

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique
Université de M'sila
Faculté de Technologie



الشعبية الديمقراطية الجزائرية الجمهورية
العلمي والبحث العالي التعليم وزارة
المسيلة جامعة
كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique.

Thème :

*Etude numérique de l'écoulement avec transfert de
chaleur d'un nanofluide dans un échangeur de
chaleur*

Présenté par : GHADBANE Abdelouahab

Soutenu devant le jury composé de :

Mme. Bakhti F.Z	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Président
Mme. Benkherbache.S	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Encadreur
Mr. Bedda.A	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Examineur
Mr. Hebich.N	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Examineur

Année Universitaire : 2018 / 1019.

Sommaire

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale..... 1

Chapitre I Analyse Bibliographique

I-1 Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement industriels :.....	3
I-1-2 Le transfert conductif.....	3
I-1-3 Le transfert radiatif.....	4
I-1-4 Le transfert cinvectif.....	4
I-2 Généralité sur les nanofluides et nanoparticules :.....	7
I-2-1 Production des nanofluides et nanoparticules :.....	8
I-3 Caractéristiques thermo-physiques des nanofluides :.....	12
I-3-1 Fraction volumique(ϕ) :.....	12
I-3-2 Conductivité thermique :.....	13
a-Modèle de Maxwell :.....	13
b-Modèle de Bruggeman :.....	13
c- Modèle de Hamilton & Crosser :.....	14
d-Modèle de Yu et Choi :.....	14
I-3-3 Viscosité dynamique des nanofluides :.....	15
a-Modèles d'Einstein :.....	17
b-Modèlesde Brinkman :.....	17
c-modèle de Batchelor :.....	17
e- Modèle de Walvekar et al :.....	17
I-3-4 Chaleur spécifique :.....	17
a-Modèle du PAK(1998) :.....	17
b-Modèle de XUA (2000) :.....	17
I-3-5 Masse volumique :.....	18
I-3-6 Coefficient d'expansion thermique :.....	19

I-4	Domaine d'application des nanofluides :.....	19
I-4-1	Applications de refroidissement industriel	19
I-4-2	Smart Fluides :	20
I-4-3	Réacteurs nucléaires :	20
I-4-4	Extraction de l'énergie géothermique et d'autres sources d'énergie :	21
I-5	les avantages et les inconvénients des nanofluides	21
I-6	le transfert de chaleur par Convection dans les enceintes nanofluide :	22
I-7	Généralités sur les échangeurs de chaleur :.....	23
I-7-1	principe de fonctionnement :	23
	A - Classification selon les processus de transfert :.....	23
	B- Classification selon le nombre de fluides :	23
	C- Classification selon les arrangements de flux :.....	24
	D- Classification selon les caractéristiques de construction :.....	24
I-8	Conclusion :	28

Chapitre II Modélisation Mathématique

II-1	Introduction.....	30
II-2	Géométrie étudiée	30
II-3	Equations gouvernantes du problème et Hypothèses simplificatrices.....	33
II-3-1	Hypothèses simplificatrices	33
II-3-2	Equations gouvernantes du problème.....	34
	1-Equation de conservation de la masse (Équation de continuité)	34
	2-Equations de conservation de quantité de mouvement :.....	34
	3-Equations de l'énergie	35
	4- Equations de l'énergie dans le solide.....	35
II-4	Propriétés thermophysiques	35
II-5	Conditions aux limites	36
II-6	Groupements adimensionnés	37
II-7	Conclusion.....	38

Chapitre III Modèle Numérique

III-1	Introduction	40
III-2	Présentation du code de calcul :	40
	III-2-1 Pré - processeur GAMBIT	40

III-2-2 Solveur FLUENT.....	41
III-2-3 Post-processeur FLUENT.....	41
III-3 Etapes principales de simulation	41
III-3-1 Construction de la géométrie :	42
a- Création des points	42
b- Création d'une face	43
c- Création des volumes	43
III-3-2 Maillage	44
III-3-3 Les conditions aux limites	44
III-3-4 L'exportation du fichier .Msh	45
III-3-5 Simulation sous FLUENT	46
1- Lancement de Fluent.....	46
3- Vérification du maillage importé	47
4- Lissage du maillage (Smooth and swap the grid)	48
5- Vérification de l'échelle	48
6 -Affichage de la grille	49
7-Choix du solveur.....	49
8- L'équation de l'énergie.....	50
9-Choix du modèle de turbulence	50
10- Définition des caractéristiques du fluide	51
11-Operating conditions.....	52
12- Conditions aux limites usuelles	52
13-Les facteurs de sous- relaxation	53
14-Initialisation du calcul	54
15- Choix des critères de convergence	54
16-Lancement du calcul.....	55
17- Allures de l'évolution des résidus de calcul	55
18- Visualisation des résultants	56
19- Sauvegarde de fichier	58
III-4 Conclusion	59
Chapitre IV Résultats et Interprétations	
IV-1 Introduction	61
IV-2 Géométrie et propriétés physiques	61

IV-3 Choix du maillage	63
IV-4 Discussion des résultats.....	64
IV-4 -1 Contours de température :	64
IV-4 -2 Champs de vecteurs vitesse et contours.....	68
IV-4 -3 Champs de pression	68
IV-4 -4 Variation du nombre de Nusselt	73
IV-4 -5Variation de coefficient de transfert de chaleur moyen	74
IV-5 Simulations numérique du transfert de chaleur de l'eau dans un échangeur de chaleur.....	74
IV-5-1 Contours de température en fonction de la concentration	74
IV-5-2 Variation du nombre de Nusselt	84
IV-6 onclusion.....	84
Conclusion générale	87

Nomenclature

Symboles Latins:

C_p : Chaleur spécifique [J/kg.k]

D_h : Diamètre hydraulique [m]

g : l'accélération de pesanteur [m. s²]

h_{moy} : Coefficient de transfert thermique par convection [W.m⁻².k⁻¹]

K : Conductivité thermique [W/m.k]

K_f : la conductivité thermique du fluide de base [W/m.k]

K_{nf} : la conductivité thermique du nanofluide [W/m.k]

K_s : la conductivité thermique des particules solides [W/m.k]

L : longueur de l'échangeur [m]

n : facteur de forme empirique.

Q_v : Génération de chaleur volumique [W.m⁻³]

u : Vitesse de l'écoulement suivant x [m.s⁻¹]

v : Vitesse de l'écoulement suivant y [m.s⁻¹]

V : Vitesse de l'écoulement [m.s⁻¹]

V_s : volume des nanoparticules [m³]

V_f : Volume du fluide de base [m³]

w : Vitesse de l'écoulement suivant z [m.s⁻¹]

Symboles grecs :

α : Diffusivité thermique [m². s⁻¹]

\mathcal{B} : le rapport de de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

β : Coefficient de dilatation thermique [K⁻¹]

μ : Viscosité dynamique [Pa.s]

μ_{nf} : Viscosité dynamique du nanofluide [Pa.s]

μ_f : Viscosité dynamique du fluide de base [Pa.s]

ν : Viscosité cinématique [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$]

ρ : Masse volumique [$\text{Kg}.\text{m}^{-3}$]

ρ_{nf} : Masse volumique du nanofluide [$\text{Kg}.\text{m}^{-3}$]

φ : Fraction volumique volumique

Ψ : sphéricité

Nombres adimensionnels :

Gr : Nombre de Grashof $Gr = \frac{(\rho^2 \beta)_{nf} Q_v L^4}{(\mu^2 K)_{nf}}$

Nu : Nombre de Nusselt $Nu = \frac{q_m Dh}{(k (T_p - T_m))}$

Pr : Nombre de Prandlt $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Re : Nombre de Reynolds $Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$

Ri : Nombre de Richardson $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

Liste des figures

Figure I.1 : schéma présentatif de transfert conductif	3
Figure I.2 : schéma présentatif de transfert convectif.....	4
Figure I.3 : schéma présentatif de transfert par convection forcée et naturelle	5
Figure I.4 : Pyrolyse laser donnant de la nanopoudre à mélanger au liquide et dépôt direct dans le liquide par pulvérisation cathodique sous vide	9
Figure I.5 : Nanoparticule (Ag) [4] Nanoparticule (TiO ₂).....	10
Figure I.6 : nanoparticules sphériques (BAN/2005) ;Nanotubes de carbone (INT1)...	10
Figure I.7 : Exemples de nanofluides aqueux et opaques avec seulement 1 % de nanoparticules de diverses natures.....	12
Figure I.8 : Echangeur monotube.....	24
Figure I.9 : Echangeur à tube à courant parallèle et Echangeur à tube à contre.....	25
courant.	
Figure I.10 : Echangeur compact à courant croisé ; a) les deux fluides mélangés b) un fluide mélangé et l'autre fluide non mélangé.....	25
Figure I.11 : Tubes à ailettes longitudinaux	26
Figure. 1.12: Ruban hélicoïdal inséré dans un tube circulaire.....	26
Figure I.13 : Différentes géométries de fil enroulé dans les échangeurs de chaleur utilisant le nanofluide.....	30
Figure II.1 : Coupe transversale de la moitié de l'échangeur de chaleur	30
Figure II.2 : vue de l'échangeur de chaleur suivant l'axe oz.....	31
Figure II.3 : vue de l'échangeur de chaleur à 12 ailettes.	31
Figure II.4 : les conditions aux limites imposées.....	32
Figure II.5 : Schémas des ailerons.....	32

Figure III.1 : Lancement du Gambit	42
Figure III.2 : Les opérations pour construire une géométrie	42
Figure III.3 : Création des points	43
Figure III.4 : Création d'une face	43
Figure III.5: Création des volumes	44
Figure III.6 : Maillage de volume	44
Figure III.7 : les Conditions aux limites	45
Figure III.8 : L'exportation du fichier.Msh	45
Figure III.9: Vue globale de Fluent	46
Figure III.10 : Importation de la géométrie	47
Figure III.11 : Vérification du maillage sous Fluent	48
Figure III.12 : lissage de maillage.....	48
Figure III.13 : Vérification des unités.....	49
Figure III.14 : Affichage de la grille et vérification des conditions	49
Figure III.15 : Choix du solveur sous Fluent	50
Figure III.16 :Equation de l'énergie.....	50
Figure III.17 : Choix du type d'écoulement	51
Figure III.18 :Définition des caractéristiques du fluide.....	51
Figure III19 : Choix de la pression de référence	52
Figure III.20 : Vitesse d'entrée	52
Figure III.21 : Choix des facteurs de sous relaxation et les schémas de discrétisation	53
Figure III.22 : Initialisation de la solution	54
Figure III.23 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	54
Figure III.24 : Choix du nombre des itérations.....	55

Figure III.25 : Allures de l'évolution des résidus de calcul.....	55
Figure III.26 : Calcul de la température moyenne	56
Figure III.27 : Calcul de la densité du débit massique moyen.....	56
Figure III.28 :Calcul de la température de mélange	57
Figure III.29 :Obtention des graphes	57
Figure III.30 : Sauvegarde de fichier.....	58
Figure IV.1: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds de maillage pour $Re=1500$	64
Figure IV.2 : Contours de température pour $Re = 1500,1200,900,600$	66
Figure IV.3 : Contours de la température dans les deux plans	67
$Y = 0.045$ m et vertical $Z = 0.325$ m	
Figure IV.4 : champs de vitesse dans l'échangeur de chaleur dans le plan $Y=0.045$ m 61 pour différents nombres de Reynolds.	69
Figure IV.5: champs de vecteurs vitesse dans l'échangeur de chaleur	70
différents nombres de Reynolds	
Figure IV.6: Champs de pression dans l'échangeur de chaleur	71
pour différents nombres de Reynolds	
Figure IV.7 : variation du nombre de Nusselt dans l'échangeur de chaleur.....	71
en fonction du nombre de Reynolds.	
Figure IV.8 : variation de coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaire en fonction du nombre de Reynolds.	73
Figure IV.9 : Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re =600 ,Y=0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$	75
Figure IV.10 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) Pour $Re =600 ,Y=0.045m \phi [0.01-0.05]$	76

Figure IV.11 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 900, Y=0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$	77
Figure IV.12: Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 900, Y=0.045m$ $\phi [0.06-0.1]$	78
Figure 4.13 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1200, Y=0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$	79
Figure IV.14 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1200, Y=0.045m$ $\phi [0.06-0.1]$	80
Figure IV.15 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1500, Y=0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$	81
Figure IV.16 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1500, Y=0.045$ mm	82
Figure IV.17 : Variation de la température dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires pour le nanofluide (eau/TiO_2) à des différentes concentrations.	83
Figure IV.18 : Variation de température de mélange pour le nanofluide (eau/TiO_2) à des différentes concentrations pour $Re = 1500, 1200, 900$ et 600	76
Figure IV.18 :Variation du nombre de Nusselt en fonctionde nombre de Reynolds et les déférentes concentrations.....	84

Liste des tableaux

Tableau I.1 : les propriétés thermophysiques de différents matériaux.....	11
Tableau III.1 : Les facteurs de sous relaxation	53
Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques du fluide de base (H ₂ O)	61
Tableau IV.2 . : Propriétés thermophysiques de l'alumini	62
Tableau IV.3 : Propriétés thermophysiques du nanofluide (eau+TiO ₂) pour les différentes Concentrations	
Tableau IV.4: Grille du maillage adopté	63

Introduction Générale

Introduction

Le transfert de chaleur joue un rôle important dans divers processus industriels. L'efficacité de tels processus est souvent limitée par les propriétés thermo physiques des fluides utilisés. La miniaturisation de nombreuses applications est tributaire de la possibilité d'évacuer de façon efficace les puissances thermiques dissipées au sein de ces appareillages.

Le développement considérable récent des recherches traitant des nanofluides est dû au fait qu'il est possible, pour certaines applications, d'accroître de façon appréciable les transferts de chaleur en introduisant dans un fluide pure une faible concentration de nanoparticules. Rappelons que les nanofluides sont des solutions colloïdales obtenues en dispersant dans un fluide de base des particules solides de taille nanométrique ($10^{-9}m$). A très faible concentrations, certaines de ces solutions se sont révélées très efficaces pour améliorer, sous certaines conditions les transferts de chaleur.

Le transfert de chaleur dans un nanofluide dépend à la fois des propriétés thermo physiques de la phase solide et de la phase liquide.

L'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur tient aujourd'hui une place capitale dans la conception de ces derniers.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter leur efficacité soit par la méthode classique de refroidissement par convection naturelle ou bien par l'utilisation d'un fluide caloporteur adéquat.

L'objectif de ce travail est de simuler numériquement le transfert de chaleur par convection dans un échangeur de chaleur en utilisant un nanofluide. Le but essentiel de cette étude est de quantifier le taux de transfert de chaleur en variant les concentrations des nanoparticules.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres.

Le premier chapitre, présente des généralités sur les différentes formes de transfert de chaleur et des notions sur les nanofluides leur types et les modèles les plus utilisés pour le calcul de leurs propriétés thermo physiques.

Dans le 2ème chapitre nous présentons la forme géométrique choisi pour notre étude qui consiste en un échangeur de chaleur à tubes à ailettes rectangulaires soumis a une génération de chaleur volumique. Ainsi que la formulation mathématique des équations régissant le phénomène étudié et les conditions aux limites.

Dans le 3ème chapitre, est dédié à la procédure de résolution numérique avec les logiciels Fluent et le préprocesseur gambit.

Le 4ème chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenu et leurs interprétations. Enfin, nous terminons par une conclusion générale qui synthétise les différents résultats obtenus.

CHAPITRE I

I-1 Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement industriels :

Le vecteur énergétique ou chaîne thermique entre la source chaude et froide peut être constitué d'éléments d'états physiques différents (solide, liquide ou gaz), ce qui fait intervenir les trois principaux mécanismes de transfert thermique connus : conduction, convection (en incluant ébullition et condensation) et rayonnement. La conduction se présente principalement dans les éléments solides de la chaîne thermique, tels que le métal des échangeurs, les dissipateurs thermiques, les interfaces thermiques pour la micro-électronique, etc. La convection se présente dans les éléments fluides tels que les liquides caloporteurs ou ceux à changement de phase et le rayonnement se fera entre deux surfaces avec une différence de température suffisante. Diminuer la résistance du vecteur d'énergie revient à agir sur les paramètres influençant les trois mécanismes de transfert thermique : conduction, convection et rayonnement.

I-1-2 Le transfert conductif :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. Ce mode de transfert s'applique aux solides aux liquides et également aux gaz, tant que ceux-ci peuvent être considérés comme immobiles exemple (air emprisonné dans un double vitrage ou dans un matériau poreux, ...). contraintes cependant : la résistance mécanique/thermique et le coût. [1]

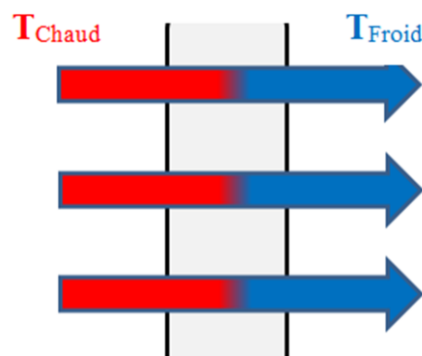


Figure I.1 : schéma représentatif de transfert conductif [1]

I-1-3 Le transfert radiatif :

Un **rayonnement**, désigne le processus d'émission ou de propagation d'énergie et de quantité de mouvement impliquant une onde, une particule, ce mécanisme de transfert

thermique est couramment utilisé dans les processus industriels de chauffage ou de cuisson, particulièrement les fours industriels.

I-1-4 Le transfert convectif :

Il s'agit du mécanisme de transfert thermique le plus efficace et donc le plus utilisé.

La convection peut être également subdivisée en convection monophasique naturelle ou forcée, et en convection diphasique naturelle ou forcée. Les dispositifs de refroidissement industriels se basant sur la convection forcée d'un fluide diphasique jouissent des meilleures performances en termes de densité thermique, comme on peut le voir au niveau de la figure (I.1)

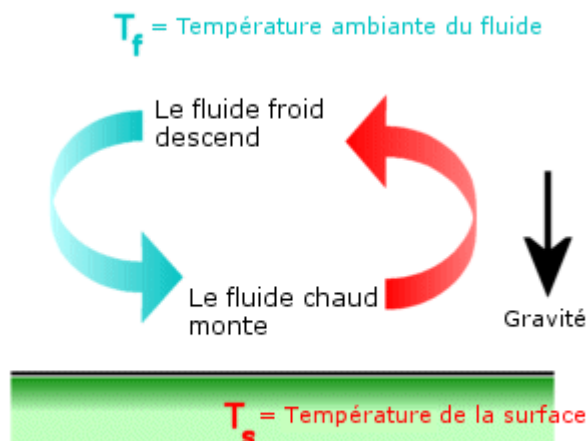


Figure I.2 : schéma présentatif de transfert convectif [1]

- la surface d'échange,
- le coefficient d'échange entre le fluide et la paroi (ou l'élément à refroidir),
- la nature du fluide utilisé quant à ses propriétés thermo physiques (conductivité

thermique, masse volumique, viscosité dynamique, chaleur massique, chaleur latente, tension de surface et le point d'ébullition).

Il existe deux types de transferts convectifs:

- La convection forcée dans laquelle l'écoulement du fluide est forcé par un dispositif mécanique quelconque (pompe ou gravité pour un liquide, ventilateur pour de l'air).
- La convection naturelle: lorsqu'il existe une différence de température entre deux points d'un fluide, le fluide chaud, qui aura une masse volumique plus faible que le fluide froid aura tendance à monter sous l'effet de la poussée d'Archimède. [2]

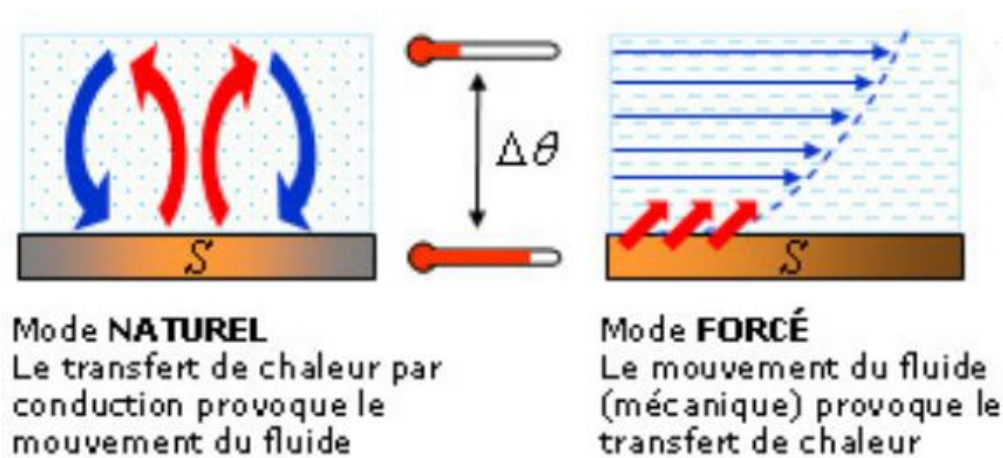


Figure I.3 : schéma présentatif de transfert par convection forcée et naturelle [2]

- Un autre type de convection est appelée convection mixte :

Le transfert de chaleur par convection mixte et l'écoulement de fluide dans les cavités sont des sujets importants d'investigation en raison de leur effet sur de nombreuses applications d'ingénierie et des phénomènes naturels tels que l'énergie thermique, les industries pétrochimiques, l'aérospatiale, la construction et les capteurs solaires, etc. Le flux entraîné par les conditions aux limites thermiques et cinématiques à travers la cavité provoque une poussée de la flottabilité et la création d'une convection mixte conditions lorsque Grashof et Reynolds nombres augmentent. [2]

Pour caractériser une convection mixte, le nombre de Richardson est alors plus adapté pour ce type de convection :

Le nombre de **Richardson** est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad I.1$$

Si : $Ri < 0.1$ la convection est forcée.

Si : $Ri > 10$ la convection est naturelle.

Si : $0.1 < Ri < 10$ la convection est mixte.

Où :

Le nombre de **Grashof** (Gr) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection libre dans un fluide :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta Q_v L^4}{\mu^2 K} \quad I.2$$

Avec ρ g β μ sont respectivement la gravité, le coefficient de dilatation thermique, la masse volumique et la viscosité dynamique.

Le nombre de **Reynolds** est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

$$Re = \frac{\rho L V}{\mu} \quad I.3$$

Le nombre de **Prandtl** compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad I.4$$

ν et α sont respectivement la viscosité cinématique et diffusivité thermique.

Le nombre de **Rayleigh** est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad I.5$$

Le nombre de **Nusselt** est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad I.6$$

I-2 Généralité sur les nanofluides et nanoparticules :

Les fluides caloporteurs de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent parfois leur capacité de transfert de chaleur. L'utilisation des nanofluides, particules de taille nanométrique de conductivité thermique très élevée en suspension dans un fluide caloporteur, est susceptible d'apporter des gains en performances thermiques très importants. De nombreuses recherches ont été menées sur cette nouvelle génération de fluides afin d'apporter une meilleure compréhension des mécanismes physiques mis en jeu lors de l'utilisation des nanofluides, et mettre ainsi au point des liquides caloporteurs plus performants.

Une nanoparticule est un assemblage de quelque centaine à quelques milliers d'atomes conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1-100 nm), les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué, et sont très étudiées actuellement. [3]

I-2-1 Production des nanofluides et nanoparticules :

Les expériences effectuées sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique (10^{-6} m) ont montré que certains problèmes pouvaient être engendrés par l'utilisation de ces dernières tel que le problème de sédimentation des particules, l'augmentation des pertes de charge *etc....* tandis que pour des particules de l'ordre du nanomètre (10^{-9} m), ces problèmes sont pratiquement insignifiants.

Tout en supposant que la suspension est stable et durable, l'agglomération de particules est négligeable, aucun changement chimique du fluide, la préparation des nanofluides peut se faire par l'une des méthodes :

- 1- La méthode à une seule étape : basée sur la vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de sa vapeur dans le liquide.
- 2- La méthode à deux étapes : elle consiste d'abord à la fabrication d'une nanopoudre sèche, puis le mélange et la dispersion de celle-ci dans le liquide.

Ces procédés de fabrication sont la nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste toutefois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certaines ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé, notamment les méthodes en une étape (Figure I.4). Les principaux moyens peuvent être [3] :

- La mécanosynthèse (broyage à haute énergie)
- La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple)
- Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD)
- Les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD)
- La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques
- La pulvérisation cathodique radiofréquence
- La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser)
- La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs)
- La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme pour un usinage par électroérosion).

