

République algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur

et de la recherche scientifique

Université de M'sila

Faculté de Technologie



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة المسيلة

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 :

*Simulation numérique d'un écoulement avec transfert
de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de
chaleur.*

Présenté par : Ould Amer Nassira & Ouadah Sabrina

Soutenu devant le jury composé de :

Mme. Ihaddedene.R	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Président
Mme. Bakhti F.Z	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Encadreur
Mr. Zergane.S	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Examineur
Mr. Hebich.N	Univ. MOHAMED BOUDIAF - M'SILA	Examineur

Année Universitaire : 2017 / 1018.

Dédicaces

*Avant tout, je tien à remercies le bon dieu,
et l'unique qui m'offre le
courage et la volonté nécessaire pour
affronter*

*Les différentes de la vie,
Je dédie ce modeste travail*

A ma mère.

A mon père.

A mon mari L. Khaled

A mes frères et mes soeurs.

A touts ma famille.

A touts mes amis

A mes amis et mes collègues du promotion 2018

« Energétique ».

Ouadah Sabrina.



Dédicaces

*Avant tout, je tien à remercies le bon dieu,
et l'unique qui m'offre le
courage et la volonté nécessaire pour affronter
les différentes de la vie,*

Je dédie ce modeste travail

A ma mère.

A mon père.

A mes frères et mes soeurs.

A touts ma famille.

A touts mes amis

A mes amis et mes collègues du promotion 2018

« Energétique ».

Ould Amer Nassira.



Remerciements

Louange à Allah par la grâce duquel les bonnes choses se réalisent.

*Nous tenons à remercier tout d'abord nos très chers parents. Nous remercions notre encadreur à madame **Bakhti** pour la qualité du sujet, son support et les orientations durant toute la réalisation de ce travail. Nous remercions tous les enseignants qui ont contribué à notre formation*

Sommaire

Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction général	

Chapitre I : Revue Bibliographique

I.1. Introduction	4
I.2. Généralités sur les trois modes de transfert de chaleur	4
I.2.1. Définition	4
I.2.2 La conduction thermique	5
I.2.3. La convection thermique	6
I.2.3. Rayonnement	8
I.3.Les nombres adimensionnels	9
I.3.1. Le nombre de Reynolds	9
I.3.2. Le nombre de Grashof	10
I.3.3. Le nombre de Rayleigh	10
I.3.4. Le nombre de Nusselt	10
I.3.5. Le nombre de Prantl	10
I.4. Généralités sur les nanofluides	11
I.4.1.Définition	11
I.4.2.Nanoparticules et les fluides porteurs	11
I.4.3. Types de nanoparticules	12
I.4.4. Fabrication et préparation des nanofluides	13
I.4.5. Les propriétés thermophysiques des nanofluides	15
I.4.5.1. Masses volumiques	15
I.4.5.2. Conductivité thermique	16
I.4.5.3. Viscosité dynamique	17
I.4.5.4. Chaleurs spécifiques	17
I.4.6. Domaine d'applications des nanofluides	18
I.4.6.1. Refroidissement des systèmes thermiques	18
I.4.6.2. Refroidissement des systèmes électroniques	18

I.4.6.3. Refroidissement des système nucléaires	18
I.4.6.4. Refroidissement des systèmes militaires	18
I.4.6.5. La biomédecine	19
I.4.6.6. D'autres applications	19
I.4.7. Les avantages et les inconvénients des nanofluides	19
I.4.7.1. Les avantages de nanofluides	19
I.4.7.2. Les inconvénients du nanofluides	19
I.5. Conclusion.	20

Chapitre II : Formulation Mathématique

II.1. Introduction	21
II.2. Géométries des Problèmes Considérés	21
II.2.1. 1 ^{er} Cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines	21
II.2.2. 2 ^{ème} Cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées	21
II.3. Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes)	23
II.3.1. L'équation de continuité	23
II.3.2. Les équations de quantité de mouvement	23
II.3.3. L'équation de l'énergie	24
II.4. Hypothèses simplificatrices	24
II.5. Equations dimensionnelles	25
II.6. Conditions aux limites	26
II.7. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique	27
II.7.1. Le diamètre hydraulique	27
II.7.2. Nombre de Reynolds	27
II.7.3. Coefficient d'échange convectif h	27
II.7.4. Le nombre de Nusselt	28
II.7.5. La Résistance thermique	28
II.8. Conclusion	28

Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique

III.1. Introduction	29
III.2. Définition de la CFD « Computational Fluid Dynamics »	29
III.3. Présentation des logiciels Gambit et Fluent	30
III.3.1. Préprocesseur Gambit	30
III.3.2. Code Fluent	30
III.3.3. Les avantages de fluent(CFD)	31
III.4. Etapes principales de simulation	31
III.5. La conception du domaine physique	31
III.5.1 Création de la géométrie	31
III.5.2. Création d'une face rectangulaire	32
III.5.3. Création des faces circulaires	33
III.5.4. Création des volumes	33
III .5.5. Création d'un trou dans une ailette circulaire	34
III.5.6. Le maillage du domaine physique	35
III.5.6.1. Maillage des lignes (edges)	35
III.5.6.2 Maillage des volumes	35
III.5.7. Condition aux limites	36
III.5.8. Choix de la version Fluent	37
III.5.9. L'exportation du fichier. Msh	37
III.5.10. Types des fichiers qui sont créés par gambit	38
III.6. La procédure de calcul par Fluent	38
III.6.1. Démarrage de Fluent	38
III.6.2. Lire le fichier dissipateur.msh	39

III.6.3. Vérification du maillage	40
III.6.4. Lissage du maillage	40
III.6.5. Vérifier l'échelle	41
III.6.6. Présentation de la géométrie	41
III.6.7. Choix du solveur	42
III.6.8. Autorisation du transfert de chaleur	43
III.6.9. Choix du type d'écoulement	43
III.6.10. Définir les propriétés des matériaux	43
III.6.11. Définir les conditions aux limites	44
III.6.12. Les facteurs de sous- relaxation	46
III.6.13. Initialisation du calcul	47
III.6.14. Choix du résidu	48
III.6.15. Critère de convergence	48
III.6.16. Calcul	49
III.6.17. Visualisation des résultants	50
III.6.18. Sauvegarde de fichier	52
III.7. Conclusion	52

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV.1. Introduction	53
IV.2. Les paramètres utilisés	53
IV.3. Effet de Maillage	55
IV.4. 1 ^{er} cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines	57
IV.4.1. Contours de température	57
IV.4.2 Champs de vitesse et lignes de courant	60

IV.4.3. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds	63
IV.4.4 Variation la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds	64
IV.5. 2 ^{ème} cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées	65
IV.5.1. Pour l'eau	65
IV.5.1.1. Les Contours de température	65
IV.5.1.2 Champs de vitesse et les lignes de courant	68
IV.5.1.3 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds	70
IV.5.2. Pour les nanofluides	71
IV.5.2.1. Les Contours de température	71
IV.5.2.2 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et Les fractions volumiques	75
IV.5.2.3 Variation de la résistance thermique	77
IV.6. Conclusion	78
Conclusion générale	79

Nomenclature

Symboles Latins:

A	Surface d'échange thermique (m^2).
C_p	La chaleur spécifique à pression constante ($J/(kg.K)$).
d	Diamètre de les ailettes cylindriques (m).
d_t	Diamètre de trou oblong vertical (m).
e_b	épaisseur de base (cm).
e_s	épaisseur de source (m).
F_i	Représente les forces de volume suivant la direction i.
g	L'accélération de la pesanteur (m/s^2).
H	Hauteur d'ailette (m).
H_a	Hauteur de trou oblong vertical (cm).
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W .m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$).
\bar{h}	Coefficient d'échange convectif moyenn
K	La conductivité thermique ($W/(m.K)$).
K_f	La conductivité du fluide ($W/(m.K)$).
L	Longueur de dissipateur (m).
L_f	La longueur selon laquelle se fait l'écoulement (cm).
\dot{m}	Débit massique, en (kg/s).
P	Périmètre (m).
Q	Source de chaleur (W).
q_c	Quantité de chaleur.
R_{th}	La résistance thermique.
S	Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).
T	Température (K).
T_s	Température de surface du solide ($^{\circ}C$).
T_{∞}	Température du fluide loin de la surface du solide ($^{\circ}C$).
T_{ext}	La température externe ($^{\circ}C$).
T_p	La température des parois ($^{\circ}C$).
\bar{T}_{out}	Température moyenne du fluide à la sortie ($^{\circ}C$).

T_0	Température d'entrée ($^{\circ}\text{C}$).
\bar{T}_w	Température moyenne de la surface d'échange ($^{\circ}\text{C}$).
\bar{T}_m	Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique ($^{\circ}\text{C}$).
\bar{T}_b	Température moyenne de la base du dissipateur de chaleur ($^{\circ}\text{C}$).
U	La vitesse (m/s).
V	Le volume du composant électronique (m^3).
W	Largeur de dissipateur (cm).
u, v, w	Composante du vecteur vitesse suivant x, y, z.
x, y, z	Cordonnées cartésiennes.

Symboles grecs :

α	La diffusivité thermique (m^2/s).
β	Le coefficient de dilabilité ou d'expansion thermique ($1/\text{K}$).
ε	Facteur d'émission de la surface.
σ	Constante de Stefan ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$).
λ	Conductivité thermique du milieu ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$).
μ	La viscosité respectivement dynamique ($\text{Pa}\cdot\text{s}$).
ν	La viscosité cinématique (m^2/s).
ρ	La masse volumique (kg/m^3).
ρ_{nf}	La masse volumique du nano fluide ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
ρ_f	La masse volumique de fluide de base ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
ρ_s	La masse volumique des nanoparticules solides ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
ρ_{nf}	La masse volumique du nanofluide ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
ρ_f	La masse volumique de fluide de base ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
ρ_s	La masse volumique des nanoparticules solides ($\text{Kg}\cdot\text{m}^{-3}$).
φ	La fraction volumique des particules.
Φ	Flux de chaleur transmis par convection (W).

Nombres adimensionnels :

Ri Le nombre de Richardson ($Ri = \frac{Gr}{Re^2}$).

Gr Le nombre de Grashof ($Gr = \frac{\rho \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu^2}$).

Re Le nombre de Reynolds ($Re = \frac{\rho u_0 D h}{\mu}$).

Nu Le nombre de Nusselt ($Nu = \frac{h \cdot L_f}{K_f}$).

Ra Le nombre de Rayleigh ($Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\rho \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu \cdot \alpha}$).

Pr Le nombre de Prantl est défini comme ($Pr = \frac{\nu}{\alpha}$).

Liste des figures

Fig. I.1	<i>Principe de la conduction thermique.</i>	6
Fig. I.2	<i>Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.</i>	7
Fig. I.3	<i>Principe du rayonnement.</i>	8
Fig. I.4	<i>Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone.</i>	13
Fig. I.5	<i>Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape.</i>	15
Fig. II.1	<i>Vue isométrique d'un dissipateur de chaleur à ailettes pleines.</i>	22
Fig. II.2	<i>Vue isométrique d'un dissipateur de chaleur à ailettes perforées et d'une seule ailette.</i>	22
Fig.III.1	<i>Vue globale de Gambit.</i>	32
Fig. III.2	<i>Création d'une face rectangulaire.</i>	32
Fig. III.3	<i>Création des faces circulaires.</i>	33
Fig. III.4	<i>Création des volumes.</i>	34
Fig. III.5	<i>Création d'un cylindre dans l'axe z positive.</i>	34
Fig. III.6	<i>Soustraction des volumes.</i>	35
Fig.III.7	<i>Maillage des lignes (edges).</i>	35
Fig.III.8	<i>Maillage des volumes.</i>	36
Fig. III.9	<i>Conditions aux limites.</i>	37

Fig. III.10	<i>Vue globale de Fluent.</i>	39
Fig. III.11	<i>Importation de la géométrie.</i>	40
Fig.III.12	<i>Vérifier la qualité de maillage.</i>	40
Fig. III.13	<i>Vérification de l'échelle.</i>	41
Fig.III.14	<i>Affichage de la grille et vérification des conditions.</i>	41
Fig.III.15	<i>Choix de solveur.</i>	42
Fig. III.16	<i>Autorisation l'équation de l'énergie</i>	43
Fig. III.17	<i>Choix du type d'écoulement.</i>	43
Fig.III.18	<i>Définir les propriétés physiques des matériaux.</i>	44
Fig.III.19	<i>Choix de la pression de référence.</i>	45
Fig. III.20	<i>Valeurs des conditions aux limites</i>	46
Fig.III.21	<i>Choix des facteurs de sous relaxation et les schémas de discrétisation</i>	47
Fig. III.22	<i>Initialisation de la solution.</i>	47
Fig.III.23	<i>Choix des résidus</i>	48
Fig. III. 24	<i>Choix des nombres des itérations</i>	49
Fig. III.25	<i>Allure de l'évolution des résidus de calcul.</i>	49

Fig. III.26	<i>Calcul de la température moyenne</i>	50
Fig. III.27	<i>Calcul de la densité du débit massique moyen</i>	51
Fig. III.28	<i>Calcul de la température de mélange</i>	51
Fig IV.1	<i>Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds de maillage pour $Re=40$</i>	56
Fig IV.2	<i>Le Maillage.</i>	56
Fig IV.3	<i>Vue isométrique des contours de température dans le dissipateur à ailettes cylindriques pleines.</i>	58
Fig IV .4	<i>Les contours de la température pour l'eau dans un dissipateur de Chaleur à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynold</i>	59
Fig IV .4	<i>Champs de vitesse dans le dissipateur de chaleur dans le plan $Z=0.037m$ à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynolds.</i>	61
Fig IV .6	<i>Les lignes de courant dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynolds</i>	62
Fig IV .7	<i>Variation du nombre de Nusselt dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines en fonction du nombre de Reynolds.</i>	63
Fig IV .8	<i>La variation du la résistance thermique dans le dissipateur de chaleur à ailettes pleines en fonction du nombre de Reynolds.</i>	64
Fig IV .9	<i>Vue isométrique des contours de température dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées.</i>	66

Fig IV .10	<i>Les contours de la température pour l'eau dans les ailettes cylindriques perforées pour différent nombre de Reynolds.</i>	67
Fig IV .11	<i>Champs de vitesse pour l'eau dans les ailettes perforées à différents nombre de Reynolds.</i>	68
Fig IV.12	<i>Lignes de courant pour l'eau dans les ailettes perforées à différent nombre de Reynolds.</i>	69
Fig. IV.13	<i>variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds des ailettes pleines et perforées.</i>	70
Fig IV .14	<i>la variation de la résistance thermique des ailettes pleines et perforées en fonction du nombre de Reynolds.</i>	71
Fig IV.15	<i>Vue isométrique des contours de température pour nanofluide (eau+ TiO₂) à différent nombre de Reynolds et $\phi=1\%$.</i>	72
Fig IV .16	<i>contours de la température pour le nanofluide (eau+ TiO₂) à ailettes cylindriques perforées pour différent nombre de Reynolds et $\phi=1\%$.</i>	73
Fig. IV.17	<i>variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques pour eau+TiO₂</i>	75
Fig. IV.18	<i>la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques pour eau+Cu.</i>	75
Fig. IV.19	<i>Comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen en Fonction des fractions volumiques des deux nanofluides : eau+Cu et eau +TiO₂ pour Re=500.</i>	76

- Fig. IV.20** *comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds de l'eau et les deux nanofluides : eau+Cu et eau +TiO₂* 76
- Fig IV .21** *la variation du la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour eau +TiO₂.* 77
- Fig IV .22** *La variation du la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour eau+ Cu.* 78

Liste des tableaux

Tableau I.1 :	<i>Combinaisons nanoparticules/fluides de base</i>	12
Tableau III.1 :	<i>Les facteurs de sous relaxation</i>	46

Introduction Générale

Le transfert de chaleur au sein des fluides conduit à de nombreuses applications pratiques et industrielles, y compris dans le transport (les moteurs à combustion), l'approvisionnement en énergie, la climatisation, le refroidissement des composants électroniques etc...

L'étude des processus de refroidissement suscite un très grand intérêt, plus particulièrement dans l'industrie électronique où la génération excessive de chaleur peut être la cause d'endommagement et de perte de matériel ou de système électronique utilisé. Améliorer le transfert convectif dans les dispositifs de refroidissement revient à intensifier l'échange thermique entre un fluide caloporteur et une surface chaude.

Toutes les techniques d'intensification du transfert de chaleur vont influencer ces deux paramètres : le coefficient d'échange thermique convectif et la surface d'échange fluide/paroi. L'ajout d'ailettes va principalement agir sur la surface d'échange, alors que la conductivité du liquide caloporteur va agir sur le coefficient d'échange.

Differentes solutions ont été adoptées pour augmenter l'efficacité d'un système de refroidissement. Le premier principe qu'il soit très répandu consiste à greffer des ailettes offrant une plus grande surface de contact avec l'environnement, elles peuvent être placées comme des surfaces planes, des tubes ou d'autres géométries. L'utilisation des surfaces étendues telle que les ailettes fournit une méthode fiable, pas chère et largement utilisée pour dissiper la chaleur.

Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée. La deuxième solution d'élimination de la chaleur, consiste à utiliser à la fois les propriétés d'écoulement des liquides et la grande conductivité thermique des métaux solides.

L'utilisation des nanofluides à base de particules métalliques présente une meilleure conductivité thermique et coefficient de transfert de chaleur convectif par rapport au fluide de base. Cette technique est certainement la solution la plus prometteuse dans le domaine d'amélioration des transferts thermiques.

C'est dans ce contexte, que nous allons mener notre étude. Le travail que nous développons dans ce manuscrit porté sur la simulation numérique d'un écoulement convectif laminaire tridimensionnelle d'un nanofluide dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées fixé sur un composant électronique placés dans un canal horizontal. Ce travail a été mené en se focalisant sur l'amélioration apportée au refroidissement d'un composant électronique en ajoutant des perforations aux ailettes et en utilisant un nanofluide comme fluide caloporteur.

Pour atteindre nos objectifs nous avons dans un premier cas utilisé des ailettes pleines et le fluide caloporteur est l'eau, des simulations numériques ont été effectuées pour un nombre de Reynolds qui varie entre 50 et 500.

Dans le deuxième cas, nous avons utilisé des ailettes perforées et les nanofluides (eau+ TiO₂ et eau+Cu) comme fluide caloporteur avec différentes fractions volumiques.

Cette présente étude est divisée en quatre chapitres, organisée de la manière suivante :

Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique permettant une meilleure appréhension des trois modes de transmission de chaleur et les différents nanofluides, de leurs propriétés thermo-physiques, thermiques et hydrodynamiques, et de décrire les différents modèles de la littérature souvent utilisés pour l'estimation des propriétés thermo-physiques (conductivité thermique, viscosité dynamique, masse volumique...).

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté les géométries étudiées ainsi que le modèle mathématique qui est constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Pour la résolution de ces équations, nous avons utilisé le code Fluent basé sur la méthode des volumes finis, ce code qui a été détaillé dans le chapitre 3.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté le mailleur Gambit et le code de calcul Fluent ainsi que les étapes de simulation en utilisant le préprocesseur Gambit pour créer la géométrie et maillage et le code Fluent pour la résolution des équations gouvernantes.

