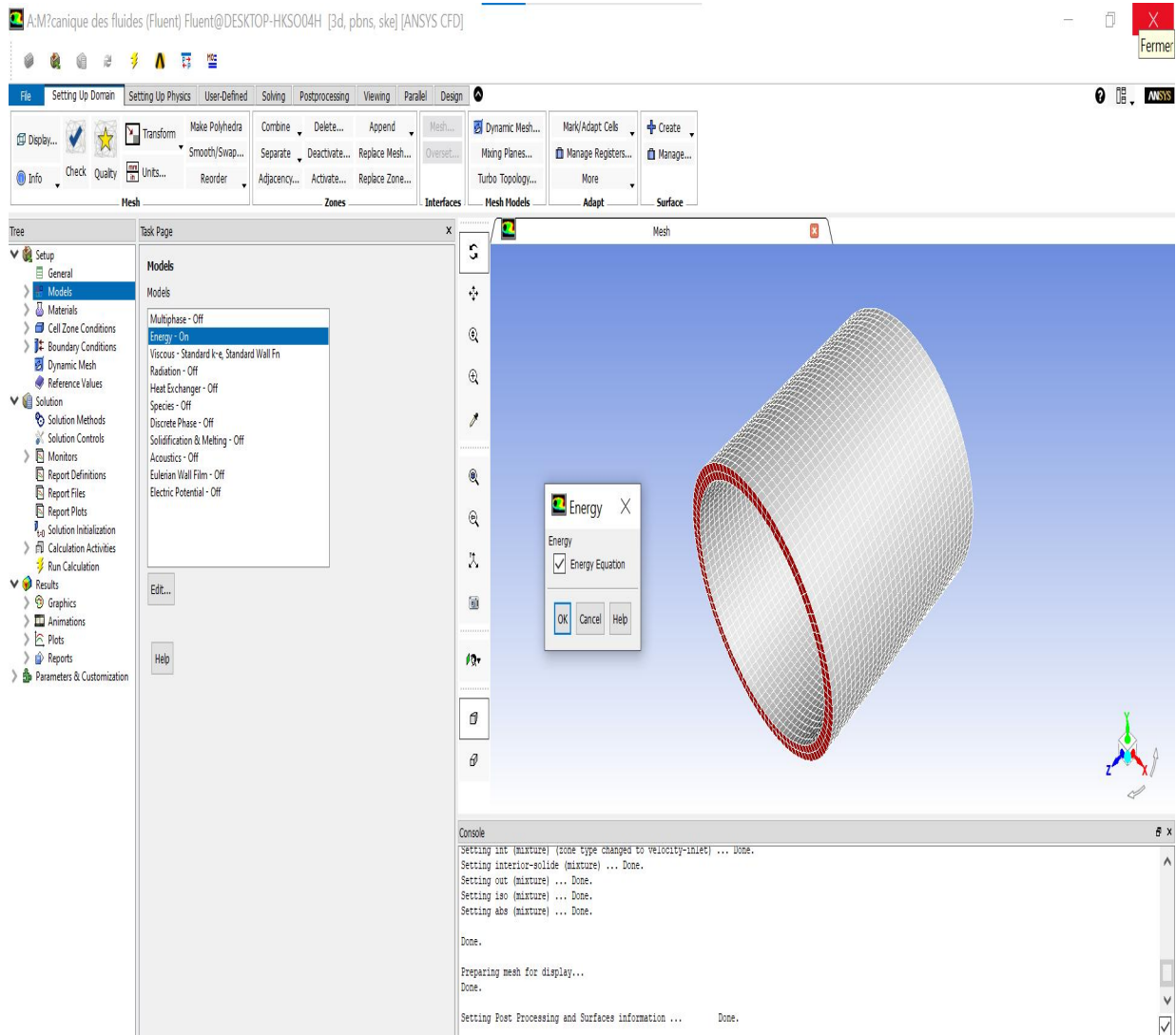


Figure III.14: Energie équation

utiliser l'équation énergétique pour ajuster nos paramètres d'étude

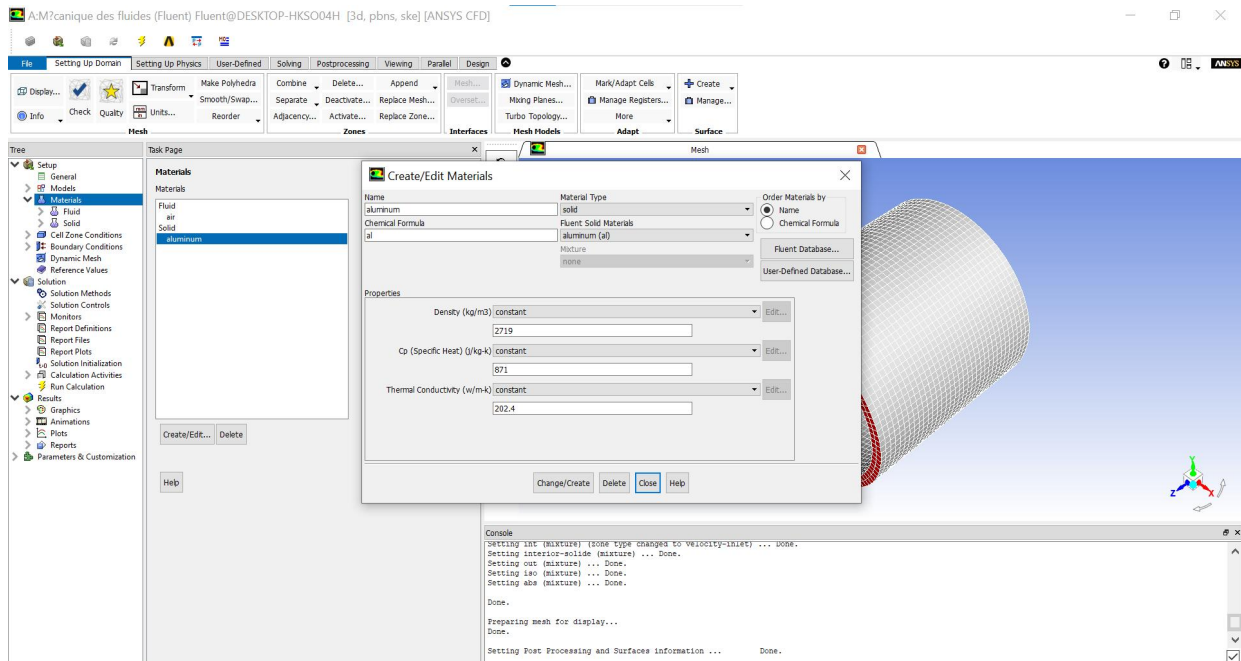


Figure III.15: Paramètre de canal

Nous choisissons le matriel aluminum et la density et le CP et le thermal conductivity de cette solide