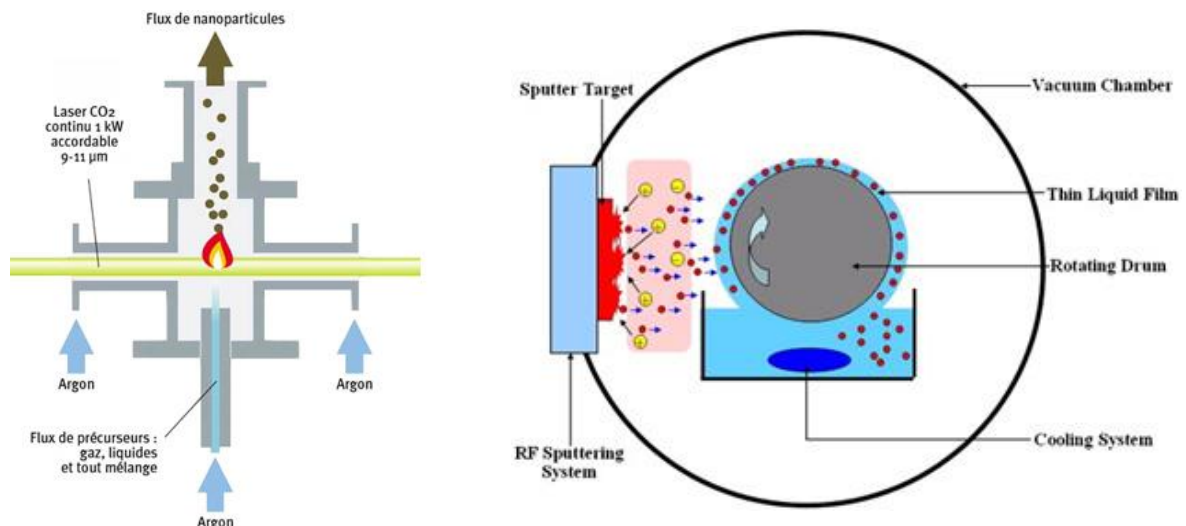


Figure I.4 : Pyrolyse laser donnant de la nanopoudre à mélanger au liquide et dépôt direct dans le liquide par pulvérisation cathodique sous vide [3]

Par contre pour les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories [4] :

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

- Les nanoparticules des oxydes métalliques :

1. L'oxyde d'aluminium (AL₂O₃).
2. L'oxyde de cuivre (CuO).
3. L'oxyde de silicium (SiO₂).

- Les nanoparticules métalliques :

- 1- L'aluminium (AL).
- 2- Le cuivre (Cu).
- 3- L'or (Au).
- 4- L'argent (Ag).

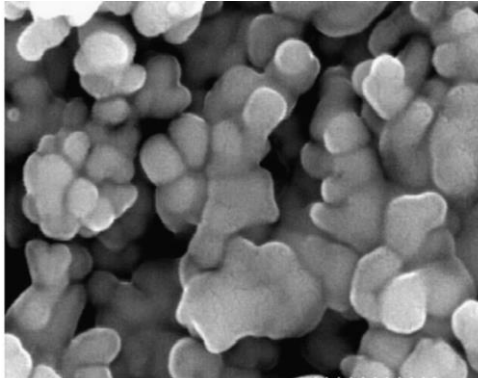
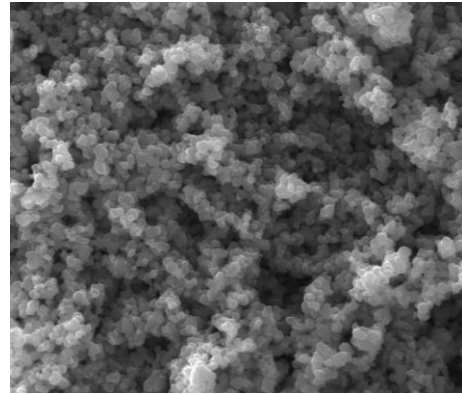


Figure I.5 : Nanoparticule (Ag) [4]



Nanoparticule (TiO₂) [4]

- Les nanoparticules non métalliques :
 - 1- Les nanotubes de carbone (CNT).
 - 2- Le diamant (C).

D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories (figure I.4) :

- Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes de cuivre (oxyde d'aluminium Al₂O₃, oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO₂...).
- Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO₂, Nanotube de silicium...)

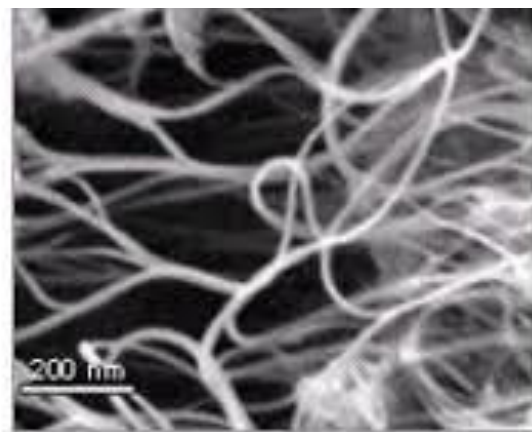
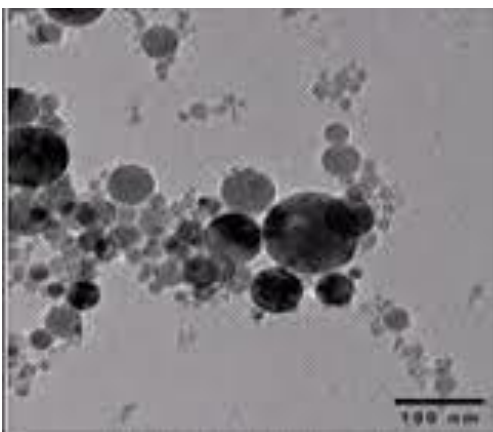


Figure I.6 : nanoparticules sphériques (BAN/2005) ; Nanotubes de carbone (INT1) [4]

- Les liquides de base les plus utilisés :
 - 1- L'eau.

- 2- L'éthylène glycol (EG).
- 3- Les huiles.
- 4- Les fluides de réfrigération (R12,R22....)

Les suspensions de nanoparticules dans un fluide, souvent appelées nanofluide, ont des caractéristiques thermiques intéressantes comparées aux fluides de base traditionnels.

(Tableau I.1)

Tableau I.1 : les propriétés thermophysiques de différents matériaux

	Nanoparticule et fluide de base	K ($W/m.k$)	ρ (kg/m^3)	C_p ($J/kg.k$)	μ ($Pa.s$)
Métallique (solides)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80.2	7870	447	
	Ni	90.7	8900	444	
	Au	317	19.300	129	
	Ag	429	10.500	235	
	C(diamant)	2300	3500	509	
Oxyde métallique (solides)	SiO ₂	1.38	2220	745	
	TiO ₂	8.4	4157	710	
	Al ₂ O ₃	63	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquides non métallique	L'eau	0.613	1000	4183	0.0008513
	Ethylène-glycol (EG)	0.258	1132	2349	0.0157

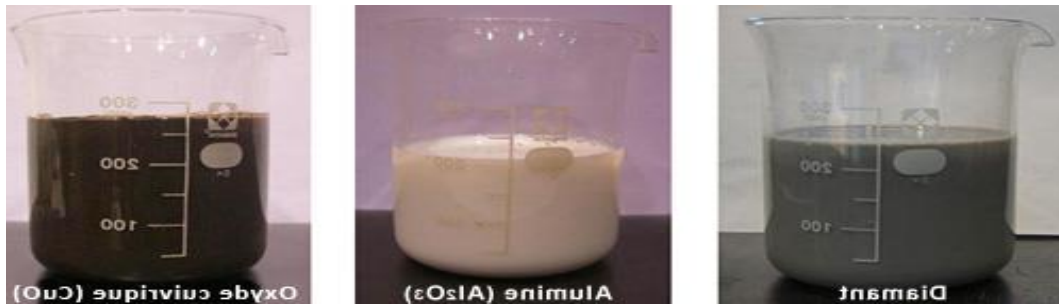


Figure I.7 : Exemples de nanofluides aqueux et opaques avec seulement 1 % de nanoparticules de diverses natures [4]

I-3 Caractéristiques thermo-physiques des nanofluides :

Les propriétés thermo physiques (conductivité thermique, viscosité dynamique et cinématique, capacité thermique massique, etc.) des solutions sont profondément modifiées par l'ajout de nanoparticules et un grand nombre de paramètres peuvent avoir un effet non négligeable sur cette déviation (le matériau, la taille, le rapport d'aspect, la concentration des particules en suspension, la conductivité du fluide de base, la température du milieu, etc.). De nombreux groupes de recherche tentent de comprendre quels sont le ou les mécanismes à l'origine de telles différences mais aucune phénoménologie n'a pu être encore formulée de manière concise et satisfaisante. [4]

I-3-1 Fraction volumique(φ) :

La fraction volumique est la propriété la plus important pour le nanofluide, puisque les calculs des tous les autres propriétés se basés sur la fraction volumique du nanofluide. Et on peut défini la fraction volumique comme 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 suivante

$$\varphi = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad \text{I.7}$$

Où V_s, V_f : son respectivement le volume des nanoparticules et le volume du fluide de base [m^3]

I-3-2 Conductivité thermique :

La conductivité thermique, notée $K(W.m^{-1}k^{-1})$, est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. C'est une propriété très importante pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur. La synthèse des nanofluides répond au besoin d'améliorer et d'amplifier la conductivité thermique des liquides.

Il existe plusieurs modèles théoriques permettant d'estimer, sous certaines conditions, la conductivité thermique des suspensions. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

a-Modèle de Maxwell :

Maxwell fut le premier à dériver un modèle pour estimer la conductivité thermique d'une suspension contenant des particules (1881)

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f + 2\phi(K_s - K_f)}{(K_s + 2K_f) - \phi(K_s - K_f)} K_f \quad I.8$$

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

Le modèle de Maxwell est satisfaisant pour les suspensions contenant des particules sphériques de concentrations volumiques relativement faibles mais ne tient pas compte de l'effet de la taille ni de la forme des particules. Il est à noter aussi que l'effet des interactions inter-particules est négligé dans ce modèle.

b-Modèle de Bruggeman :

Le modèle de Bruggeman (1935) complète celui de Maxwell (Eq. I.2) pour des concentrations volumiques relativement élevées.

$$\varphi \left(\frac{(K_s - K_f)}{(K_s + 2K_f)} \right) + (1 - \varphi) \left(\frac{(K_s - K_f)}{(K_s + 2K_f)} \right) = 0 \quad \text{I.9}$$

Ce modèle ne tient pas compte ni de la taille des particules ni leur forme.

c- Modèle de Hamilton & Crosser :

Le modèle de Hamilton-Crosser (1962) est une extension du modèle de Maxwell, qui tient compte de la forme des particules. En effet, pour prendre en compte la non-sphéricité des particules (cas des NTC), ce modèle intègre un facteur géométrique appelé sphéricité, et noté Ψ , faisant référence à la géométrie sphérique. Ce coefficient est défini comme étant le rapport de l'aire d'une sphère de même volume que la particule sur l'aire de cette même particule.

$$K_{nf} = \frac{K_s + (n-1)K_f - (n-1)(K_s - K_f)\varphi}{K_s + (n-1)K_f - \varphi(K_s - K_f)} K_f \quad \text{I.10}$$

n est un facteur de forme empirique donné par : $n = \Psi/3$

Ce modèle peut être utilisé lorsque la conductivité thermique des particules est au moins 100 fois plus élevée que celle du fluide de base (1962).

d-Modèle de Yu et Choi :

Yu et Choi (2003) ont proposé un modèle modifié plus complexe que le modèle de Hamilton-Crosser, qui tient compte de l'effet d'interface entre les particules et le fluide de base mais qui n'est valable que pour les particules de forme sphérique.

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f - 2(K_s - K_f)(1+B)^3\varphi}{K_s + 2K_f - (K_s - K_f)(1+B)^3\varphi} K_f \quad \text{I.11}$$

Où B est le rapport de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

e- Modèle de Walvekar et al :

Walvekar et al. (2012) ont proposé un modèle de conductivité thermique

pour des nanofluides contenant des NTC qui tient compte de l'effet du diamètre, du rapport d'aspect des NTC ainsi que l'effet du mouvement brownien due à la température. Ce modèle, représenté par l'équation I.6, est le résultat d'une extension d'un modèle initialement introduit par (2004).

$$K_{nf} = K_f \left[1 + \frac{\left(\frac{2\varphi(r_s+l_s)}{r_s l_s} \right)}{\left(\frac{3(1-\varphi)}{r_f} \right)} \right] + \frac{C\varphi(T-T_0)}{r_s^2 l_s^2 \mu_f} \ln \left(\frac{l_s}{d_s} \right) \quad \text{I.12}$$

Dans cette équation, r_s et l_s sont respectivement le rayon (m) et la longueur (m) des NTC. r_f le rayon moyen de la molécule du fluide de base (m).

La première partie du modèle est principalement liée à la forme, le rapport d'aspect des NTC et à la conductivité thermique des NTC et celle du fluide de base. La seconde partie de l'équation (I.6) représente la contribution du mouvement brownien des nanoparticules lié à la température et la viscosité du fluide de base. T_0 est prise égale à 273 k, ce qui correspond à la température de référence en dessous de laquelle le mouvement brownien devient négligeable.

C'est une constante qui dépend de la constante de Boltzmann (2012).

I-3-3 Viscosité dynamique des nanofluides :

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides. L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nanofluide mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. Ainsi, ces deux propriétés sont étroitement corrélées, et doivent être maîtrisées en vue d'une exploitation de ce type de fluides dans des échangeurs.

De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées afin d'estimer ou de mesurer la viscosité dynamique des nanofluides et de quantifier l'importance des principaux paramètres qui l'influencent.

Plusieurs modèles théoriques ont été développés pour prédire l'évolution de la viscosité dynamique des suspensions sous certaines conditions. Dans cette partie, nous nous intéresserons aux modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

a-Modèles d'Einstein :

D'une manière générale, les formules existantes dérivent du travail fondamental d'Einstein (1906). Basé sur l'hypothèse que l'énergie a une dépendance linéaire avec la viscosité, Einstein a déterminé l'énergie dissipée autour d'une seule particule dans un fluide en associant son énergie au travail réalisé pour la faire avancer relativement au fluide. A partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant une dépendance linéaire de la viscosité des suspensions dans un fluide avec la concentration.

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi) \quad \text{I.13}$$

Où : μ_{nf} la viscosité dynamique du nonofluide.

μ_f la viscosité dynamique du fluide de base.

La formule d'Einstein a depuis été vérifiée expérimentalement et est considérée satisfaisante pour des suspensions très diluées de particules sphériques (browniennes ou non browniennes), typiquement pour des concentrations volumiques inférieures à 1%. Il est à noter que ce modèle ne tient pas compte des effets de la taille des particules et des interactions inter particules.

b-Modèles de Brinkman :

La formule de Brinkman (1952) complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad \text{I.14}$$

Cette relation décrit une évolution non linéaire de la viscosité dynamique avec la

concentration volumique mais ne tient pas compte de la collision entre les particules. En effet, l'écoulement autour de chaque particule est influencé par la présence éventuelle d'autres particules à proximité et par les collisions entre particules.

c-modèle de Batchelor :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + \eta\varphi + \kappa_h\varphi^2 + \dots) \quad \text{I.15}$$

Où : η est la viscosité intrinsèque et κ_h est le coefficient de Huggins. La valeur de η et κ_h est de 2.5 et 6.5 respectivement pour des particules sphériques.

I-3-4 Chaleur spécifique :

La conductivité thermique et la viscosité dynamique sont les deux propriétés thermo physiques les plus étudiées dans le cas des nanofluides. La chaleur spécifique des nanofluides, quant à elle, est très rarement étudiée, notamment sur le plan expérimental.

La chaleur spécifique ou la capacité thermique massique, notée C_p ($J/kg.K$), est définie par la quantité d'énergie à apporter par échange thermique pour élever d'un degré Kelvin la température de l'unité de masse d'une substance. Cette grandeur est incorporée dans l'équation de l'énergie, et nécessite alors d'être déterminée d'une manière rigoureuse. La plupart des études effectuées dans la littérature utilise un des deux modèles définis par :

a-Modèle du PAK(1998) :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad \text{I.16}$$

b-Modèle de XUA (2000) :

$$(\rho C_p)_{nf} = \frac{(1-\varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s}{(1-\varphi)\rho_f + \varphi\rho_s} \quad \text{I.17}$$

Pour déterminer la chaleur spécifique des nanofluides. Le premier modèle (I.10) est basé sur la loi de mélange d'une suspension homogène, tandis que le modèle de l'équation (I.11) est fondé sur l'hypothèse d'équilibre thermique entre les particules et le fluide de base.

Zhou et al. (2010) ont mesuré expérimentalement la chaleur spécifique d'un nanofluide à base de nanoparticules d'oxyde de cuivre dispersées dans de l'eau. D'après leurs résultats, la chaleur spécifique décroît progressivement avec la concentration volumique. Ils ont montré que la loi de mélange (I.10) ne permet pas de modéliser la chaleur spécifique dans le cas des nanofluides étudiés et que le modèle (I.11) est mieux adapté pour le calcul de la chaleur spécifique. **O'Hanley et al.** (2012) ont confirmé expérimentalement ce résultat en utilisant un calorimètre différentiel à balayage.

I-3-5 Masse volumique :

La masse volumique des nanofluides est proportionnelle à la fraction volumique en particules et augmente avec l'ajout des nanoparticules. Dans la littérature, et en l'absence de résultats expérimentaux, la masse volumique des nanofluides est souvent calculée à partir de la loi de mélange dans laquelle, comme pour la chaleur spécifique, le nanofluide est supposé homogène (1998).

$$\rho_{nf} = \varphi\rho_s + (1 - \varphi)\rho_f \quad \text{I.18}$$

Où :

ρ_{nf} : Masse volumique du nanofluide.

ρ_s : Masse volumique du nanoparticule.

ρ_f : Masse volumique du fluide.

I-3-6 Coefficient d'expansion thermique :

La variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique appelé également **coefficient de dilatation isobare**[5]

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad \text{I.19}$$

Le calcul de la valeur de ce coefficient pour les nanofluides est déterminée par analogie avec la relation (I.12) qui exprime la masse volumique du nanofluide.

$$\beta_{nf} = \varphi \beta_s + (1 - \varphi) \rho \beta_f \quad \text{I.20}$$

I-4 Domaine d'application des nanofluides :

Les nanofluides sont des suspensions de nanoparticules dans des fluides qui montrent une amélioration significative de leurs propriétés à des concentrations de nanoparticules modestes. De nombreuses publications sur les nanofluides traitent de leur comportement afin de pouvoir les utiliser là où une amélioration directe du transfert de chaleur est primordiale, comme dans de nombreuses applications industrielles, réacteurs nucléaires, transport, électronique, biomédecine et aliments. Le nanofluide en tant que fluide intelligent, dans lequel le transfert de chaleur peut être réduit ou amélioré à volonté, a également été signalé.[6]

I-4-1 Applications de refroidissement industriel :

Pour l'industrie américaine, le remplacement de l'eau de refroidissement et de chauffage par des nanofluides pourrait permettre de conserver 1000 milliards de Btu d'énergie. Pour l'industrie américaine de l'énergie électrique, l'utilisation de nanofluides dans les cycles de refroidissement en boucle fermée pourrait permettre d'économiser environ 10000 à 30000 milliards de Btu par an (équivalant à la consommation d'énergie annuelle d'environ 50000 à 150000 ménages). Les réductions d'émissions associées seraient d'environ 5,6 millions de tonnes métriques de dioxyde de

carbone; 8600 tonnes d'oxydes d'azote; et 21000 tonnes métriques d'anhydride sulfureux.

Pour les usines de pneumatiques de Michelin Amérique du Nord, la productivité de nombreux processus industriels est limitée par le manque de moyens permettant de refroidir efficacement le caoutchouc lors de son traitement. Cela nécessite l'utilisation de plus de 2 millions de gallons de fluides caloporteurs pour les usines Michelin en Amérique du Nord. Dans ce projet, Michelin a pour objectif d'obtenir une augmentation de productivité de 10% dans ses usines de traitement du caoutchouc si des nanofluides à base d'eau appropriés peuvent être développés et produits commercialement de manière rentable. [6]

I-4-2 Smart Fluides :

Dans cette nouvelle ère de conscience énergétique, notre manque d'abondantes des sources d'énergie propre et la diffusion généralisée de dispositifs à piles, tels que les téléphones portables et les ordinateurs portables, ont accentué la nécessité d'une gestion technologique intelligente des ressources énergétiques. Les nanofluides se sont avérés capables de gérer ce rôle dans certains cas en tant que fluide intelligent. Dans un article publié récemment dans en mars 2009 de Physicien Review Letters, Donzelli et al. Ont montré qu'une classe particulière de nanofluides peut être utilisée comme matériau intelligent fonctionnant comme une valve thermique permettant de contrôler le flux de chaleur. Le nanofluide peut être facilement configuré soit dans un état «bas», où il conduit mal la chaleur, soit dans un état «haut», où la dissipation est plus efficace. Pour franchir l'abîme des technologies de chauffage et de refroidissement, les chercheurs devront démontrer qu'un système d'exploitation stable répond à une plus grande gamme de flux de chaleur.

I-4-3 Réacteurs nucléaires :

Dans un système de centrale nucléaire à réacteur à eau sous pression,[des chercheurs au- Massachusetts Institute of Technology (MIT)-, ont réalisé une étude visant à évaluer la faisabilité des nanofluides dans les applications nucléaires en améliorant les performances de tout système nucléaire à refroidissement par eau dont l'évacuation de

chaleur est limitée. Les applications possibles comprennent le liquide de refroidissement primaire d'un réacteur à eau sous pression (REP), les systèmes de sécurité en veille, les cibles d'accélérateur, les déviateurs de plasma, etc]. le processus limitant la production de vapeur ,c'est un flux de chaleur critique entre les barres de combustible et l'eau, lorsque des bulles de vapeur finissent par recouvrir la surface des barres de combustible. Très peu de chaleur par opposition à l'eau liquide. En utilisant des nanofluides à la place de l'eau, les barres de combustible se recouvrent de nanoparticules, telles que de l'alumine, qui repoussent les bulles nouvellement formées, empêchant ainsi la formation d'une couche de vapeur autour de la barre et augmentant ensuite considérablement le CHF. [6]

I-4-4 Extraction de l'énergie géothermique et d'autres sources d'énergie :

Lors de l'extraction d'énergie de la croûte terrestre dont la longueur varie entre 5 et 10 km et la température entre 500 C° et 1000 C°, des nanofluides peuvent être utilisés pour refroidir les tuyaux exposés à de telles températures. Lors du forage, les nanofluides peuvent contribuer au refroidissement des machines et des équipements fonctionnant dans des environnements à fortes frictions et à hautes températures. En tant que « supraconducteur fluide », les nanofluides pourraient être utilisés comme fluide de travail pour extraire l'énergie du noyau terrestre et être traités dans un système de centrale REP utilisant une grande quantité d'énergie de travail.

Dans le sous-domaine de la technologie de conversion de puissance, améliorer les performances de transfert de chaleur pour les nanofluides à basse température et développer des conceptions d'installations pour des températures de ressources plus élevées dans la région de l'eau supercritique entraînerait un gain de l'ordre de grandeur (ou plus) des performances du réservoir et efficacité de conversion chaleur-énergie.

I-5 les avantages et les inconvénients des nanofluides :

La littérature concernant les nanofluides montre que leur utilisation en tant que fluide caloporteur est envisageable, la plupart des auteurs ayant constaté une amélioration des performances thermiques. Les informations qui reviennent le plus souvent sont l'amélioration de la conductivité thermique et une hausse de la viscosité avec

l'augmentation de la concentration en nanoparticules. L'utilisation des nanofluides est assez contraignante cependant, des précautions particulières devant être prises pour éviter la sédimentation des particules, la corrosion ou l'augmentation des pertes de charge. A l'opposé, certains auteurs affirment le contraire, en l'occurrence que les nanofluides sont moins performants que leurs liquides de base.

D'une manière générale, les nanofluides permettent de réduire l'encombrement et la consommation des équipements de refroidissement industriel par une meilleure efficacité. Comme les nanofluides sont de bons conducteurs de chaleur ils peuvent aussi être utilisés pour réchauffer plus efficacement. "La très petite taille des nanoparticules et les propriétés lubrifiantes de certaines d'entre elles permettraient leur emploi comme fluide pour les transmissions, les boîtes de vitesses et les huiles de moteurs thermiques". Un des grands inconvénients des nanofluides est leur prix (près de 100 euros le litre). On doit s'assurer de leur rentabilité. Leur emploi sera sûrement réservé aux technologies de pointes.

Les grandes disparités sur l'explication des phénomènes derrière l'amélioration des propriétés thermiques des nanofluides prouvent bien que cette technologie n'est pas encore mature. [7]

I-6 le transfert de chaleur par Convection dans les enceintes nanofluide :

L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour ce faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques). Chronologiquement, bien que les idées d'amélioration aient touché surtout la géométrie des systèmes, et la nature physico-chimique des milieux convectifs, les travaux n'ont touché que l'ordre macroscopique ou parfois microscopique du processus. Mais avec l'apparition et le développement rapide des nanosciences et nanotechnologies pendant la deuxième moitié du 20^{ème} siècle, la convection a pris une grande part de cette nouvelle richesse, et a pris un autre aspect de perfectionnement :

c'est au niveau nanométrique de la matière du milieu convectif que les récents travaux ont été concentrés. Les nanofluides sont alors l'un des fruits d'une telle richesse. Dotés de propriétés physico-chimiques particulières et intéressantes, telles que leur importante conductivité thermique, les nanofluides offrent un coefficient de transfert thermique imbattable par les autres caloporteurs. [6]

I-7 Généralités sur les échangeurs de chaleur :

I-7-1 principe de fonctionnement :

Un échangeur thermique est un dispositif permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange, cet échange peut se faire en trois modes de transmission différent, la conduction, la convection et le rayonnement.

I-7-2 Classification des échangeurs thermiques :

- Processus de transfert: contact direct ou indirect
- Géométrie de construction: tubes, plaques etc..
- Mécanismes de transfert de chaleur: flux monophasé ou biphasé
- Arrangement d'écoulement: écoulement parallèle, contre-courant ou écoulement croisé.