Le quatrième chapitre est la partie la plus importante de cette étude. Il comporte les résultats numériques obtenus et leur interprétation pour les deux cas étudiés : cas des ailettes pleines et celui des ailettes perforées pour l'eau et les nanofluides. Des études comparatives entre les ailettes pleines et perforées et entre l'eau et les nanofluides ont été également réalisées.

En fin, nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Revue Bibliographique

Chapitre I : Généralités et Revue Bibliographique

I.1. Introduction :

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

Dans la plupart de ces applications, le transfert de chaleur est réalisé par des dispositifs de transfert de chaleur; tel que des échangeurs de chaleur, des évaporateurs, des condenseurs, et des dissipateurs de chaleur. L'augmentation de l'efficacité du transfert de chaleur de ces dispositifs est souhaitable,. Il existe plusieurs méthodes pour améliorer l'efficacité de transfert de chaleur. L'utilisation de surfaces étendues (ailettes) ou des micro canaux sont parmi ces méthodes.

L'efficacité du transfert de chaleur peut également être améliorée en augmentant la conductivité thermique des fluides caloporteurs. À cet égard, diverses techniques ont été proposées pour modifier les propriétés thermo-physiques des fluides. Parmi ces techniques, on peut citer celle qui consiste à augmenter la conductivité thermique des fluides de base (tels que l'éthylène glycol, l'eau et les huiles) par mise en suspension de nanoparticules solides dans ces fluides. Ces techniques ont donné naissance à une nouvelle classe de fluides caloporteurs, appelés nanofluides.

Ce chapitre comporte une étude descriptive des trois modes de transmission de chaleur ainsi que, des généralités sur les nanofluides, leur composition, leurs méthodes de synthèse et leurs propriétés physiques et thermiques.

I.2. Généralités sur les trois modes de transfert de chaleur

I.2.1. Définition

On appelle « transfert de chaleur » le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre deux parties d'un même corps.

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'il existe une différence de température et cela quel que soit le milieu, même vide, qui les sépare. Le transfert de chaleur donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de chaleur du plus chaud vers le plus froid. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur [1]

1. La conduction thermique
2. La convection thermique
3. Le rayonnement thermique

I.2.2 La conduction thermique :

La conduction est le transfert de chaleur des parties chaudes vers les parties plus froides, d'un même corps ou de deux corps en contact sans mouvement apparent de matière.

Ce mode peut s'effectuer dans les solides et les fluides. Cependant, c'est le seul mécanisme par lequel la chaleur peut se déplacer dans les solides opaques.

En régime permanent, la loi de Fourier exprime la quantité de chaleur élémentaire dQ qui traverse en x une surface S d'épaisseur dx durant le temps dt [2] :

$$dQ = -\lambda \cdot s \frac{dT}{dx} \cdot dt \quad (\text{I.1})$$

dQ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en x en $\text{K} \cdot \text{m}^{-1}$

Le flux de chaleur Φ en watt qui circule en x :

$$\Phi(w) = \frac{dQ}{dt} = -\lambda \cdot s \cdot \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

Ainsi que la densité de chaleur φ en $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.3})$$

Pour illustrer ce phénomène de transfert de chaleur, prenons l'exemple de la Figure (I.1), d'un barreau soumis à deux températures T_1 et T_2 à ses extrémités.

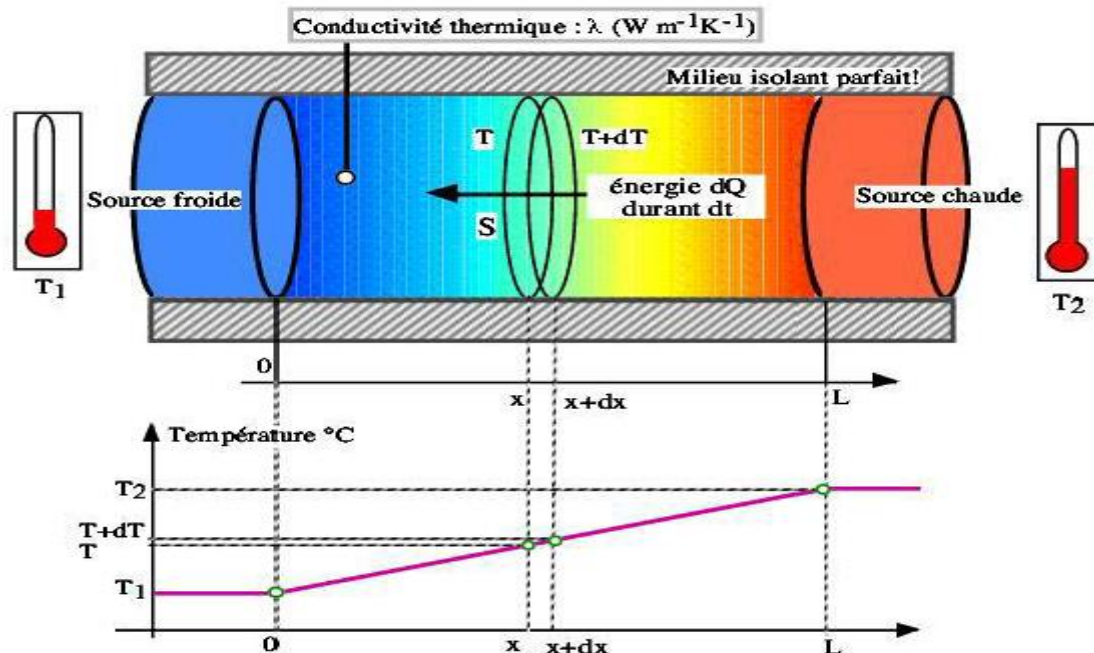


Fig. I.1: Principe de la conduction thermique[2].

I.2.3. La convection thermique :

Le phénomène de convection intervient à chaque fois qu'un fluide se déplace par rapport à des éléments fixes (murs, plaques, tubes, ...etc.) à des températures différentes de celle du fluide ou lorsque deux fluides à des températures différentes sont mis en contact.

La convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux causes existent simultanément, sans que l'une soit négligeable par rapport à l'autre, la convection est dite mixte. [3]

La Figure I.2 montre le schéma de principe de la convection entre un solide dont la température est T_s et l'extérieur (fluide en mouvement) dont la température est T_∞ .



Fig I.2: Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.[3]

Le flux de chaleur échangé entre la surface et le fluide en mouvement est régi par la loi de Newton :

$$\Phi = h S (T_s - T_\infty) \quad (\text{I.4})$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)

T_s : Température de surface du solide ($^\circ\text{C}$)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ\text{C}$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

Le transfert de chaleur convectif est engendré par plusieurs formes de convection. Selon l'importance des effets des gradients thermiques par rapport à ceux des gradients de pression, caractérisés par le rapport Gr/Re^2 , le transfert se fait par la convection naturelle, forcée ou mixte.

La convection est libre quand le mouvement est provoqué par des forces d'origine thermique. Par exemple au contact d'un corps chaud, la température de l'air augmente et sa masse volumique diminue ; cet air chaud subit alors une poussée d'Archimède du fait de l'air environnant plus froid. Il se met en mouvement en transportant l'énergie fournie par le corps. Celui-ci est remplacé par l'air plus froid qui s'échauffe à son tour et le processus continue. L'échange dans ce cas ne fait intervenir que les forces de gravité. Cette forme d'échange dépend principalement du nombre de Grashof.[3]

Lorsqu'un fluide est mis en mouvement par un moyen mécanique (ventilateur, pompe...) indépendamment des sources thermiques existantes dans le système physique considéré, la convection est dite forcée. Dans ce cas le fluide échange de la chaleur ; mais

son mouvement n'est pratiquement pas influé par les différences de température. Pour ce mode de convection, c'est le nombre de Reynolds qui gouverne l'écoulement.

La convection mixte est un régime où les phénomènes de convection libre coexistent avec ceux de la convection forcée. Ce problème de convection mixte est généralement tridimensionnel; dans certains cas d'hypothèse; il peut se restreindre au cas bidimensionnel. La convection mixte dépend essentiellement du nombre de Grashof du nombre de Reynolds et celui de Prandtl.

Le nombre adimensionnel qui détermine laquelle de ces deux convections est dominante est le nombre de Richardson, (Ri). C'est le rapport du nombre de Grashof, (Gr), au carré du nombre de Reynolds, (Re) [3] :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.5)$$

Si : $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.

Si : $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

Si : $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée).

I.2.3. Rayonnement:

Le rayonnement est la seule transmission d'énergie sans aucun support matériel. Tout corps matériel, à une température différente du zéro absolu, émet à sa surface un rayonnement fonction de sa température et de son état de surface. Il peut également absorber tout ou partie du rayonnement qu'il reçoit des surfaces environnantes, de l'atmosphère ambiante et du rayonnement solaire. Le bilan thermique entre les flux partant et incident avec introduction de facteurs de forme constitue l'échange de chaleur au niveau de ce corps. C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Le rayonnement consiste alors en un échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent comme montre la Figure I.3. Ce flux peut se mettre sous la forme [4] :

$$\Phi(w) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_2^4 - T_1^4) \quad (I.6)$$

Avec :

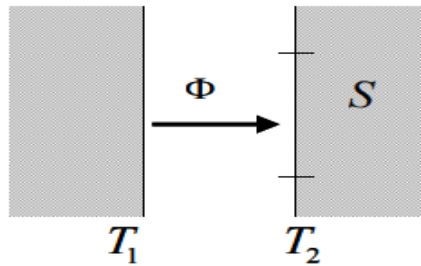
Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stefan ($=5,67 \cdot 10^{-8} \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)

ε : Facteur d'émission de la surface

T_1 et T_2 : Températures des parois 1 et 2 (K)

S : Aire de la surface (m^2)



FigI.3 : Principe du rayonnement.[4]

I.3. Les nombres adimensionnels:

I.3.1. Le nombre de Reynolds :

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

$$Re_x = \frac{\rho \cdot U \cdot x}{\mu} = \frac{U \cdot x}{\nu} \quad (I.7)$$

Avec ρ la densité [kg/m^3], U la vitesse [m/s], x la dimension caractéristique du système étudié et μ et ν la viscosité respectivement dynamique [$Pa \cdot s$] et cinématique [m^2/s]. Vu sa définition, le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donné par :

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{P} \quad (I.8)$$

Où S est la surface du tuyau [m^2] et P est son périmètre [m]. Pour les écoulements externes, par contre, la dimension caractéristique est la longueur du système dans la direction de l'écoulement.

Si le nombre de Reynolds du système est plus petit que sa valeur critique Re_{crit} l'écoulement est laminaire, si par contre sa valeur dépasse Re_{crit} l'écoulement est turbulent. [5]

- Ecoulement interne $Re_{crit} \approx 2300$.
- Ecoulement externe $Re_{crit} \approx 300000$

I.3.2. Le nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu^2} \quad (I.9)$$

Où g est l'accélération de la pesanteur [m/s^2], β le coefficient de dilatabilité ou d'expansion thermique [$1/K$], T_p la température des parois et T_{ext} la température externe.

Le nombre de Grashof joue un rôle identique à Re en convection forcée, Le rapport de Gr/Re^2 détermine quelle type de convection [5] :

on a :

- $Gr/Re^2 \ll 1 \Rightarrow$ convection forcée
- $Gr/Re^2 \gg 1 \Rightarrow$ convection naturelle
- $Gr/Re^2 \approx 1 \Rightarrow$ convection mixte

I.3.3. Le nombre de Rayleigh :

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

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu \cdot \alpha} \quad (I.10)$$

Sa valeur nous indique si on est en laminaire ou turbulent pour un système en convection naturelle.

I.3.4. Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est défini comme :

$$Nu = \frac{h \cdot L_f}{K_f} \quad (I.11)$$

Où L_f est la longueur selon laquelle se fait l'écoulement et K_f est la conductivité du fluide [$W/(m.K)$]. Le nombre de Nusselt est, contrairement au nombre de Biot, un rapport de deux longueurs. Même si on retrouve la même écriture que pour le nombre de Biot, la signification physique est tout à fait différente [5].

I.3.5. Le nombre de Prantl :

Le nombre de Prantl est défini comme :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.12)$$

Où α est la diffusivité thermique [m^2/s]. Le nombre de Prantl est donc le rapport entre l'épaisseur de la couche limite dynamique et l'épaisseur de la couche limite thermique.

Vu la définition ' de la diffusivité thermique α , le nombre de Prantl peut aussi être écrit comme [5]:

$$Pe = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{I.13})$$

Avec C_p la chaleur spécifique à pression constante [J/(kg.K)].

I.4. Généralités sur les nanofluides :

I.4.1. Définition :

Les nanofluides sont des dispersions des particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm) appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

I.4.2. Nanoparticules et les fluides porteurs :

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 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 de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires[6].

-Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont :

- l'oxyde d'aluminium, Al_2O_3 .
- l'aluminium, Al.
- le cuivre, Cu.
- l'oxyde de cuivre, CuO.

- l'or, Au.
- l'argent, Ag.
- les nanotubes de carbone.
- le silicone, Si.
- le dioxyde de titane, TiO₂.

-Les liquides de base les plus utilisés sont:

- l'eau.
- l'éthylène-glycol, EG.
- les huiles.
- le Toluène.

	Acétone	Eau	Ethylène glycol	Huile	Toluène	Décène	éthanol
Ag		x		x			
AIN							x
Au		x			x		
Al ₇₀ Cu ₃₀			x				
Al ₂ O ₃		x	x	x			
Bi ₂ Te ₃							
C (diamant)		x					
C (graphite)		x		x			
C (NTC)		x		x		x	
C (fullerène)				x	x		
Cu	x	x	x	x			
CuO		x	x				
Fe			x				
SiC		x					
SiO ₂		x	x				
TiO ₂		x	x				
WO ₃			x				
ZrO ₂		x					

Tableau I.1 : *Combinaisons nanoparticules/fluides de base[7]*

I.4.3. Types de nanoparticules :

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment

utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées.

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 (l'aluminium Al, cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes (oxyde d'aluminium Al_2O_3 , oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO_2 ...)

- **Les nanotubes** (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium.)

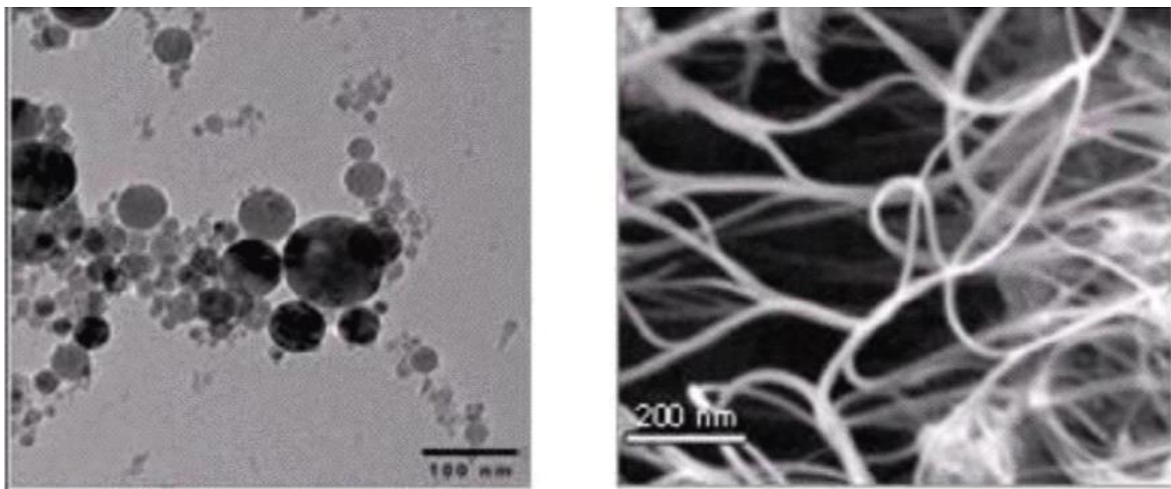


Fig I.4 : *Nanoparticules sphériques ; Nanotubes de carbone* [7]

I.4.4. Fabrication et préparation des nanofluides :

Le point délicat est la fabrication de si petits morceaux de matière plus ou moins bien calibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Ça ne fera que des particules de taille micrométrique au mieux, qui encrasseront le circuit. Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

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

En général, les nanoparticules utilisées pour la synthèse de nanofluides sont à base d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC). On trouve également des particules composites pouvant utiliser des polymères.

Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nanofluide :

• **La méthode en une seule étape** consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nanofluides mais permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Un exemple de procédé consiste à condenser sous forme de nanoparticules une vapeur métallique dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur (figure I.5).

• **La méthode en deux étapes** consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire afin de briser les agglomérats. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH. On peut également utiliser les forces de répulsions stériques à l'aide de molécules adsorbées ou greffées sur la surface.

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé. Les principaux moyens peuvent être :

- ✓ 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).[7]

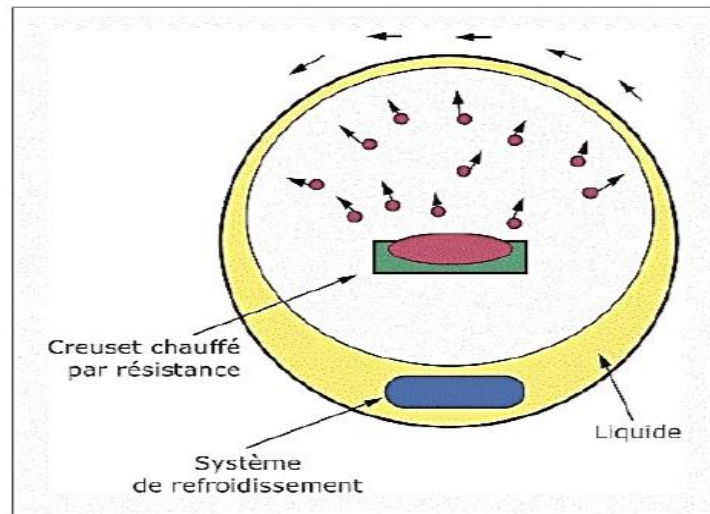


Fig. I.5 : Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape [7]

I.4.5. Les propriétés thermophysiques des nanofluides :

L'introduction des nanoparticules dans un fluide modifie ses propriétés physiques (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique, viscosité dynamique, etc.).

On supposera que les nanoparticules dans le fluide de base peuvent être facilement fluidisées et par conséquent, le modèle à une seule phase, où la phase fluide et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermodynamique et se déplacent à la même vitesse locale, est adopté. Les propriétés thermophysiques du fluide dépendent de la concentration, de la température et de volume des nanoparticules.[8]

I.4.5.1. Masses volumiques :

Nous revenons à la définition de la masse volumique de mélange.

$$\rho = \left(\frac{m}{V}\right)_n = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (\text{I.14})$$

Or la fraction volumique des nanoparticules, noté φ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide +solide).

$$\varphi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale d'un nanofluide}} = \frac{v_s}{v_s + v_f} \quad (\text{I.15})$$

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide pour une température donnée qui s'écrit :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{I.16})$$

Où :

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide

ρ_f : La masse volumique de fluide de base

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides

I.4.5.2. Conductivité thermique :

De nombreux travaux traitant l'augmentation de la conductivité thermique peuvent être trouvés dans la littérature. Nous retenons dans la suite de ce travail les différents modèles [8] :

-Modèle de Maxwell (1873)

Maxwell [9] a été l'un des premiers qui a étudié analytiquement la conduction thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension en ignorant les effets d'interaction entre ces particules. L'équation qui en résulte est :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)\varphi} \quad (\text{I.17})$$

Où k_{nf} , k_f et k_s désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluide, du fluide porteur et des particules solides et φ la fraction volumique des particules.