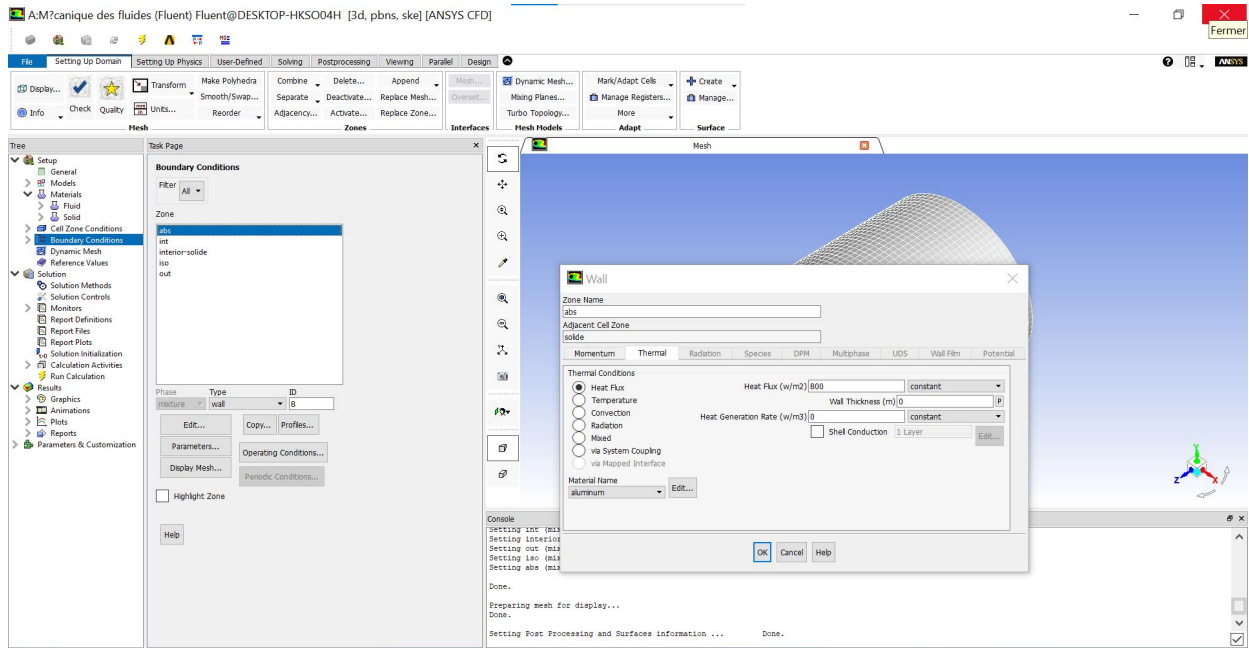


Figure III.16: Adjusté le flux de chaleur

Choisir le flux de chaleur a l'entrée de canal

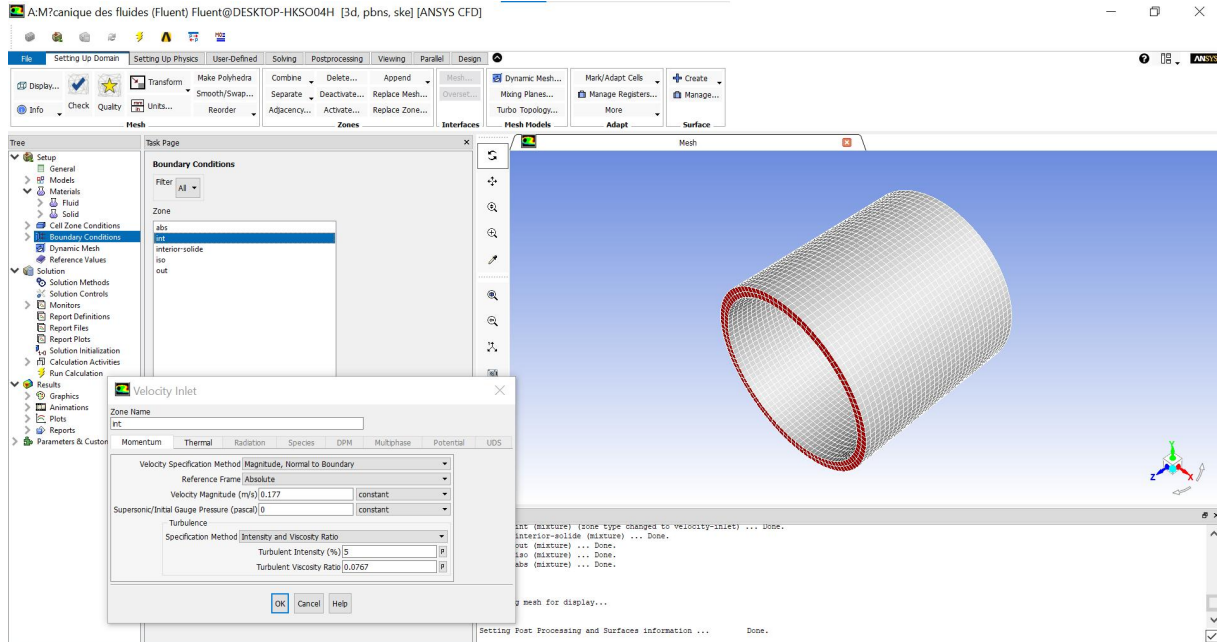


Figure III.17: La vitesse a l'entrée

Citer le vitesse a l'entrée de canal

Chapitre III: Formulation numérique

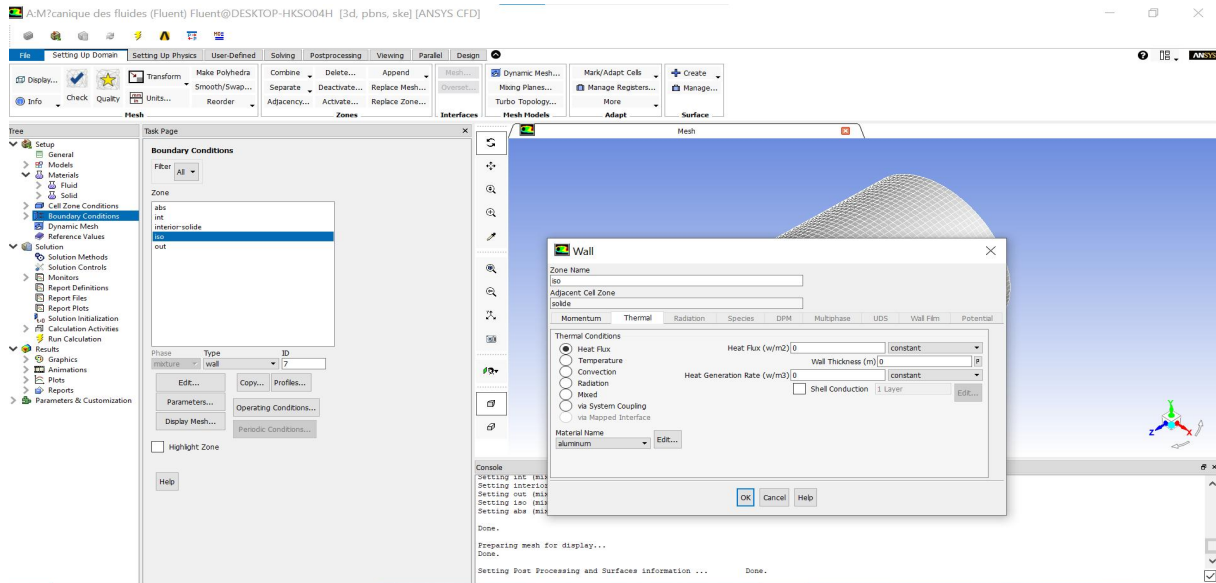


Figure III.18: Le melieu extérieur paramètre

Nous choisissons le melieu extérieur adiabatique et cette caractéristique

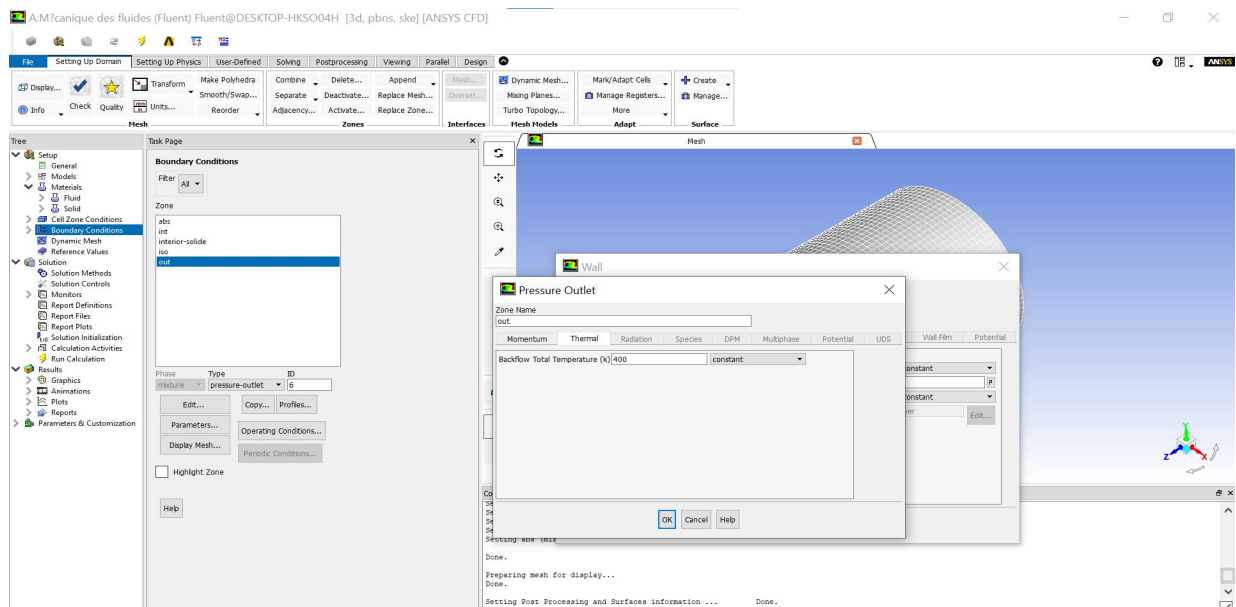


Figure III.19: Adjusté température

Citer la total température a la sortie de canal

Conclusion

Après avoir modélisé notre étude et appliqué nos conditions et équations, nous attendons les résultats.

CHAPITRE IV :

RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats numériques obtenus à l'aide du logiciel CFD "FLUENT". C'est un flux de convection mixte ascendante et descendante entre deux plaques parallèles et verticales, influencé par deux sources de chaleur (et les nano fluides). Les autres murs restent isolés.

IV.2. Validation numérique :

Afin de vérifier les résultats obtenus par nos simulations numériques et de permettre l'interprétation ultérieure des phénomènes observés, une vérification préalable de notre procédure de calcul est nécessaire. Une comparaison est faite avec les résultats numériques de Desrayaud et Gauriat [6] concernant le transfert thermique de la convection mixte ascendante entre deux plaques parallèles verticalement chauffées symétriquement sur une longueur finie, Figure IV.1

Les paramètres sélectionnés pour cet essai sont résumés dans le tableau IV.1. Dans la Figure IV.2, nous montrons la distribution de vitesse pour différentes positions axiales obtenues par le logiciel Fluent, Figure IV. 3, et celles obtenues par Desrayaud et Gauriat [6].

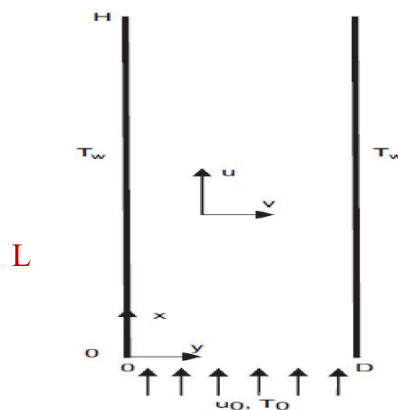
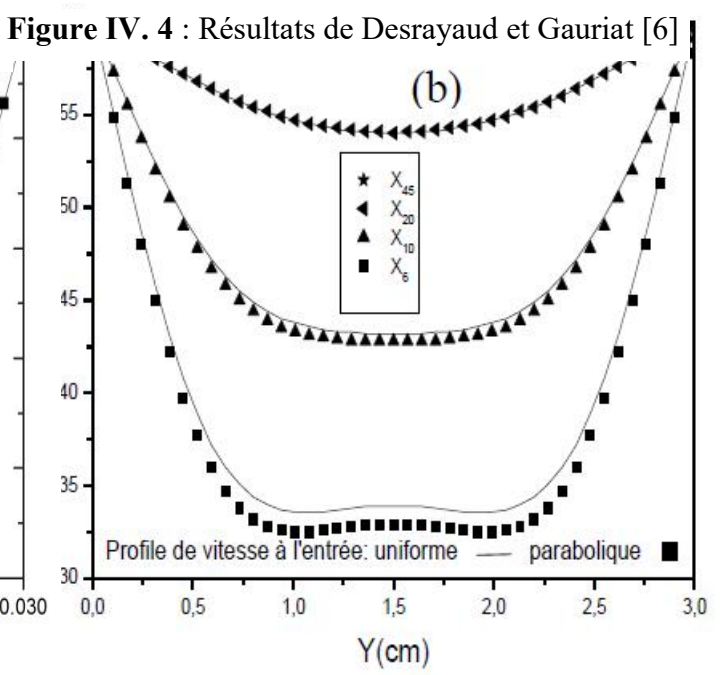
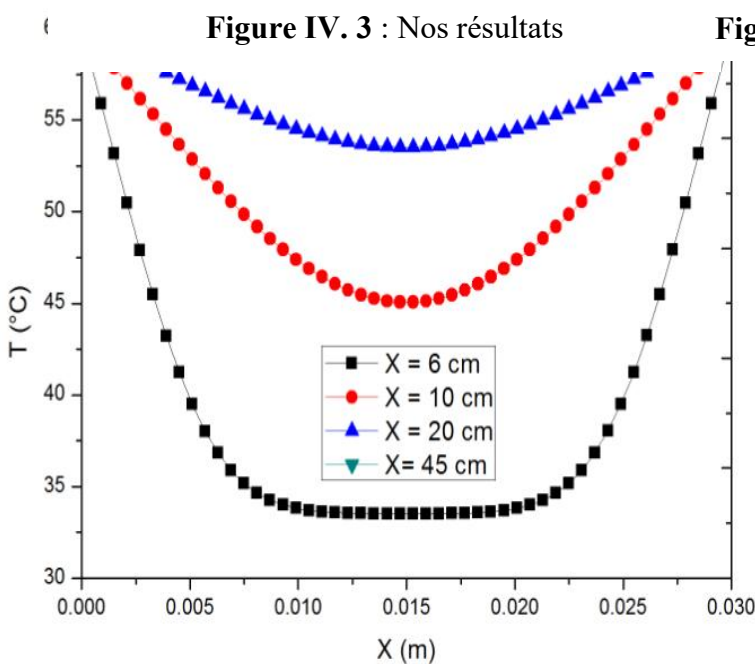


Figure IV.1 : Modèle physique étudié par Desrayaud et Gauriat [6].

Paramètre	Valeur
Gr	1.59×10^5
Pr	0.7
Re	300
H	0.03m
L	1.50m
ρ	1.177 Kg/m^3
μ	$1.843 \times 10^{-5} \text{ N.s. m}^2$
T	60 C°

Tableau IV.2: Valeurs des paramètres choisis pour la validation du programme de calcul.



En se basant sur ces figures, on s'aperçoit que nos résultats et ceux de Desrayaud et Gauriat [6] sont en bon accord. température en points.