A - Classification selon les processus de transfert :

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect . Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les flux de fluides restent séparés et la chaleur est transférée d'une manière continue à travers une paroi de séparation imperméable.

B- Classification selon le nombre de fluides :

La plupart des procédés de chauffage et de refroidissement impliquent un transfert de chaleur entre deux fluides. Ainsi ,les échangeurs de chaleur à deux fluides sont les plus courants. Les échangeurs de chaleur à trois fluides sont généralement utilisés de la cryogénie ...etc .

C- Classification selon les arrangements de flux :

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de plusieurs façons. L'un d'eux est basé sur la direction relative de l'écoulement des fluides. On distingue trois types de fonctionnement,

- à courants parallèles : les deux fluides circulent dans le même sens.
- à contre-courants : les deux fluides circulent en sens inverse .
- à courants croisés : les deux fluides circulent perpendiculairement

D- Classification selon les caractéristiques de construction :

Les échangeurs de chaleur sont fréquemment définis par des caractéristiques de construction.

Les principaux types de construction sont classés comme suit :

Echangeurs tubulaires:

Ces échangeurs sont généralement construits avec des tubes circulaires, bien que des tubes elliptiques, rectangulaires ou ronds/plats soient également. [8]

Echangeurs tubulaire simple: il est constitué par un tube sous forme d'un serpentín installé à l'intérieur d'un réservoir.



Figure I.8 : Echangeur monotube.[8]

Echangeurs à double tube: Il se compose de deux tubes circulaires concentriques où le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid se fait à travers la paroi constituant le tube intérieur.

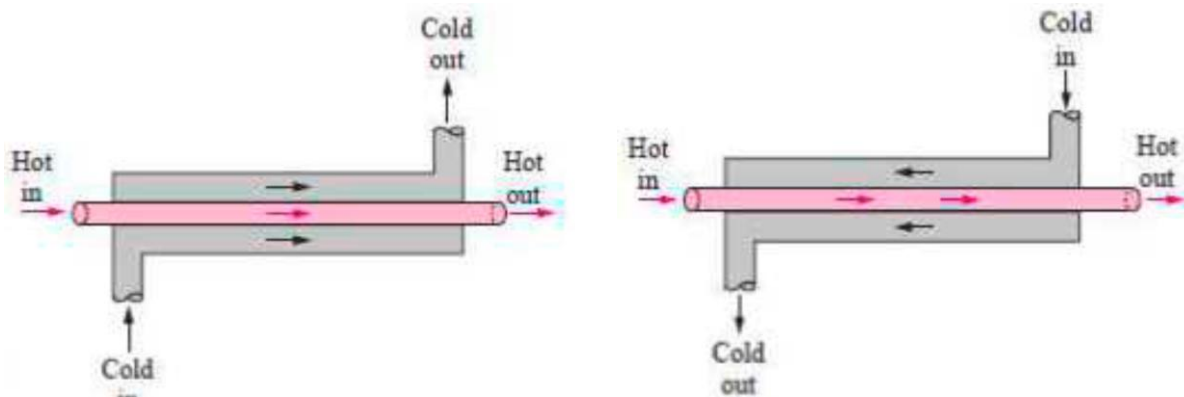


Figure I.9 : Echangeur à tube à courant parallèle et Echangeur à tube à contre courant. [8]

- Echangeurs compacts à courants croisés : Les deux fluides s perpendiculairement l'un à l'autre.

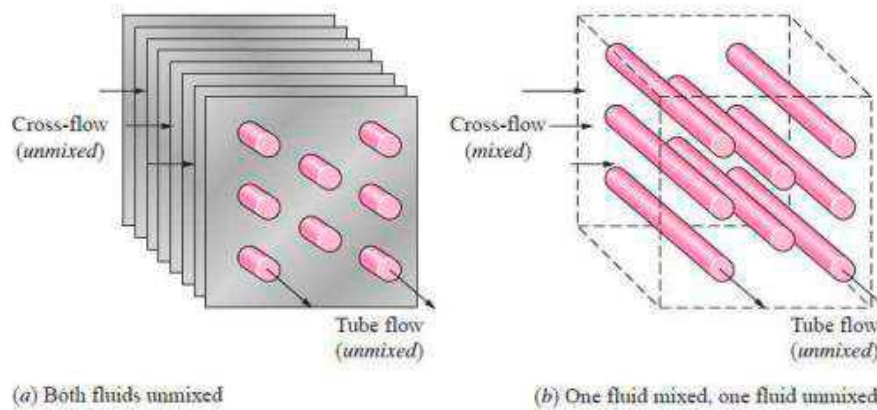


Figure I.10 : Echangeur compact à courant croisé ; a) les deux fluides mélangés b) un fluide mélangé et l'autre fluide non mélangé [8]

-Echangeurs à tubes à ailettes :ils sont constitués d' un tube cylindrique ou rectangulaire , sur lequel sont fixées des ailettes de différentes formes

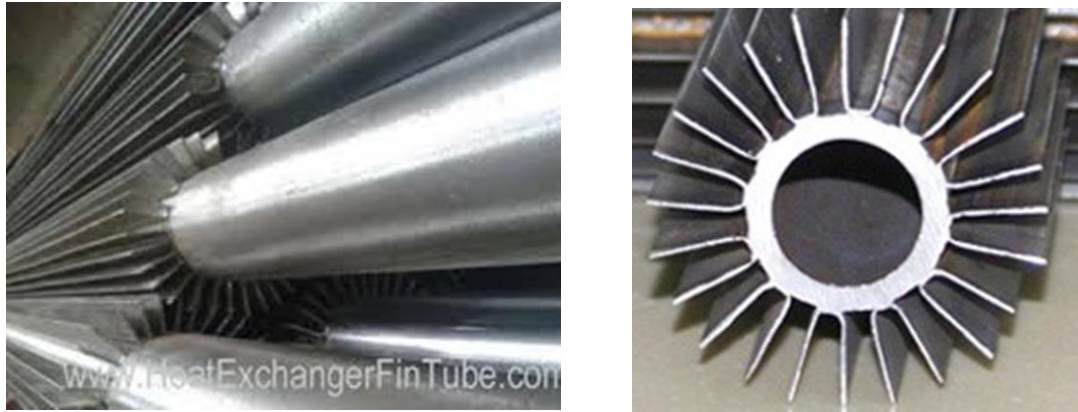


Figure I.11 : Tubes à ailettes longitudinaux [8]

Il existe encore un autre type d'échangeur de chaleur qui est l'échangeur de chaleur dans lequel le nanofluide circulant à travers un tube circulaire muni d'un ruban hélicoïdal. Des études numériques basées sur l'écoulement de nanofluide comme le montre la figure.I.12. Deux nanofluides différents (Al_2O_3 et SiO_2 nanoparticule) avec deux concentrations distinctes allant de 0,5% à 2,0% ont été considérés, et quatre rapports de torsion allant de 1,95 à 4,89 ont été testés. Les résultats ont indiqué que le nombre maximum de Nusselt a été atteint avec le plus faible espacement et la plus forte concentration de nanoparticules pour Al_2O_3 . [9]

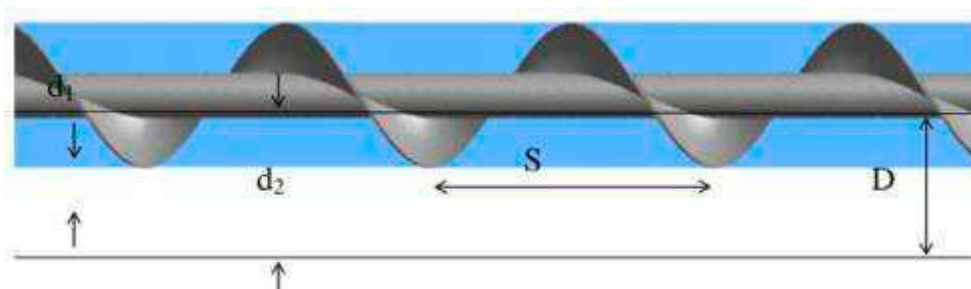
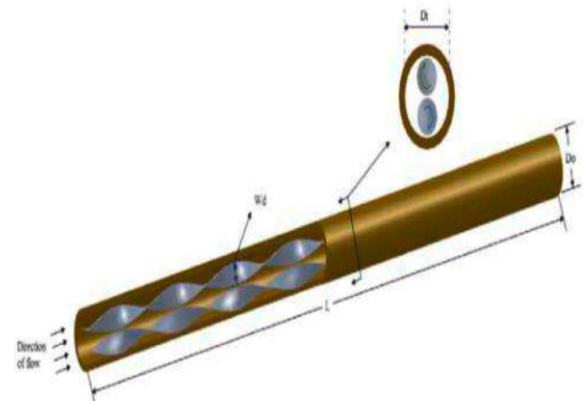
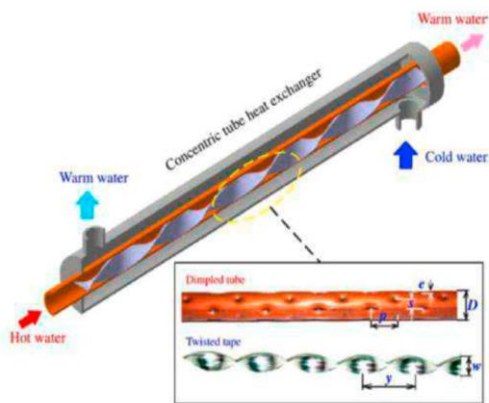


Figure. 1.12: Ruban hélicoïdal inséré dans un tube circulaire [9].

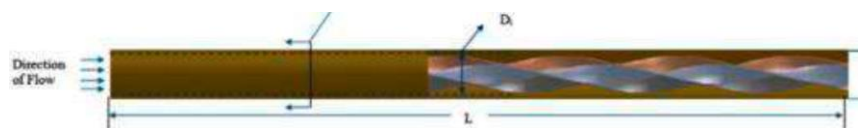
-Différentes géométries de fil enroulé ont été testées dans un tube de cuivre horizontal en utilisant du nanofluide comme fluide caloporteur. Le diamètre de fil (0.113 à 0.170), le pas (1.17-2.83) et la concentration de nanoparticules (0.05-0.2%) ont été également étudiées. Le nombre de Nusselt et le facteur de friction ont été affectés par la

concentration des nanoparticules. Il a été conclu que l'augmentation du nombre de Nusselt et du facteur de frottement étaient de 85% et de 475% par rapport à celles du tube lisse.[9]



A-Rubans torsadés insérés dans le tube

B-Double rubans torsadé



C -Triple rubans torsadés

Figure I.13 : Différentes géométries de fil enroulé dans les échangeurs de chaleur utilisant le nanofluide [9]

I-8 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons donné dans un premier temps généralités sur les différents types de transfert de chaleur ensuite une description des nanofluides, leurs types ainsi que leurs propriétés thermo physiques selon les différents modèles, ainsi qu'une étude bibliographique sur les différents types d'échangeurs thermiques assez générale mais non complète sur ces derniers.

CHAPITRE II

II-1 Introduction :

La quasi-totalité des études effectuées sur les nanofluides ont visé principalement la détermination énergétique. Ces études ont démontré la faisabilité et la rentabilité de ce type de fluide en comparaison avec d'autres types de fluides. Cependant, afin d'identifier les phénomènes de transports qui apparaissent dans certains domaines industriels, la connaissance du comportement thermophysiques du mouvement des nanofluides serait toutefois nécessaire.

Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie et la modélisation de système d'équations qui régit l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte dans un échangeur de chaleur à tubes à ailettes rectangulaires chauffée.

II-2 Géométrie étudiée :

Ce travail présente une étude numérique de convection mixte à partir d'un tube externe à ailettes.

Pour cette raison, un échangeur de chaleur à ailettes en aluminium avec une hauteur de $h=500mm$ est sélectionné avec un rayon intérieur de $r_i= 3,5 mm$ et rayon extérieur de $r_o=22.5mm$. En raison de la symétrie, croix une vue en coupe de la moitié de l'échangeur thermique est représentée schématiquement sur la figure (II.1) Comme représenté sur cette figure, l'épaisseur de l'aileron t est de $2 mm$ et la longueur est de $l = 12,5 mm$. Aussi l'échangeur de chaleur d'origine a 12 ailettes.

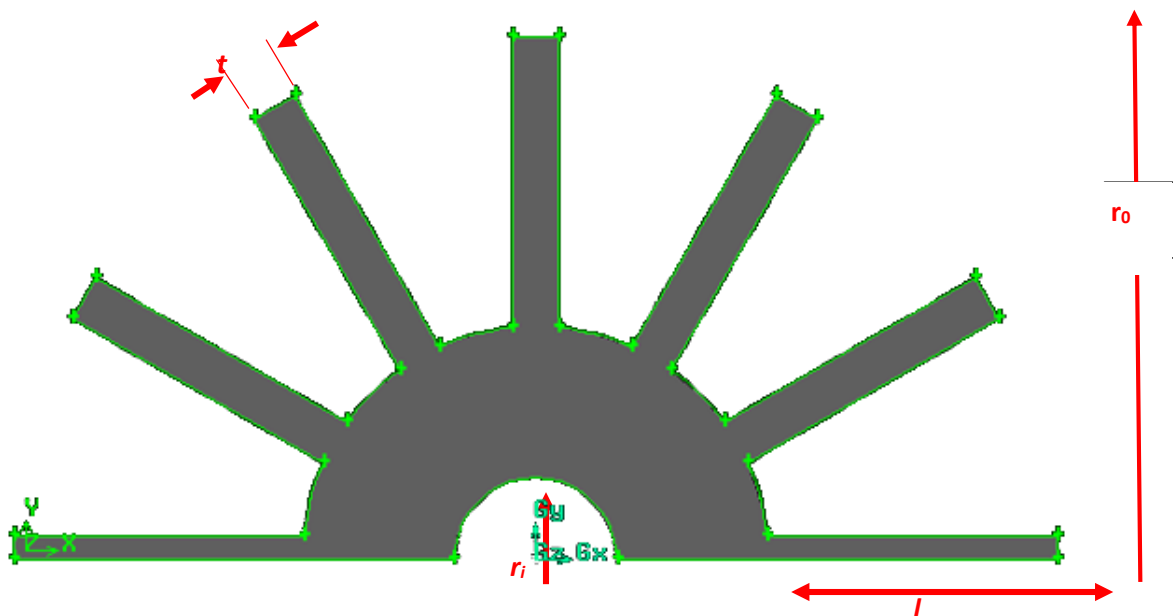


Figure II.1 : Coupe transversale de la moitié de l'échangeur de chaleur

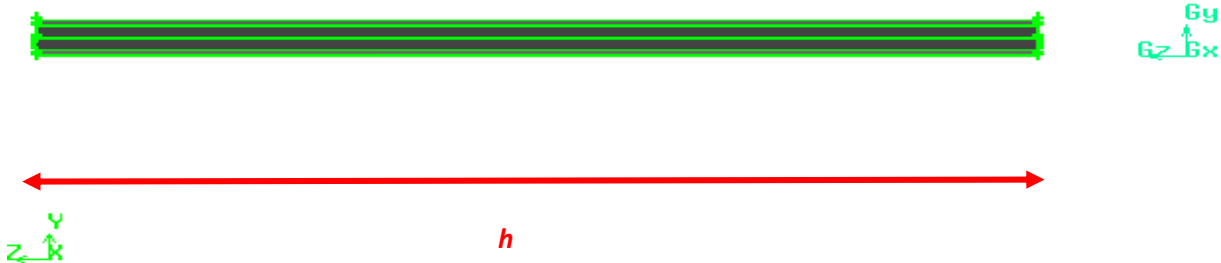


Figure II.2 : vue de l'échangeur de chaleur suivant l'axe oz

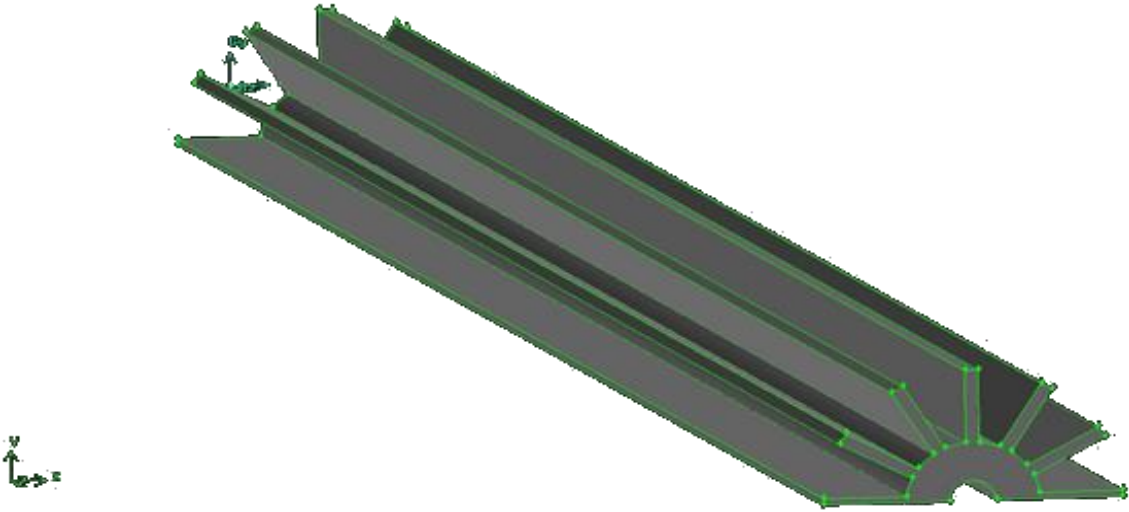


Figure II.3 : vue de l'échangeur de chaleur à 12 ailettes.

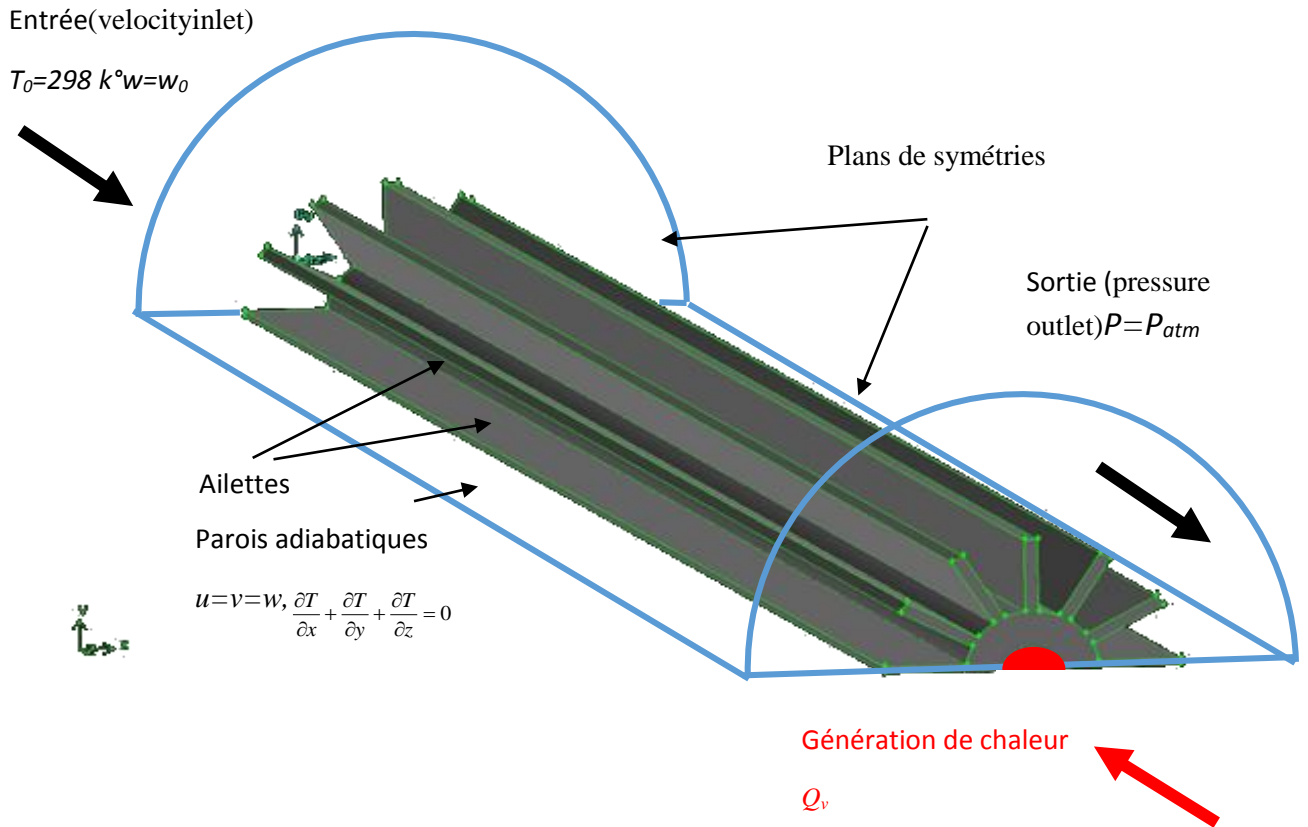


Figure II.4 : les conditions aux limites imposées.

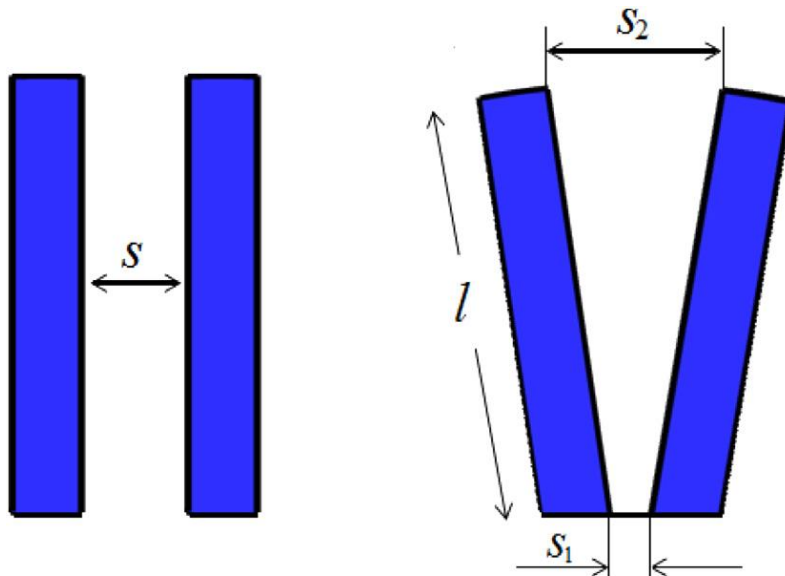


Figure II.5 : Schémas des ailerons.[10]

II-3 Equations gouvernantes du problème et Hypothèses simplificatrices :

La résolution complète d'un tel problème de convection naturelle dans l'enceinte revient à déterminer en tous points et à tout instant les grandeurs caractéristiques du fluide (V , p , et T). Globalement les équations qui permettent de calculer ces paramètres sont celles dites "équations de Navier Stokes" qui forment un système d'équations couplées qui expriment la conservation de la masse et de la quantité de mouvement associées à l'équation de l'énergie. [10]

II-3-1 Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses qui permettent une description mathématique relativement simple du phénomène étudié sont :

- L'écoulement est celui d'un fluide, newtonien incompressible en régime laminaire, permanent et stationnaire.

$$\frac{\partial}{\partial t} = 0 \quad \text{II.1}$$

- Les caractéristiques thermophysiques du fluide et nanofluide sont constantes lorsque la différence de température reste suffisamment faible pour que l'approximation de Boussinesq reste applicable.
- La fonction de dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligée
- La densité du fluide est considérée constante excepté dans le terme des forces de volume contenu dans l'équation de conservation de quantité de mouvement. Cette hypothèse est justifiée en convection naturelle et constitue une des hypothèses de l'approximation de Boussinesq. Pour un écart de température à l'origine du mouvement petit, on effectue un développement de ρ au premier ordre en température.

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0) + \dots) \quad \text{II.2}$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) \quad \text{II.3}$$

β , ρ_0 et T_0 étant respectivement le coefficient d'expansion thermique, la masse volumique de référence (à la température T_0) et la température de référence.

II-3-2 Equations gouvernantes du problème :

Les équations gouvernant ce type de problème de convection naturelle, sont celles de Navier-Stokes pour un fluide incompressible à propriétés physiques constantes associées à l'équation de l'énergie. On admet que les vitesses mises en jeu sont relativement faibles de sorte que la fonction de dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie peut être légitimement négligée. Ces équations descriptives sont des équations différentielles partielles couplées, qui dans le système d'axes cartésien (x , y et z) s'écrivent :

1-Equation de conservation de la masse (Équation de continuité) :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{II.4}$$

2-Equations de conservation de quantité de mouvement :

Selon ox

$$\rho \left[u \frac{\partial(u)}{\partial x} + v \frac{\partial(v)}{\partial y} + w \frac{\partial(w)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{II.5}$$

Selon oy

$$\rho \left[v \frac{\partial(u)}{\partial x} + v \frac{\partial(v)}{\partial y} + w \frac{\partial(w)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{II.6}$$

Selon oz

$$\rho \left[w \frac{\partial(u)}{\partial x} + w \frac{\partial(v)}{\partial y} + w \frac{\partial(w)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho \beta g (T - T_0) \quad \text{II.7}$$

3-Equations de l'énergie :

$$\rho \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = +\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad \text{II.8}$$

La diffusivité thermique peut être exprimée par : $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$

4- Equations de l'énergie dans le solide :

$$K_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = K_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = Q_v \quad \text{II.9}$$

K_f : la conductivité thermique du fluide de base

K_s : la conductivité thermique des particules solides

II-4 Propriétés thermophysiques :

L'introduction de nanoparticules solides dans un fluide modifie ses propriétés physiques et en particulier sa conductivité et sa viscosité.