-Modèle de Hamilton – Crosser (1962)

Le modèle de **Hamilton[10]** est une extension de modèle de Maxwell. Il concerne les particules de forme quelconque. Il prend en compte de la non-sphéricité des particules.

La conductivité thermique est donnée par l'expression suivante.

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n - 1)k_f - (n - 1)(k_f - k_s)\varphi}{k_s + (n - 1)k_f + (k_f - k_s)\varphi} \quad (\text{I.18})$$

Où n : facteur de forme empirique donné par $n = \frac{3}{\Psi}$ ($n=3$ pour les particules sphériques) avec Ψ est la sphéricité défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule et φ la concentration volumique des nanoparticules dans le fluide.

I.4.5.3. Viscosité dynamique

Pour les suspensions constituées de nanoparticules sphériques, on dispose de différent modèle et de formules semi- empiriques variée décrivant l'évolution de la viscosité du nanofluide en fonction de la fraction volumique.

-Modèle d'Einstein (1906)

Einstein [11] a étudié la viscosité dynamique d'un nanofluide pour un mélange contenant des suspensions diluées de particule fine, sphérique. L'expression qui caractérise se modèle est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (I.19)$$

Avec μ_{nf} et μ_f désignent respectivement les viscosités dynamiques du nanofluide, du fluide de base et φ la fraction volumique des nanoparticules. Cette relation est valable que pour $\varphi < 0.03$.

-Modèle de Brinkman (1952)

Pour le modèle de **Brinkman[12]** la viscosité dynamique est définie par l'expression suivante.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (I.20)$$

On remarque que pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein.

Ce n'est pas d'ailleurs les seules on trouve de nombreuses autres corrélations approximant de façon satisfaisante la viscosité du nanofluide dans certain gammes de variation de la concentration volumique. **Pack et Cho [13]** ont obtenue une corrélation spécifique pour le nanofluide (eau+Al₂O₃).

$$\mu_{nt} = \mu_f(1 + 39.11\varphi + 533.9\varphi^2) \quad (I.21)$$

I.4.5.4. Chaleurs spécifiques :

La chaleur spécifique d'un nanofluide est donnée par deux formules ou le premier est estimé par **Pak et Cho [14]** comme suit.

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (I.22)$$

Et la deuxième est estimée par **Xuan et Roetzel[15]** comme suit.

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s \quad (I.23)$$

I.4.6. Domaine d'applications des nanofluides :

Les nanofluides peuvent être employées pour améliorer le transport de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section, quelques exemples d'application seront présentés tel que le transport, la micro-électronique, le nucléaire et la biomédicale.[8].

I.4.6.1. Refroidissement des systèmes thermiques :

Le mélange d'éthylène-glycol et l'eau, sont utilisés comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides améliore le taux de refroidissement.

I.4.6.2. Refroidissement des systèmes électroniques :

Dans les circuits intégrés, les nanofluides ont été considérés comme fluide de refroidissement. Un nanofluide à base d'eau est employé pour refroidir une unité centrale de traitement dans un microordinateur.

I.4.6.3. Refroidissement des systèmes nucléaires :

L'institut de technologie du Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour les nouvelles nanotechnologies (nanofluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nanofluides sur la sûreté neutronique, et la performance économique des systèmes nucléaires.

I.4.6.4. Refroidissement des systèmes militaires :

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces derniers impliquent des flux thermiques très élevés ($q > 500$ à 1000 W/cm^2), où les nanofluides ont montré leur efficacité pour refroidir ces systèmes, et aussi les autres systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins, et les diodes lasers à haute puissance.

I.4.6.5. La biomédecine :

Les nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédecine. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement de cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des

drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant le refroidissement efficace autour de région chirurgicale [8].

I.4.6.6. D'autres applications :

Il y a des situations nombreuses où l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité, et au coût d'un produit d'un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité d'énergie. Les liquides réfrigérants de nanofluide ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformation, telles que les matériaux, la production chimique, la nourriture, la boisson, le pétrole et le gaz.[8]

I.4.7. Les avantages et les inconvénients des nanofluides :

I.4.7.1. Les avantages de nanofluides :

- ✓ Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- ✓ Haute dispersion et stabilité avec prédominance mouvement brownien des particules.
- ✓ Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- ✓ Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.[7]

I.4.7.2. Les inconvénients du nanofluides :

- ✓ Le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- ✓ Le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.
- ✓ Mauvaise caractérisation des suspensions.
- ✓ Stabilité des nanoparticules dispersion.
- ✓ Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- ✓ Viscosité supérieure, chaleur spécifique basse.
- ✓ Le coût élevé des nanofluides.
- ✓ Difficultés dans le processus de production

I.5. Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre une revue sur les différents modes de transfert de chaleur ainsi qu'une étude détaillée sur les nanofluides utilisés au cours de cette décennie, leurs propriétés physiques et leur application dans de nombreux problèmes.

Chapitre II

Formulation Mathématique

CHAPITRE II : Formulation Mathématique

II.1.Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie du problème considéré qui consiste en un canal horizontal contenant un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques monté sur sa paroi inférieure et les équations qui gouvernent le phénomène de la convection en régime laminaire : la conservation de la masse (la continuité), la quantité de mouvement (Navier-Stokes), de l'énergie pour le fluide et le solide, ainsi que les conditions aux limites pour chaque grandeur.

II.2.Géométries des Problèmes Considérés :

II.2.1. 1^{er} Cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines :

La géométrie du problème étudié est schématisée par la figure (II.1), elle consiste d'un dissipateur de chaleur en aluminium de 17 ailettes cylindriques de diamètre $d=1\text{cm}$ en arrangement décalé et de hauteur $H_a=5\text{cm}$. Les ailettes sont fixées à une base parallélépipédique de dimensions $8\text{cm} \times 6\text{cm}$ et une épaisseur $e_b = 1\text{cm}$. Le dissipateur de chaleur est fabriqué en Aluminium de conductivité thermique égale à $202,4\text{W/m.K}$. Ce dissipateur est fixé à un composant électronique en Silicium d'épaisseur $e_s=0.5\text{cm}$ et de conductivité thermique égale à 130W/m.K , qui génère une quantité de chaleur $Q=400\text{W}$. L'ensemble (dissipateur +composant électronique) est monté dans un canal parallélépipédique de dimensions $10 \times 46 \times 7,5\text{cm}$.

II.2.2. 2^{ème} Cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées :

La géométrie étudiée dans ce deuxième cas est exactement la même que l'initiale (voir Figure II.2) seulement, on a remplacé les ailettes pleines par d'autres perforées verticalement par un trou oblong vertical de diamètre $d_t=0.5\text{cm}$ et de hauteur $H_t=3\text{cm}$.

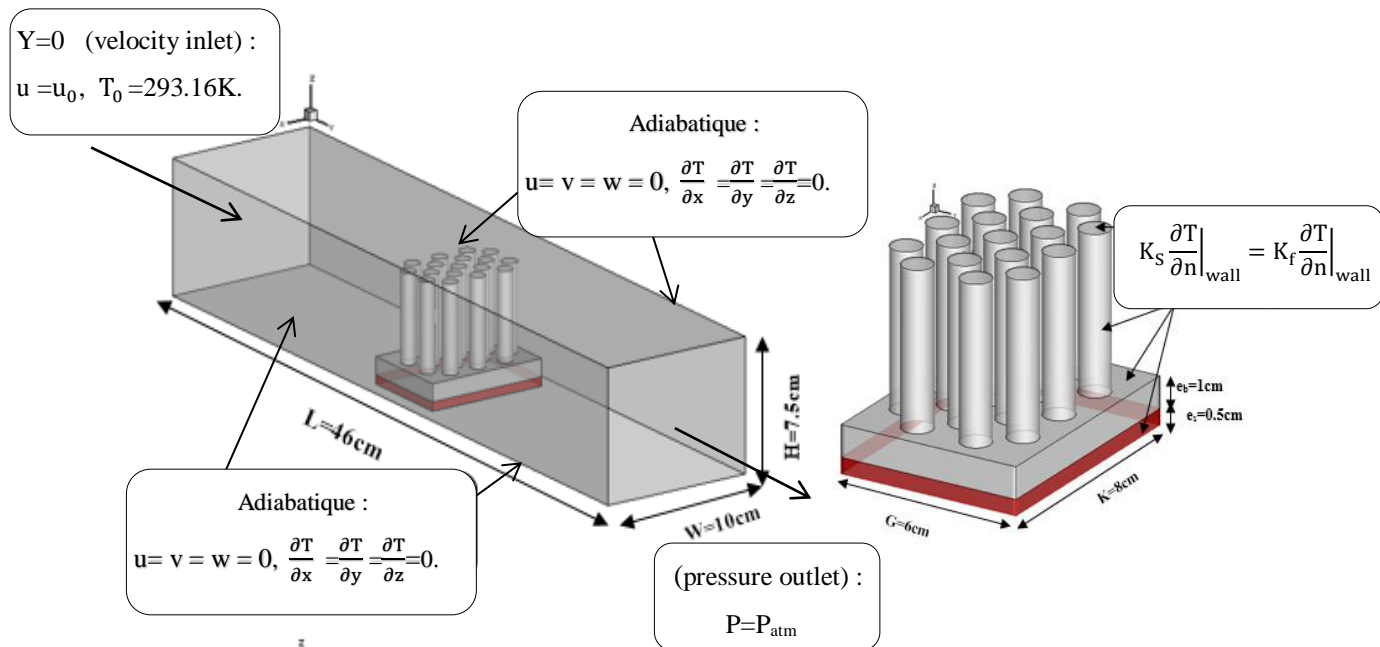


Fig. II.1: Vue isométrique d'un dissipateur de chaleur à ailettes pleines .

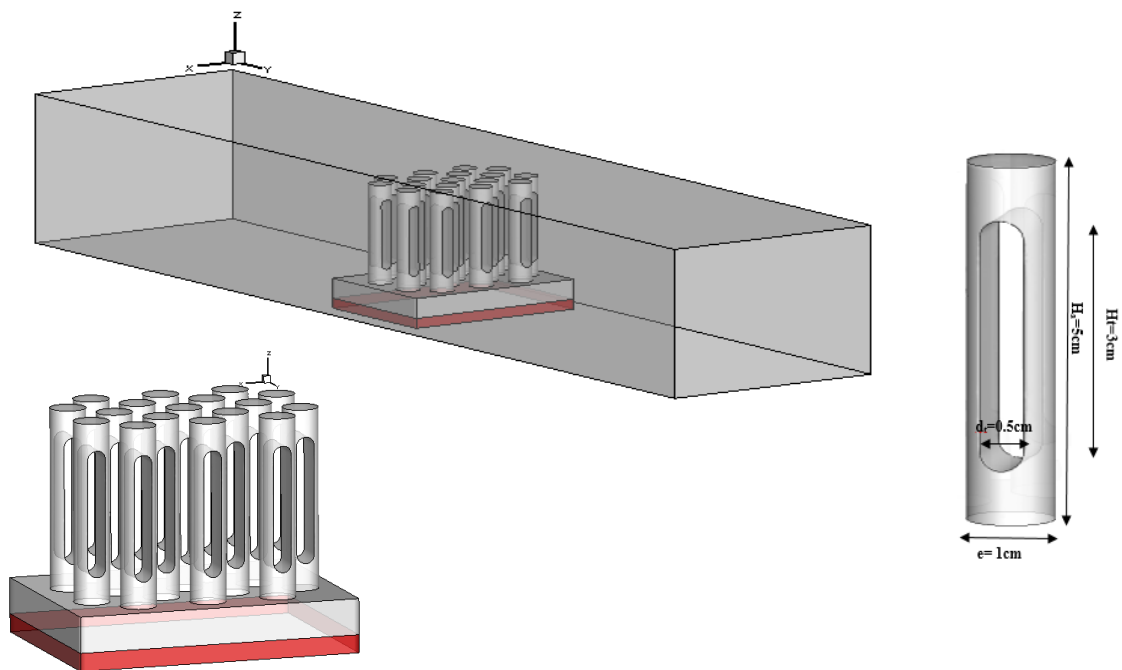


Fig. II.2: Vue isométrique d'un dissipateur de chaleur à ailettes perforées et d'une seule ailette.

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour une formulation simple du problème, nous allons considérer quelques approximations entre autres les approximations de Boussinesq.

II.3. Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes) :

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- La loi de conservation de masse (équation de continuité)
- La loi de conservation de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes)
- La loi de conservation d'énergie (équation d'énergie)

II.3.1. L'équation de continuité :

Elle est déduite du principe de conservation de masse et s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

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

(j=1, 2, 3 : indice de sommation)

Pour un fluide Newtonien incompressible, l'équation (II.1) se réduit à :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.2})$$

II.3.2. Les équations de quantité de mouvement :

D'après la deuxième loi fondamentale de la dynamique, le taux temporaire de changement de quantité de mouvement d'une particule fluide est égal à la somme des forces extérieures sur cette particule. L'équation de la dynamique sous forme tensorielle s'écrit alors comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.3})$$

Où :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i)$: Représente le taux de variation de la quantité de mouvement

$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j}$: Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la

direction i, par mouvement du fluide.

F_i : Représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial P}{\partial u_i}$: Représente les forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Représente les forces nettes de viscosité

L'équation (II.3) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux incompressible pour un régime transitoire.

II.3.3. L'équation de l'énergie :

Elle est obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique. Cette équation pour un fluide Newtonien incompressible, s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \Phi \quad (\text{II.4})$$

Où

K : La conductivité thermique

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique)

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II.4. Hypothèses simplificatrices :

La simulation de la géométrie étudiée est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents.
2. Le régime est laminaire
3. Le nanofluide utilisé est un fluide newtonien, incompressible
4. Les propriétés thermo-physiques du nanofluide (k , μ , β et C_p) sont considérées constantes et prises à la température de référence à l'exception, de la masse

volumique dans le terme de la poussée d'Archimède qui est supposée obéir à l'approximation de Boussinesq.

5. Milieu continu.

6. Ecoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées x, y et z).

7. La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi=0$).

II.5. Equations dimensionnelles :

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit:

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.5})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant x :**

$$\rho \left[\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.6})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant y :**

$$\rho \left[\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.7})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant z :**

$$\rho \left[\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \right\} + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.8})$$

- **Equation de l'énergie:**

- **Pour l'eau:**

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[K \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[K \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[K \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{II.9})$$

- **Dans les ailettes solides:**

$$K_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q = 0 \quad (\text{II.10})$$

II.6. Conditions aux limites :

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

Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Entré : toutes les propriétés du fluide sont connues.
- Sortie : le régime est établi.
- Paroi : pour les parois les vitesses sont nulles
- L'interface : le flux à l'interface fluide solide est couplé

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous:

❖ L'entrée du canal $y=0$ (velocity inlet) :

$$u = u_0, T_0 = 293.16K.$$

❖ La sortie du canal : $y=46\text{cm}$ (pressure outlet) :

$$P = P_{\text{atm}}$$

❖ Base dissipateur (Wall): adiabatique

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

❖ Les parois du canal (Wall) : adiabatiques

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

❖ Interface fluide paroi est couplé :

$$K_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{wall}} = K_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{wall}}$$

❖ Pour le composant électronique, il génère une quantité de chaleur : $Q = 400 \text{ W}$.

La densité de flux est :

$$q = \frac{Q}{V}, \quad V \text{ c'est le volume du composant électronique.}$$

$$q = \frac{400}{(0.06)(0.08)(0.005)} = 16666668,06 \frac{\text{W}}{\text{m}^3}$$

II.7. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique :

II.7.1. Le diamètre hydraulique :

Le diamètre hydraulique est défini comme le rapport entre le volume du fluide qui entoure les ailettes et la surface totale mouillée :

$$D_h = \frac{4 \cdot V_f}{A_f} \quad (\text{II.11})$$

Où V_f est le volume total du fluide à l'intérieur du canal, A_f est la surface mouillée, qui est définie comme la surface de transfert de chaleur par convection en contact avec le fluide de refroidissement.

II.7.2. Nombre de Reynolds:

L'expression du nombre de Reynolds est:

$$Re = \frac{\rho u_0 D_h}{\mu} \quad (\text{II.12})$$

ρ : la masse volumique du fluide.

u_0 : la vitesse de l'écoulement à l'entrée.

D_h : le diamètre hydraulique.

μ : la viscosité dynamique du fluide.

II.7.3. Coefficient d'échange convectif h :

L'expression du coefficient d'échange moyen est :

$$\bar{h} = \frac{q_c}{A(\bar{T}_w - \bar{T}_m)} \quad (\text{II.13})$$

q_c : Quantité de chaleur définie par l'expression suivante:

$$q_c = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{out} - T_0) \quad (\text{II.14})$$

Avec :

\bar{T}_{out} : Température moyenne du fluide à la sortie:

$$\bar{T}_{out} = \frac{\iint_A T \cdot u \, dA}{\iint_A u \, dA} \quad (\text{II.15})$$

T_0 : Température d'entrée.

C_p = capacité (calorifique) massique à pression constante

\dot{m} = debit massique, en kg/s

A :surface d'échange thermique..

\bar{T}_w : Température moyenne de la surface d'échange :

$$\bar{T}_w = \frac{1}{A} \iint T. dA \quad (\text{II.16})$$

\bar{T}_m : Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique:

$$\bar{T}_m = \frac{\iiint_V T.u dV}{\iiint_V u dV} \quad (\text{II.17})$$

Le coefficient d'échange h est exprime en W/m².K.

II.7.4. Le nombre de Nusselt :

L'expression du nombre de Nussel moyen qui nous avons utilisé dans cette étude est :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}.D_h}{k_f} \quad (\text{II.18})$$

k_f la conductivité thermique de la'air

\bar{h} coefficient d'échange convectif moyenne.

II.7.5. La Résistance thermique :

L'indice important du taux de transfert de chaleur est la résistance thermique R_{th} , qui est considérée comme une caractéristique des performances thermiques des ailettes:

$$R_{th} = \frac{\bar{T}_b - T_0}{q_c} \quad (\text{II.19})$$

Où :

\bar{T}_b est la température moyenne de la base du dissipateur de chaleur.

$$\bar{T}_b = \frac{1}{A} \iint T. dA \quad (\text{II.20})$$

II.8. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les géométries étudiées ainsi que le modèle mathématique qui est constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Pour la résolution de ces équations, nous avons utilisé le code Fluent basé sur la méthode des volumes finis, ce code va être détaillé dans le chapitre suivant.

Chapitre III

Procédures de Simulation Numérique

Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique

III.1. Introduction

Les équations du bilan régissant la convection sont des équations aux dérivées partielles non linéaires, de type elliptiques et couplés. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues par l'utilisation des méthodes numériques.

Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature, dont on peut citer à titre d'exemples :

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

Pour résoudre le système d'équations présenté dans le chapitre précédent, nous avons choisi la méthode des volumes finis adoptée par le logiciel CFD Fluent 6.3.26. La création de la géométrie et le maillage ont été réalisés en utilisant le préprocesseur Gambit 2.2.30 pour les différentes configurations étudiées.

Dans ce chapitre, nous allons donner une idée sur les deux logiciels Fluent et Gambit, et présenter les phases de la conception des géométries étudiées et la génération du maillage utilisé pour la simulation numérique ainsi que les étapes de simulation sous Fluent.

III.2. Définition de la CFD « Computational Fluid Dynamics » :

La CFD "Computational Fluid Dynamics" « Dynamique des Fluides Numérique », est un ensemble de méthodes numériques permettant d'obtenir une solution approximative d'un problème de dynamique des fluides et/ou de transfert thermique. Les équations qui interviennent sont celles de la mécanique des fluides (les équations d'Euler, les équations de Navier-Stokes) que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique., résolues par des méthodes numériques.

III.3. Présentation des logiciels Gambit et Fluent:

III.3.1. Préprocesseur Gambit :

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (computationnel fluide Dynamics), il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques, Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite.

Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul.

Il existe deux méthodes possibles pour réaliser le maillage sur GAMBIT:

- Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes,
- Soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces et par la suite les volumes.

C'est le deuxième type de maillage que nous avons choisi.

III.3.2. Code Fluent

Fluent est un logiciel de calculs numériques en dynamique des fluides CFD (ComputationnelFluideDynamics) destiné à effectuer des simulations numériques des problèmes d'écoulements fluides. Le package Fluent s'appuie sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement et comprend des modèles physiques différents tels que :

- ✓ Ecoulements 2D ou 3D ;
- ✓ Ecoulement stationnaire ou in stationnaire ;
- ✓ Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques) ;
- ✓ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ;
- ✓ Fluide Newtonien ou non ;

- ✓ Transfert de chaleur par conduction, par convection ou les deux(Conjugué) ou radiatif
- ✓ Ecoulement avec changements de phases ;
- ✓ Ecoulements au milieu poreux.

L'ensemble géométrie et génération de maillage se fait à l'aide du logiciel Gambit qui constitue un préprocesseur livré avec Fluent .

III.3.3. Les avantages de fluent(CFD):

- Perspicacité et précision
- Prévoyance
- Efficacité et rapidité
- Facilité d'utilisation
- Puissante de visualisation

III.4. Etapes principales de simulation :

Ce sont des démarches qui constituent les pas essentiels pour se servir de la meilleure façon de Fluent et de son générateur de maille Gambit:

- Lancement de Gambit
- Construction du domaine physique
- Exportation du fichier à Fluent
- Lancement de Fluent
- Lecteur du fichier .mesh
- Imposition des conditions physiques et spatiales
- Contrôle de la convergence
- Affichage des résultats

III.5. La conception du domaine physique:

III.5.1 Création de la géométrie:

Le chemin d'application de gambit est le suivant :

C: /Fluent .Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe

Vous pouvez créer un raccourci dans la barre des tâches. S'il y a un problème d'exécution, Supprimer tous les fichiers « .Lok » dans le répertoire

C: /Fluent.Ic/ntbin/ntx86 et relancer Gambit.exe.

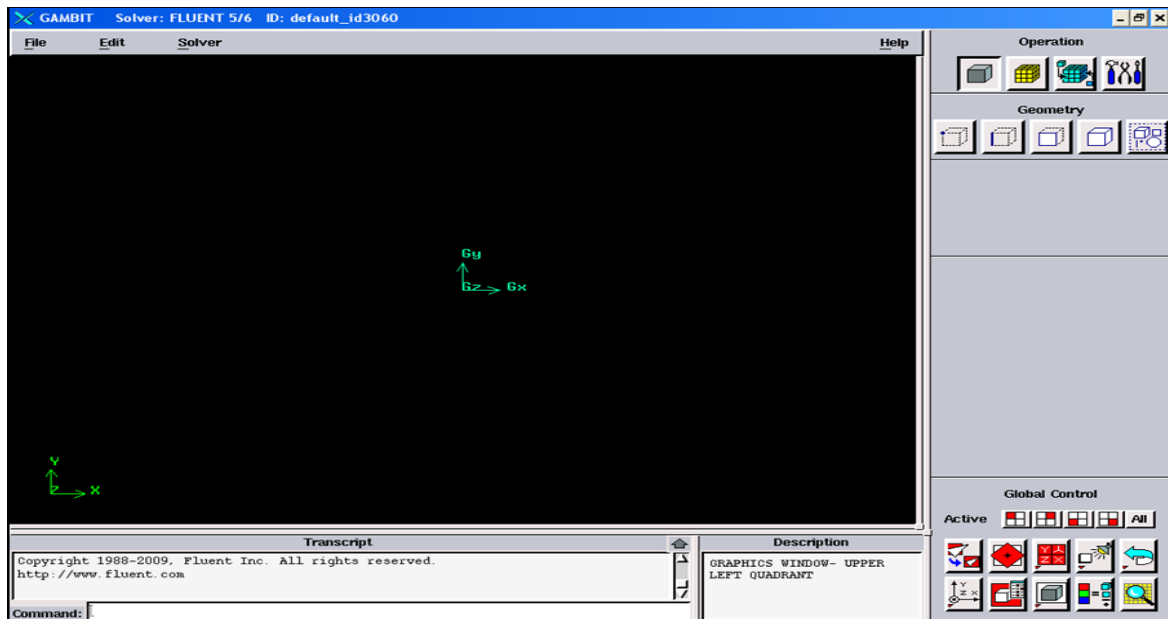


Fig. III.1: vue globale de Gambit.

III.5.2. Création d'une face rectangulaire:

Appuyer sur les boutons suivant successivement pour créer une face rectangulaire

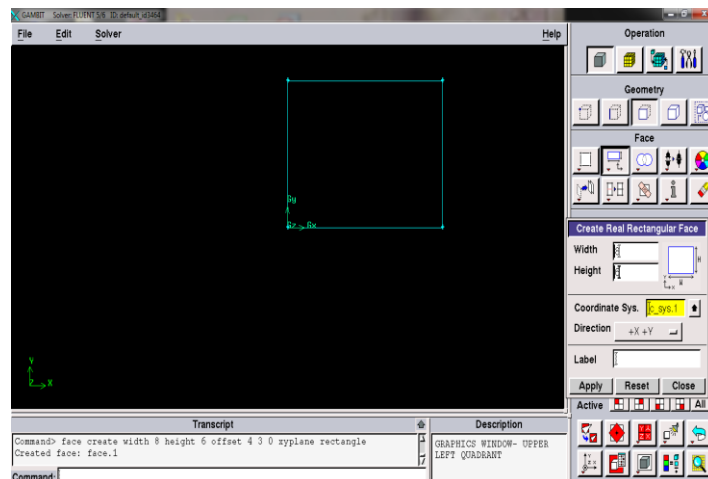
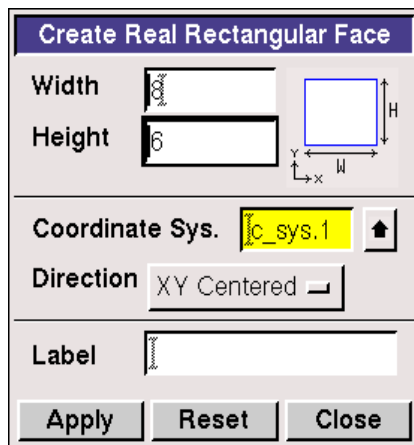
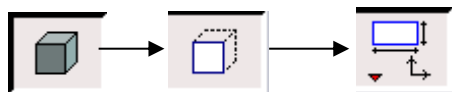


Fig. III.2 : Création d'une face rectangulaire

III.5.3. Création des faces circulaires:

Appuyer sur les boutons suivant successivement pour créer une face circulaire :

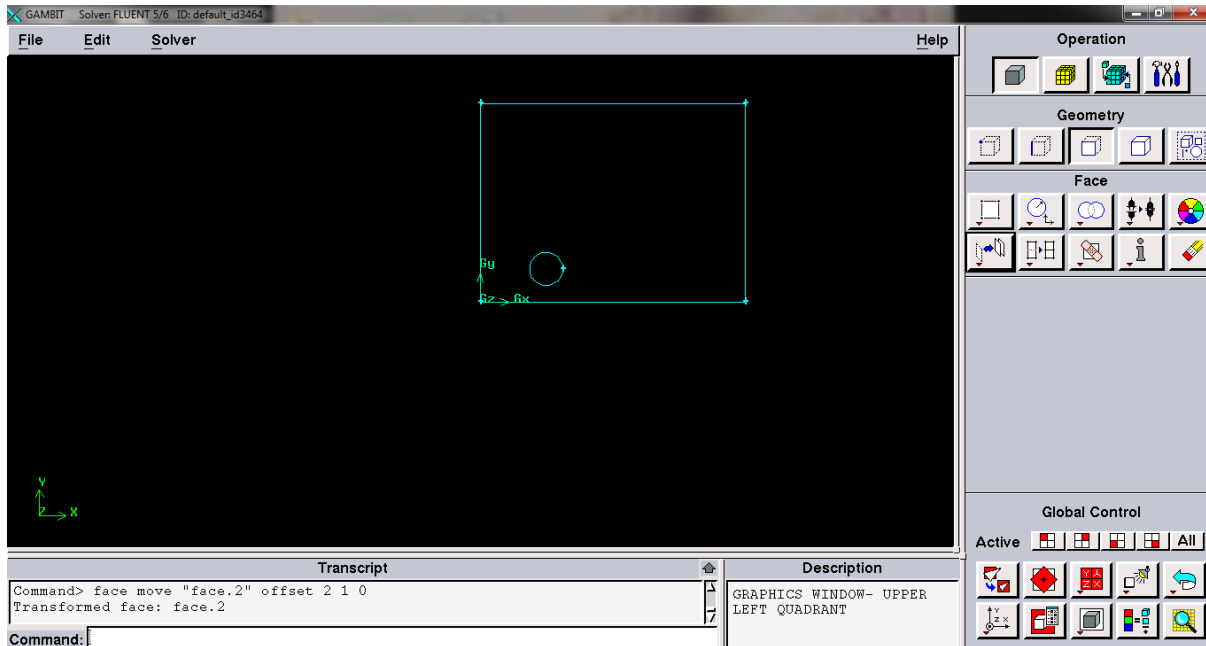
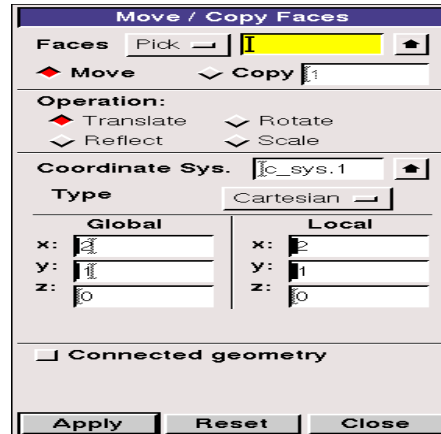
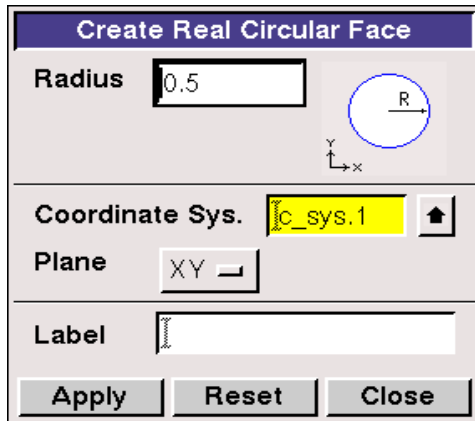


Fig. III.3 : *Création des faces circulaires*

III.5.4. Création des volumes :

Appuyer sur les boutons ci-dessous successivement pour la création des volumes.



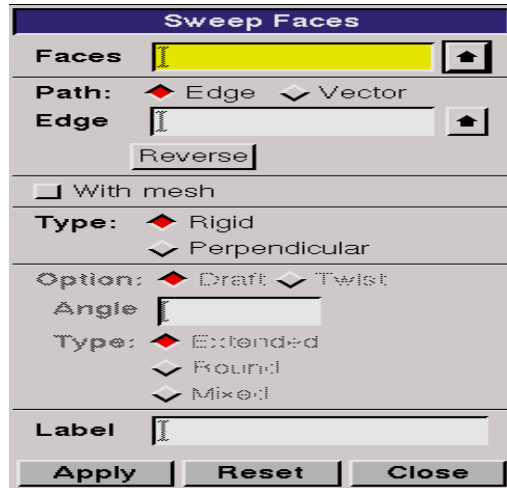


Fig. III.4 : Création des volumes

III .5.5. Création d'un trou dans une ailette circulaire:

Création d'un cylindre et application de la soustraction des volumes:

- **Création d'un cylindre dans l'axe z positive:**

Appuyer sur les boutons suivant successivement

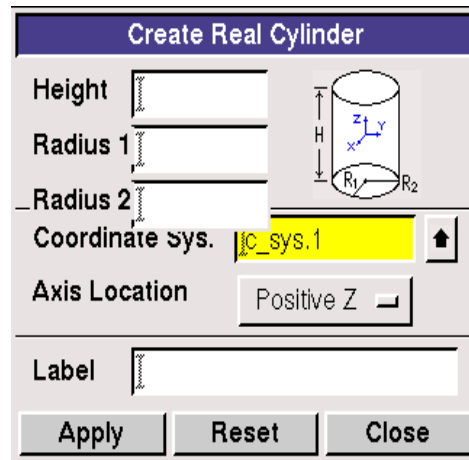
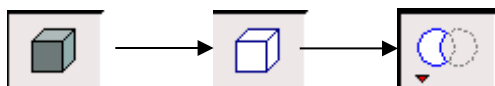


Fig. III.5 : Création d'un cylindre dans l'axe z positive.

- **Soustraction des volumes:**

Appuyer sur les boutons ci-dessous successivement pour la Soustraction des volumes.



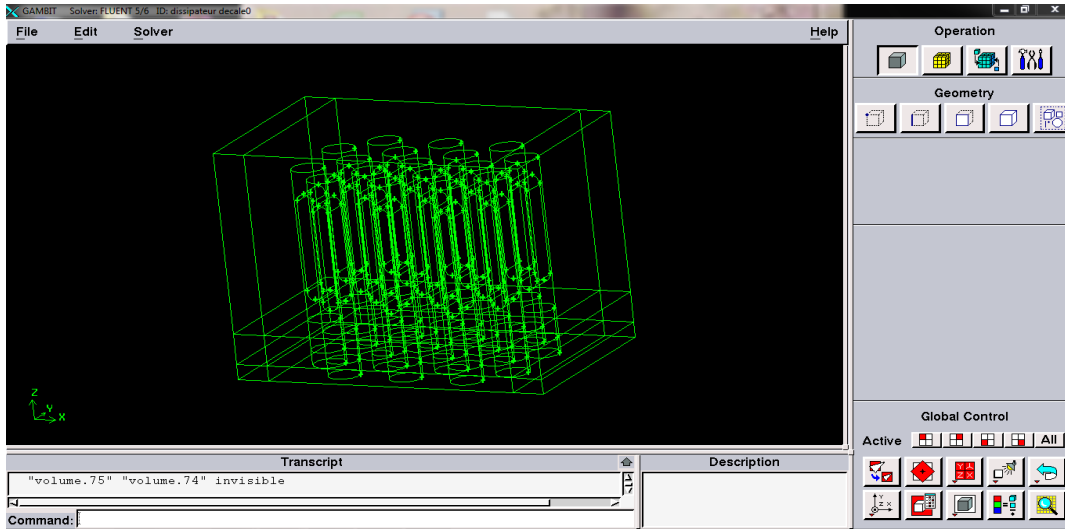


Fig. III.6: Soustraction des volumes.

III.5.6. Le maillage du domaine physique:

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u , v et w du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

III.5.6.1. Maillage des lignes (edges):

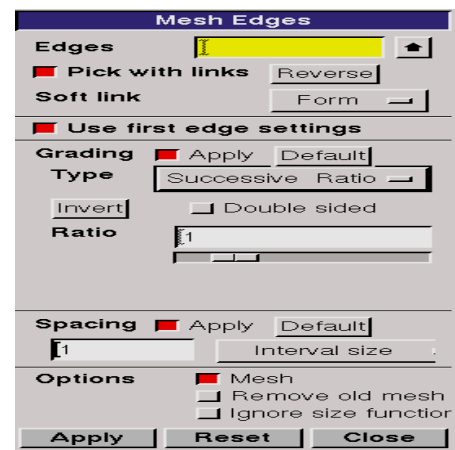


Fig. III.7 : Maillage des lignes (edges)

III.5.6.2 Maillage des volumes:



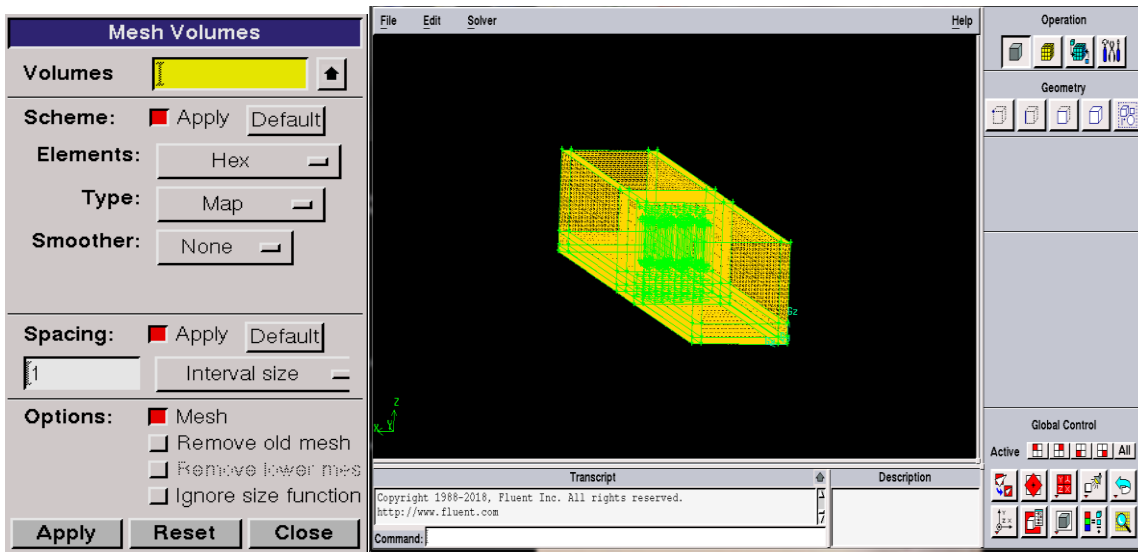


Fig.III.8: Maillage des volumes.

III.5.7. Condition aux limites:

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites.

Le logiciel GAMBIT propose différents types de condition aux limites. Nous en utilisons trois: vitesse d'entrée, condition de parois, condition à la sortie.

La première condition aux limites " **velocity inlet** " 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**",

-Détermination des zones fluides et des zones solides.