IV.3. Simulation numérique :

Après avoir validé notre code de calcul numérique à l'aide de résultats de références disponibles dans la littérature, nous procédons maintenant à l'étude de la convection mixte de nanofluides dans un cylindre de longueur $L = 0,9 \text{ m}$ et de largeur $H = 0,2 \text{ m}$, soumis à deux sources de chaleur. Les autres parois verticales restent isolées thermiquement. Deux cas ont été considérés, pour l'écoulement descendant et ascendant, dans chaque cas trois nombres de

Reynolds sont simulés pour trois fractions volumiques. La figure (VI.4) montre la grille utilisée sur le mailleur GAMBIT. Les équations de continuité, de quantité du mouvement bidimensionnelle et d'énergie sont résolues numériquement en utilisant le solveur Fluent. Avec une erreur d'ordre 10^{-6} . Le maillage choisi est 180×40 , nombre des cellules est 7200 et nombre des nœuds est 7421. Le choix du maillage est basé sur une étude similaire [9]. La convergence atteinte dans la plus part des cas à l'ordre 300-500 itérations, figure IV.5.

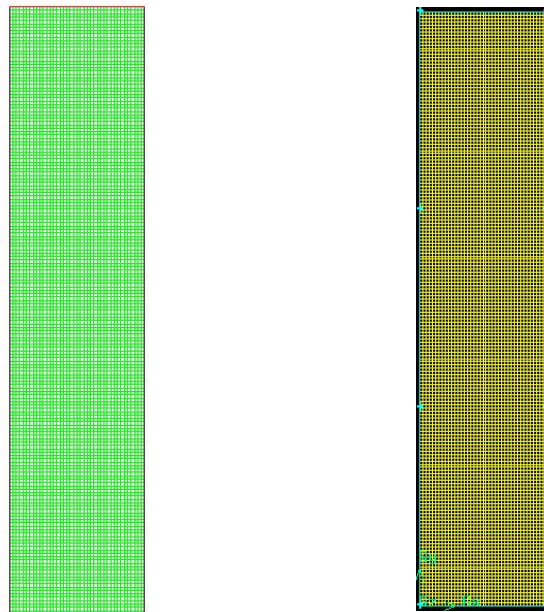


Figure IV.5 : Le maillage utilisé.

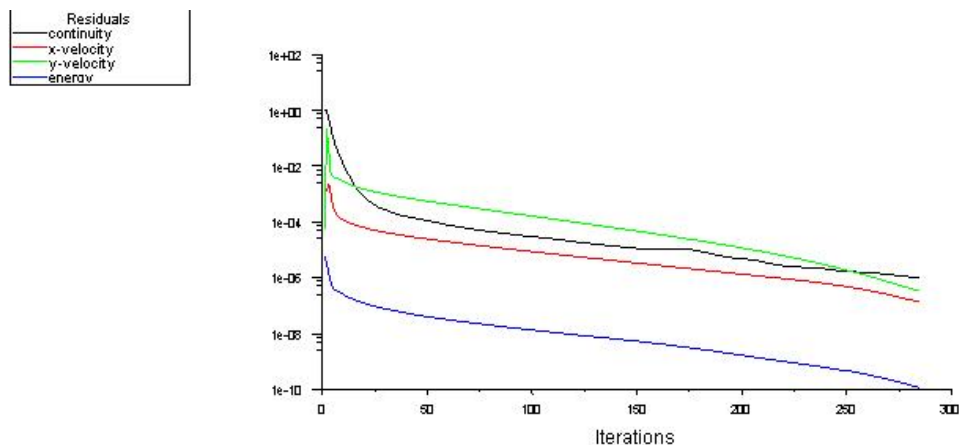


Figure IV.6 : Evolution des résidés.

IV.4. Résultats obtenus :

CAS (1) : Ecoulement descendant :