- La viscosité du nanofluide est donnée par la relation de Brinkman :

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

- La masse volumique effective du nanofluide est donné par :

$$\rho_{nf} = \phi \rho_p + (1-\phi) \rho_f \quad \text{II.11}$$

- La conductivité thermique effective du nanofluide est approximée par le modèle de Hamilton et Crosser :

$$\mu_{nf} = \frac{K_s + (n-1)K_f - (n-1)(K_s - K_f)\varphi}{(K_s + (n-1)K_f - \varphi(K_s - K_f))} K_f \quad \text{II.12}$$

- La chaleur spécifique et le coefficient d'expansion thermique du nanofluide est donnée :

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

$$(\beta_p)_{nf} = (1-\varphi)(\beta_p)_f + \varphi(\beta_p)_s \quad \text{II.14}$$

II-5 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont définies pour définir un problème qui résulte en une solution unique, et de prendre en compte les évènements qui sont extérieurs au domaine ou se produisent à la frontière du domaine mais qui influencent ce qui se passe dedans.

Les conditions aux limites du problème sont des conditions aux limites de type Dirichlet en température qui est imposée sur l'entrée, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques (conditions de type Newmann). Ces différentes conditions sont résumées come ci-dessous :

- La première condition limite "velocityinlet " correspond à une vitesse imposée à l'entrée du domaine.

$$(\text{,}x,y \text{,}z=0) u=v=0 \text{ } w=w_0 \text{ et } T_0=298 \text{ k}$$

- La deuxième condition " outlet pressure "

$$(x,y \text{,}z=0.650) \text{ et } P=P_{atm}$$

- Les parois supérieur et inferieur sont supposées adiabatiques

$$(x=-0.045,y=0,z) ; (x=0.045,y=0.045,z)$$

$$u=v=w=0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} = Q_v$$

- Interface fluide paroi:

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{paroi} = k_{nf} \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{fluidei}$$

La densité de flux :

La densité est $Q_v = \frac{Q}{V}$ V le volume de diamètre intérieur de l'échangeur

L'échangeur généré par une quantité de chaleur $Q = 72.2W$

$$Q_v = \frac{72.2}{0.0001444} = 5 \times 10^5 W / m^3$$

II-6 Groupements adimensionnés :

La mise sous forme adimensionnée des équations de conservation fait apparaître les nombres adimensionnels caractéristiques du problème, le nombre de Reynolds (Re), le nombre de Nusselt (Nu), le nombre de Richardson (Ri) et le nombre Grashof (Gr).

Pour le nanofluide :

- Nombre de Reynolds :

$$(Re)_{nf} = \frac{\rho_{nf} u D_h}{\mu_{nf}} \tag{II.12}$$

Avec ρ_{nf} et μ_{nf} les propriétés du nanofluide.

D_h : C'est le diamètre hydraulique est défini :

$$D_h = 4 \frac{\text{Volume occupé par fluide}}{\text{Section transversale mouiller}}$$

- Nombre de Nusselt :

$$(Nu)_{nf} = \frac{q_m D_h}{(k_{nf} (T_p - T_m))} \tag{II.13}$$

q_m le flux de chaleur moyen (W/m^2)

T_p La température moyenne de la paroi

$$T_m(z) = \frac{1}{A} \iint T dA$$

T_m La température moyenne de mélange

$$T_m(z) = \frac{\iiint_v T u dv}{\iiint_v u dv}$$

- Nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{(\rho^2 \beta)_{nf} Q_v L^4}{(\mu^2 K)_{nf}} \quad \text{II.14}$$

- Nombre de Richardson :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad \text{II.15}$$

II-7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi le modèle mathématique qui est composé d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides.

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution des équations du modèle mathématique.

CHAPITRE III

III-1 Introduction :

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation.

Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis.

La méthode des volumes finis est à l'origine de la majorité des codes de calculs (Fluent, CFD, ...). La méthode des volumes finis qui se distingue par sa fiabilité quand aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de la masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

III-2 Présentation du code de calcul :

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulement de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STARCD, TRIO, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D ...).

Le code de calcul "FLUENT" est commercialisé par le groupe FLUENT. Ce groupe est actuellement l'un des pôles de compétences en mécanique des fluides numérique les plus importants. Il développe et commercialise une solution complète sous forme de logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics) généralistes qui simulent tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Les produits et services proposés par le groupe "FLUENT" aident les ingénieurs à développer leurs produits, à optimiser leur conception et à réduire leurs risques

Ce code est largement utilisé dans l'industrie mécanique, aéronautique, automobile et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Le logiciel "FLUENT"

modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel du type CFD, de trois éléments clés qui sont : le pré-processeur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments. [14]

III-2-1 Pré - processeur GAMBIT :

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau.

III-2-2 Solveur FLUENT :

Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations continues sur chaque volume de contrôle. Le théorème d'Ostrogradski est utilisé pour transformer certaines intégrales de volume en intégrales de surface,
- Discrétisation en espace (pour les écoulements non permanents) des équations : substitution des dérivées partielles par des approximations en différences finies ; transformation du système d'équations en système algébrique,
- Résolution du système algébrique par un processus itératif ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

III-2-3 Post-processeur FLUENT :

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ... etc.).

III-3 Etapes principales de simulation :

GAMBIT possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites

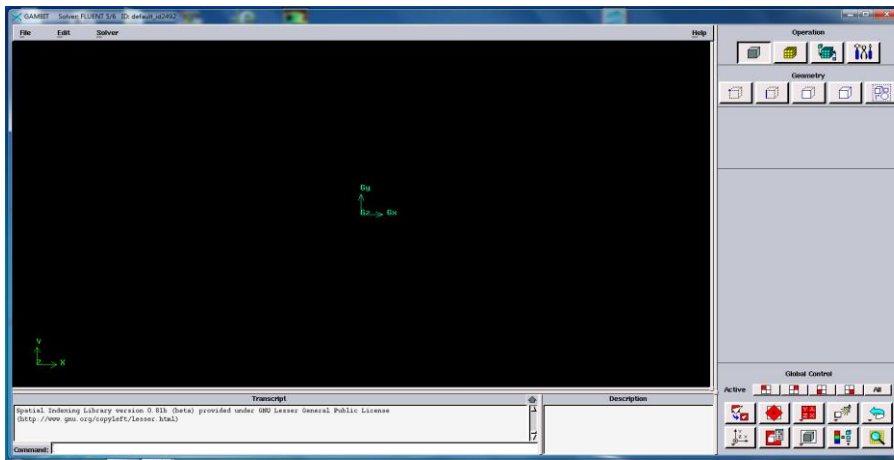


Figure III.1 : Lancement du Gambit

III-3-1 Construction de la géométrie :

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

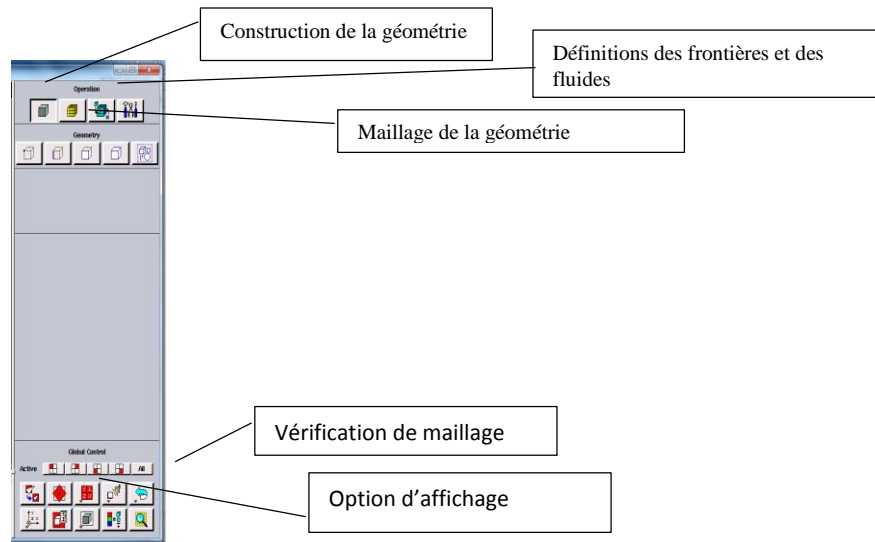


Figure III.2 : Les opérations pour construire une géométrie

a- Création des points :

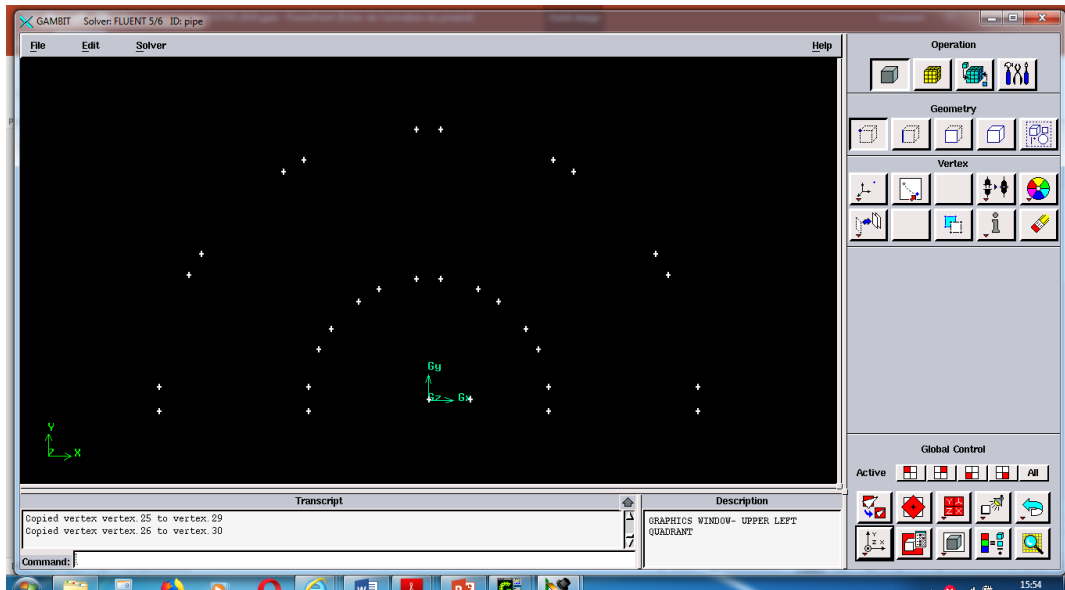


Figure III.3 : Création des points

b- Création d'une face :

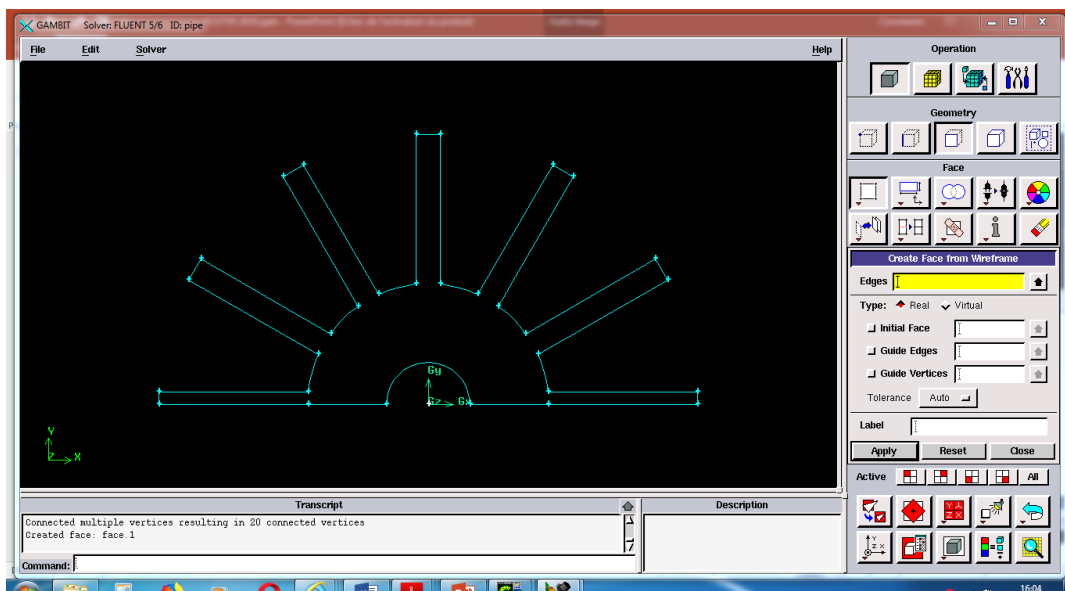


Figure III.4 : Création d'une face

c-Création des volumes :

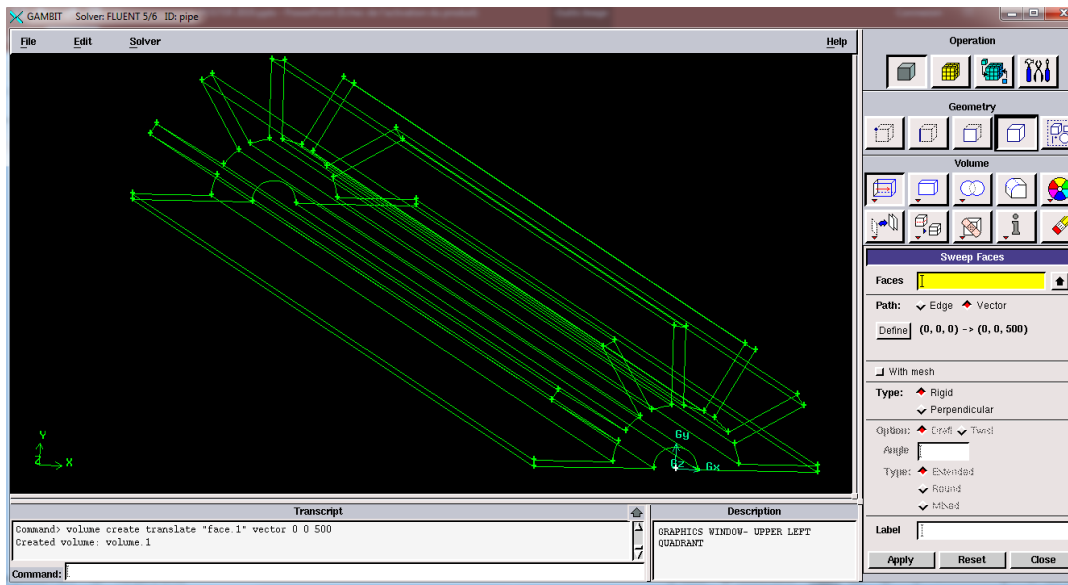


Figure III.5: Création des volumes

III-3-2 Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

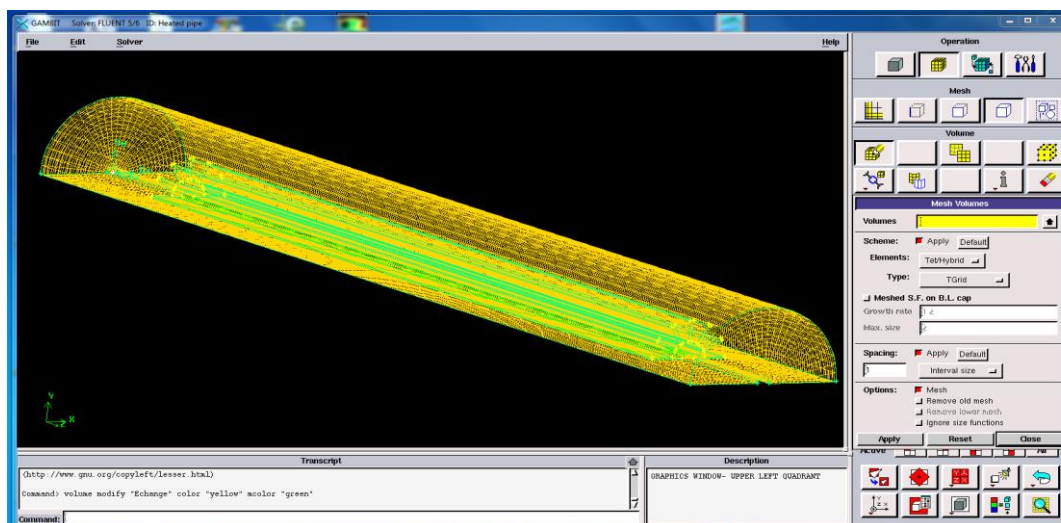


Figure III.6 : Maillage de volume

III-3-3 Les conditions aux limites :

Le mailleur Gambit peut générer des maillages que beaucoup de solveurs peuvent utiliser, ainsi nous devons spécifier le logiciel solveur avec lequel on veut traiter le fichier maillage.

Comme conditions aux limites, on peut imposer un débit massique à l'entrée de la machine, en utilisant la condition *Mass flow Inlet* ou une *Velocity inlet*, la pression à la sortie en utilisant la condition *Pressure Outlet*.

Donc la spécification des conditions aux limites est effectuée selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme fluide.

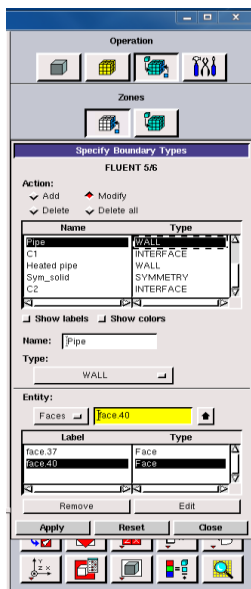


Figure III.7 : les Conditions aux limites.

- La première condition aux limites "**velocityinlet**" correspond à une vitesse et une température imposées à l'entrée du domaine,
- La deuxième condition aux limites est de type "**wall**",
- La troisième condition aux limites est "**pressure outlet**"

III-3-4 L'exportation du fichier .Msh:

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, depuis le préprocesseur Gambit vers le solveur Fluent en

format .Msh (Msh=maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

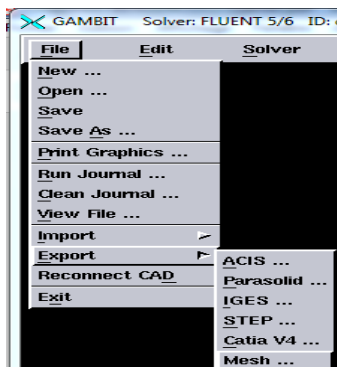


Figure III.8 : L'exportation du fichier.Msh

III-3-5 Simulation sous FLUENT :

Ce partie fournit une explication sur FLUENT, et de ses aptitudes, et des instructions pour paramétrer le solveur. Il explicite les étapes nécessaires pour réussir une simulation d'un problème en mécanique des fluides. Une attention particulière est donnée aux écoulements internes.

1- Lancement de Fluent :

Le FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

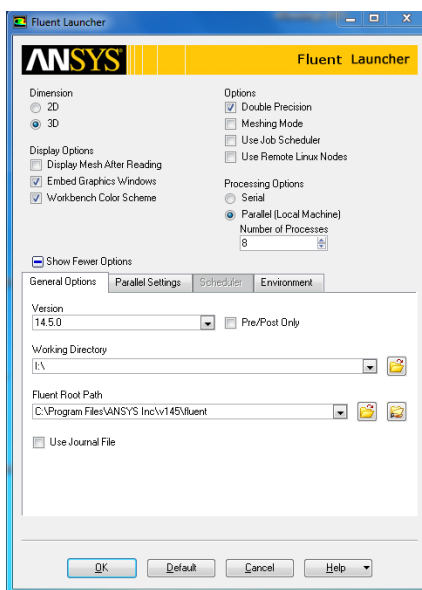


Figure III.9: Vue globale de Fluent

2-Importation de la géométrie (*.msh) :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File → Read → Mesh

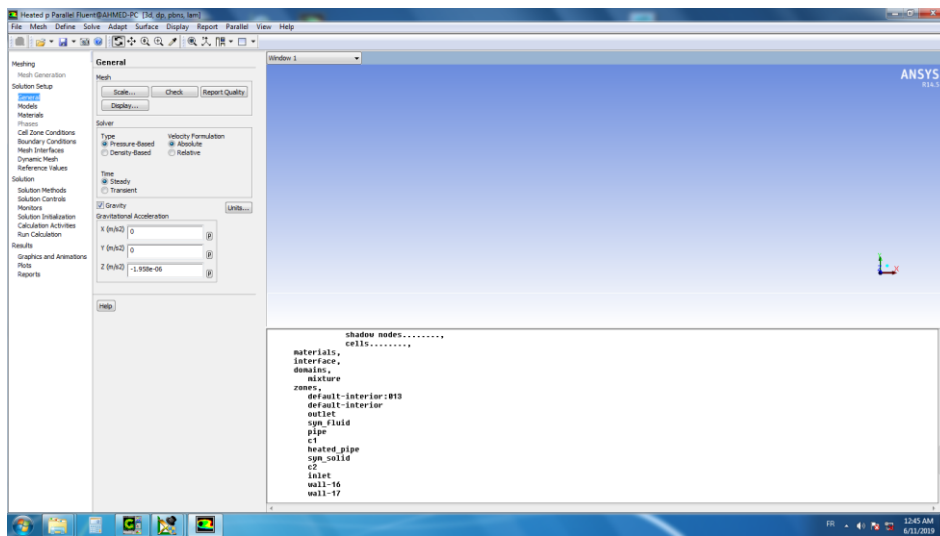
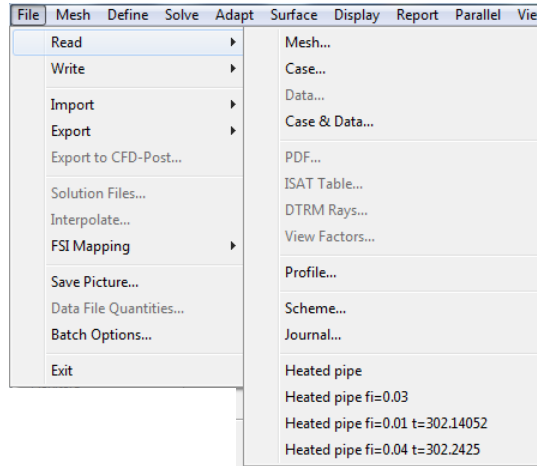


Figure III.10 : Importation de la géométrie

3- Vérification du maillage importé :

Grid → Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

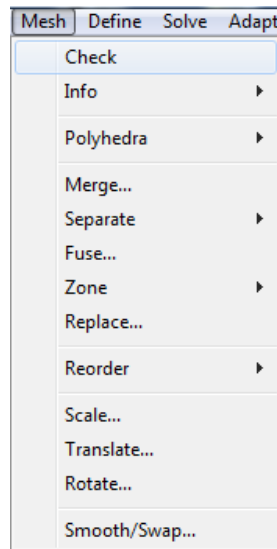


Figure III.11 : Vérification du maillage sous Fluent

4- Lissage du maillage (Smooth and swap the grid) :

Grid → Smooth/Swap...

Pour s'assurer de la qualité du maillage, il est pratique de lisser le maillage, cliquez sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap. Répétez jusqu'à ce que **FLUENT** affiche que zéro faces sont swapped

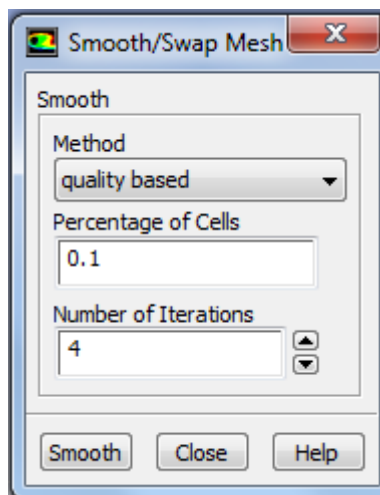


Figure III.12 : lissage de maillage

5- Vérification de l'échelle :

Grid → Scale

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

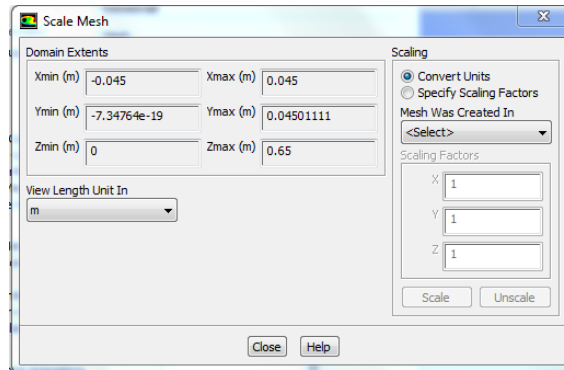


Figure III.13 : Vérification des unités

6 -Affichage de la grille :

Display → Grid

Vous pouvez afficher le maillage et il est très judicieux de vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

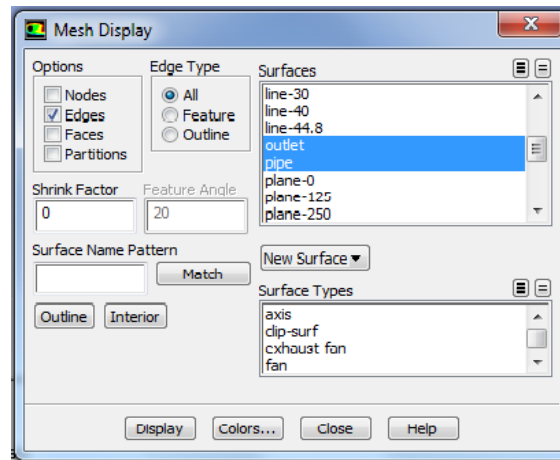
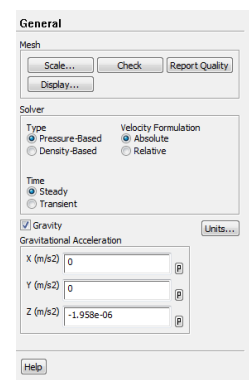


Figure III.14 : Affichage de la grille et vérification des conditions

7-Choix du solveur :

Define → Models → Solver...