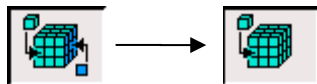
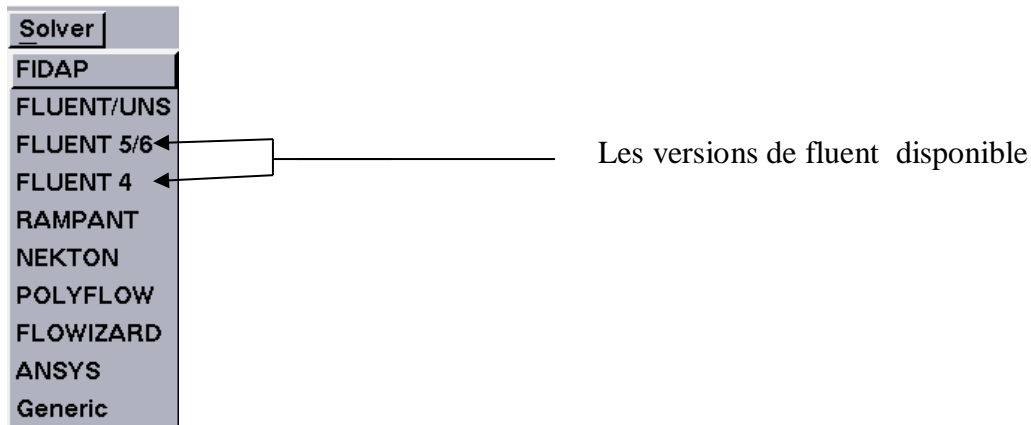




Fig. III.9 : Conditions aux limites.

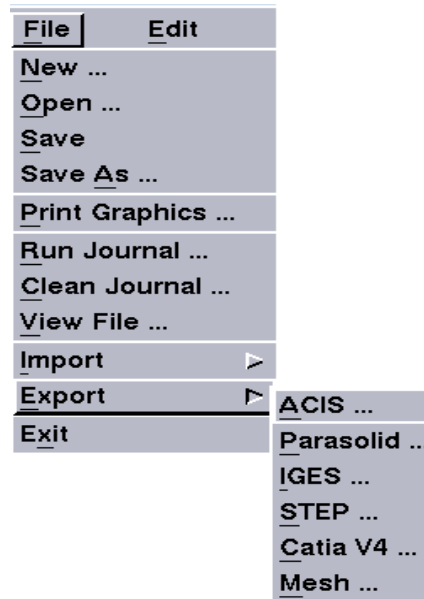
III.5.8. Choix de la version Fluent:

On peut choisir la version disponible de Fluent depuis Gambit comme suit:



III.5.9. L'exportation du fichier .Msh:

Une fois que la géométrie a été créé, 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.



III.5.10. Types des fichiers qui sont créés par gambit:

Quatre fichiers sont créés par défaut :

- **nom-fichier.dbs** : data base qui contient toutes les informations nécessaires à Gambit pour créer le maillage.
- **nom-fichier.jou** : journal file qui contient les commandes que l'on a effectuées.
- **nom-fichier.trn** : transcript file qui contient les messages donnés dans la fenêtre de dialogue Transcript.
- **nom-fichier.lok** : pour l'utilisation.

Le fichier le plus important créé par l'utilisateur prend l'extension nom-fichier .msh

III.6. La procédure de calcul par Fluent:

III.6.1. Démarrage de Fluent:

La première chose à faire quand vous entrez sous fluent est de choisir le type de résolution que Fluent va avoir à faire : résolution 2D ou 3D,.

Les étapes de simulation sous Fluent sont les suivantes :

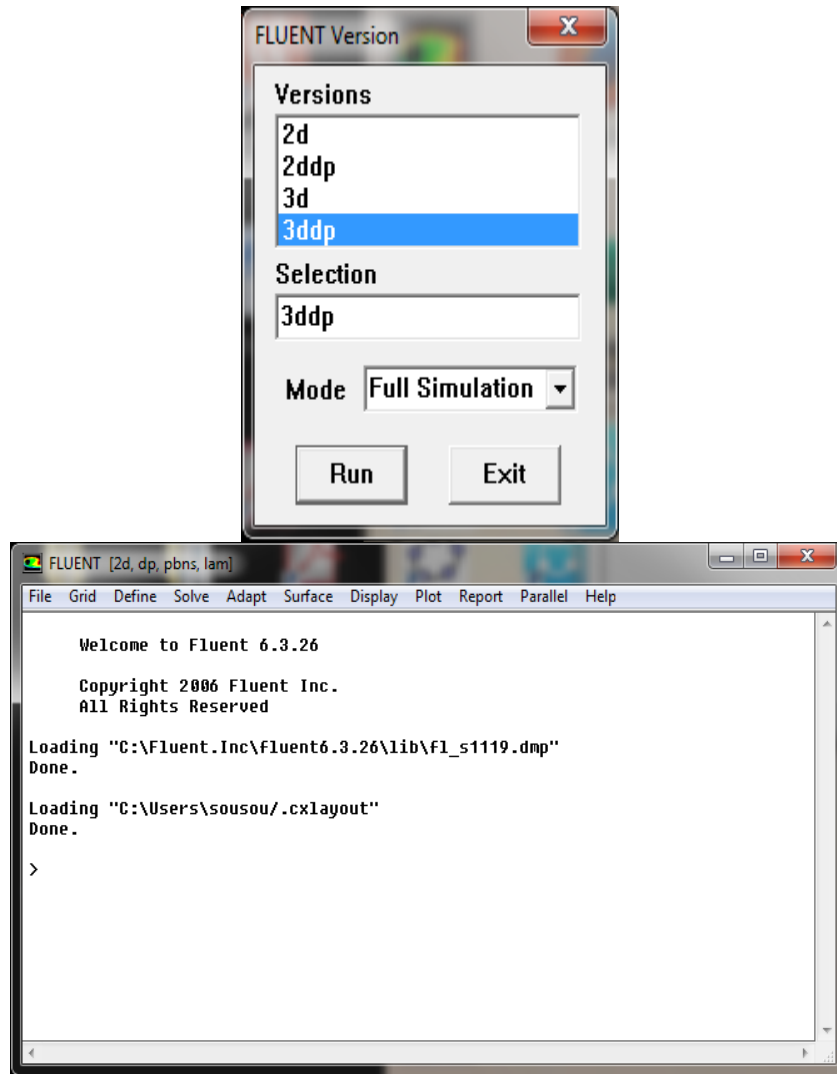
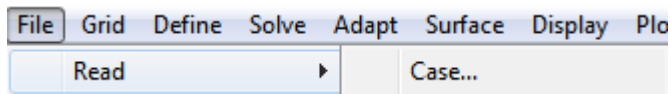


Fig. III.10: Vue globale de Fluent .

III.6.2. Lire le fichier dissipateur.msh:

File > Read > Case

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



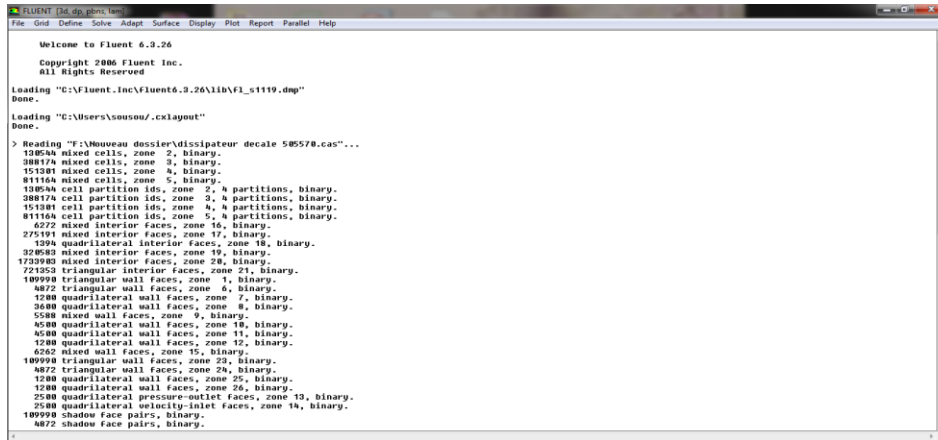
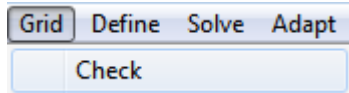


Fig. III.11: Importation de la géométrie .

III.6.3. Vérification du maillage:

Grid> Check

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



III.6.4. Lissage du maillage:

Grid>smooth/swap

Pour s'assurer de la qualité de maillage, il est pratique de lisser le maillage. Cliquer sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap.

Répéter jusqu'à ce que Fluent affiche que zéro faces sont **swapped**.

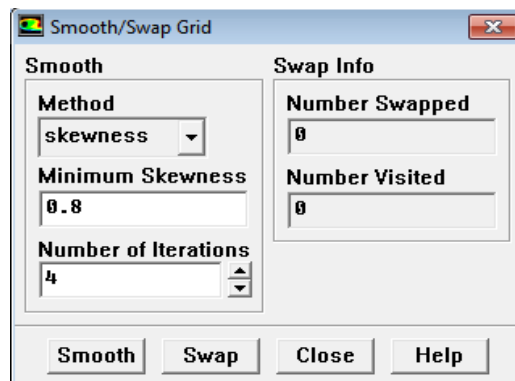


Fig. III.12 : vérifier la qualité de maillage.

III.6.5. Vérifier l'échelle:

Grid>Scale

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

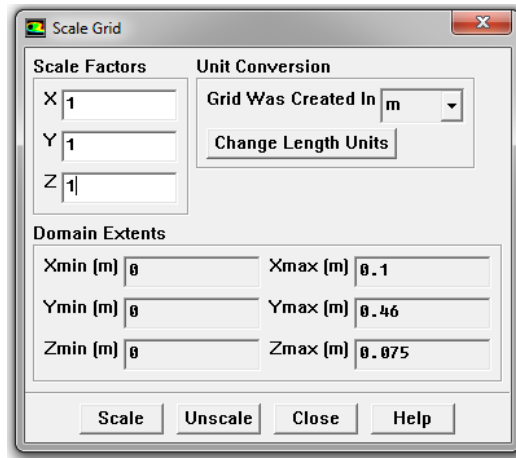


Fig. III.13: vérification de l'échelle.

III.6.6. Présentation de la géométrie:

Display >Grid

Vous pouvez afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

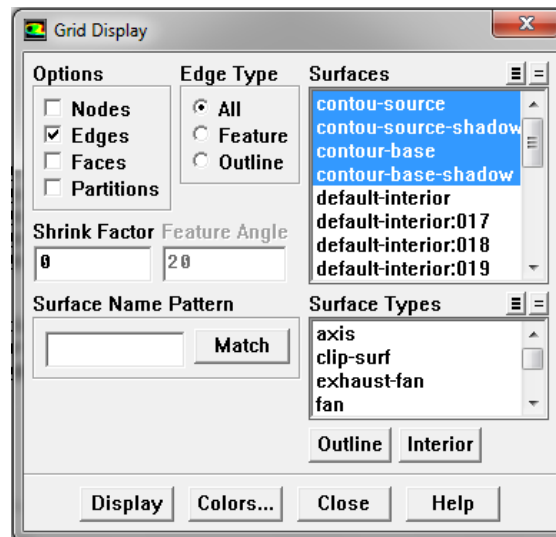


Fig. III.14: Affichage de la grille et vérification des conditions.

III.6.7. Choix du solveur:

Define>Models>Solver

Sous "Fluent", on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur:

- La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut).

Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles.

- La formulation "Coupled", ou couplée (implicite ou explicite) : cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses.

Ceci lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (ex. flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaires.

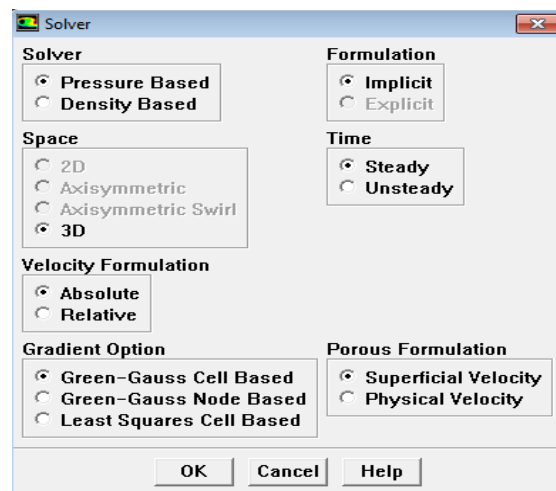


Fig. III.15 : Choix de solveur.

III.6.8. Autorisation du transfert de chaleur:

Define>Models>Energy

Formulation de l'équation d'énergie

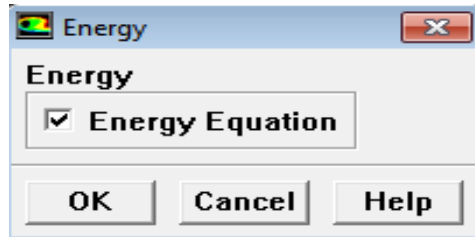


Fig. III.16: Autorisation l'équation de l'énergie.

III.6.9. Choix du type d'écoulement:

Define>Models>Viscous

À écoulement **laminaire** est l'option par défaut. Nous n'avons donc pas besoin de changer quoique ce soit dans ce menu. Cliquez sur **Cancel**.

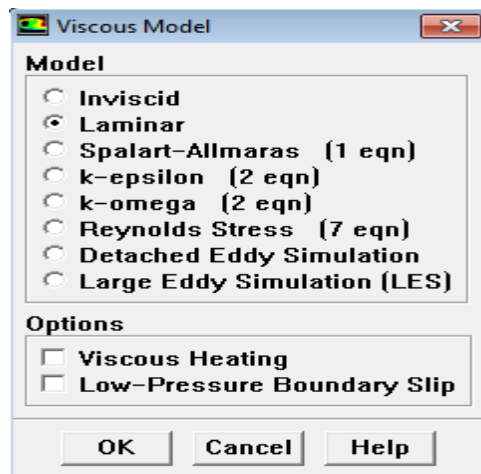


Fig. III.17: Choix du type d'écoulement.

III.6.10. Définir les propriétés des matériaux :

Define>Materials...

C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

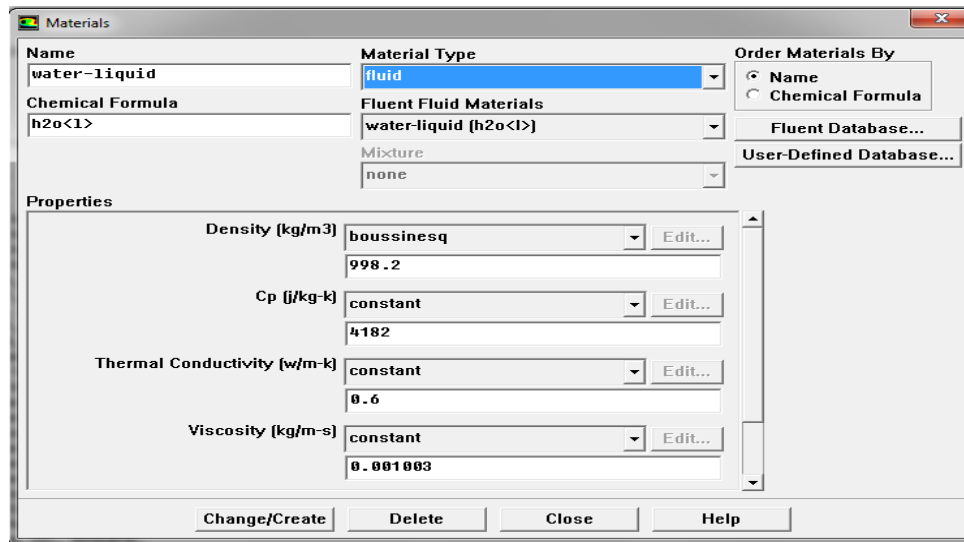


Fig. III.18 : Définir les propriétés physiques des matériaux.

Les matériaux et le fluide utilisés pour notre étude sont choisis à partir de la banque de données dans Fluent.

-Nous avons utilisé deux types de fluide l'eau et les nanofluides (eau+TiO₃ et eau+Cu).

- Les matériaux utilisés : pour le dissipateur de chaleur c'est l'aluminium et le silicium pour le composant électronique. L'aluminium existe par défaut dans la banque de données de Fluent, nous avons ajouté le silicium et ses propriétés physiques dans la base de données de Fluent.

III.6.11. Définir les conditions aux limites:

Define>Operating condition

Fluent prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique comme operating pressure, en défini la gravite suivant l'axe z.

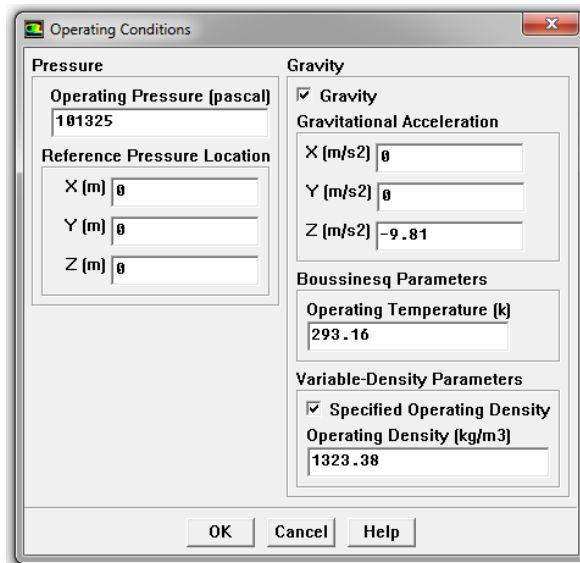


Fig. III.19 : Choix de la pression de référence.

Define>Boundary Conditions...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider.

Il faut fixer les conditions aux limites:

-Velocity inlet: utilisée pour les écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue. Nous avons défini une vitesse d'entrée qui correspond aux nombres de Reynolds $50 \leq Re \leq 500$. La température à l'entrée $T_0 = 20^\circ\text{C} = 293.16\text{K}$.

-Pressure outlet: spécifié la pression statique de sortie.

L'utilisation de pressure outlet sert à définir la pression statique de 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 fluides, en générale on utilise les propriétés d'une paroi lisse.