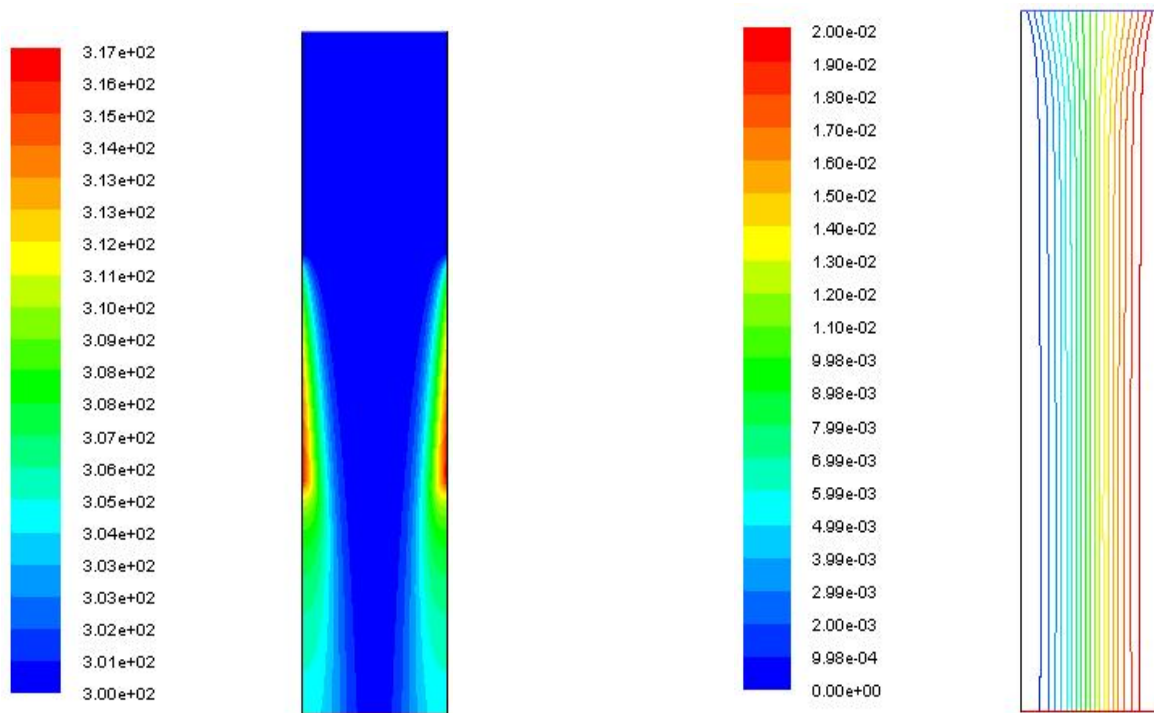


Figure IV.7 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 20$, $\phi =0$

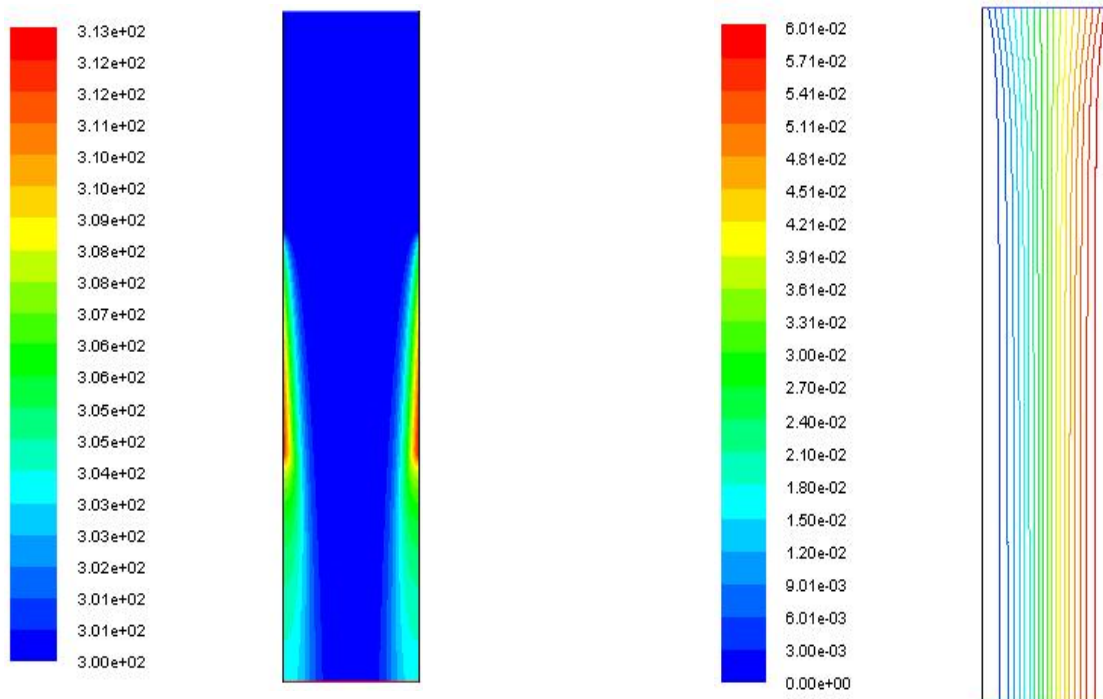


Figure IV.8 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 40$, $\phi =0$

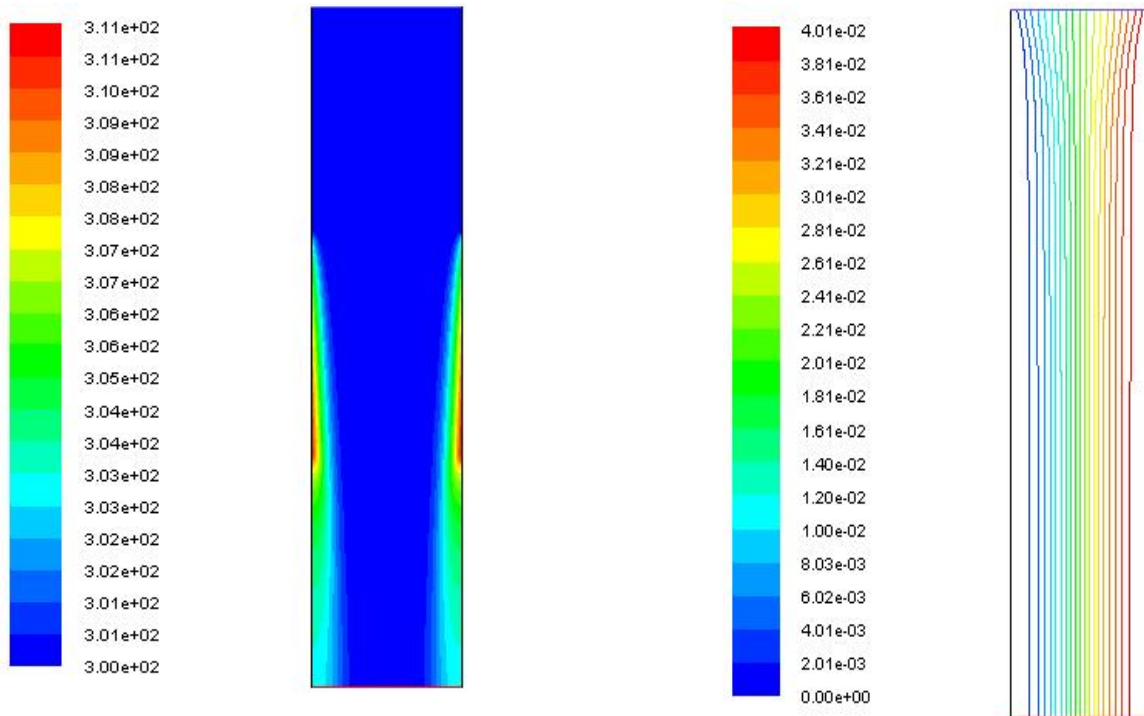


Figure IV.9 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 60$, $\phi =0$

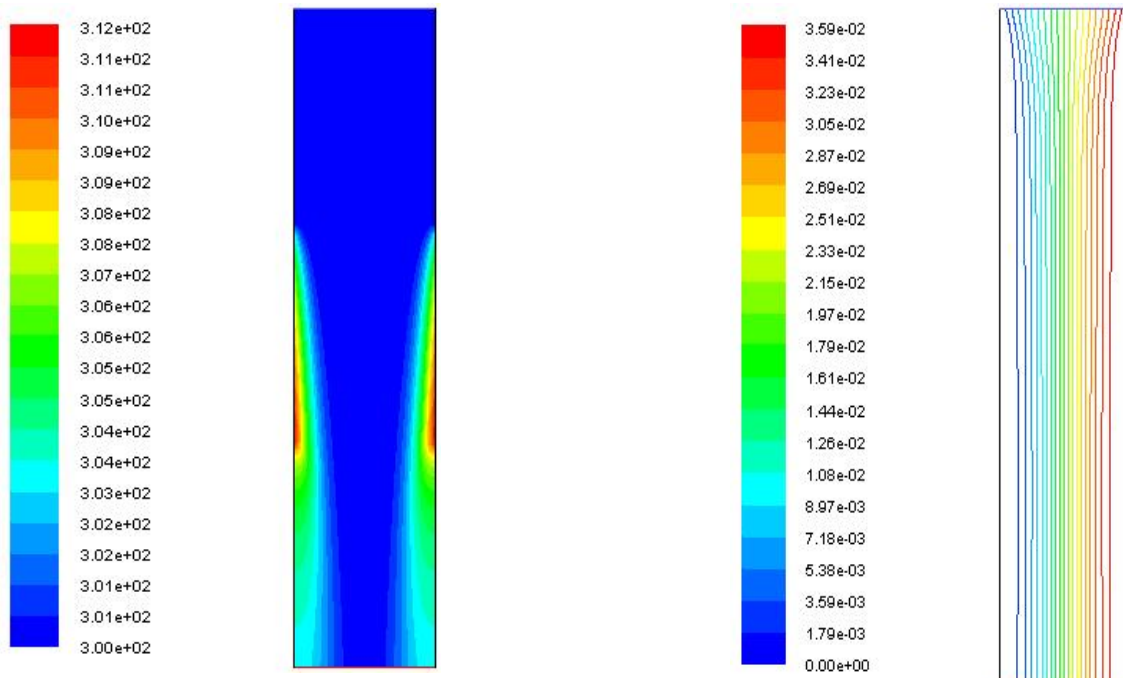


Figure IV.10 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 20$, $\phi =0.1$

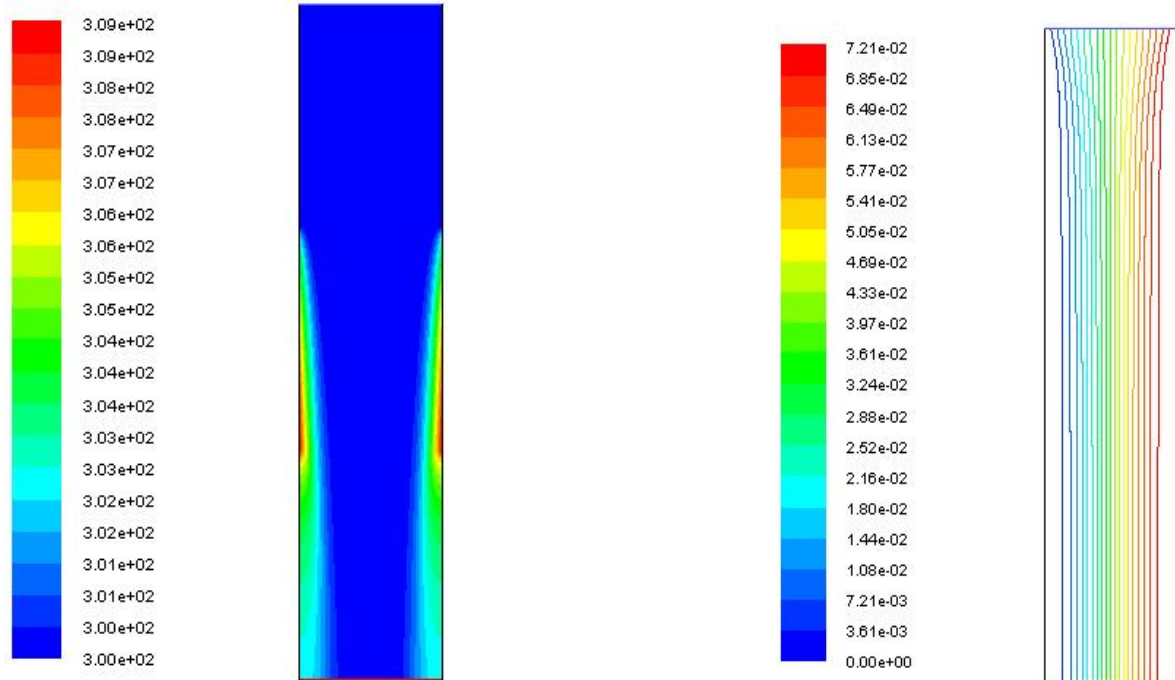


Figure IV.11 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 40$, $\phi =0.1$

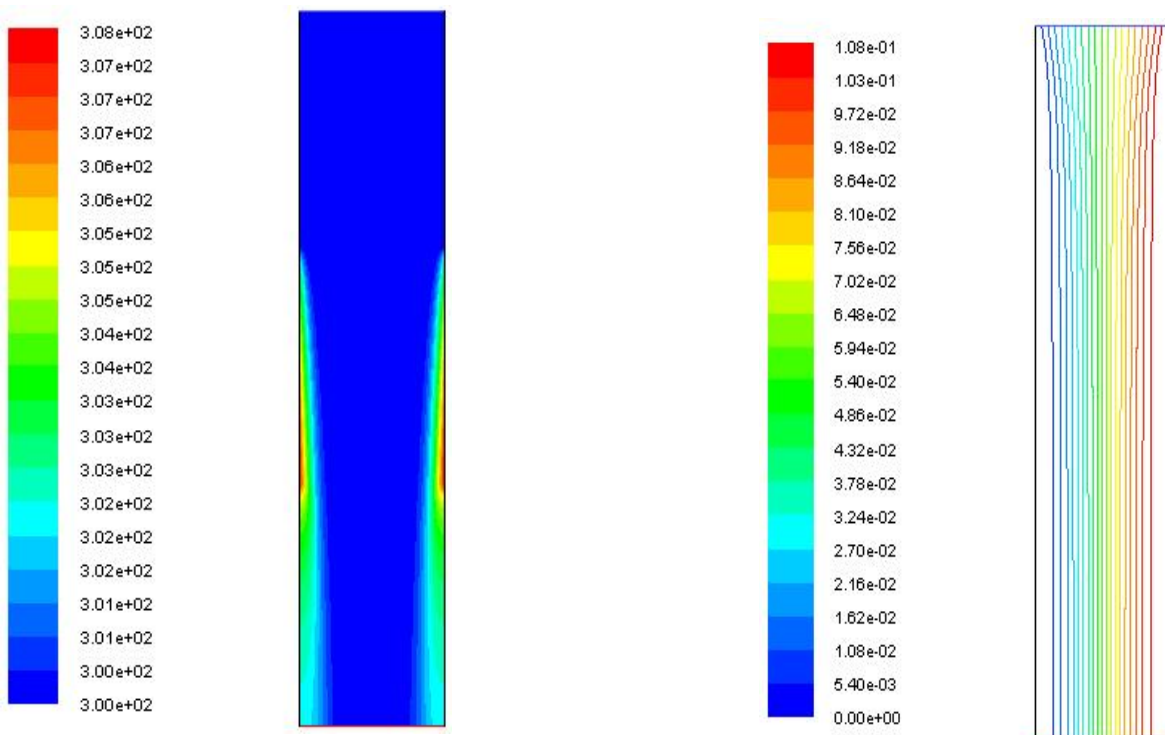


Figure IV.12 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 60$, $\phi =0.1$

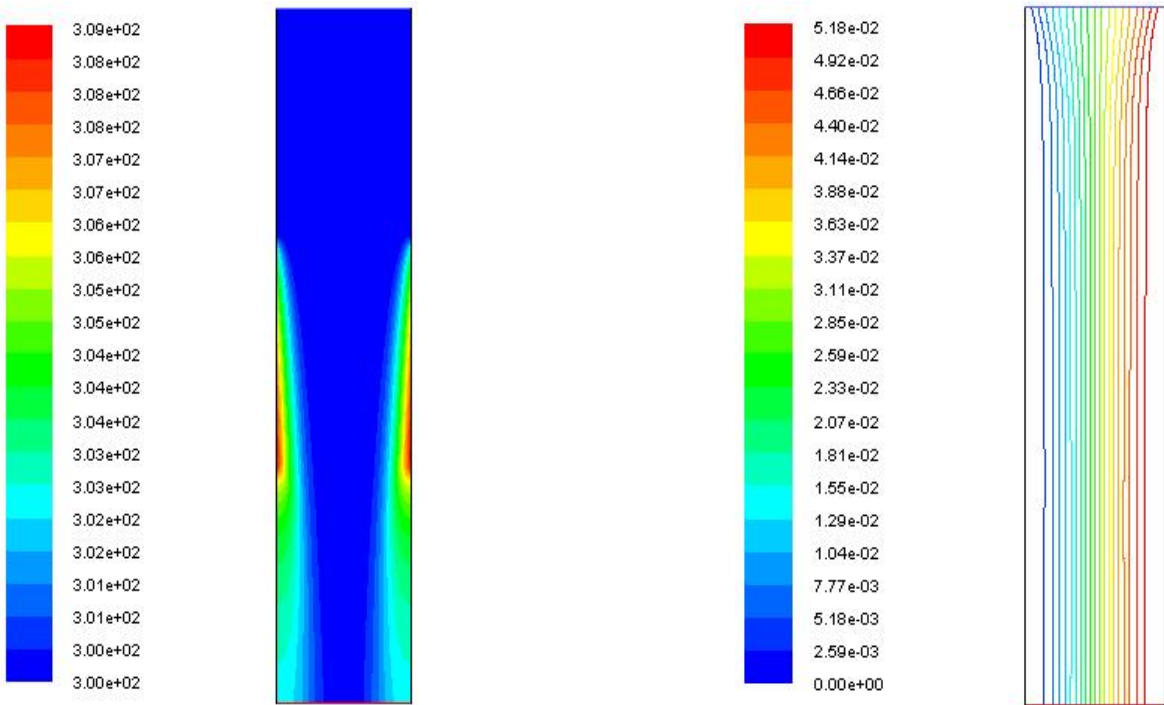


Figure IV.13 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re= 20, phi =0.2