Figure III.15 : Choix du solveur sous Fluent



- SegregatedSolver : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (Ventilateurs, pompes...)
- CoupledSolvers, les solveurs « coupledimplicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire.

8- L'équation de l'énergie :

Define → Models → Energy...

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique

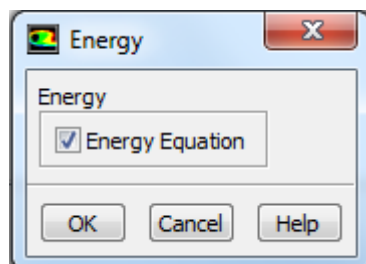


Figure III.16 :Equation de l'énergie

9-Choix du modèle de turbulence :

Define → Models → Viscous

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement t. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

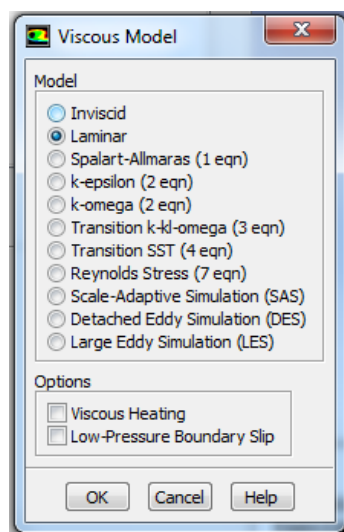


Figure III.17 : Choix du type d'écoulement.

10- Définition des caractéristiques du fluide :

Define → Materials

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque des données de Fluent.

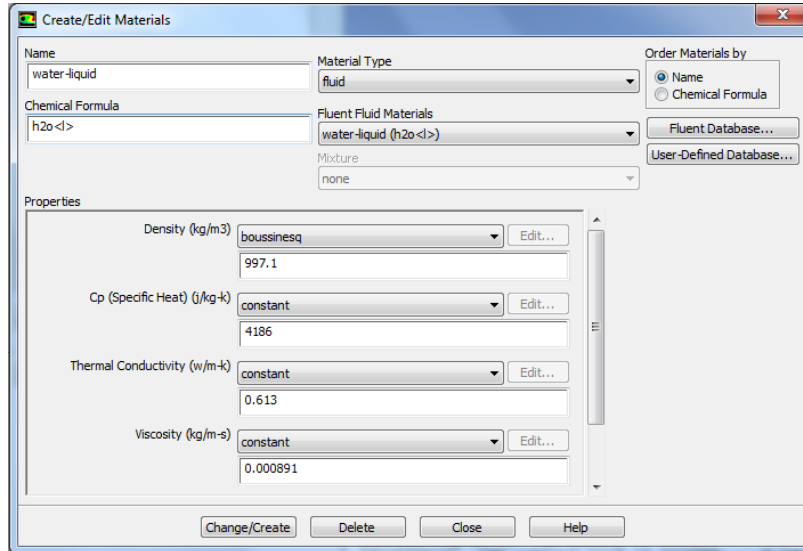


Figure III.18 : Définition des caractéristiques du fluide

11-Operating conditions :

Define → Operating → conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

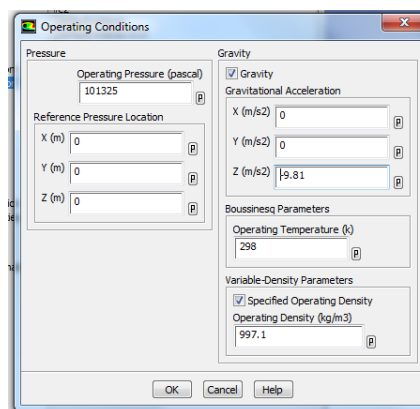


Figure III.19 : Choix de la pression de référence

En effet, Fluent effectue tous les calculs, avec une pression appelée gauge pressure et ce afin d'éviter les erreurs d'ordre numérique lors du calcul pour des écoulements à

faible nombre de mach. La relation liant la pression absolue à la « gauge pressure » est donnée par :

$$P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$$

Fluent prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique comme operating pressure. Ensuite, il faut choisir les conditions aux limites .

12- Conditions aux limites usuelles :

Define \longrightarrow Boundary Conditions

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites

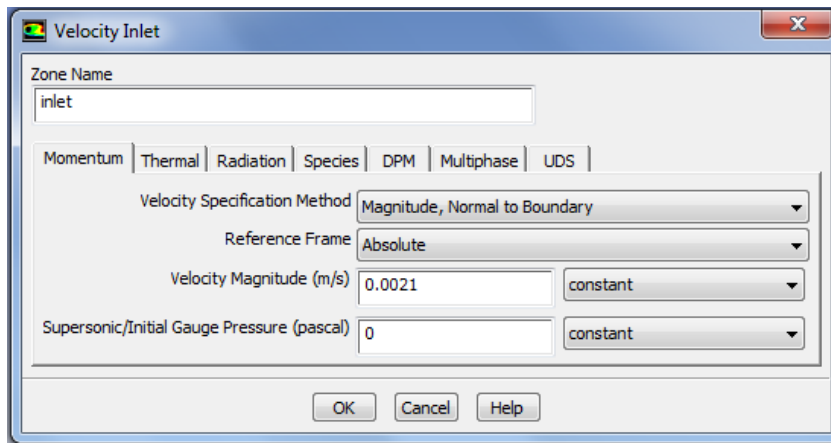


Figure III.20 : Vitesse d'entrée

-Velocityinlet :

Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée et température sont connues, $T = 298\text{ C}^\circ$.

- Pressure Outlet :

Spécifie la pression statique de sortie. L'utilisation de Pressure Outlet sert à définir la pression statique à la sortie. L'utilisation de la condition Pressure Outlet au lieu de Outflow a souvent comme conséquence une meilleure convergence.

-Wall :

Est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides.

13-Les facteurs de sous- relaxation:

Le facteur de sous-relaxation α est utilisé pour stabiliser le processus itératif et éviter

la divergence dû à la forte variation de valeurs entre deux itération successive, définis en générale par:

$$\Phi_{new} = \Phi_{old} + \alpha \Delta \Phi$$

Les facteurs de sous relaxation sont compris entre 0 et 1.

Les valeurs de sous-relaxation sont données dans le tableau suivant :

Tableau III.1 : Les facteurs de sous relaxation.

	Pression	Densité	Body force	Quantité de mouvement	Energie
Modèle laminaire	0.65	1	0.7	0.3	1

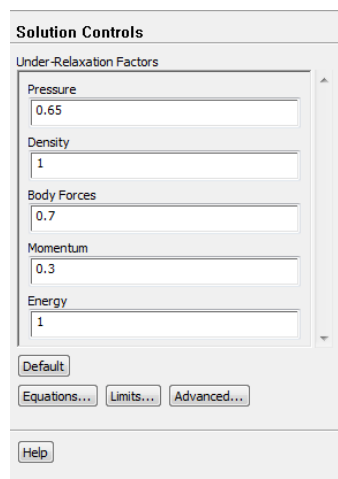


Figure III.21 : Choix des facteurs de sous relaxation et les schémas de discrétisation

14-Initialisation du calcul :

Solve → Initialize → Initialize...

Initialiser le champ d'écoulement pour la valeur à l'entrée :

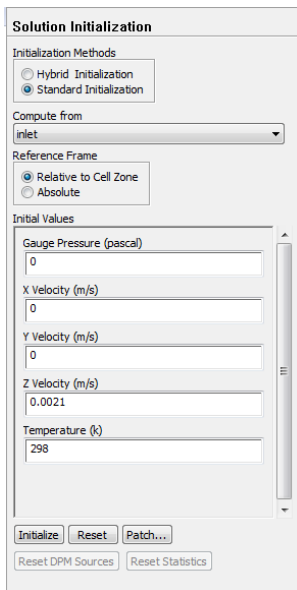


Figure III.22 : Initialisation de la solution.

15- Choix des critères de convergence :

Solve → Monitors → Residual...

Il s'agit ici de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

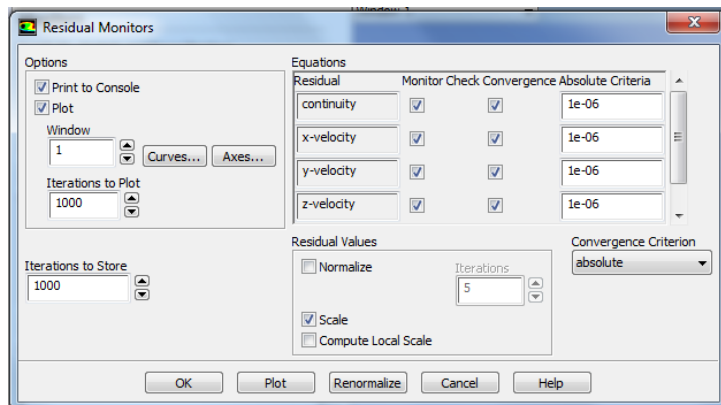


Figure III.23 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

16-Lancement du calcul :

Solve → Iterate...

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

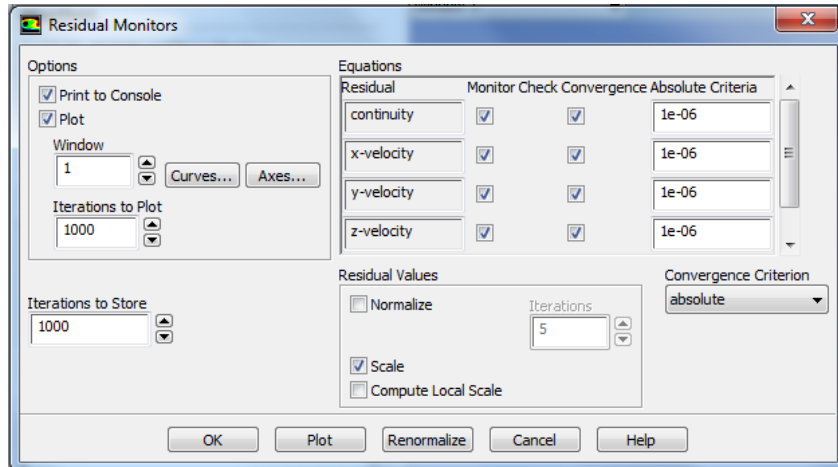


Figure III.24 : Choix du nombre des itérations

17- Allures de l'évolution des résidus de calcul :

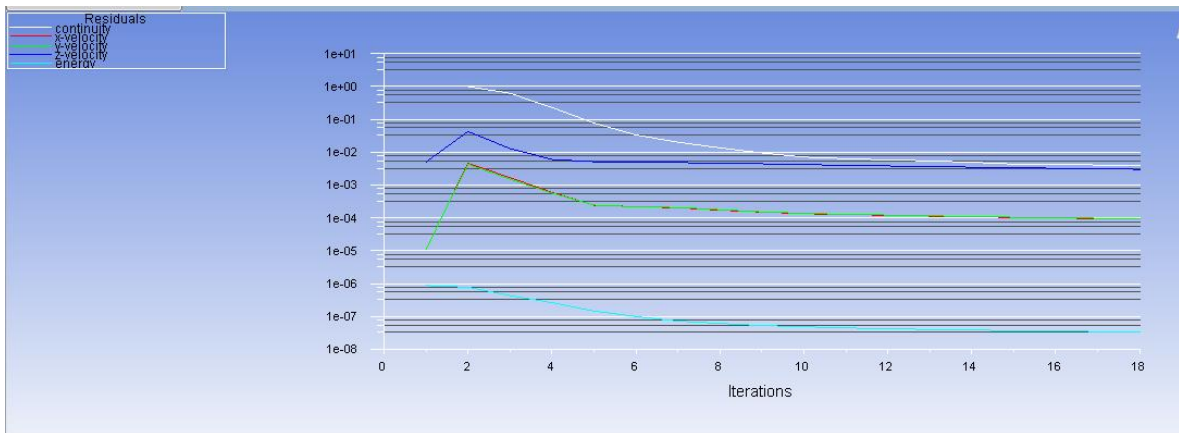


Figure III.25 : Allures de l'évolution des résidus de calcul

18- Visualisation des résultants :

Display → Contours

Display → vecteur

Display → pathlines

Ces options permettent de déterminer les vecteurs des variables, traçage des profils, ligne de courant. Le logiciel Fluent fournit des outils intégrés de post-traitement.

Toutefois, rien n'interdit d'exporter les données dans divers formats afin de les traiter sous d'autres logiciels tels que : TECPLOT pour la visualisation, ou Origin pour une analyse plus poussée.

- -Calcul de la température moyenne:

Report → surface → integrals

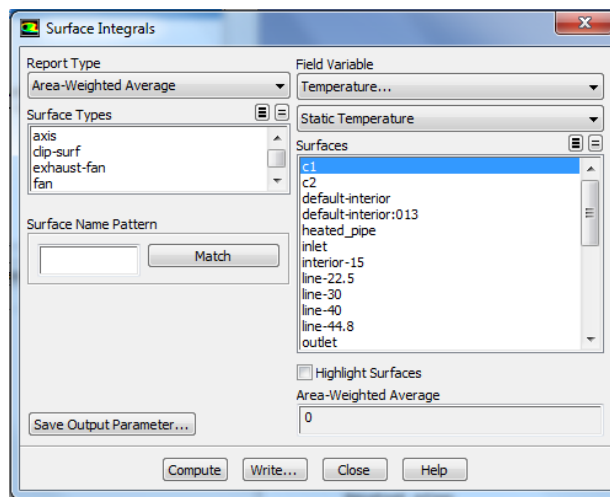


Figure III.26 : Calcul de la température moyenne

- -Calcul de la densité du flux moyen:

Report → Flux Reports

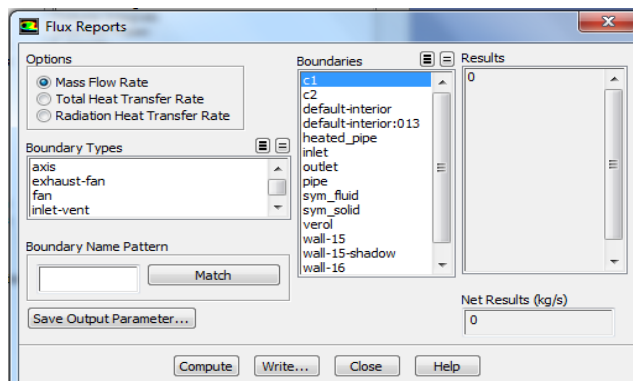


Figure III.27 : Calcul de la densité du débit massique moyen

- Calcul de la température de mélange (T_m) :

Report \longrightarrow volume \longrightarrow integral

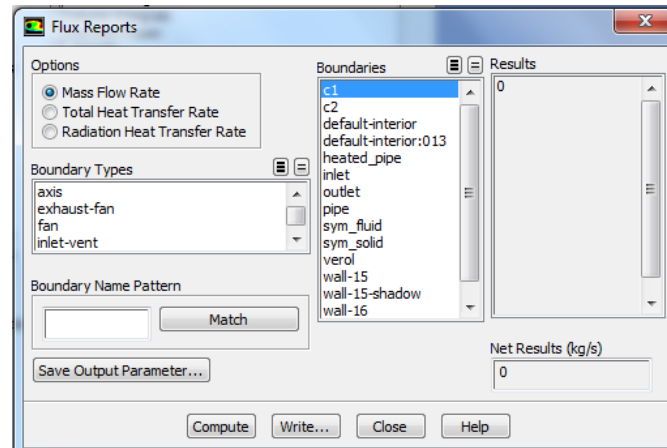


Figure III.28 : Calcul de la température de mélange

- Plot \longrightarrow xyplot

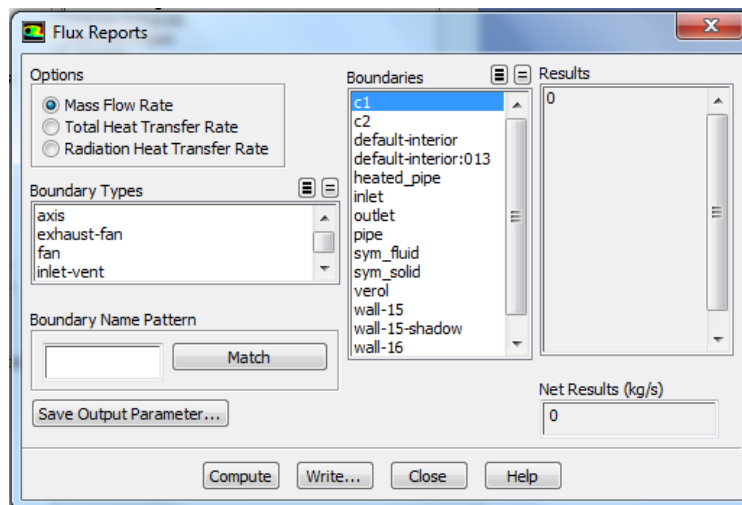


Figure III.29 : Obtention des graphes

Cette application nous permet de tracer les graphes de certains paramètres pour différentes zones de la configuration.

19- Sauvegarde de fichier :

File → Write → Case & Dat

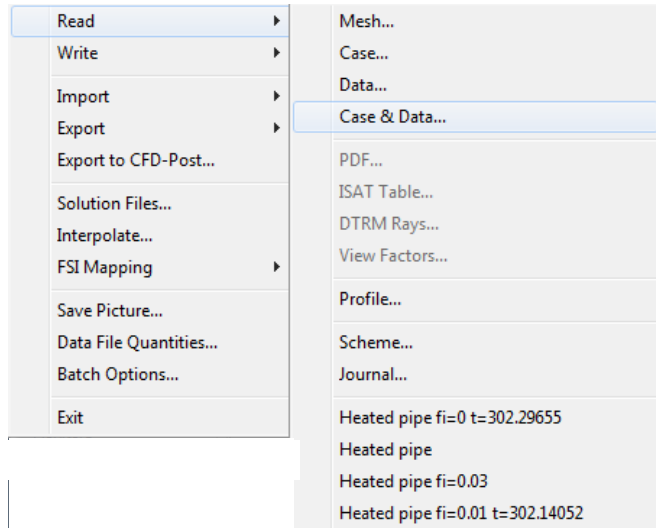


Figure III.30 : Sauvegarde de fichier

III-4 Conclusion :

Ce chapitre expose la description du problème et la simulation par le code de calcul FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes en mécanique de fluide. La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le processeur GAMBIT.

CHAPITRE IV

IV-1 Introduction:

Dans ce chapitre nous présentons une série de résultats obtenus par simulation numérique 3D de l'écoulement et le transfert de chaleur d'un nano fluide (fluide de base :eau ; nanoparticules : TiO_2) dans un échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires dont le cylindre interne est soumis à une génération de chaleur volumique en utilisant le code de calcul en volume fini « Fluent ».

A l'aide du progiciel « Gambit », on a réalisé la géométrie et un maillage adéquat a été choisit pour les différentes simulations.

Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques pour la configuration étudiée sont exposés dans ce chapitre pour des différents nombres de Reynolds $Re=600,900,1200$ et 1500 pour un nombre de Grashof basée sur la génération de chaleur.

Nous présentons les résultats de simulation pour le problème considéré (les contours de la température et vecteurs de vitesses et contours) pour chaque nombre de Reynolds en fonction des fractions volumiques du nanofluide.

les résultats de simulation obtenu sont été traduits en graphiques à l'aide du logiciel **ORIGIN PRO 2018** a fin de comprendre mieux ces derniers.

IV-2 Géométrie et propriétés physiques :

L'entrée de l'écoulement se manifeste avec une vitesse w_0 et une température $T_0=298K$. Le fluide de base considéré est de l'eau, alors que les nanoparticules sont en oxyde de titane TiO_2 de différentes concentrations.

Les tableaux suivants résumant les propriétés physiques utilisées dans les simulations numériques : **Tableau IV.1** : Propriétés thermo physiques du fluide de base (H_2O)

Propriétésthermophysiques	Fluide de base (H_2O)
$\rho(kg.m^{-3})$	997.1
$C_p(j.kg^{-1}k^{-1})$	4186
$k(W.m^{-1}k^{-1})$	0.613
$\mu(kg.m^{-1}s^{-1})$	8.91×10^{-4}
$\beta(k^{-1})$	0.00021

- Le l'échangeur de la chaleur est fabriqué en Aluminium qui a les propriétés physiques :

Tableau IV.2 . : Propriétés thermophysiques de l'aluminium

Propriétés thermophysiques	l'Aluminium
$\rho(kg.m^{-3})$	2719
$C_p(j.kg^{-1}k^{-1})$	871
$k(W.m^{-1}k^{-1})$	202.4

Tableau IV.3 : Propriétés thermophysiques du nanofluide (eau+TiO₂) pour les différentes Concentrations

$\varphi \%$	$\rho(kg.m^{-3})$	$C_p(j.kg^{-1}k^{-1})$	$k(W.m^{-1}k^{-1})$	$\mu(kg.m^{-1}s^{-1})$	$\beta(k^{-1})$
0.01	1029.629	4151,06	0,59805	$9,13671 \times 10^{-4}$	$2,0799 \times 10^{-4}$
0.02	1062.158	4116,12	0,58335	$9,37157 \times 10^{-4}$	$2,0598 \times 10^{-4}$
0.03	1094.687	4081,18	0,56888	$9,61498 \times 10^{-4}$	$2,0397 \times 10^{-4}$
0.04	1127.216	4046,24	0,55464	$9,86733 \times 10^{-4}$	$2,0196 \times 10^{-4}$
0.05	1159.745	4011,3	0,54063	0,00101	$1,9995 \times 10^{-4}$
0.06	1192.274	3976,36	0,52683	0,00104	$1,9794 \times 10^{-4}$
0.07	1224.803	3941,42	0,51325	0,00107	$1,9593 \times 10^{-4}$
0.08	1257.332	3906,48	0,49987	0,0011	$1,9392 \times 10^{-4}$
0.09	1289.861	3871,54	0,4867	0,00113	$1,9191 \times 10^{-4}$
0.1	1322.39	3836,6	0,47373	0,00116	$1,899 \times 10^{-4}$

IV-3 Choix du maillage :

Dans le présent travail, la configuration étudiée correspond à un domaine de fluide cylindrique contenant l'échangeur à ailette. Un maillage non uniforme adéquat a été choisit pour la résolution du problème considéré. Pour étudier l'influence du maillage sur la solution numérique, nous avons utilisés plusieurs maillages basés sur des nombres de nœuds différents selon les directions x, y et z. (179406)_{nœuds}, (400130)_{nœuds}, (659120)_{nœuds}, (1075296)_{nœuds}, (1498400)_{nœuds}, (3541200)_{nœuds}.

Pour ces maillages nous avons calculé le nombre de Nusselt moyen pour un nombre de Reynolds $Re=1500$, pour l'eau ($\phi=0$) c'est à dire sans particules nanométriques. Le tableau IV.4 et la figure IV.1, montrent la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des nombres de nœuds. Nous constatons d'après ces résultats que le nombre de Nusselt moyen augmente en fonction des nombres de nœuds. Les nombres de nœuds les plus élevés donnent des résultats précis mais avec un temps de calcul très élevé. Notre choix a été sur le maillage **(659120)_{nœuds}**, ce dernier a donné une facilité de convergence et un résultat acceptable avec un temps de calcul minimal.

Tableau IV.4: Grille du maillage adopté.

Maillage (nœuds)	T_p (K)	T_m (K)	q_m (w/m ²)	Nu_m
179406	318,05695	302,16189	789,95221	5,131943688
400130	317,92502	302,29853	790,48676	5,223677991
659120	317,87601	302,29656	790,47266	5,239356709
1075296	317,86615	302,36092	790,66968	5,26574844
1498400	317,84039	302,35437	790,6604	5,272218583
3541200	317,84836	302,41103	790,84949	5,290112238

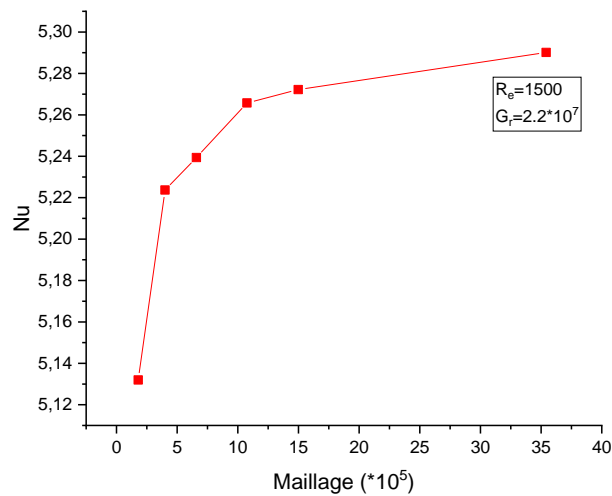


Figure IV.1: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds de maillage pour $Re=1500$

IV-4 Discussion des résultats

Simulations numérique du transfert de chaleur de l'eau dans un échangeur de chaleur

IV-4 -1 Contours de température :

Les premiers calculs ont été faits pour l'eau pure sans les nanoparticules ($\phi=0$) pour les nombres de Reynolds $Re=1500, 1200, 900$ et 600 correspondants respectivement aux nombres de Richardson $Ri= 9,7, 15, 27$ et 61 . (si $Gr=2.2 \times 10^7$)

La figure (IV.2) présente les contours de température dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires et pour les nombres de Reynolds cités plus ci-dessus. Nous remarquons d'après cette figure que la température des ailettes diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. L'accroissement du nombre de Reynolds engendre une augmentation dans la vitesse d'entrée ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur par convection, et par conséquent une évacuation plus importante de la chaleur à partir des ailettes.