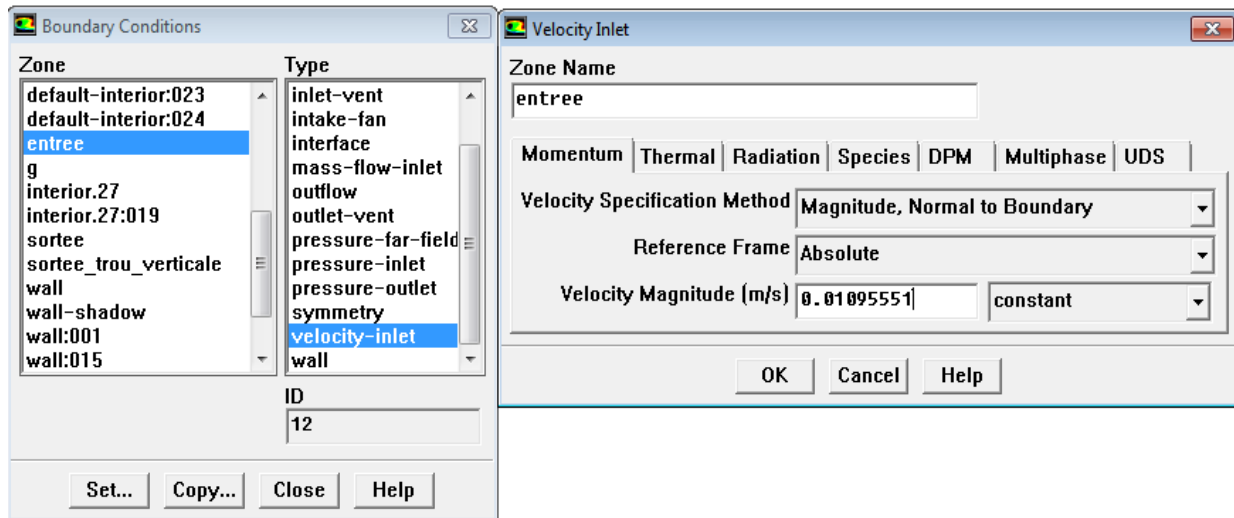


Fig. III.20: Valeurs des conditions aux limites.

III.6.12. Les facteurs de sous- relaxation:

Le facteur de sous-relaxation α est utilisé pour stabiliser le processus itérative 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:

	pression	Quantité de mouvement	Energie	Densité
Modèle laminaire	0.2	0.6	1	1

Tableau III.1 Les facteurs de sous relaxation.

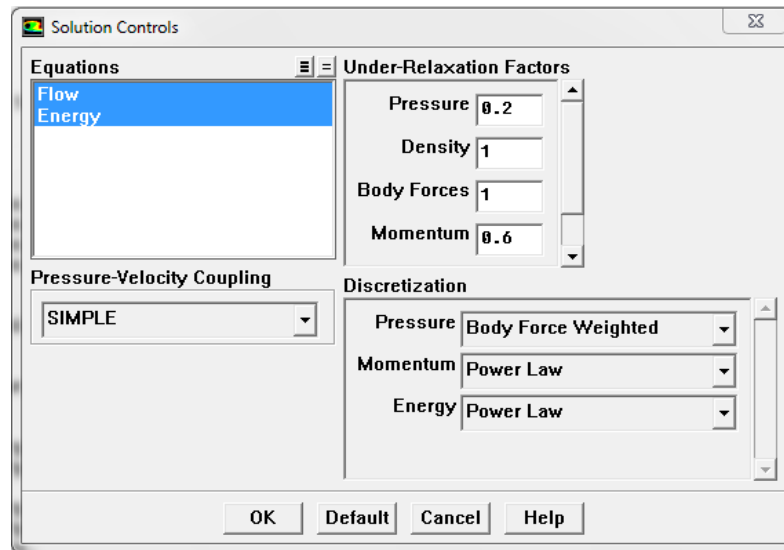


Fig.III.21 : Choix des facteurs de sous relaxation et les schémas de discrétisation

III.6.13. Initialisation du calcul

Solve>Initialize>Initialize...

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

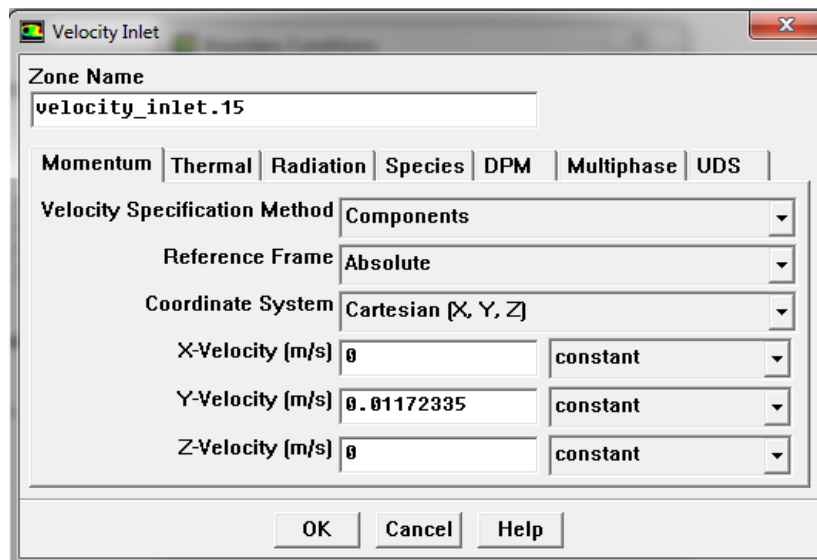


Fig. III.22: Initialisation de la solution.

III.6.14. Choix du résidu

Solve > Monitors > Residual...

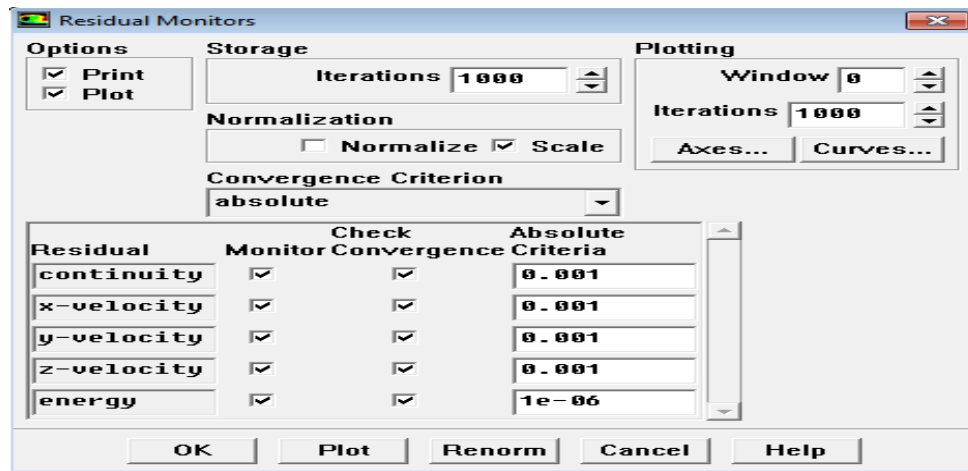


Fig.III.23: Choix des résidus.

Pour activer le tracé des résidus et observer la convergence de notre solution on sélectionne print et plot. En général une décroissance en magnitude des résidus indique une convergence au moins qualitative.

III.6.15. Critère de convergence:

A chaque itération, Fluent permet de juger de l'état de la convergence par le biais du calcul des résidus R_ϕ pour chaque variable (pression, composantes de vitesse, fractions massiques des composés...).

Par définition, R_ϕ peut s'écrire :

$$R_\phi = \frac{\sum_{\text{mailles}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + S_0 - a_p \Phi_p \right|}{\sum_{\text{mailles}} a_p \Phi_p} < \varepsilon$$

Ces résidus nous renseignent sur le degré de déséquilibre de l'équation associée à chaque variable sur toutes les mailles du domaine. La convergence est déterminée à partir de ces résidus. Il est conseillé d'examiner d'une part, les résidus ainsi que leur évolution et d'autre part, les valeurs des quantités calculées. Le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une convergence accélérée et une solution stable.

III.6.16. Calcul:

Solve >Iterate :

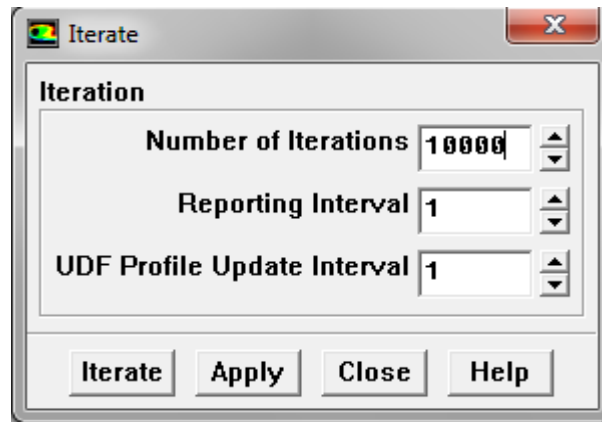


Fig. III. 24 : Choix des nombres des itérations

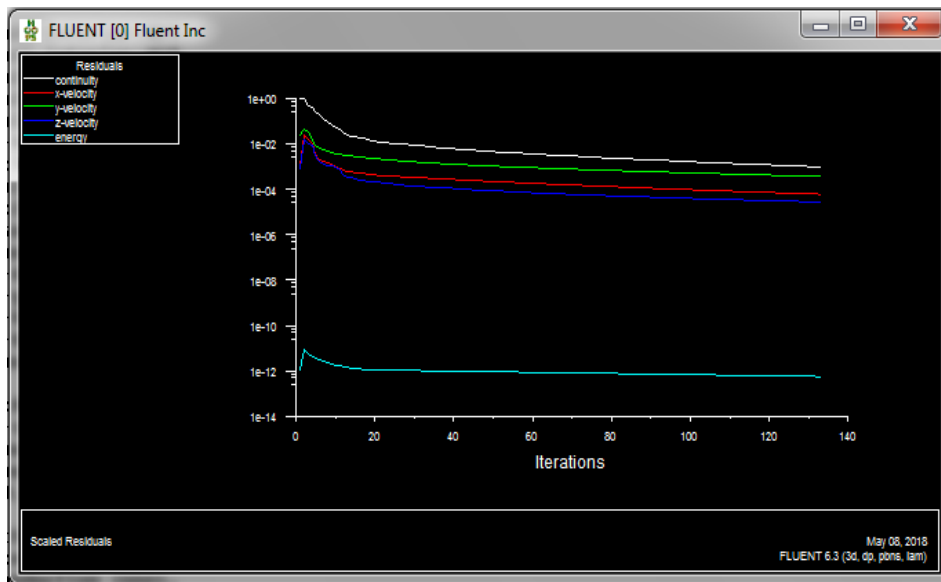


Fig. III.25 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

On choisit un nombre d'itération et clique sur « iterate ». Vous recliquez sur « iterate » tant que vous ne voyez pas de plateau sur le graphique des résidus affiché par Fluent.

III.6.17. 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

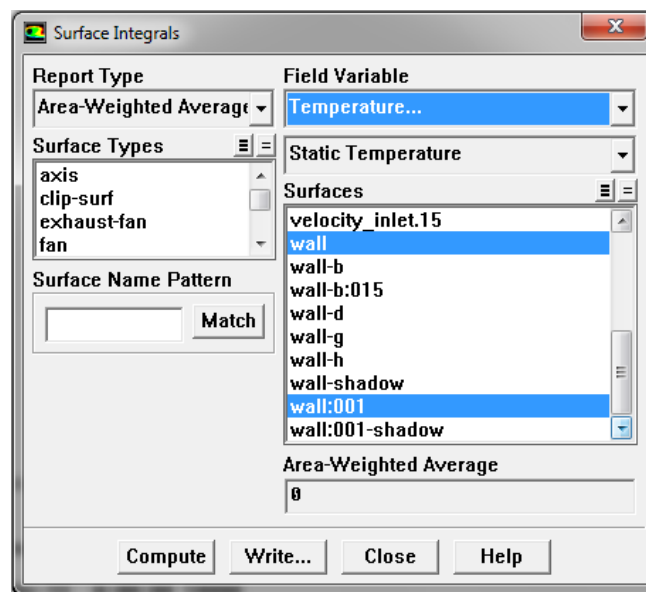


Fig. III.26 : *Calcul de la température moyenne*

-Calcul de la densité du flux moyen:**Report>Flux Reports**

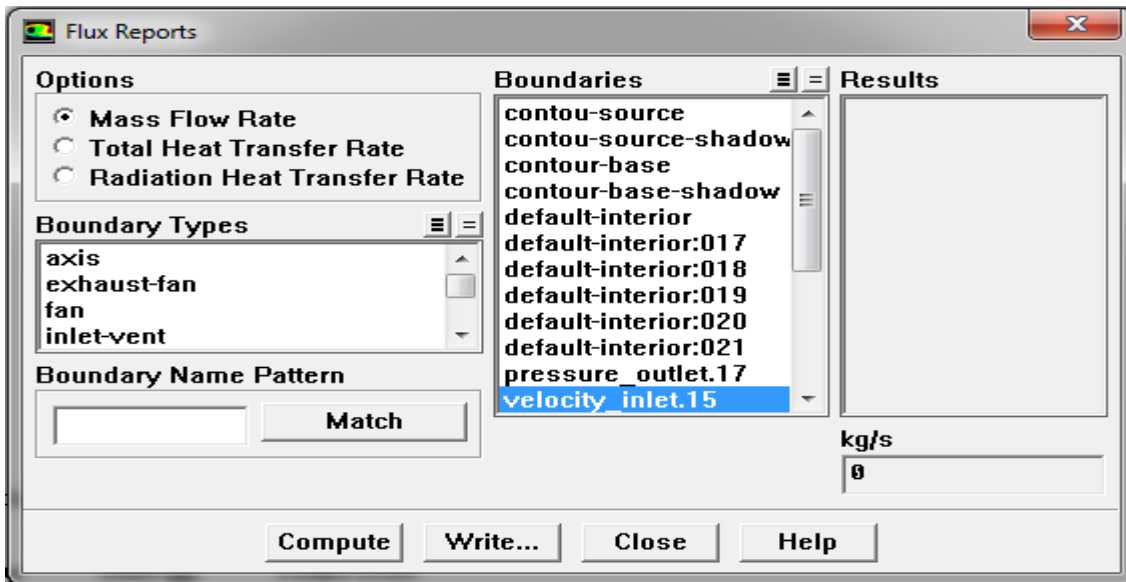


Fig. III.27 : Calcul de la densité du débit massique moyen

- Calcul de la température de mélange(T_m) :

Report> volume integral

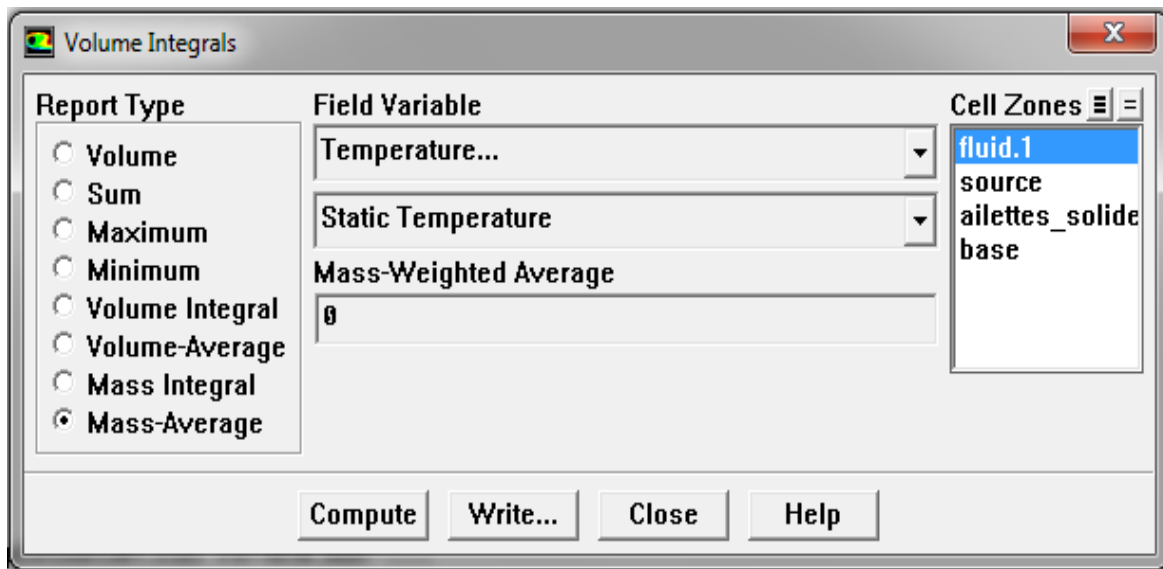
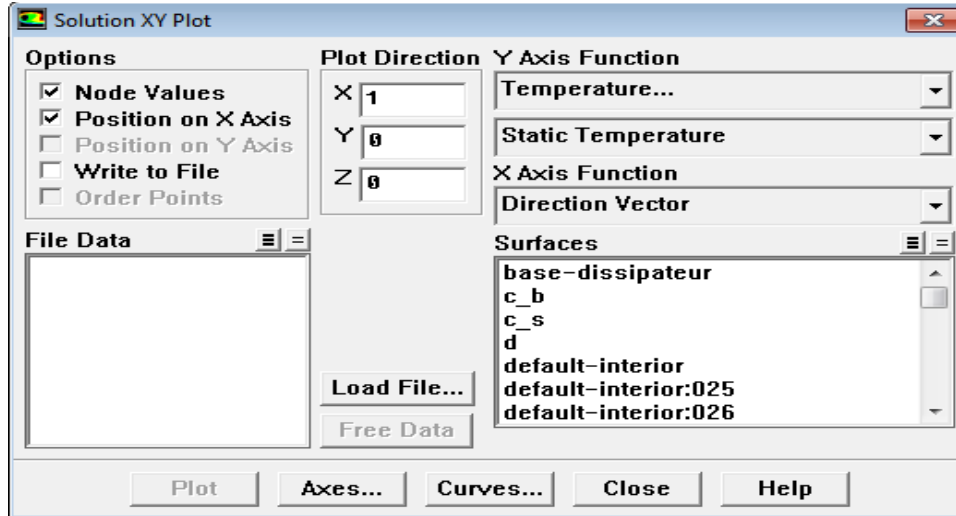


Fig. III. 28 : Calcul de la température de mélange

Plot>xyplot



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

III.8.18. Sauvegarde de fichier :

File > Write> Case & Dat

III.9. Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté Gambit et le code calcul Fluent ainsi que les étapes de simulation en utilisant le preprocesseur Gambit pour créer la géométrie et maillage et le code Fluent pour la résolution des équations gouvernantes. Les résultats de ces simulations seront présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

Résultats et Discussions

Chapitre IV :Résultats et Discussions

IV.1.Introduction :

Nous présentons dans ce chapitre les résultats obtenus par la simulation numérique en utilisant le logiciel Fluent relatives à la convection laminaire dans les deux configurations étudiées : ailettes cylindriques pleines et ailettes cylindriques perforées pour l'eau et les nanofluides (eau +TiO₂ et eau+Cu).

Nous présentons pour chaque configuration, les contours de la température et les vecteurs vitesses ainsi que les lignes de courant en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques dans le cas des nanofluides. Nous terminons par une étude relative au transfert thermique en considérant le nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds ainsi que la résistance thermique.

Pour présenter les résultats de simulation, on a utilisé des logiciels de graphisme tel que le Tecplot360 version 2010 (surtout pour la présentation en 3D) et Origin version 8 pour tracer les profils de différents paramètres.