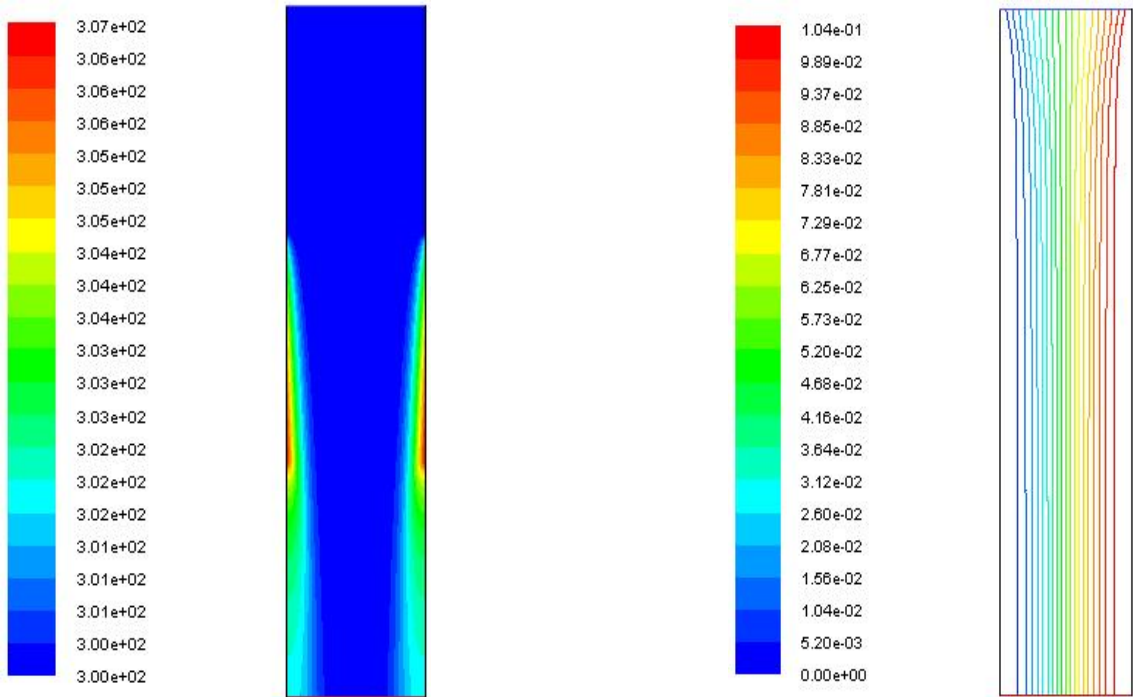


Figure IV.14 : les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re= 40, phi =0.2

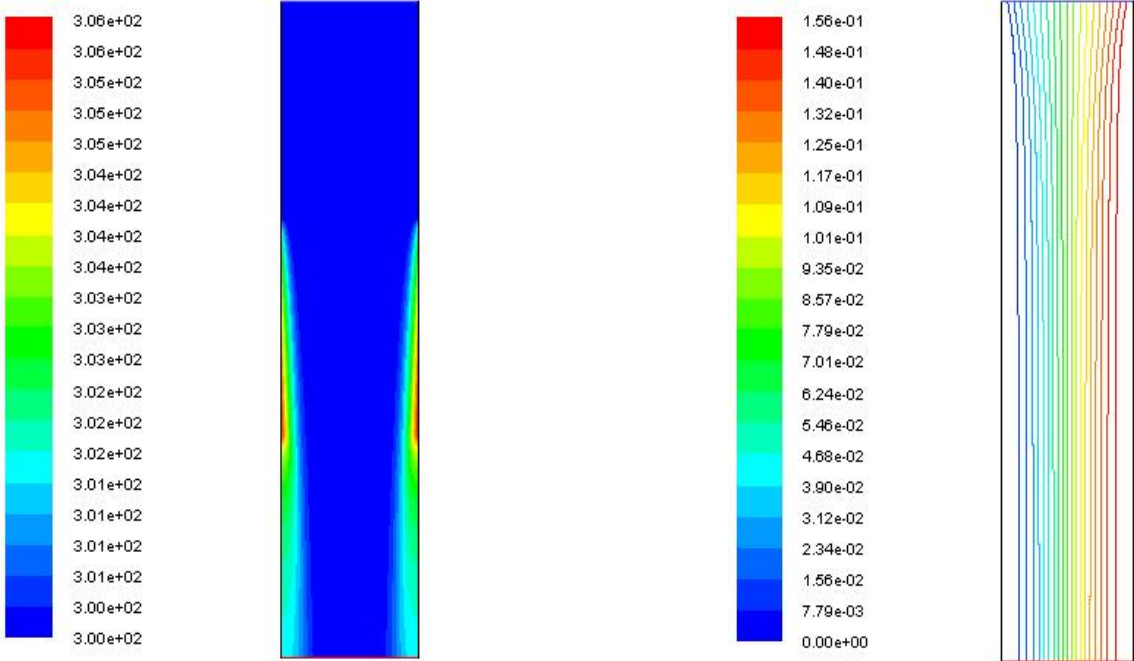


Figure IV.15: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 60$, $\phi=0.2$

CAS (2) : Ecoulement ascendant :