La figure (IV.3). illustre les contours de la température dans les deux plans, horizontal en $Y= 0.045m$ et vertical en $Z=0.325m$, il est clair qu'à l'entrée l'écoulement est à la

température ambiante $T_0=298^{\circ}K$, quand il s'approche des ailettes il évacue de la chaleur par convection en formant une couche limite thermique fine autour des ailettes. La température à l'intérieur de chaque ailette est presque uniforme est atteint son maximum, les température les plus élevées sont concentrées autour des ailettes chaudes. D'après ces figures, nous constatons pour $Re= 600, 900$ et 1200 c'est le phénomène de convection naturel qui domine l'échangeur est plus chauffé et les forces de flottaison interviennent de manière importante. Alors que pour $Re=1500$, étant donné que la vitesse de l'écoulement est plus élevée et qui correspond à un nombre de Richardson $Ri= 9.7$ on peut dire pour ce cas que la convection mixte y domine.

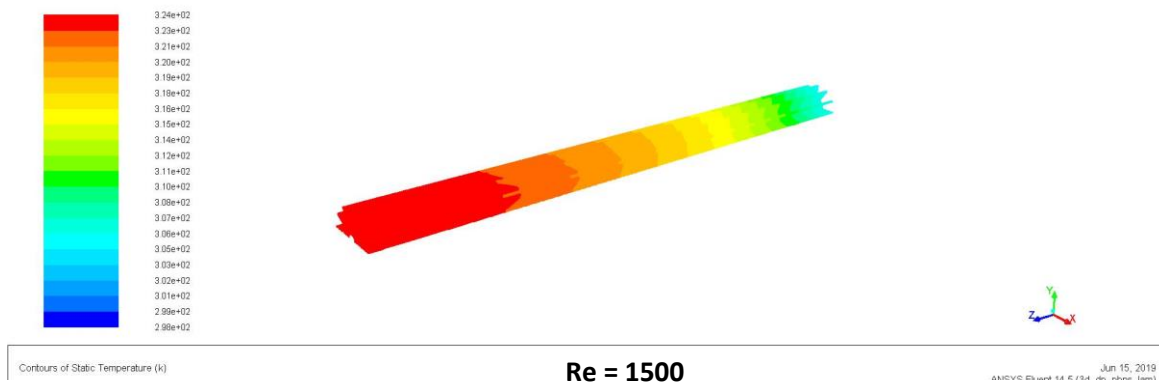
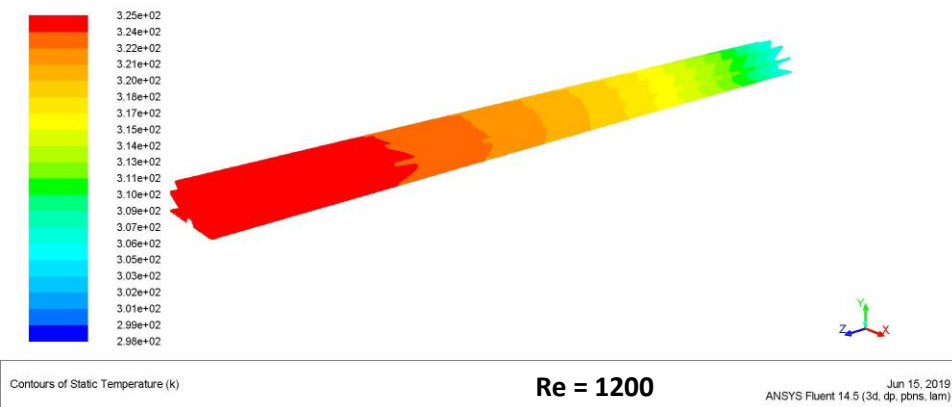
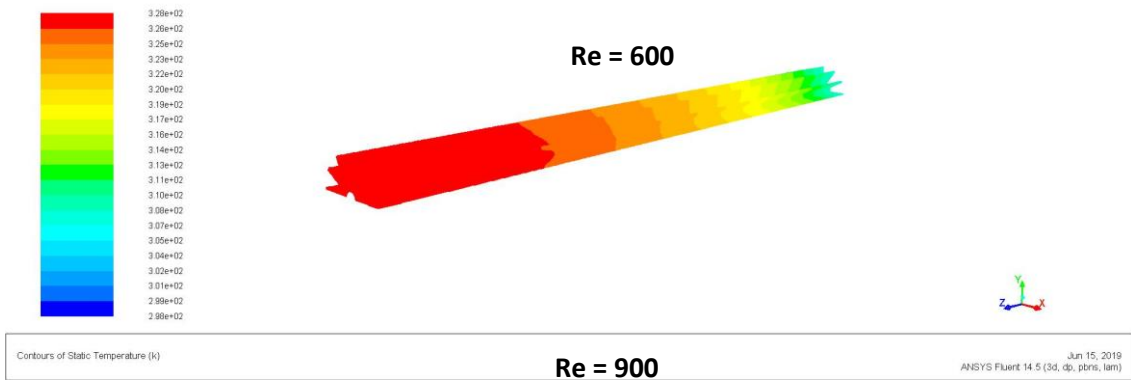
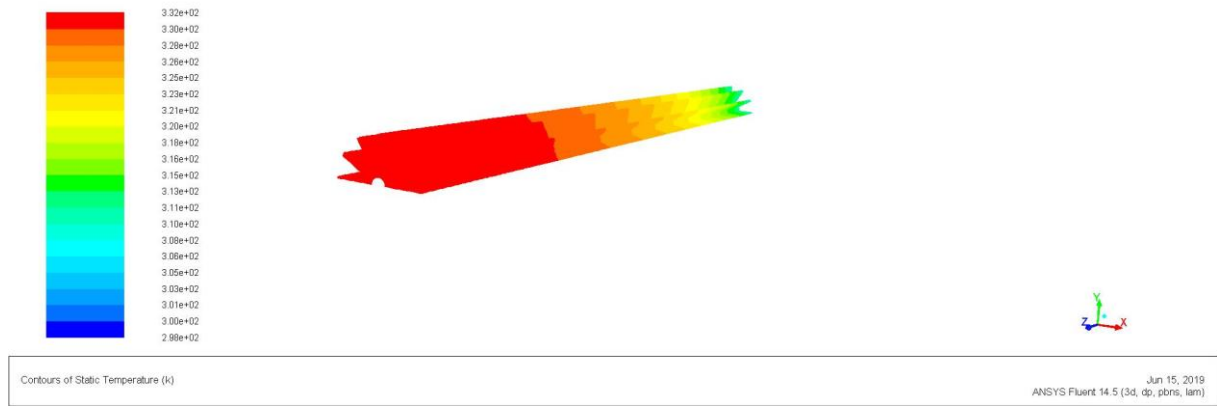
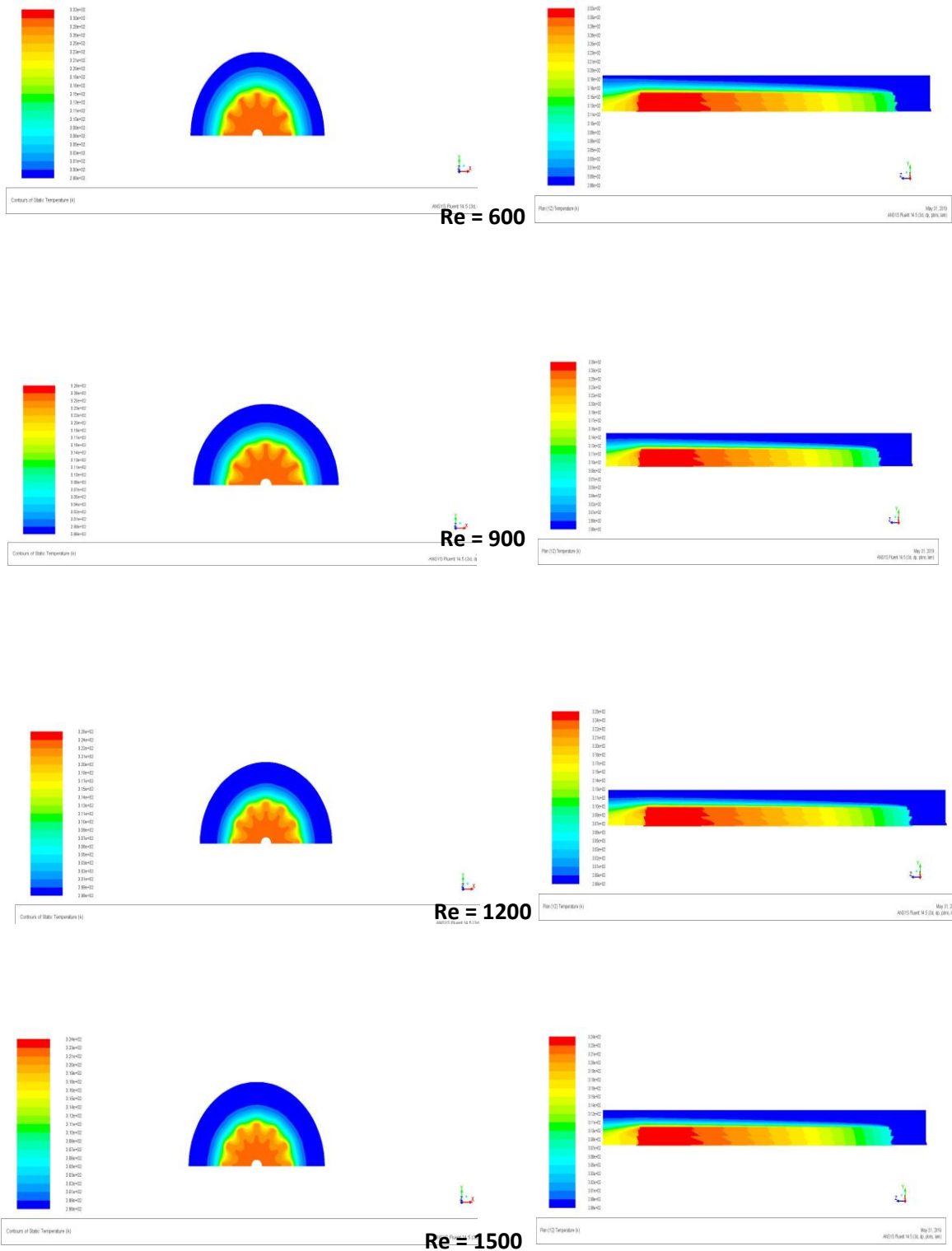


Figure IV.2 : Contours de température pour Re = 1500,1200,900,600



$Z = 0.325 \text{ m}$

$Y = 0.045 \text{ m}$

Figure IV.3 : Contours de la température dans les deux plans
 $Y = 0.045 \text{ m}$ et vertical $Z = 0.325 \text{ m}$

IV-4 -2 Champs de vecteurs vitesse et contours :

Pour voir des détails importants sur la structure de l'écoulement, les champs des vitesses sont présentés dans la figure (IV.4) dans le plan $Y=0.045\text{ m}$ et pour des valeurs du nombre de Reynolds $Re=600,900,1200,1500$.

La figure (IV.4), montre les contours de vitesse dans le plan $Y=0.045\text{m}$ et qui montrent que la vitesse est nulle au niveau des parois de l'échangeur et des ailettes (couleur bleu) et atteint le maximum plus loin de ces derniers dans l'espace du fluide entre les ailettes et le domaine de calcul. Nous constatons aussi que la vitesse augmente quand le nombre de Reynolds est plus grand.

IV-4 -3 Champs de pression :

La figure (IV.6), montre que la variation des champs de pression dans les différentes sections, $Z=0.325\text{m}$, $Y=0.045\text{m}$ développant suivant le nombre de Reynolds et la diminution de la pression du fluide au voisinage des parois chauffées des ailettes est due au frottement du fluide avec ces dernières.

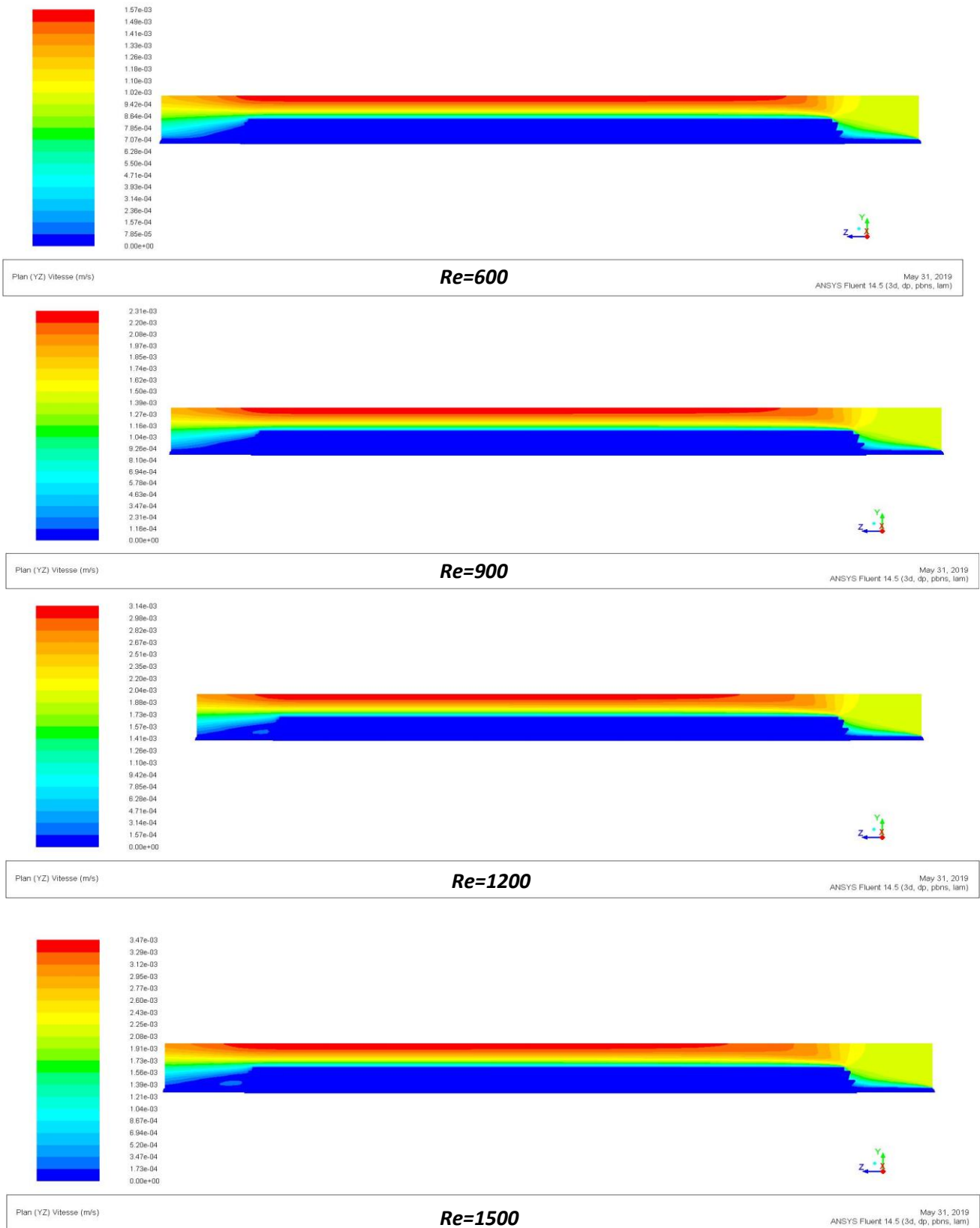


Figure IV.4 : champs de vitesse dans l'échangeur de chaleur dans le plan $Y=0.045m$ pour différents nombres de Reynolds.

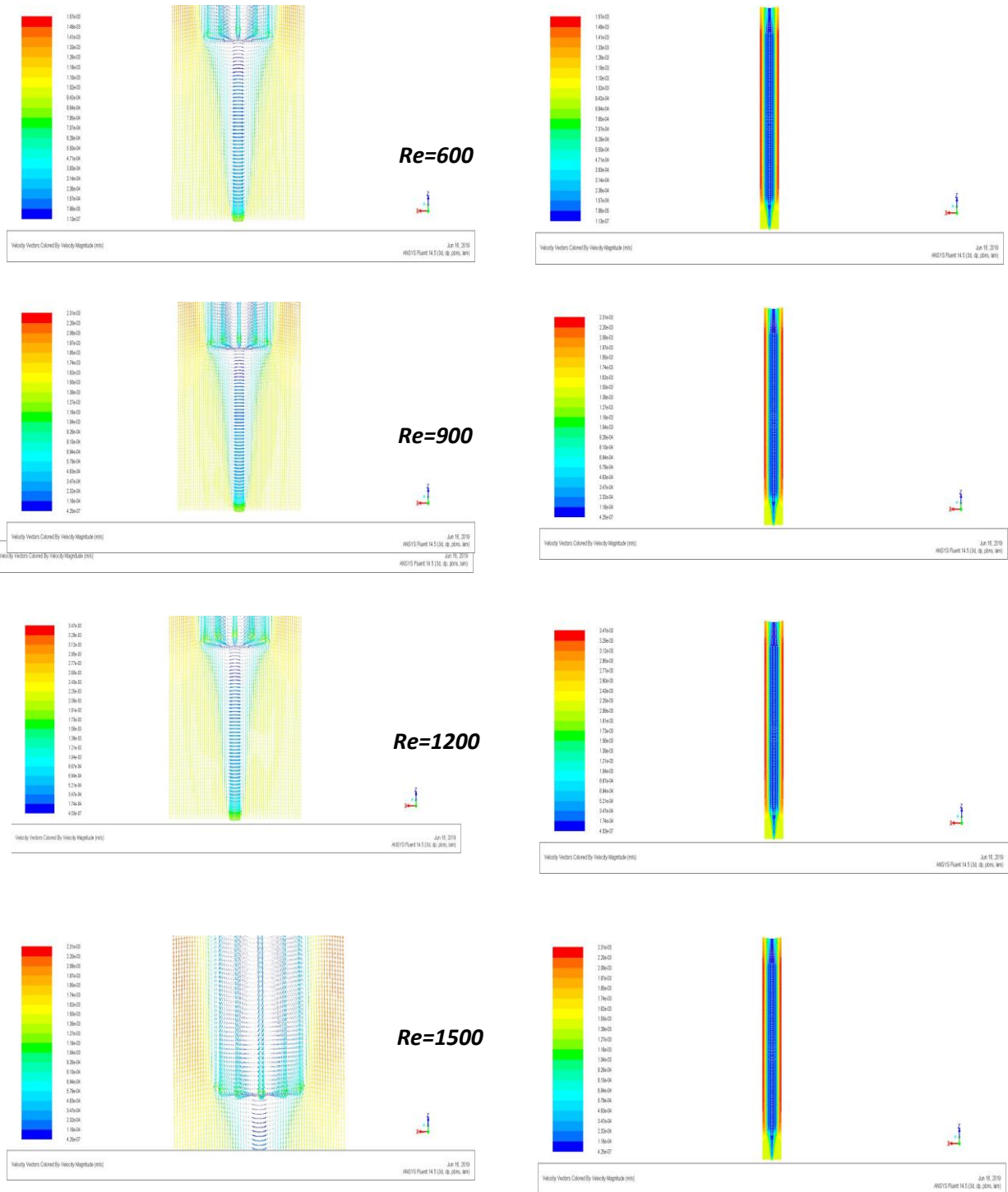
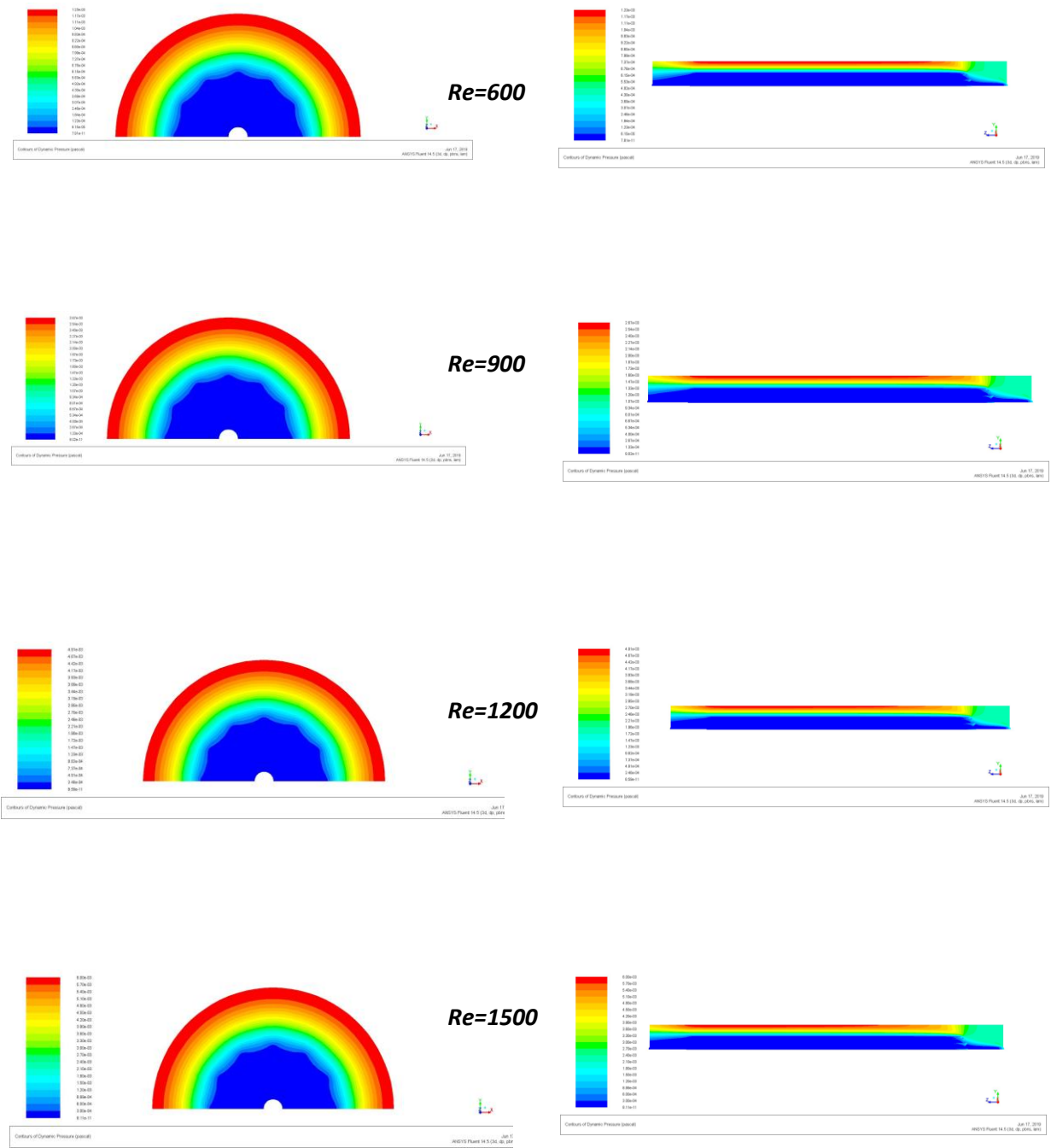


Figure IV.5: champs de vecteurs vitesse dans l'échangeur de chaleur différents nombres de Reynolds



$Z = 0.325 \text{ mm}$,

$Y = 0.045 \text{ mm}$

Figure IV.6: Champs de pression dans l'échangeur de chaleur pour différents nombres de Reynolds

IV-4 -4 Variation du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est le rapport entre le flux de chaleur convectif et le flux de chaleur conductif. Ce dernier est calculé en fonction du flux de chaleur moyen et les températures de parois et celle du mélange comme suit :

$$(Nu) = \frac{q_m Dh}{(k_f (T_p - T_m))}$$

Les résultats sont présentés dans la figure (IV.7). d'après cette figure , nous constatons que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds, car l'augmentation du nombre de Reynolds et par conséquent la vitesse d'entrée, favorise le transfert convectif entre le fluide et les parois des ailettes ce qui donne une meilleure dissipation de la chaleur, et par conséquent, un bon refroidissement de l'ensemble du système.