IV.2. Les paramètres utilisés :

- ❖ Les propriétés physiques de fluide de base utilisée l'eau :
 - Masse volumique : $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$.
 - La capacité calorifique : $C_p = 4182 \text{ J/kg.K}$.
 - Conductivité thermique $\lambda = 0.6 \text{ W/kg.K}$.
 - Viscosité dynamique $\mu = 1.003 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$.
- ❖ Les propriétés physiques des nanofluides utilisés :
 - Les propriétés physiques du nanofluide (dioxyde de titane TiO₂ + eau) avec différentes fractions volumiques :

φ	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	μ (kg/m.s)	β (K ⁻¹)	λ (W/m.K)
1 %	1030,718	4037,85631	0,00102852	2,08042E-05	0,61493193
2%	1063,236	3902,52959	0,00105496	2,06084E-05	0,63011366
3%	1095,754	3775,23489	0,00108236	2,04126E-05	0,64555152
4%	1128,272	3655,27772	0,00111077	2,02168E-05	0,66125205
5%	1160,79	3542,04144	0,00114023	0,000020021	0,67722201
6%	1193,308	3434,9766	0,0011708	1,98252E-05	0,69346839
7%	1225,826	3333,59207	0,00120252	1,96294E-05	0,70999844
8%	1258,344	3237,44748	0,00123547	1,94336E-05	0,72681964
9%	1290,862	3146,14683	0,00126969	1,92378E-05	0,74393976
1%	1323,38	3059,33304	0,00130525	0,000019042	0,76136684

- Les propriétés physiques du nanofluide (eau+Cuivre) avec différentes fractions volumiques :

φ	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	μ (kg/m.s)	β (K ⁻¹)	λ (W/m.K)
1%	1077,548	3867,224	0,001029	0,000020957	0,618099
2%	1156,896	3595,627	0,001055	0,000020914	0,636567
3%	1236,244	3358,895	0,001082	0,000020871	0,655413
4%	1315,592	3150,72	0,001111	0,000020828	0,67465
5%	1394,94	2966,227	0,00114	0,000020785	0,69429
6%	1474,288	2801,594	0,001171	0,000020742	0,714345
7%	1553,636	2653,777	0,001203	0,000020699	0,73483
8%	1632,984	2520,325	0,001235	0,000020656	0,755759
9%	1712,332	2399,242	0,00127	0,000020613	0,777145
1%	1791,68	2288,883	0,001305	0,00002057	0,799003

- ❖ Le dissipateur de la chaleur est fabriqué en Aluminium qui a les propriétés physiques suivantes:
 - Masse volumique : $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$
 - La chaleur spécifique $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$
 - Conductivité thermique $\lambda = 202.4 \text{ W/m.K}$
- ❖ Le composant électronique est en silicium qui a les propriétés physiques suivantes :
 - Masse volumique : $\rho = 2329 \text{ kg/m}^3$
 - La chaleur spécifique $C_p = 700 \text{ J/kg.K}$
 - Conductivité thermique $\lambda = 130 \text{ W/kg.K}$.

IV.3.Effet de Maillage:

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à l'écoulement. De sa qualité dépend la précision des résultats.

Différents maillages non uniformes sont pris en considération dans cette étude, pour examiner l'indépendance du maillage et pour assurer l'exactitude et la fiabilité de la solution numérique avant de passer aux calculs, nous avons considéré dix maillages différents (différents nombre de nœuds).

Le test du maillage a été fait sur le dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées à nombre de Reynolds ($Re = 400$), et pour l'eau comme fluide caloporteur.

D'après la figure (IV.1), nous avons constaté que le nombre de Nusselt devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille $1,96254 \times 10^6$, alors que l'écart entre les valeurs de Nusselt pour les 7 premiers maillages est légèrement différent. De ce fait, nous avons opté pour le maillage $1,96254 \times 10^6$ nœuds pour tous nos calculs, pour obtenir d'une manière qualitative des résultats précis avec un minimum du temps de calcul.

Les temps de calcul deviennent de plus en plus longs avec l'augmentation de nombre de cellules du maillage. Cela est normal car le solveur aura plus de valeurs à déterminer.

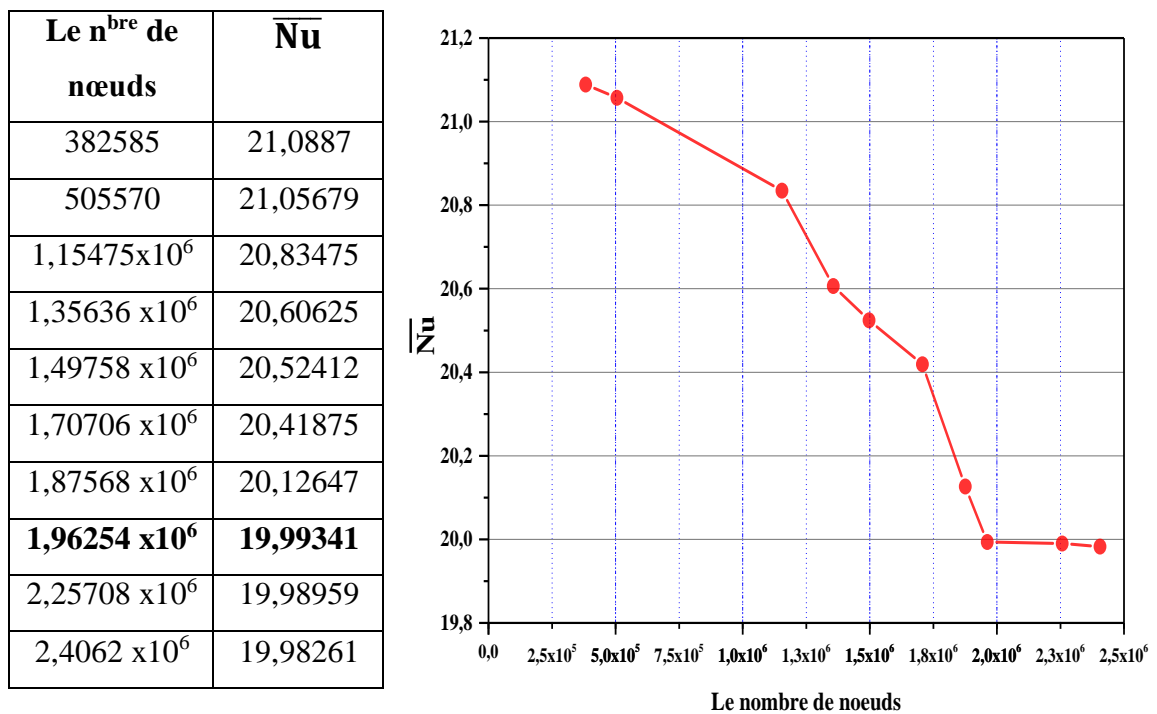


Fig IV.1: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds de maillage pour $Re=400$

Nous avons choisi d'utiliser un maillage triangulaire sous Gambit avec un nombre de nœuds égal 1962543 nœuds.

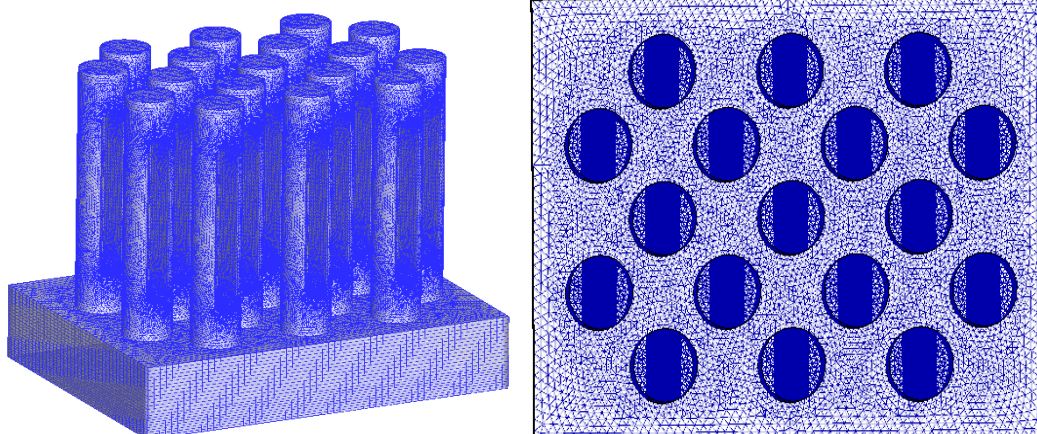


Fig IV.2: Le Maillage.

IV.4. 1^{er} cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines :**IV.4.1. Contours de température :**

La figure (IV.3) présente les contours de température dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines et pour des nombres de Reynolds $Re=100, 300$ et 500 . On remarque 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.4), illustre les contours de la température dans les deux plans horizontal $Z= 0.037m$ et vertical $Y=0.23m$, pour des valeurs du nombre de Reynolds égaux, $100, 300, 500$. Pour chaque valeur de Re , il est clair qu'à l'entrée du canal l'écoulement est à la température ambiante $T_0=293.16^\circ K$, 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 et atteint son maximum, les variations de température sont concentrées autour des ailettes chaudes.

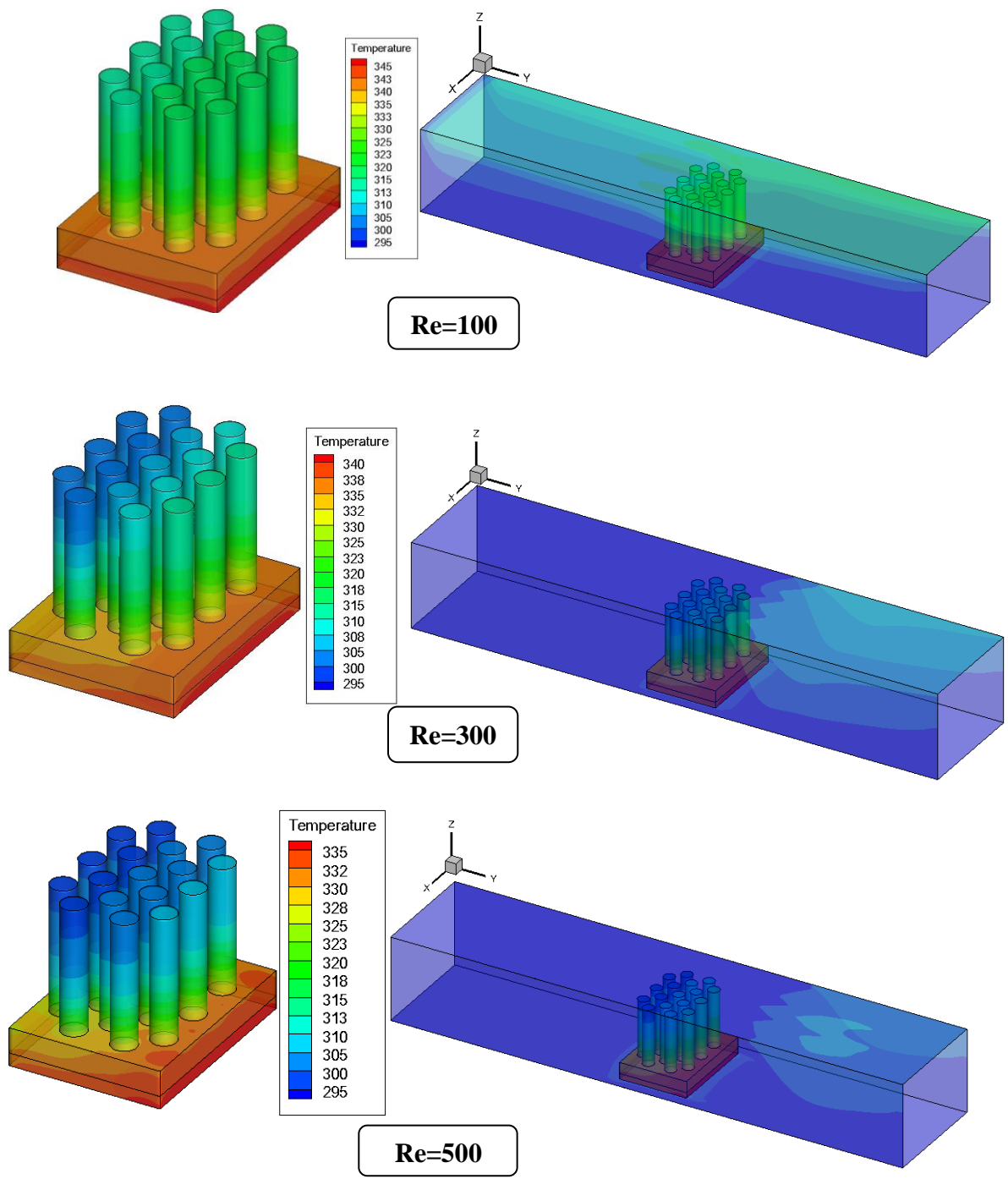


Fig IV.3 : *Vue isométrique des contours de température dans le dissipateur à ailettes cylindriques pleines.*

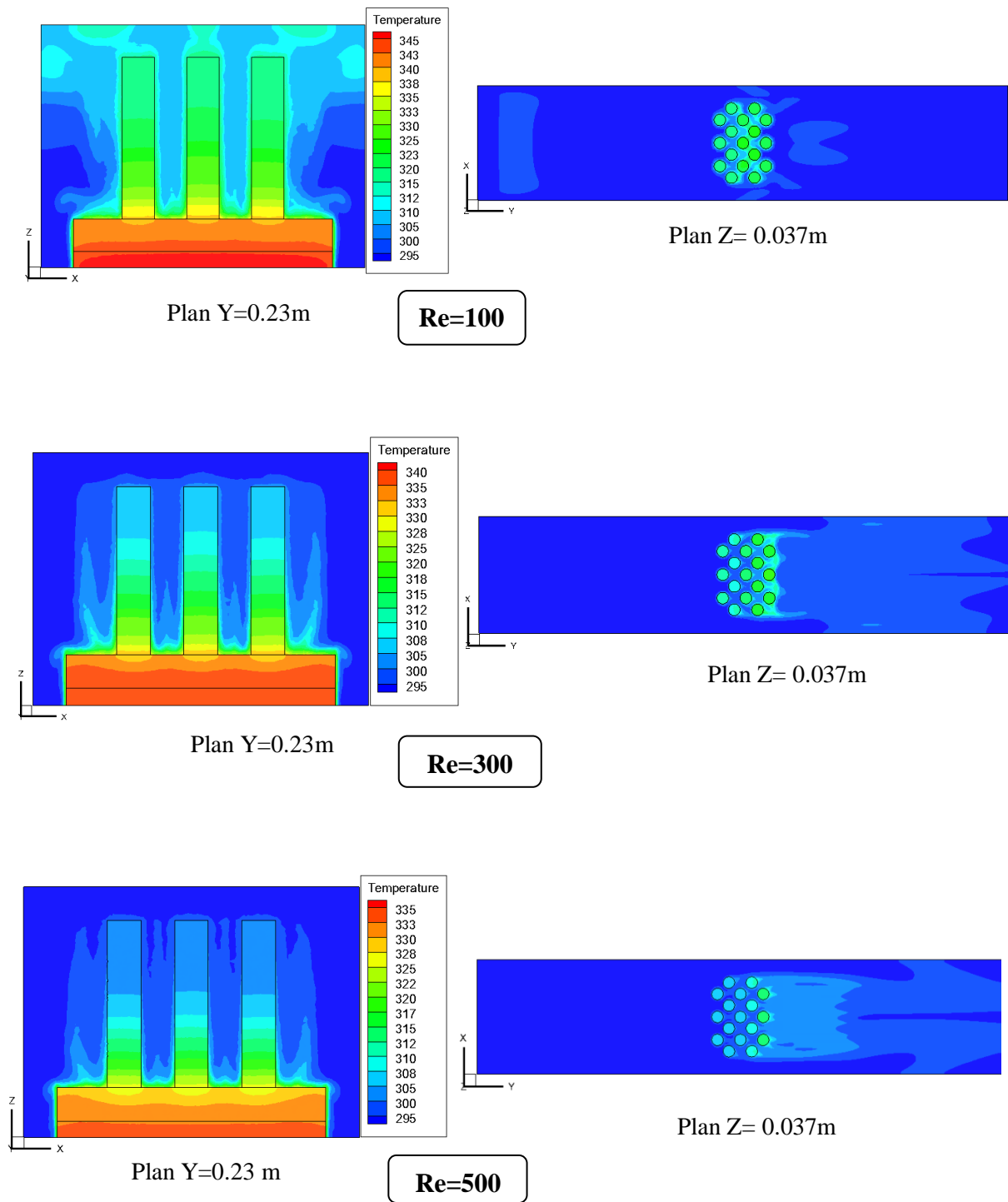


Fig IV .4 : Les contours de la température pour l'eau dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynold.

IV.4.2 Champs de vitesse et lignes de courant :

Pour avoir des détails importants sur la structure de l'écoulement, les champs des vitesses sont présentés dans la figure (IV.5) dans le plan $Z=0.037\text{m}$ et pour des valeurs du nombre de Reynolds égaux $Re=100, 300, 500$.

On remarque que les champs de vitesse commencent avec un profil de vitesse uniforme à l'entrée du canal, tandis qu'ils deviennent nuls sur l'ensemble des parois des ailettes à cause de la condition de non glissement appliquée sur les parois. Les directions des vecteurs vitesses dévient quand les particules fluides s'approchent des parois des ailettes et se déplacent autour d'elles en créant un brassage favorisant le transfert de chaleur. Nous pouvons remarquer aussi une accélération de la vitesse dans l'espace entre les ailettes dans la direction longitudinale ceci est dû à la diminution de la section du passage du fluide.

La figure (IV.6) montre les lignes de courant pour $Re=100, 300, 500$. Pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds l'écoulement est dit rampant, les forces de viscosité étant prépondérantes, à cause des faibles vitesses d'écoulement, le fluide reste attaché aux ailettes et il n'y a pas de décollement. L'écoulement est presque symétrique pour chaque colonne d'ailettes par rapport à son axe central et également entre l'amont et l'aval de l'ailette.