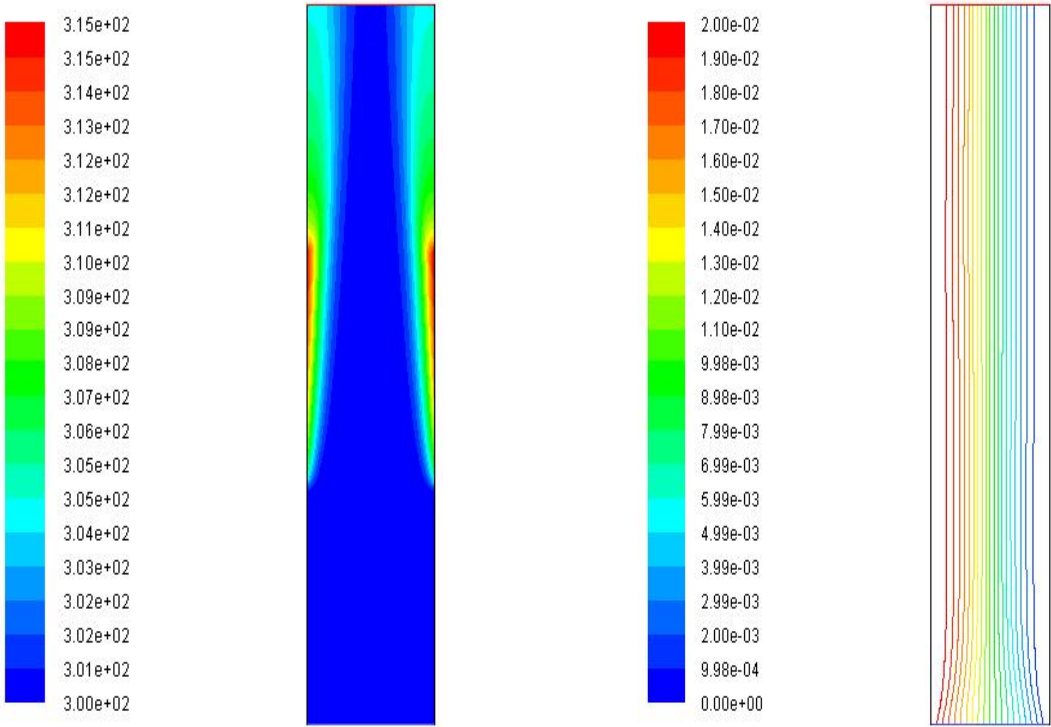


Figure IV.16: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 20$, $\phi=0$

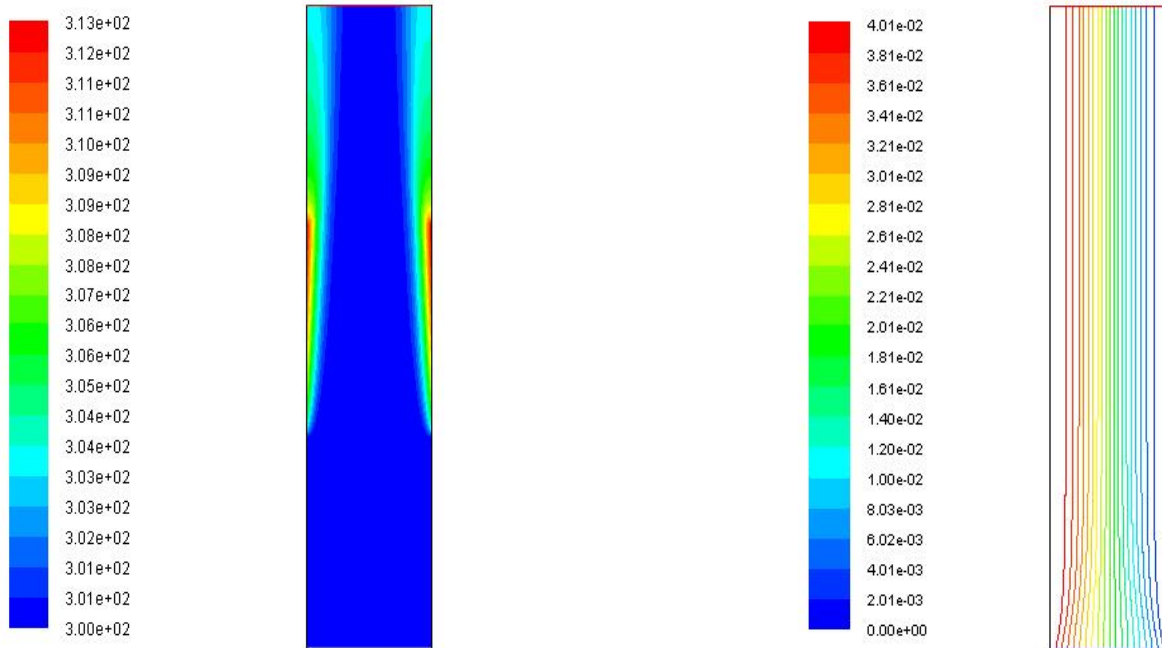


Figure IV.17: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 40$, $\phi=0$

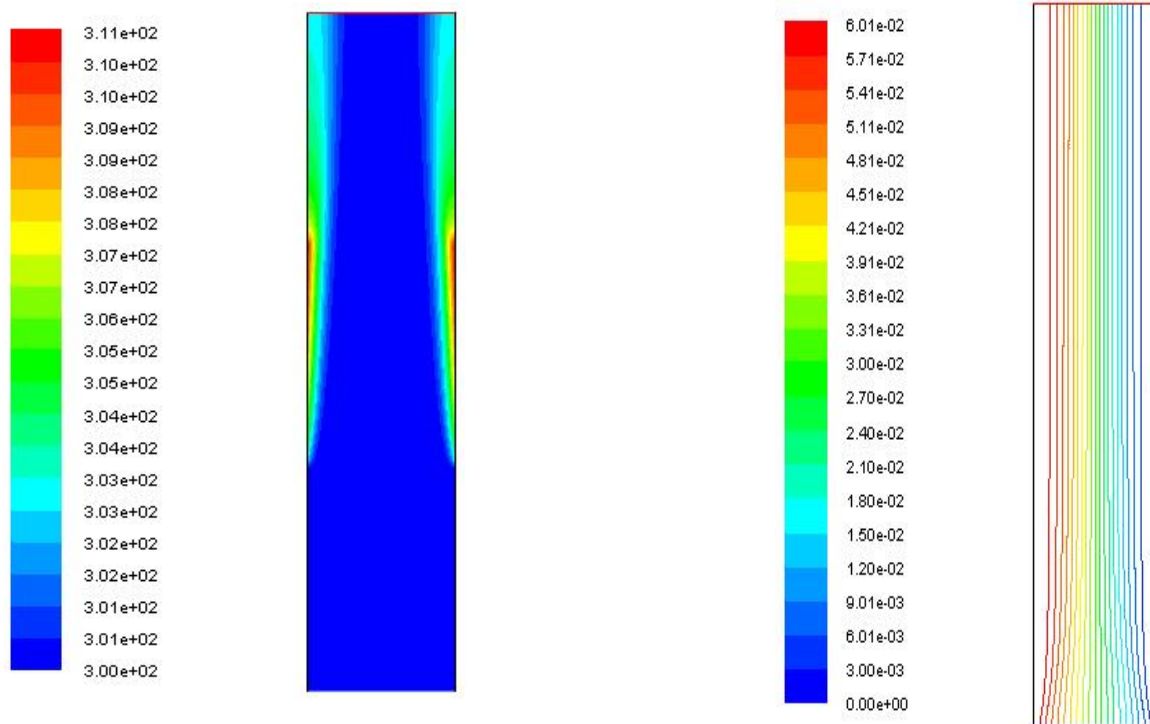


Figure IV.18: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 60$, $\phi=0$

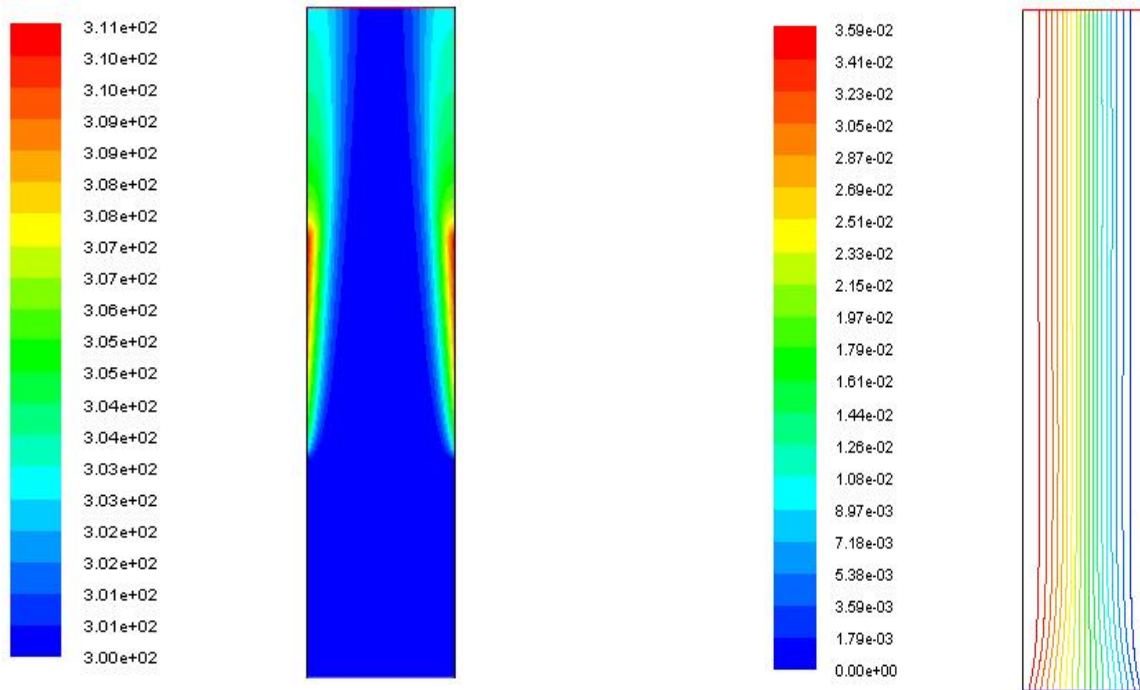


Figure IV.19: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 20$, $\phi=0.1$

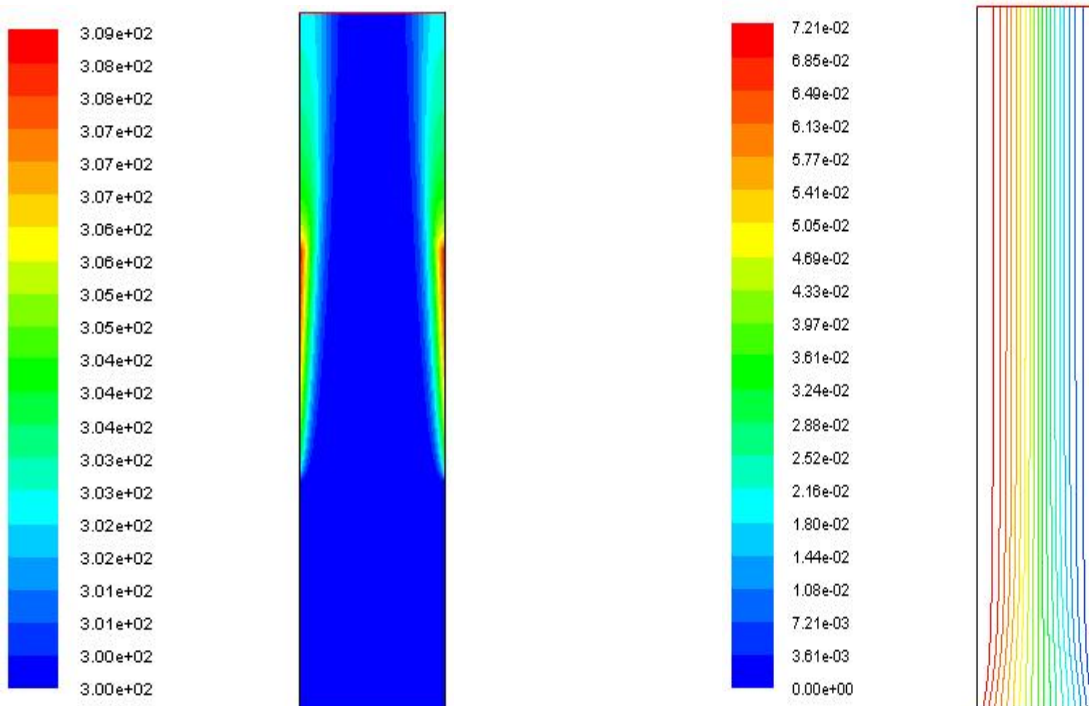


Figure IV.20: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 40$, $\phi=0.1$

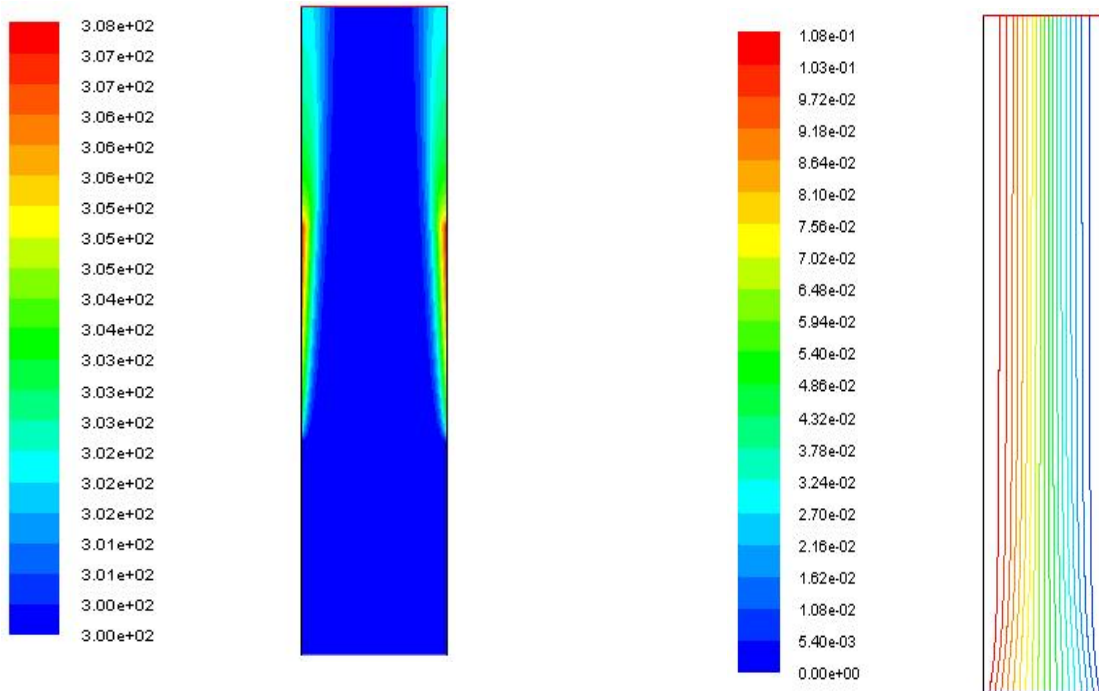


Figure IV.21: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 60$, $\phi=0.1$

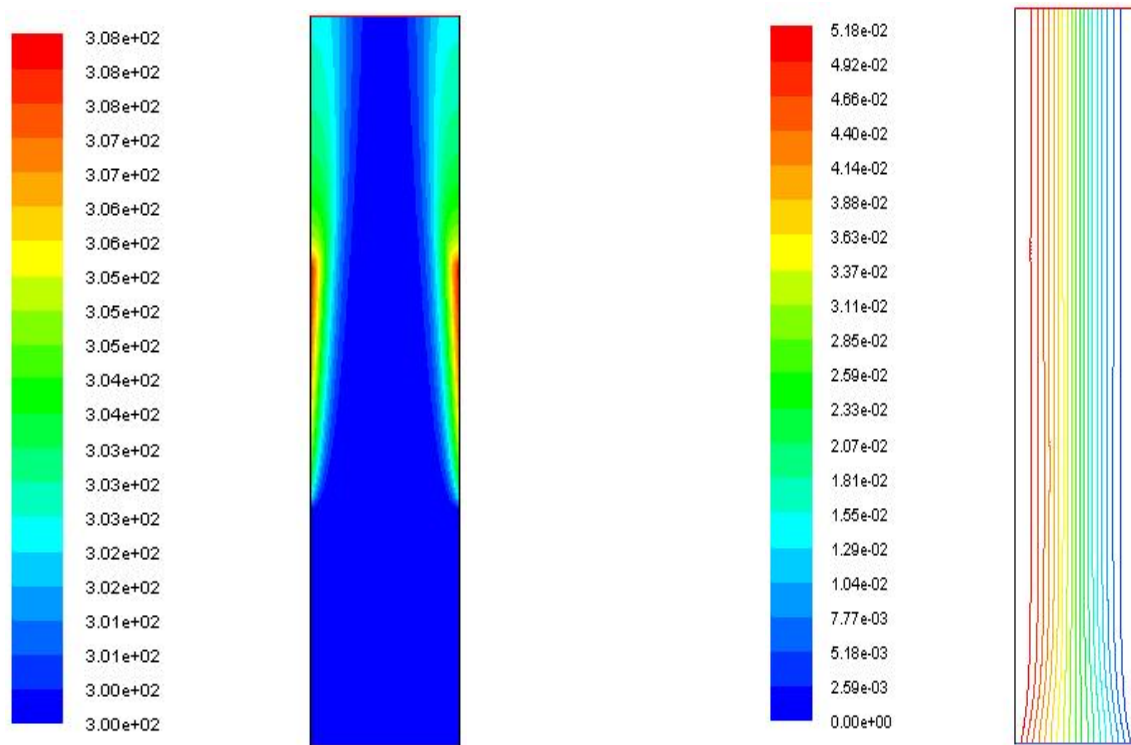


Figure IV.22: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , $Re= 20$, $\phi=0.2$