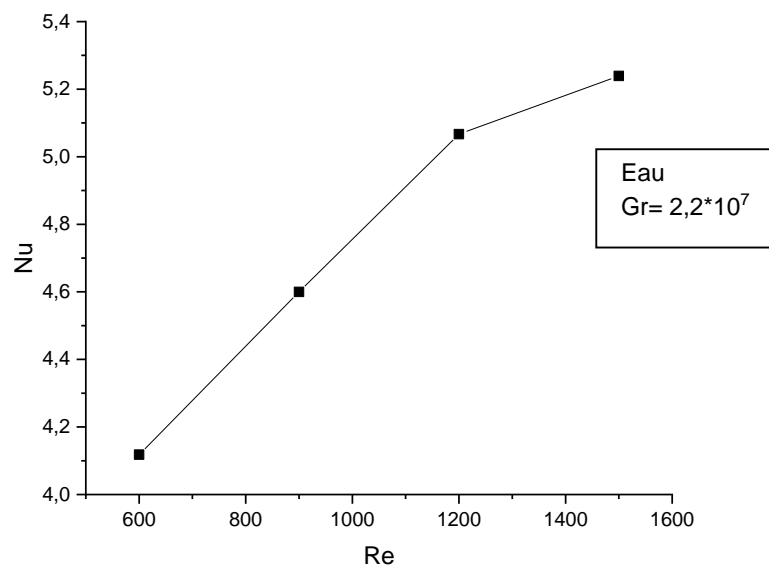


Figure IV.7 : variation du nombre de Nusselt dans l'échangeur de chaleur en fonction du nombre de Reynolds.

IV-4 -5 Variation de coefficient de transfert de chaleur moyen :

La figure (IV.8) montre le coefficient de transfert de chaleur moyen dans les ailettes en fonction du nombre de Reynolds. On constate que le coefficient de convection diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds puisque le taux du transfert thermique augmente avec le débit d'eau. Pour des nombres de Reynolds élevés, les ailettes ont un coefficient minimal et il augmente avec la diminution du nombre de Reynolds.

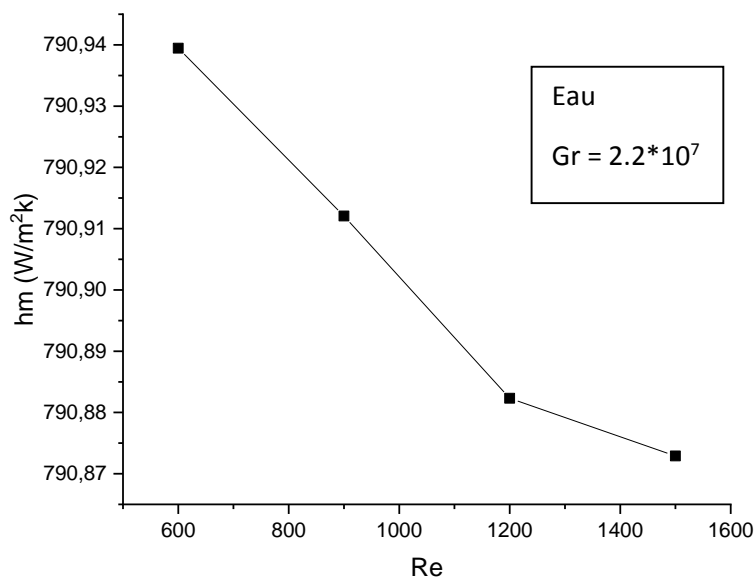


Figure IV.8 : variation de coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaire en fonction du nombre de Reynolds.

IV-5 Simulations numérique du transfert de chaleur de l'eau dans un échangeur de chaleur :**IV-5-1 Contours de température en fonction de la concentration :**

Les figures (IV.9),(IV.10),(IV.11),(IV.12),(IV.13),(IV.14),(IV.15)et(IV.16) présentent la variation des contours de températures pour le nanofluide (eau+dioxyde de Titane) (TiO_2) pour les différents nombres de Reynolds $Re=1500, 1200, 900$ et 600 et pour des fractions volumique des nanoparticules $\varphi=[0.01---0.1]$

D'après ces figures, nous avons remarqué que la température du fluide diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds et la concentration des nanoparticules aussi par rapport à celle de l'eau pure. Ce qui montre que l'ajout des nanoparticules à l'eau améliore d'une façon significative le transfert convectif et par conséquent améliore le refroidissement du système.

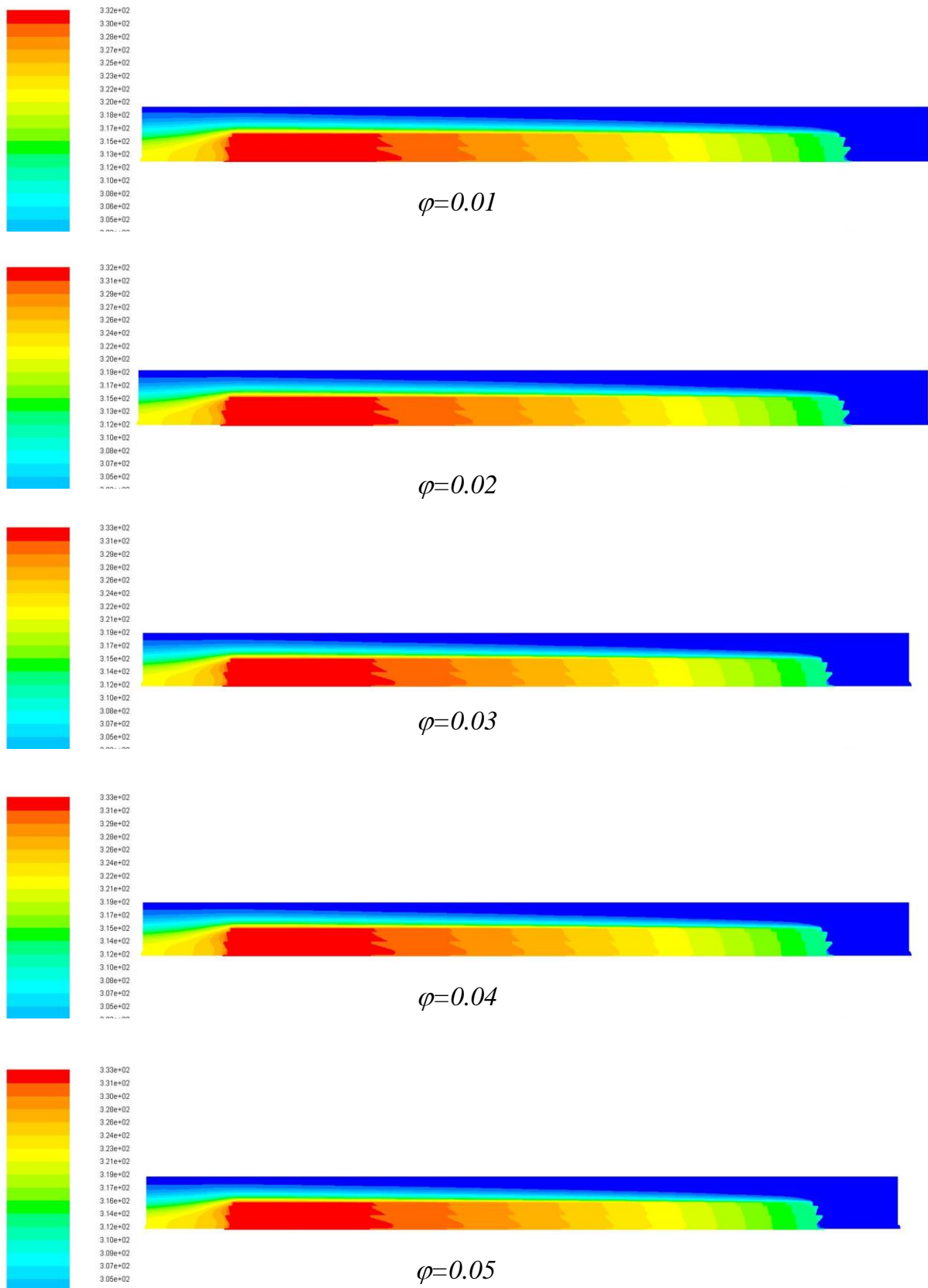


Figure IV.9 : Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO₂) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 600, Y = 0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$

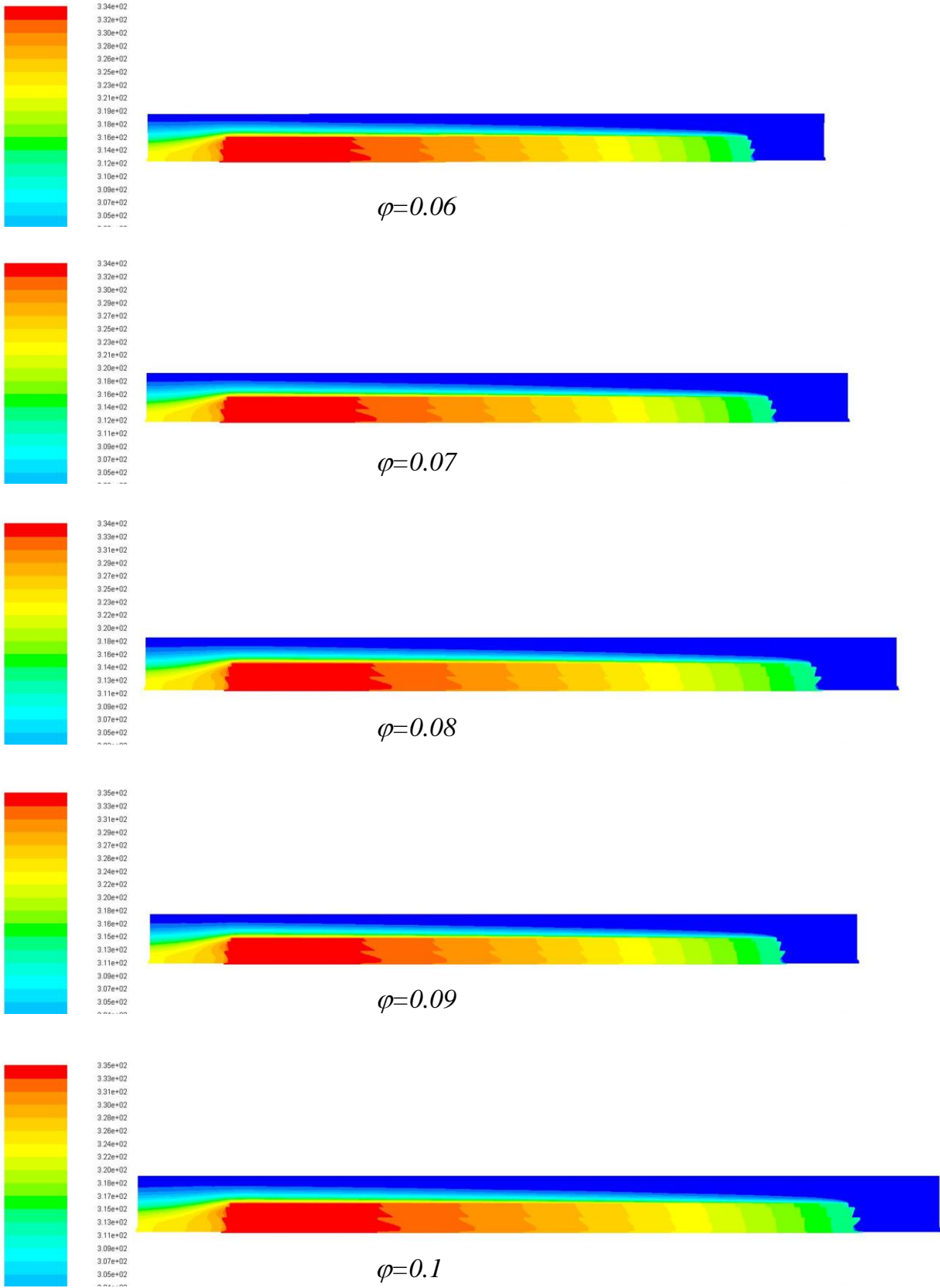


Figure IV.10 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO₂) Pour $Re = 600$, $Y = 0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$

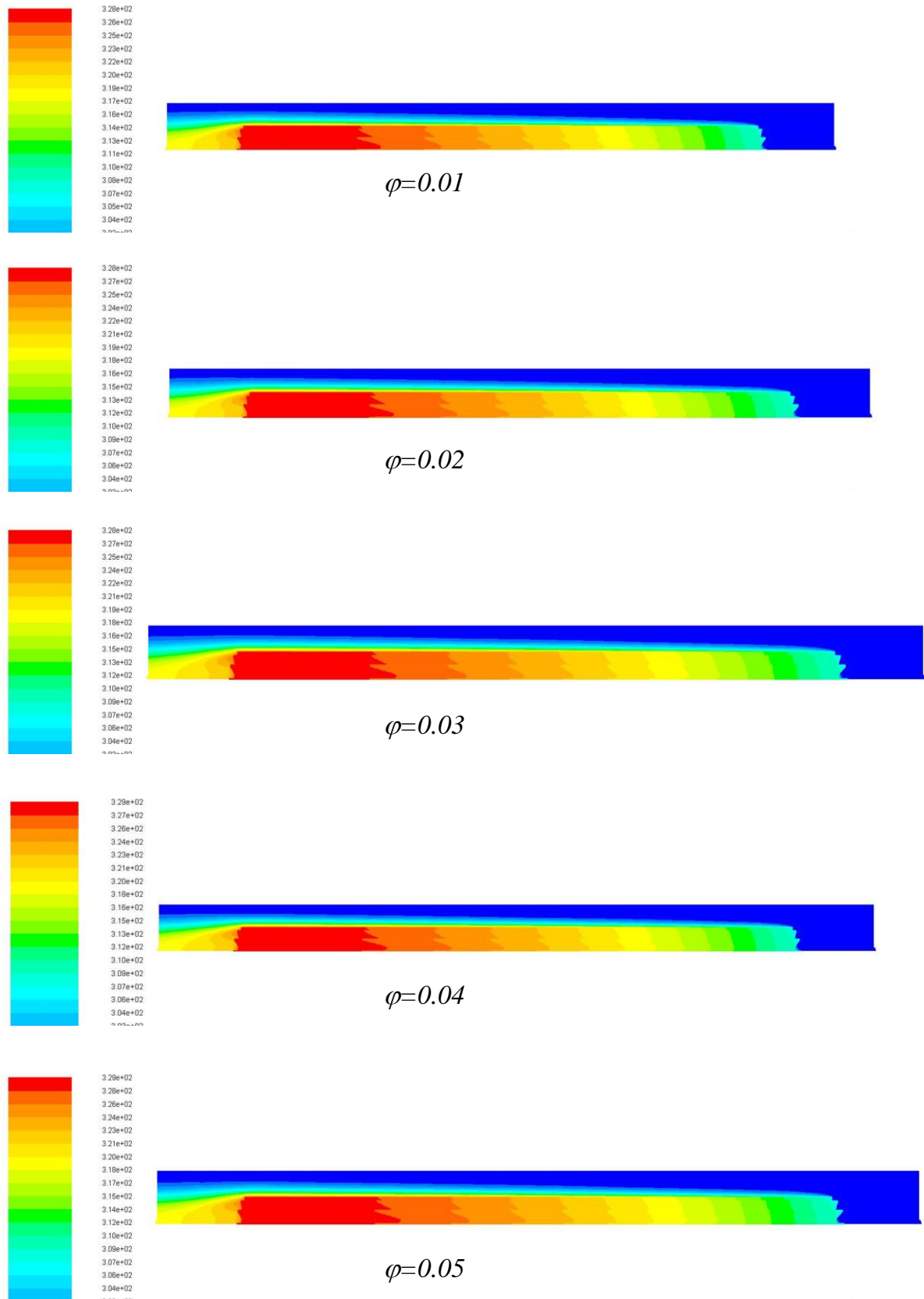


Figure IV.11 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO₂) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 900, Y = 0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$

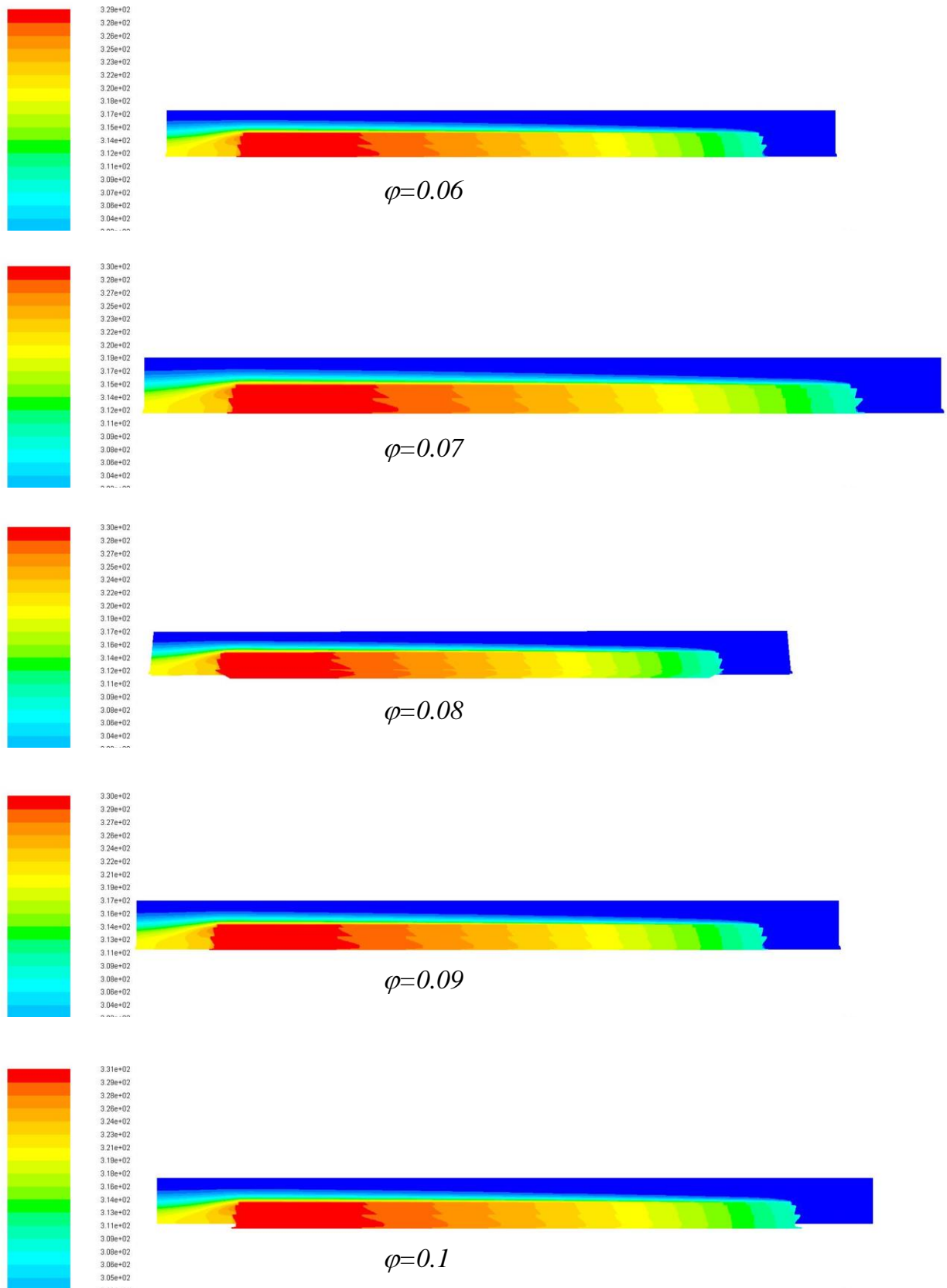


Figure IV.12: Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 900$, $Y=0.045m$ $\phi [0.06-0.1]$

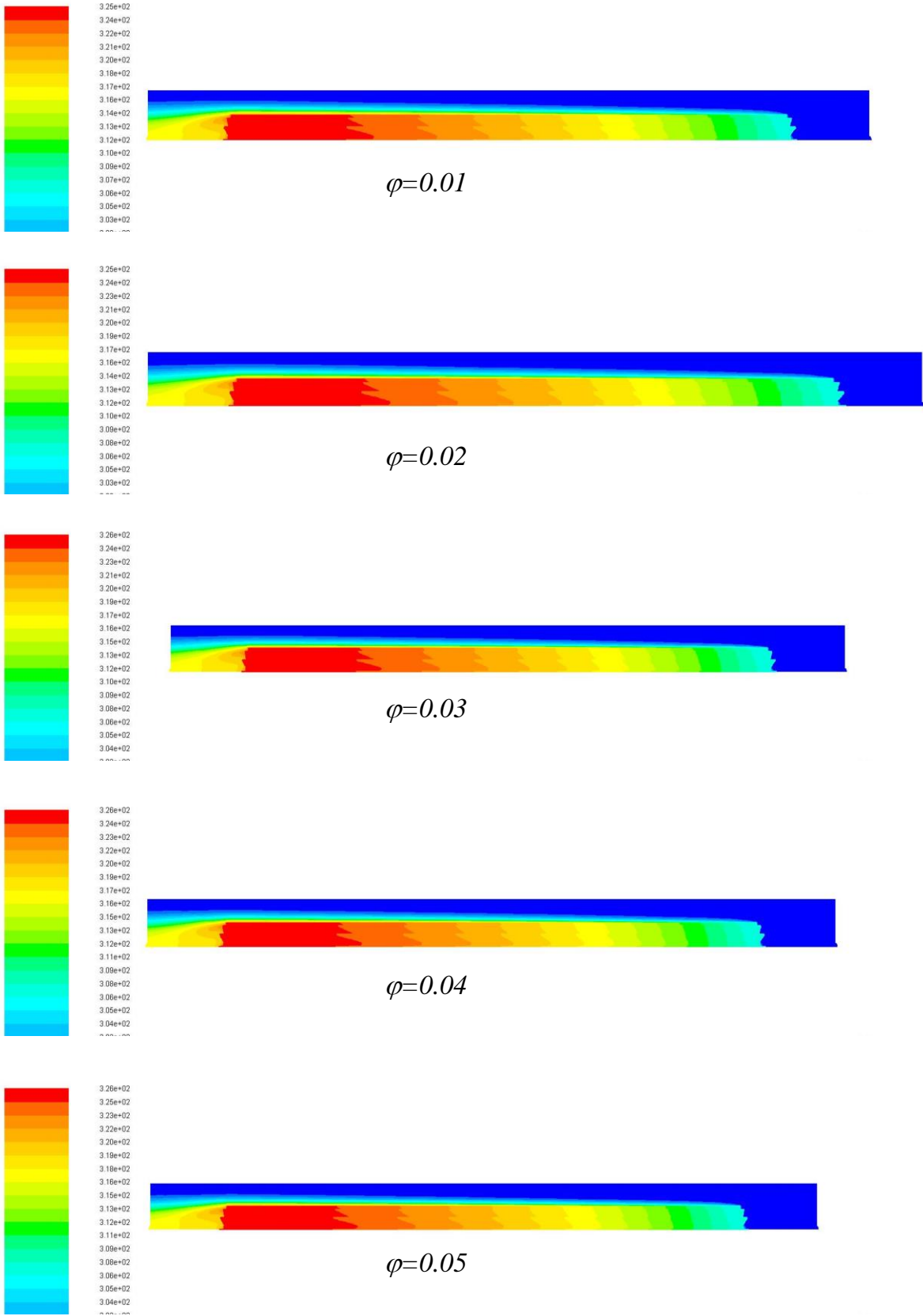


Figure 4.13 :Contours de températures pour le nanofluid eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1200, Y=0.045m$ $\phi [0.01-0.05]$

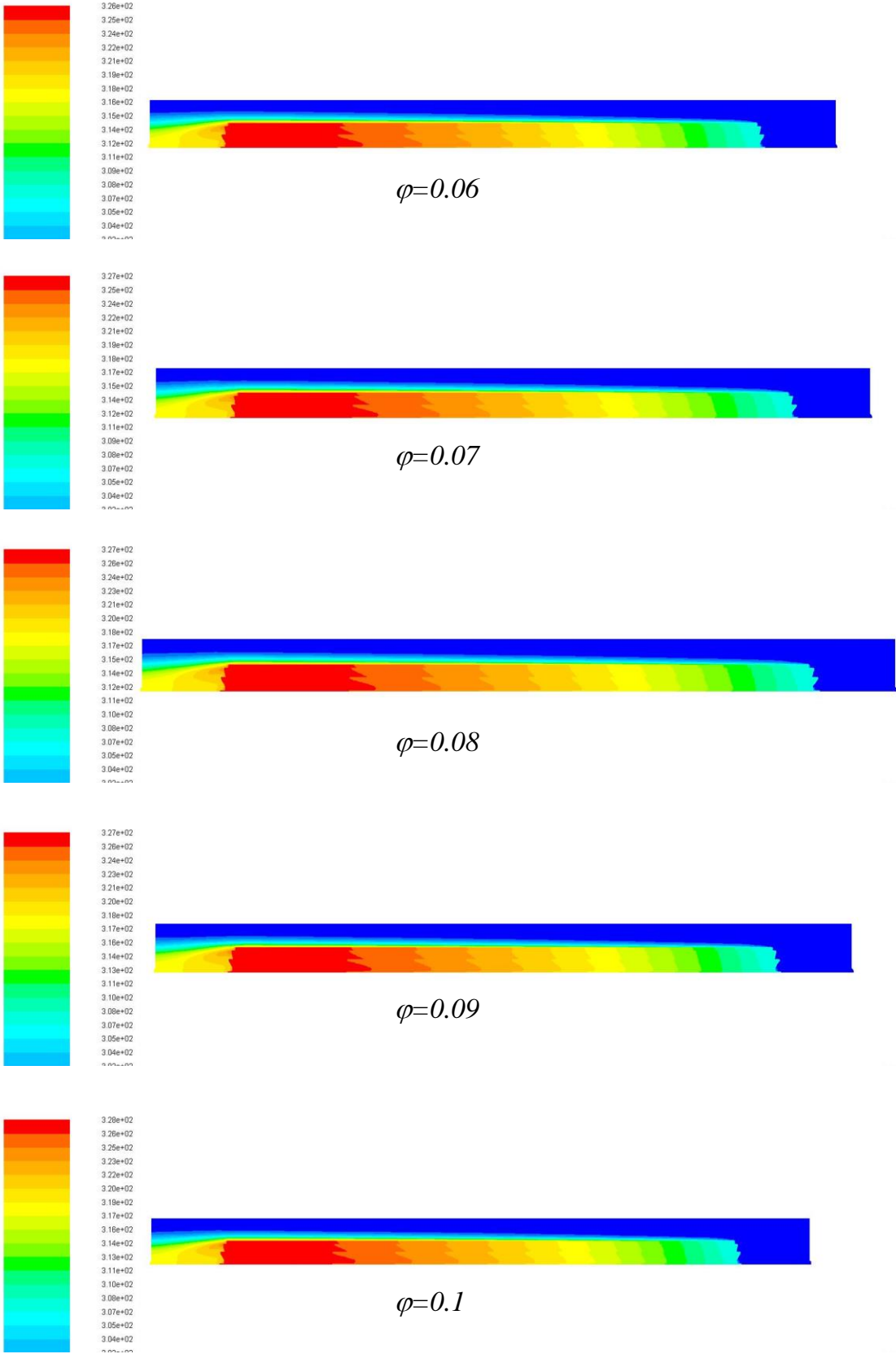


Figure IV.14 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1200, Y=0.045m$ $\phi [0.06-0.1]$