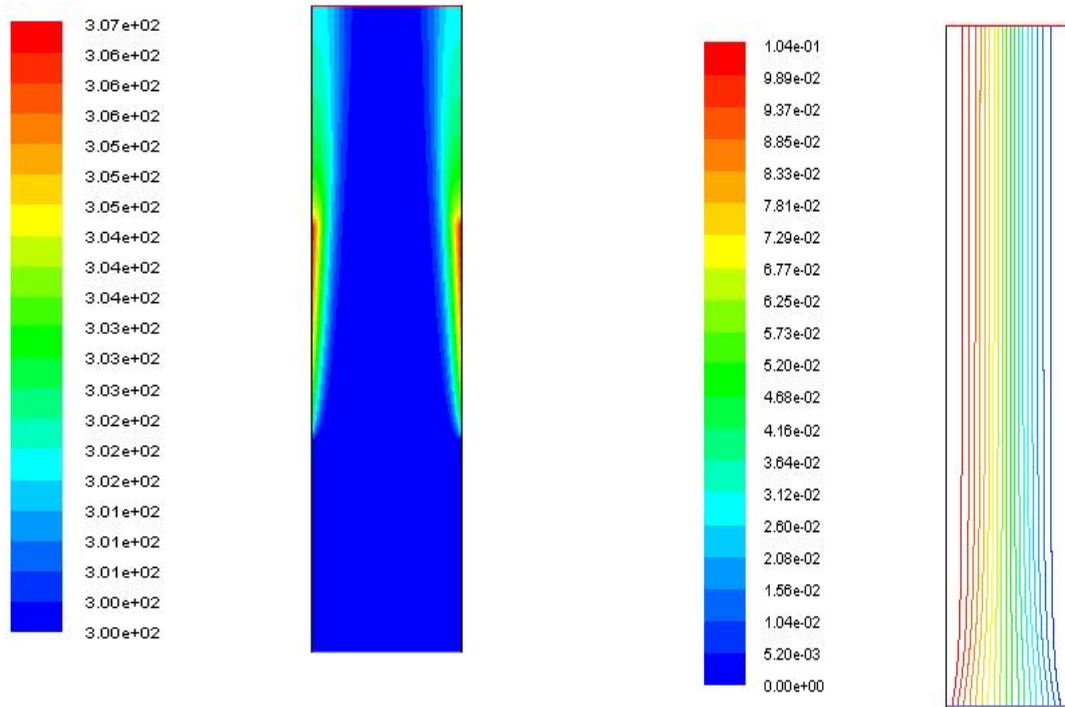


Figure IV.23: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re= 40, phi =0.2

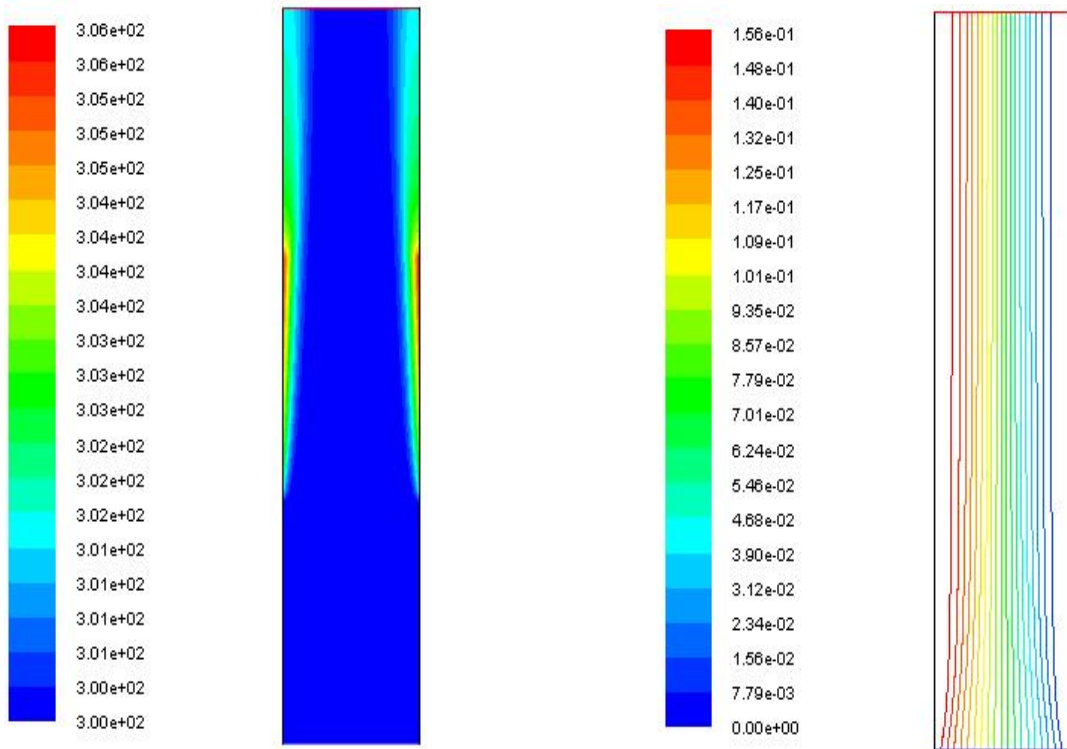


Figure IV.24: les contours de température et les ligne de courant pour le cas (1) , Re= 60, phi =0.2

De notre étude et de notre expérience (les figure 1-24), nous remarquons que l'échange de fraction volumique et Reynolds affecte considérablement la répartition de la chaleur comme montré à la figure .

IV .4.1.Effet de la fraction volumique et le nombre de Reynolds:

La figure IV.24, représente la variation de la température maximale en fonction de la fraction volumique, pour différents nombres de Reynolds, pour le cas (1) ; écoulement descendant. D'après avoir les résultats numériques obtenus, on a remarqué que pour tous les cas de nombre de Reynolds, l'augmentation de la fraction volumique conduit à la réduction de la température maximale de l'écoulement. On a remarqué aussi que l'écart le plus important est pour les faibles nombre de Reynolds ($Re = 20$), où l'écoulement est proche du cas de la convection naturelle.

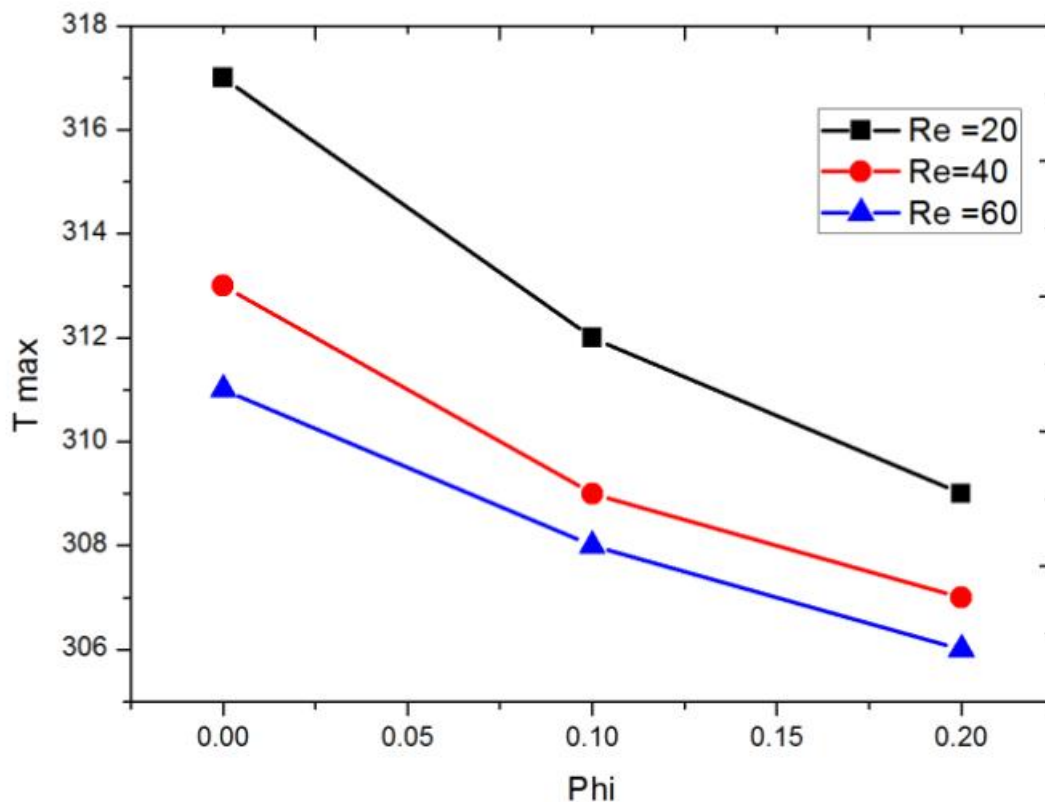


Figure IV.25 : Evolution de Température maximale en fonction de la fraction volumique de nanofluide, pour ; $Re=20, 40$ et 60 ; pour le cas (1) : écoulement descendant.

Diagramme montrant les changements de temperature par les changement de Re 20 40 60

IV .4.2.Effet de la direction de l'écoulement :

Au cours de la présente étude, on a trouvé que pour les nombres de Reynolds ($Re = 40$ et $Re = 60$), aucun effet thermique remarqué sur la direction de l'écoulement, et les cas sont similaire.

La figure IV.25, représente la variation de la température maximale en fonction de la fraction volumique, pour faible nombre de Reynolds ($Re=20$), pour les deux cas de l'écoulement, cas (1) ; écoulement descendant, et cas (2) ; écoulement ascendant.

D'après avoir la figure, on a remarqué que, le douzième cas où l'écoulement ascendant est le plus favorable où la température maximale est le plus réduite pour tous les cas de la fraction volumique. Ça reflète probablement l'effet des forces de poussée sur l'écoulement où l'écoulement de faible vitesse, il est considéré presque écoulement de la convection naturelle.

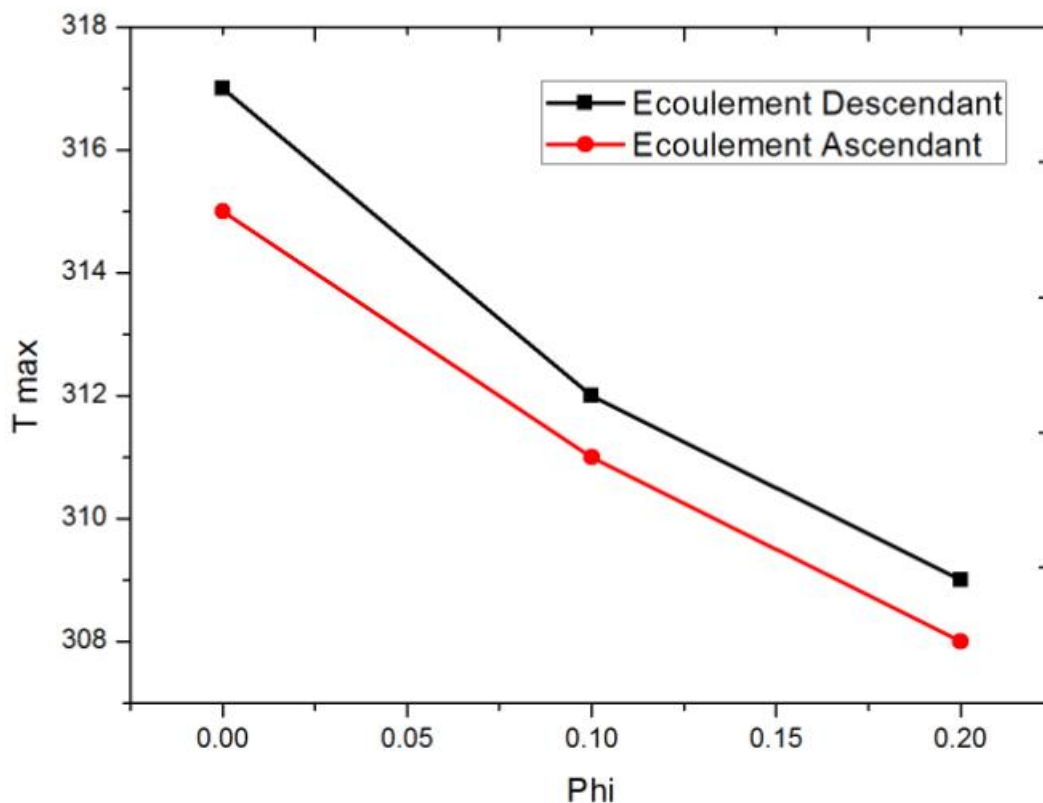


Figure IIV.26 : Evolution de Température maximale en fonction de la fraction volumique de nanofluide, pour ; $Re=20$ pour les cas ; cas (1) : écoulement descendant. cas (2) : écoulement ascendant.