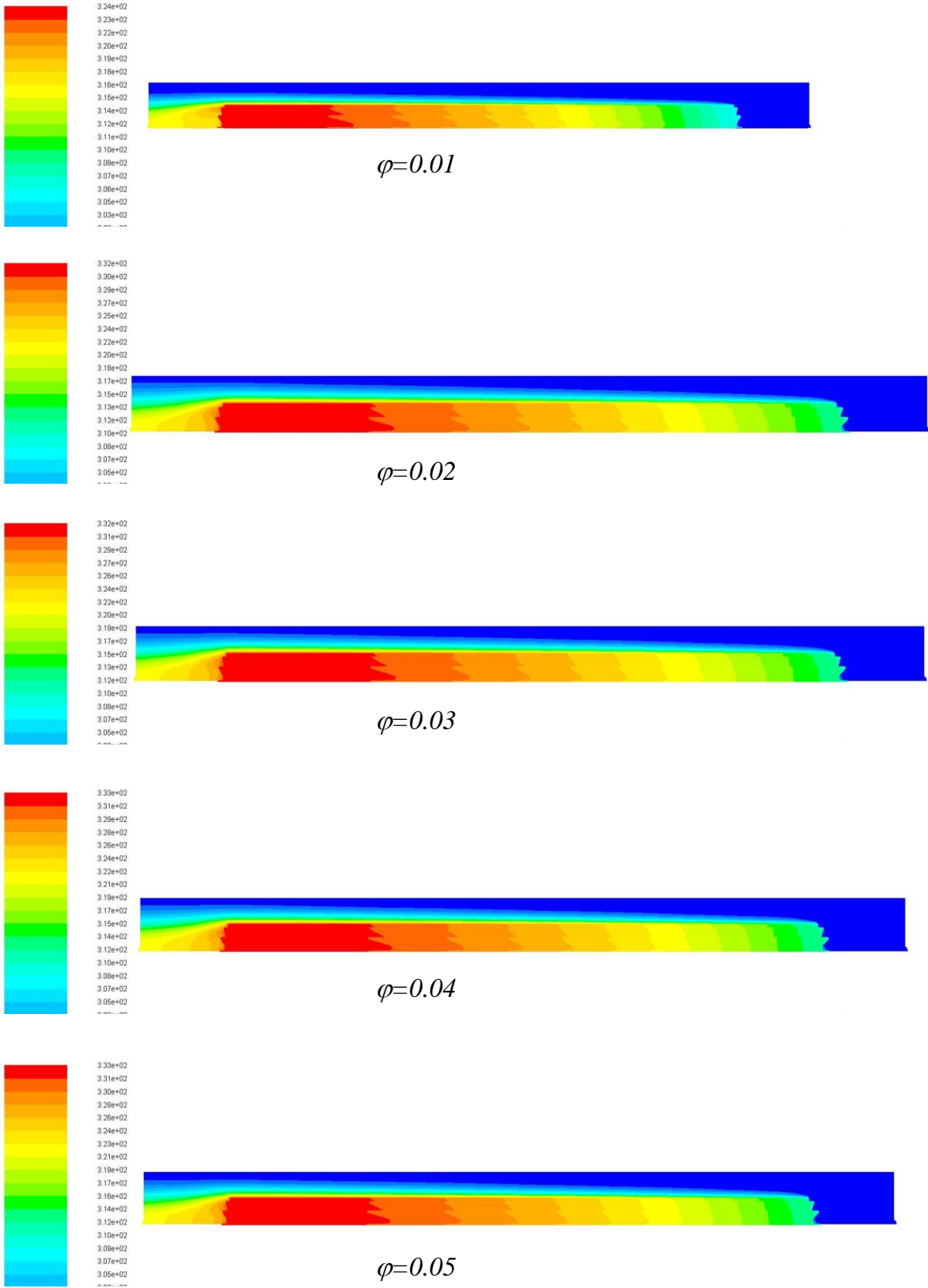


Figure IV.15 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1500, Y=0.045m \varphi [0.01-0.05]$

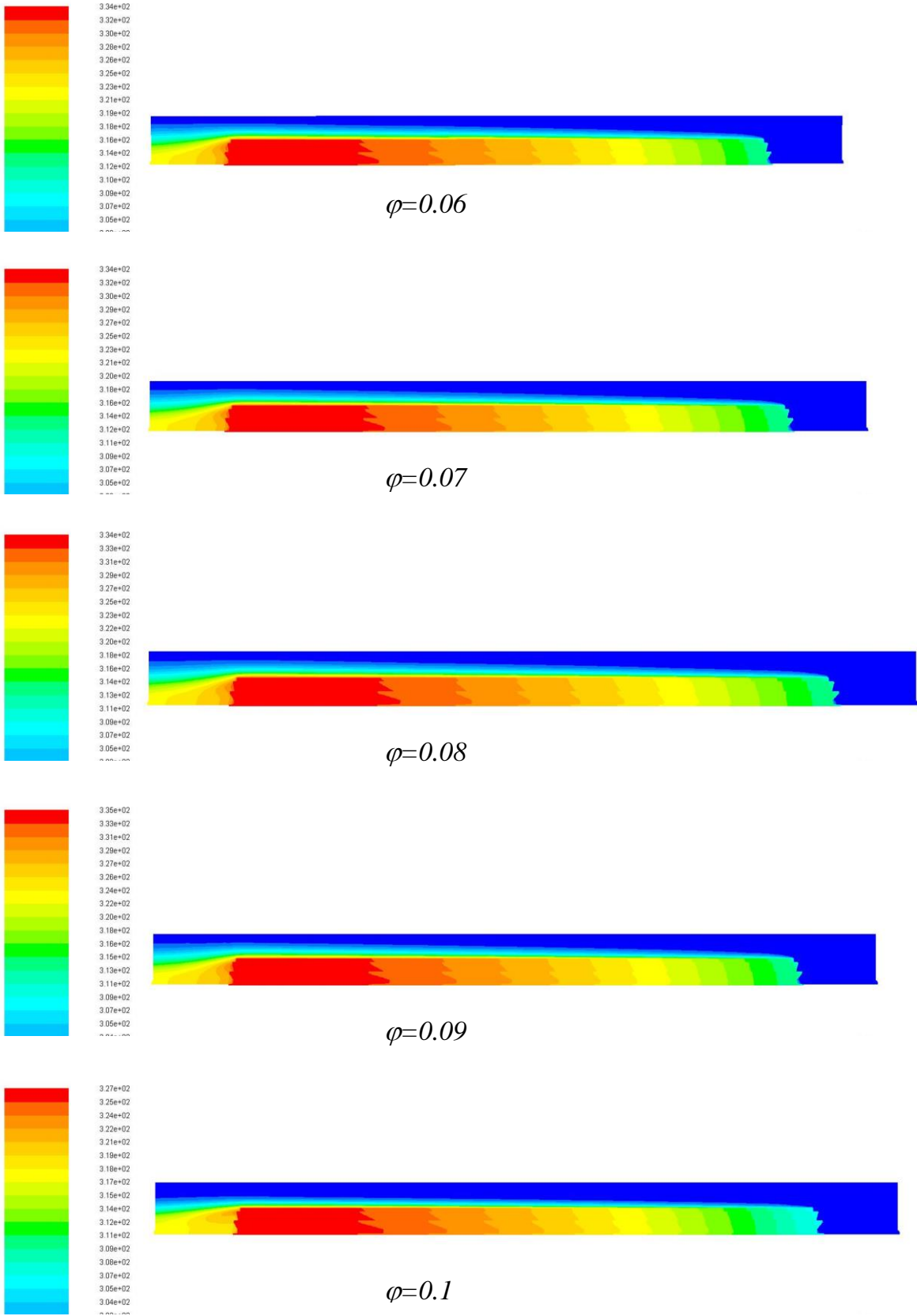


Figure IV.16 :Contours de températures pour le nanofluide eau+dioxyde de Titane (TiO_2) dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires Pour $Re = 1500, Y=0.045 mm$

La figure (IV.17), montre aussi que la température de mélange T_m diminué aussi quand la concentration des nanoparticules augmente jusqu'à ce que la concentration dépasse 0.07 elle commence à augmenter.

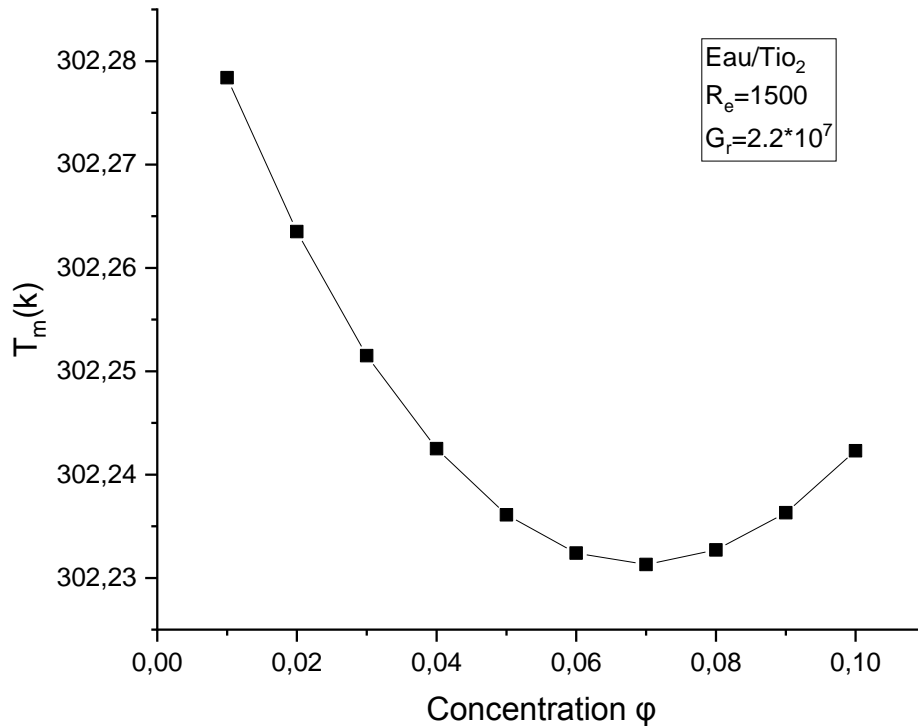


Figure IV.17 : Variation de la température dans l'échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires pour le nanofluide (eau/TiO_2) à des différentes concentrations.

Par contre la figure (IV.18) montre la comparaison de la température de mélanger T_m pour chaque nombre de Reynolds $Re = 1500, 1200, 900$ et 600 en fonction de la concentration volumique ds nanoparticules. Ce qui montre que la température de mélange deminué quand le nombre de Reynolds augmente et la concentration des nanoparticules.

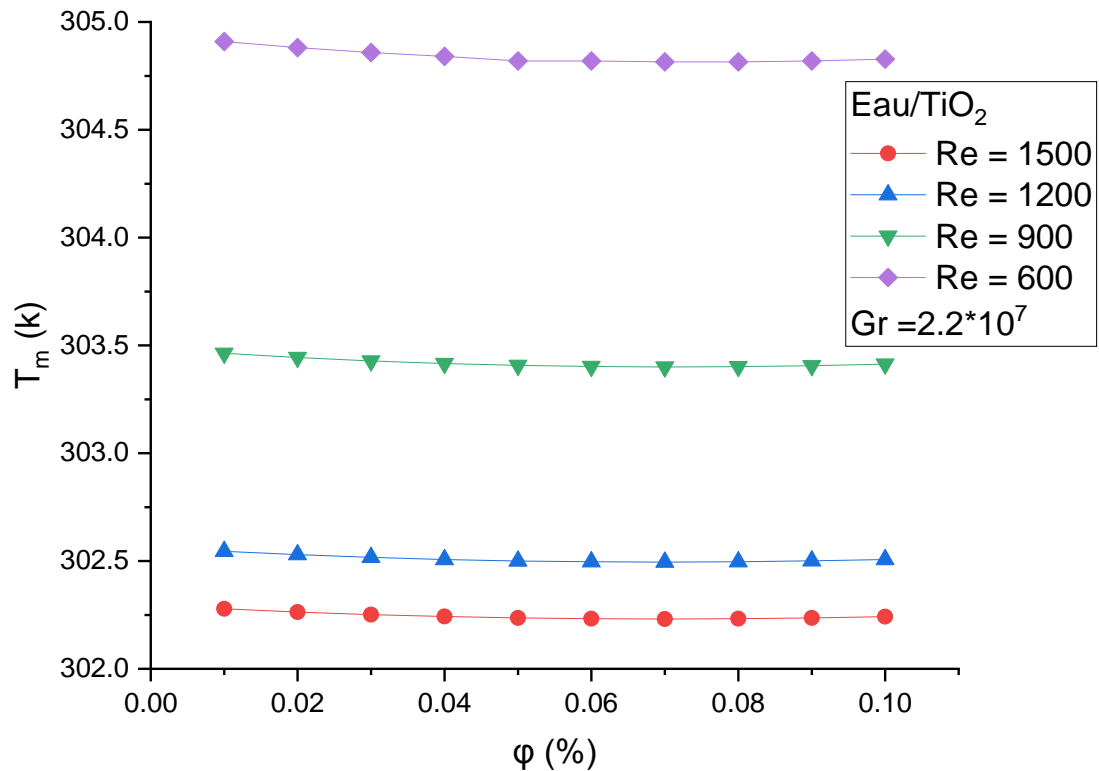


Figure IV.18 : Variation de température de mélange pour le nanofluide (eau/TiO₂) à des différentes concentrations pour Re =1500,1200,900 et 600

IV-5-2 Variation du nombre de Nusselt

La figure (IV.19), montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction des concentrations du nanofluide pour les nombres de Reynolds cités ci-dessus et qui montre que le nombre de Nusselt moyen augmente quand le nombre de Reynolds augmente et la concentration des nanoparticules. Ce qui signifie que le transfert de chaleur est amélioré par l'augmentation du nombre de Reynolds et l'ajout de nanoparticules de dioxyde de Titane(TiO₂).

La figure (IV.19)montrent une sérié de résultats permettant de déterminer l'évolution du nombre de Nusselt de nanofluide (*eau/ TiO2*)en fonction et les différents fraction volumique $\phi=1\% - 10\%$. On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de concentration pour le nanofluide étudié

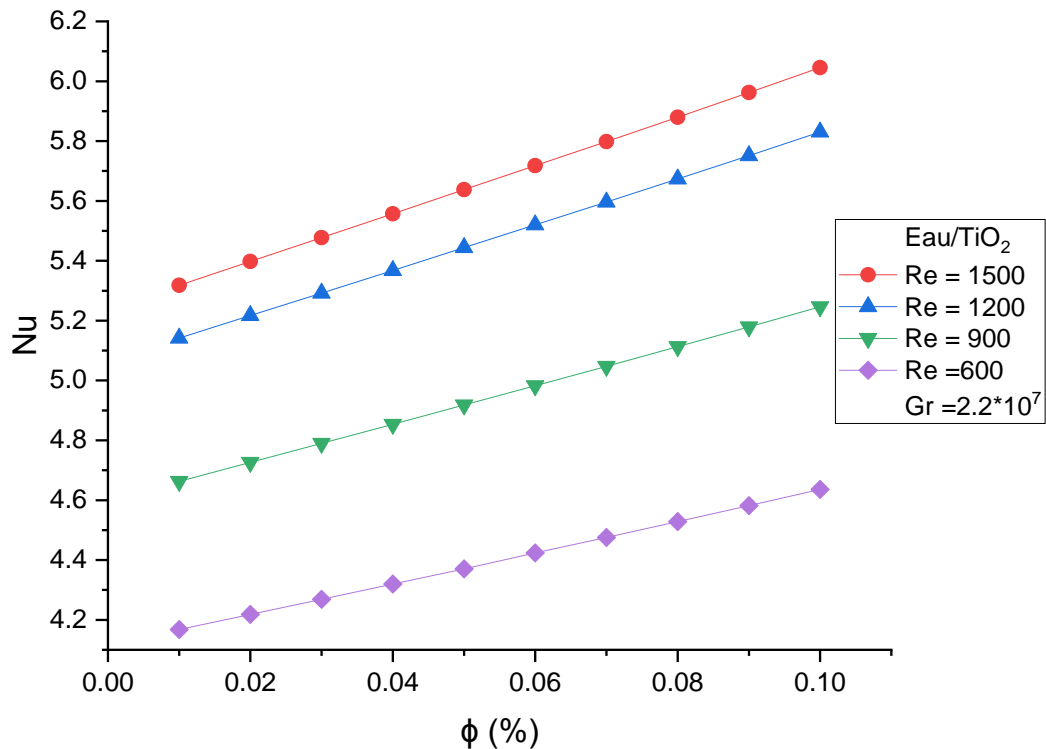


Figure IV.18 : Variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds et les différentes concentrations

IV-6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'écoulement avec transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à ailettes rectangulaire de l'eau et d'un nanofluide (*eau+TiO₂*). Les résultats étant présentés par des contours de température et des champs et contours de vitesse et de pression pour le cas de l'eau pure et pour le nanofluide.

Nous avons constaté que l'augmentation de la chaleur transférée en raison du nanofluide est estimée numériquement en faisant varier les différents paramètres tels que le nombre de Reynolds $Re = 600, 900, 1200$ et 1500 et les fractions volumiques $\phi = 1\% - 10\%$.

Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds, et la concentration des nanoparticules favorise d'avantage le transfert de chaleur.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous avons étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle et mixte de l'écoulement tridimensionnel d'un nanofluide dans un échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires et dont le cylindre interne est soumis à une génération de chaleur volumique par l'utilisation des logiciels Gambit pour la création de géométrie et Fluent pour les calculs numériques.

Les simulations numériques ont été effectuées pour différents nombres de Reynolds $Re = 600, 900, 1200$ et 1500 et des différentes fractions volumiques du nanofluide ($\phi = 0$ à $0,1$) dont la base fluide est l'eau mélangé avec des particules nanométriques dioxyde de Titane TiO_2 .

L'objectif principal de cette étude de voir la structure de l'écoulement dans l'échangeur de chaleur et de quantifier le taux de transfert de chaleur en variant les concentrations des nanoparticules dans l'eau.

Le phénomène de transfert de chaleur se manifeste par la variation des nombres de Reynolds $Re = 600, 900, 1200$ et 1500 correspondant respectivement aux nombres de Richardson suivants : $Ri = 9.7, 15, 27$ et 61 en fixant le nombre de Grashof à $Gr = 2.2 \times 10^7$.

Les effets de la variation des nombres de Reynolds et les fractions volumiques des nanoparticules ont été examinés par la présentation des champs de vitesse, température et de pression.

Les résultats obtenus ont montrés que:

- L'augmentation du nombre de Reynolds a pour effet de diminuer la température du fluide dans l'échangeur de chaleur et le mécanisme de transfert de chaleur par convection naturelle se manifeste pour des nombres de Richardson $Ri = 15, 27$ et 61 c'est-à-dire à faible nombres de Reynolds ainsi la convection mixte ne se manifeste que pour $Ri = 9.7$.
- L'augmentation des fractions volumiques des nanoparticules de TiO_2 dans la base fluide eau a pour effet de diminuer la température du fluide.
- L'évolution du nombre de Nusselt pour les nombres de Reynolds cités ci-dessus a montré que le taux de transfert de chaleur augmente quand la concentration des nanoparticules augmente ainsi que le nombre de Reynolds.

On peut dire alors que l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que la fraction volumique des nanoparticules favorise d'avantage le transfert de chaleur. Mais on ne peut pas augmenter indéfiniment la fraction volumique du nanofluide ce qui causera la sédimentation des particules.

Bibliographies

[1] **Amrid MAMMERRI**. Amélioration des performances énergétiques des systèmes de refroidissement industriels : Application aux serveurs informatiques.2014

[2] **M.adani1,2, B.Meziani and O.ourradi**. Convection mixte dans une cavité carrée : Etude numérique pour différentes valeurs de GRASHOF et de REYNOLDS ..2017. international Journal of Scientific Research & Engineering Technology

[3] **Stephen U. S. Choi* and J. A. Eastman**..Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. International mechanical engineering congress and exhibition1995

[4] **Olivier Doche, Jean-Antoine Gruss & Olivier Soriano** .Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques : Le Nanofluide .2007

[5] **Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA**. Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle. Université de Reims Champagne-Ardenne, France2012.

[6] **Kaufui V. Wong . Omar De Leon**. Applications of Nanofluids: Current and Future. Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Miami.2015

[7] . **Salma Halelfadl** .Caractérisation des propriétés thermo-physiques et d'échanges de chaleur des nanofluides à base de nanotubes de carbone.2014

[8] Timofeeva Nanofluids for Heat Transfer: nanoscale research letters, special issue on nanofluides, 2010.

[9]site d'internet <http://www.cooling-masters.com/articles-46-3.html>

[11] **Cengel, Y. A.** Heat and mass transfer: a practical approach. (2006). (3éd.). **McGraw-Hill**.

[12] **R. Sajedi*, M. Taghilou, M. Jafari**. Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering Volume 83, 25 May 2015, Pages 139-146

[13] **Sadeghi O, Mohammed HA, Bakhtiari-nejad M, Wahid MA**. Heat transfer and nanofluid flow characteristics through a circular tube fitted with helical tape inserts. Int Commun Heat Mass Transf 71, (2016) , 234 244.

[14] **Yujin Hwang a, Jae-Keun Lee a, Jong-Ku Lee c, Young-Man Jeong a, Seong-ir Cheong a.** Production and dispersion stability of nanoparticles in nanofluids. Powder Technology Volume 186, Issue 2, 11 August 2008, Pages 145-153

[15] **Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA.** Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle. Université de Reims Champagne-Ardenne, France 2012.

[16] **MOUSSOUS Hamza TALBI Hamou** Convection naturelle dans une cavité en présence d'un nanofluide. Mémoire de Master Université de Béjaïa 2012

[17] **H. Salhi * et M. Si-Ameur** Convection naturelle dans les enceintes: nanofluide .. Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie Université El-Hadj Lakhdar, 1 Rue Mohamed El-Hadi Boukhrouf, Batna, Algérie .2012

[18] Procédure de résolution numérique par fluent. Chapitre 4. 2017

Résumé :

Dans ce travail, on a mené une étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire dans un échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires remplie d'un mélange d'eau et des nanoparticules. Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis. Un code de calcul a été conçu et réalisé dans ce contexte pour utiliser la simulation numérique (FLUENT) comme outil d'investigation. Les résultats sont analysés au champ thermique. Ainsi l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et l'addition des nanoparticules (TiO_2) dans l'eau permet d'améliorer la performance de transfert de chaleur

Mots clés: Nanofluide, échangeur de chaleur, ailettes, convection thermique, GAMBIT, CFD (FLUENT)

ملخص

في هذا العمل ، أجريت دراسة عددية للحمل الحراري الثابت في مبادل حراري مستطيل الزعنفه مملوء بمزيج من الماء والجسيمات النانوية. المعادلات الحاكمة كانت تقديرية بواسطة طريقة حجم محدود. لقد تم تصميم وتحقيق كأداة تحقيق. يتم تحليل النتائج في المجال (FLUENT) رمز الكمبيوتر في هذا السياق لاستخدام المحاكاة العددية في الماء (TiO_2) الحراري ، وبالتالي فإن تأثير رقم رينولدز على انتقال الحرارة وإضافة الجسيمات النانوية يجعل من الممكن تحسين أداء نقل الحرارة.

كلمات مفتاحية : GAMBIT ، CFD (FLUENT) ، مبادل حراري ، زعانف ، الحمل الحراري ،