Diagramme montrant les changements de température par écoulement descendant ou ascendant

Conclusion :

. La détermination du champ d'écoulement nous a permis d'analyser le comportement du fluide. Pour un nombre faible de Reynolds, de l'ordre de 20, on a remarqué la dominance du mode de transfert de chaleur par convection naturelle. L'écoulement favorable pour faible nombre de Reynolds ($Re=20$) est investigué numériquement, il s'agit de l'écoulement ascendant.

Pour les hauts nombres de Reynolds, ($Re=40$ et $Re=60$), les deux cas de la direction de l'écoulement sont similaires, aucun effet remarqué pour tous les fractions volumiques.

En revanche, on a conclu que l'augmentation de la fraction volumique des nano particules du cuivre dans l'eau pure, permet d'optimiser le transfert par convection, pour tous les cas d'étude. En revanche, on a constaté que le cas le plus important et le plus amélioré est pour les faibles des nombres de Reynolds ($Re=20$).

D'après les résultats obtenus, nous constatons qu'il existe une relation directe entre fraction volumique et le nombre de Reynolds et le cas écoulement descendant Fournit de meilleurs résultats

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur la simulation de la convection mixte dans une conduite bidimensionnelle en présence d'un nanofluide (Eau-Cuivre), pour différents nombres de Reynolds ($Re= 20, 40$ et 60), pour différents fraction volumique ($\Phi=0, 0.1$ et 0.2), et pour de cas concernant la direction de l'écoulement, cas (1), écoulement descendant et cas (2) écoulement ascendant. Le nombre de Rayleigh est fixé pour cette étude, d'ordre $Ra=10^5$.

Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel CFD « FLUENT ».

L'influence du nombre de Reynolds et la fraction volumique sur les structures thermique de l'écoulement, ont été investigués numériquement, par la détermination les contours des lignes de courant et des isothermes.

. La détermination du champ d'écoulement nous a permis d'analyser le comportement du fluide. Pour un nombre faible de Reynolds, de l'ordre de 20 , on a remarqué la dominance du mode de transfert de chaleur par convection naturelle. L'écoulement favorable pour faible nombre de Reynolds ($Re=20$) est investigué numériquement, il s'agit de l'écoulement ascendant.

Pour les hauts nombres de Reynolds, ($Re=40$ et $Re=60$), les deux cas de la direction de l'écoulement sont similaires, aucun effet remarqué pour tous les fractions volumiques.

En revanche, on a conclu que l'augmentation de la fraction volumique des nano particules du cuivre dans l'eau pure, permet d'optimiser le transfert par convection, pour tous les cas d'étude. En revanche, on a constaté que le cas le plus important et le plus améliorer est pour les faibles des nombres de Reynolds ($Re=20$).

D'après les résultats obtenus, nous constatons qu'il existe une relation directe entre fraction volumique et le nombre de Reynoldes et le cas ecoulemnt descendant Fournit de meilleurs résultats

Afin de continuer les recherches dans notre domaine d'étude, qui concerne la convection mixte dans les conduites en présence de nanofluide, nous recommandons :

- D'élargir le domaine de simulation en trois dimensions;
- Etude du problème dans le cas de l'écoulement instationnaire et le régime turbulent (investigation pour haut nombre de Reynolds);

- Comparaison entre plusieurs nano fluides, afin de trouver les meilleurs nano particules, permettant d'optimiser le transfert de chaleur ;
- Varier le nombre de Rayleigh et pour différents positions les sources de chaleurs (différentes conditions aux limites).

Résumé:

Dans le présent travail une simulation numérique de convection mixte avec des sources de chaleur et nanofluides d'un écoulement laminaire bidimensionnel incompressible d'un fluide traversant un canal ($L=90\text{cm}, H=30\text{cm}, R1=9\text{mm}, R2=8\text{mm}$) . on utilisant un code de calcul ANSYS FLUENT qui modélise les caractéristiques de l'écoulement des fluides dans des géométries complexes et ont utilisant des mailles structurées.

La structure générale de l'écoulement a été obtenue pour la géométrie considérée.

Nous concluons que si le reynoldes faible et la fraction volumique est élevé.

Nous avons découvert bon résultat a transformé le chaleur a le cas de convection mixte dans un canal.et le écoulement descendant cas

Mot cle : nanofluides-le reynoldes-fraction volumique-ansys

ABSTRACT:

In the present work a numerical simulation of mixed convection with heat sources and nanofluid of a two-dimensional laminar incompressible flow of a fluid passing through a channel ($L=90\text{cm}, H=30\text{cm}, R1=9\text{mm}, R2=8\text{mm}$) was carried out using a computational code ANSYS FLUENT which models the characteristics of the fluid flow in complex geometries and using structured meshes.

If the reynoldes failble and the volume fraction is high the mixte convection gives good results same as downflow gives a better results then upflow.

Key word: nanofluides-the reynoldes-volume fraction-ansys

الملخص :

في العمل الحالي ، تم إجراء محاكاة عددية للحمل الحراري المختلط مع مصادر الحرارة والنانو فلويد لتدفق صفحي ثنائي الأبعاد غير قابل للانضغاط لسائل يمر عبر قناة باستخدام الكود الحساب (L=90cm,H=30cm,R1=9mm,R2=8mm)

.ANSYS FLUENT

الذي يوضح خصائص تدفق السوائل في الأشكال الهندسية المعقدة واستخدام الشبكات المهيكلية. تم الحصول على الهيكل العام للتدفق للهندسة المدروسة. تؤكد الدراسة إذا قل رينولدز وزاد الكسر الحجمي سوف نحصل على نتائج أفضل في حالة النقل الحراري المختلط كما اننا نتحصل على نتائج أفضل في حالة الجريان التنازلي بنسبة لحالة الجريان التصاعدي .

الكلمات المفتاحية : الموائع النانوية- رينولدز-حجم الكسر-أنسييس

BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] *S.U.S. Choi*, « *Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles* », *ASME Fluids Eng. Division* (1995).
- [2] *Ioan. C. Popa*, « *Modélisation numérique de transfert thermique - Méthode des volumes finis* », *Université Craiova*, (2002).
- [3] *A. Pantokratoras*. « *Laminaire aider le transfert de chaleur par convection mixte à partir d'un cylindre vertical isotherme à l'eau ayant des propriétés physiques variables* » *Z. angew. Math. Phys* (2002).
- [4] *Barletta, Rossi di Schio, Gianni Comini, Paola D'Agaro*. « *Mur à effet de couplage canal convection forcée avec une variation de flux de chaleur de borne périodique streamwise* » *International Journal of Thermal Sciences* (2008).

- [5] *Desrayaud et Gauriat* . « Inversion de l'écoulement laminaire de convection mixte dans la région d'entrée de façon symétrique chauffée, des canaux de plaque verticale » *International Journal of Thermal Sciences* (2009).
- [6] *Surtiji, Hosseinizadeh, Bandpy, Ganji*. « La mise en valeur de transfert de chaleur de convection mixte dans une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie en raison de l'oscillation du flux entrant » *International Communications in Heat and Mass Transfer* (2011) .
- [7] *Bilell Djenhi*, «Contribution à l'étude du transfert de chaleur par convection mixte entre deux plaques parallèles soumises à un chauffage dissymétrique», *Mémoire de Magistère, Université* (2013).
- [8] *Issam Rezaiguia, Mahfoud Kadja, Ridha mebrouk, Nouredine Belghar*, « Numerical computation of natural convection in an isosceles triangular cavity with a partially active base and filled with a Cu-water nanofluid », *Heat Mass Transfer, Springer-Verlag Berlin Heidelberg* (2013) .

- [9] **Lounes Benkezim**, « *Simulation numérique de la convection naturelle d'un nanofluide dans une cavité rectangulaire* », Thèse de magistère, Université M'hamed Bougara-Boumerdes, (2013.)
- [10] **Saci Lebbihi**, « *refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nanofluide* », Mémoire de Master, Université Mohamed Khider Biskra, Juin (2014).
- [11] **Abdelhamid Bouhelal, Saci Lebbihi, Naoufel Benrachi, Arezki Smaili**, « *Simulation de la convection naturelle autour d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nano fluide* », Conférence de CFD & Tech, CRND-Draria, Alger, 02 – 03 Mai (2016).
- [12] **ilyes mehalou, abdelkarim mohamed belhadi , hassi bashir , bilal snigra**
ÉTUDE D'ÉCOULEMENT DANS UNE CONDUITE A SECTION CARRÉE

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur la simulation de la convection mixte dans une conduite bidimensionnelle en présence d'un nanofluide (Eau-Cuivre), pour différents nombres de Reynolds ($Re= 20, 40$ et 60), pour différents fraction volumique ($\Phi=0, 0.1$ et 0.2), et pour de cas concernant la direction de l'écoulement, cas (1), écoulement descendant et cas (2) écoulement ascendant. Le nombre de Rayleigh est fixé pour cette étude, d'ordre $Ra=10^5$.

Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel CFD « FLUENT ».

L'influence du nombre de Reynolds et la fraction volumique sur les structures thermique de l'écoulement, ont été investigués numériquement, par la détermination les contours des lignes de courant et des isothermes.

. La détermination du champ d'écoulement nous a permis d'analyser le comportement du fluide. Pour un nombre faible de Reynolds, de l'ordre de 20 , on a remarqué la dominance du mode de transfert de chaleur par convection naturelle. L'écoulement favorable pour faible nombre de Reynolds ($Re=20$) est investigué numériquement, il s'agit de l'écoulement ascendant.

Pour les hauts nombres de Reynolds, ($Re=40$ et $Re=60$), les deux cas de la direction de l'écoulement sont similaires, aucun effet remarqué pour tous les fractions volumiques.

En revanche, on a conclu que l'augmentation de la fraction volumique des nano particules du cuivre dans l'eau pure, permet d'optimiser le transfert par convection, pour tous les cas d'étude. En revanche, on a constaté que le cas le plus important et le plus améliorer est pour les faibles des nombres de Reynolds ($Re=20$).

D'après les résultats obtenus, nous constatons qu'il existe une relation directe entre fraction volumique et le nombre de Reynoldes et le cas ecoulemnt descendant Fournit de meilleurs résultats

Afin de continuer les recherches dans notre domaine d'étude, qui concerne la convection mixte dans les conduites en présence de nanofluide, nous recommandons :

- D'élargir le domaine de simulation en trois dimensions;
- Etude du problème dans le cas de l'écoulement instationnaire et le régime turbulent (investigation pour haut nombre de Reynolds);

- Comparaison entre plusieurs nano fluides, afin de trouver les meilleurs nano particules, permettant d'optimiser le transfert de chaleur ;
- Varier le nombre de Rayleigh et pour différents positions les sources de chaleurs (différentes conditions aux limites).