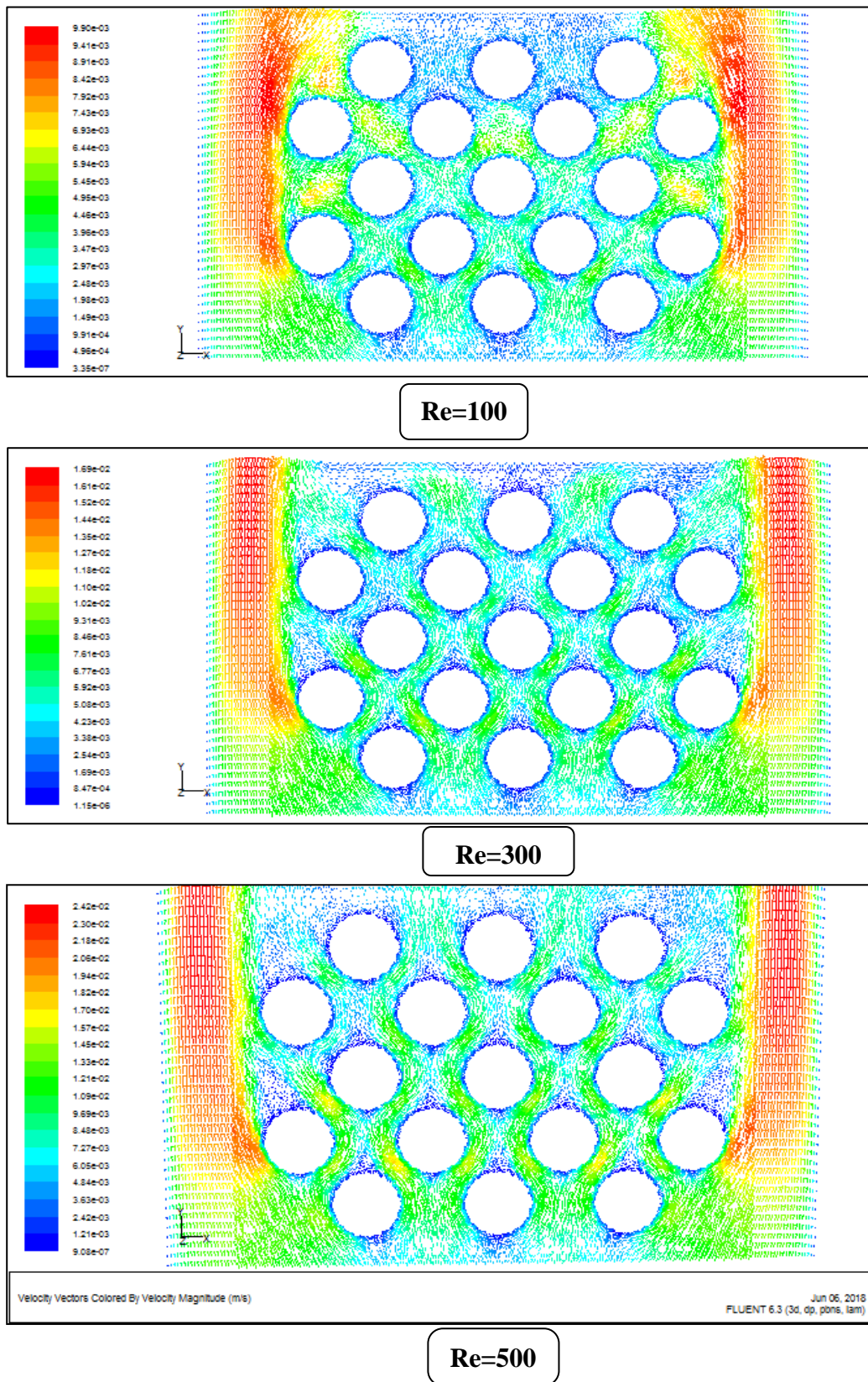


Fig IV .5 : *champs de vitesse dans le dissipateur de chaleur dans le plan Z=0.037m à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynolds.*

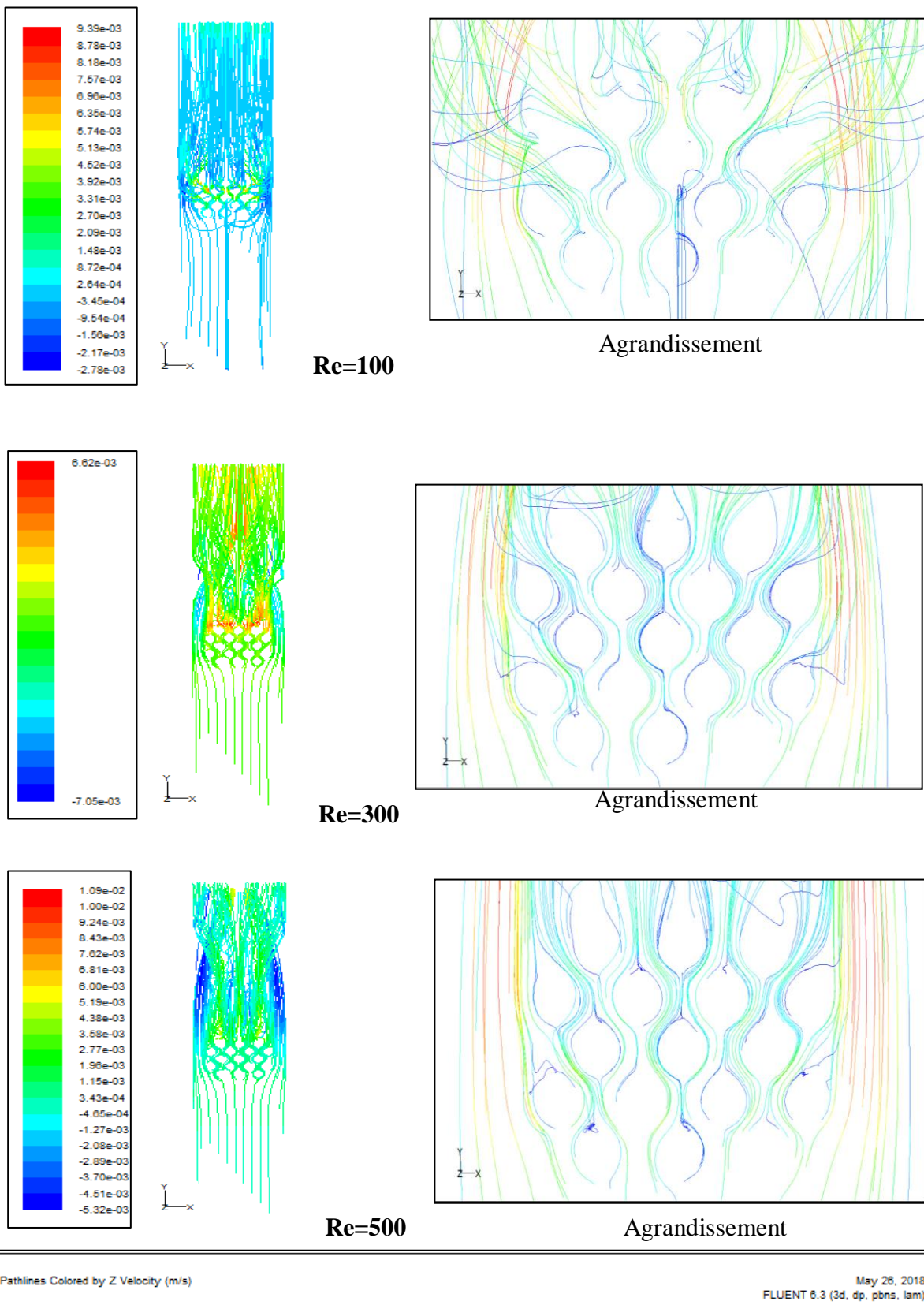


Fig IV .6 : Les lignes de courant dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines pour différent nombre de Reynolds

IV.4.3. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds :

Le nombre de Nusselt est le rapport du flux de chaleur convectif et le flux de chaleur conductif, il a été calculé à partir de l'équation (II.14) et ces résultats sont présentés sur la figure (IV.7).

Cette figure présente l'évolution du nombre de Nusselt d'eau dans un dissipateur à ailettes pleines en fonction du nombre de Reynolds. On constate 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.

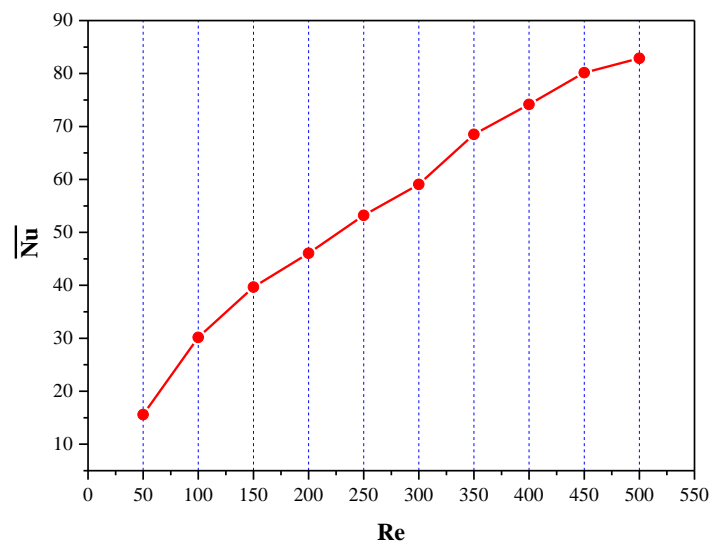


Fig IV .7 : *variation du nombre de Nusselt dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines en fonction du nombre de Reynolds.*

IV.4.4 Variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds:

La figure (IV.8) montre la résistances thermiques dans les ailettes pleines en fonction du nombre de Reynolds. On constate que la résistance thermique 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 une résistance thermique minimale et elle augmente avec la diminution du nombre de Reynolds.

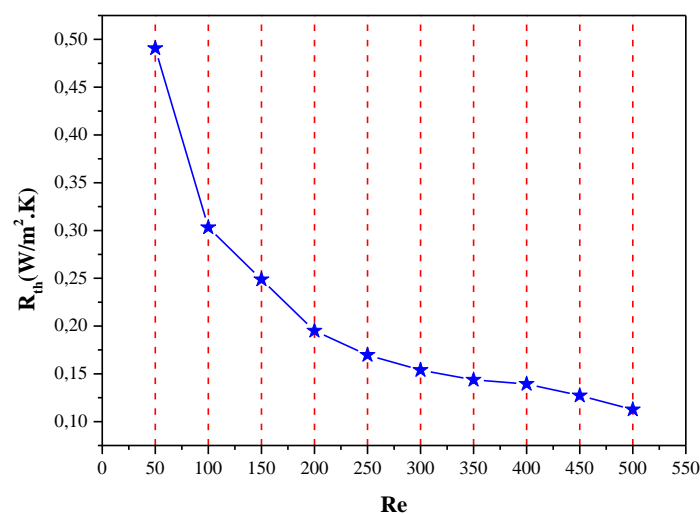


Fig IV .8 : *la variation de la résistance thermique dans le dissipateur de chaleur à ailettes pleines en fonction du nombre de Reynolds.*

IV.5. 2^{ème} cas : Dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées :**IV.5.1. Pour l'eau :****IV.5-1.1. Les Contours de température :**

La figure (IV.9) montre les contours de température pour l'eau dans le dissipateur à ailettes cylindriques perforées. On remarque que la température des ailettes diminue avec l'augmentation de nombre de Reynolds, la vitesse d'écoulement de l'eau augmente avec le nombre de Reynolds, ce qui conduit une meilleure évacuation de la chaleur à partir de la source de chaleur et par conséquent, une diminution de la température des ailettes.

On remarque aussi une diminution de la température des ailettes perforées par rapport à ailettes pleines, car l'ajout des perforations induit une augmentation de la surface d'échange ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur convectif et par conséquent un bon refroidissement du composant électronique.

La figure (IV.10) montre les contours de la température pour nombre de Reynolds $Re=100$, 300 et 500 et dans les plans $Y=0.23$ et $Z=0.037$. Pour l'effet de Re sur le champ thermique, on constate que la température diminue avec l'accroissement de Re ; Cela est dû à l'augmentation de la vitesse verticale, ce qui améliore le transfert de chaleur par convection, et entraîne une évacuation beaucoup plus importante de chaleur à partir des ailettes.

On constate que la température minimale de l'eau est observée à l'entrée du dissipateur de chaleur et les températures maximales à la sortie, cela est dû à la dominance de la convection à la sortie du dissipateur de chaleur.

Ainsi, la plus grande valeur de la température de l'eau est observée à la base du dissipateur de chaleur et diminue au fur et à mesure qu'on se déplace vers le bout de l'ailette, la différence de températures entre les ailettes et l'air qui l'entoure diminue suivant la hauteur.

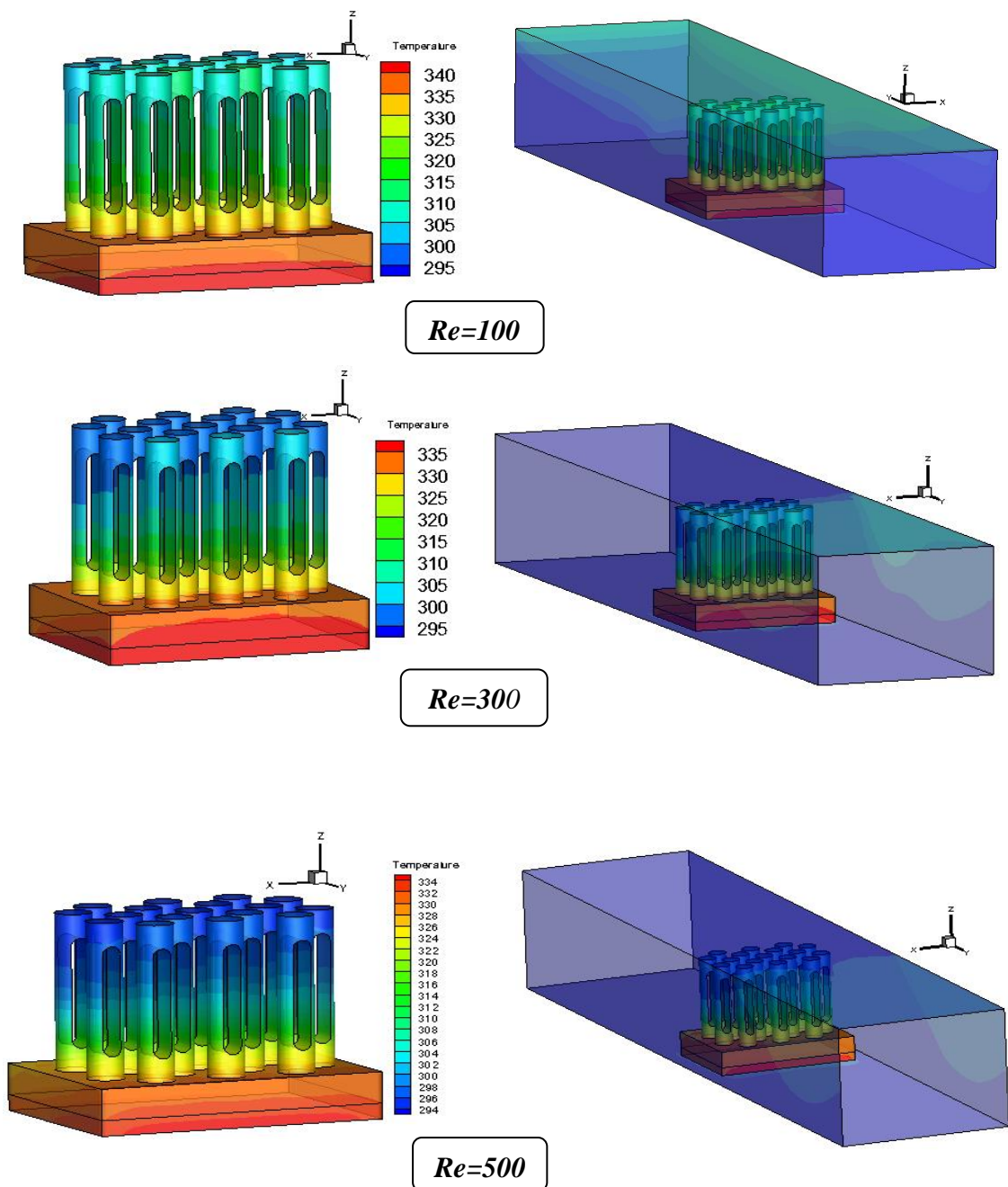


Fig IV .9 : *Vue isométrique des contours de température dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées.*

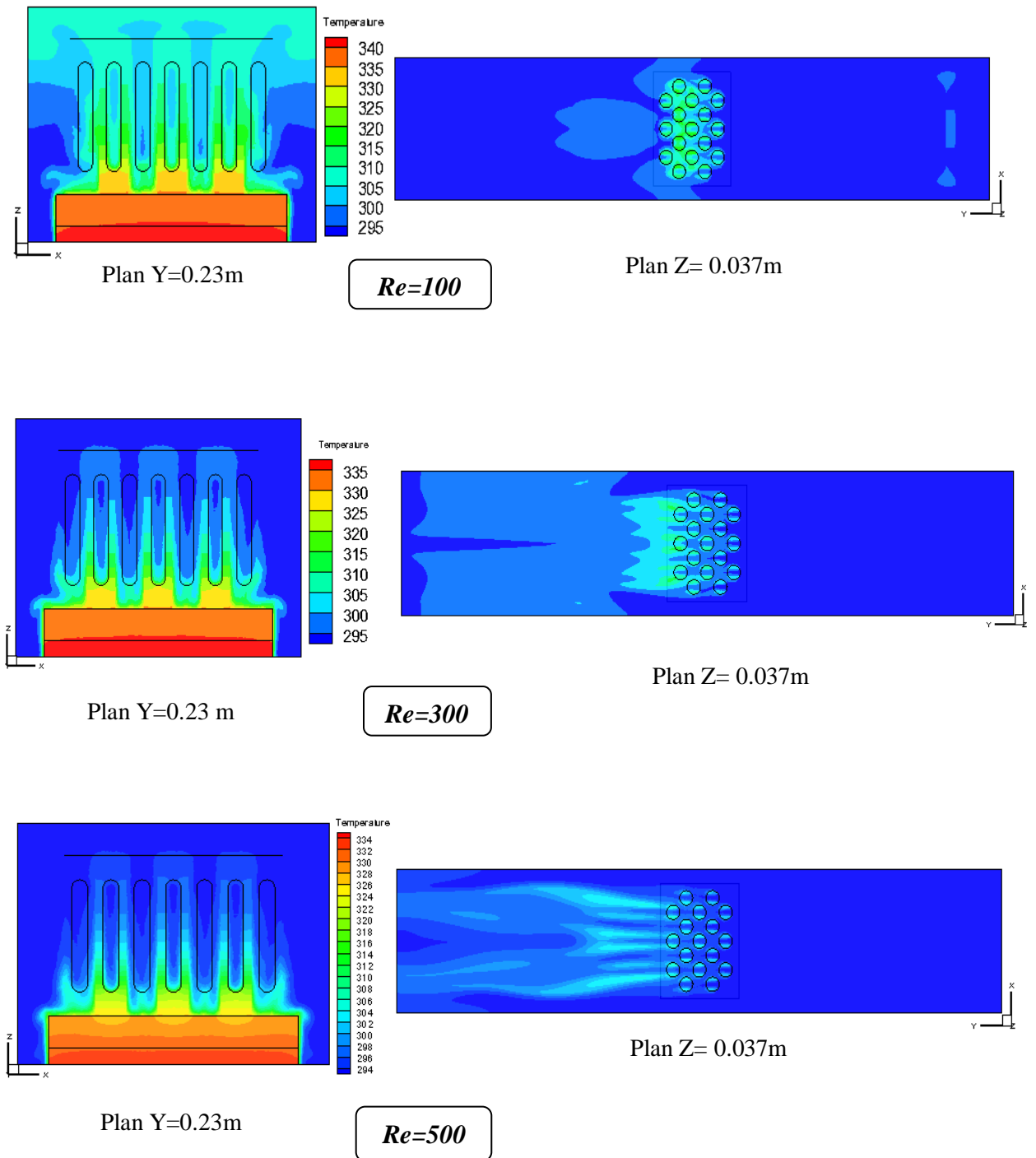


Fig IV .10 : les contours de la température pour l'eau dans les ailettes cylindriques perforées pour différent nombre de Reynolds.

IV.5.1.2 Champs de vitesse et les lignes de courant :

Les Figure IV.11 & IV.12 montrent respectivement les champs des vecteurs vitesse et les lignes de courant au plan horizontal pour $Z = 0,037m$ et des nombres de Reynolds $Re = 100, 300$ et 500 . De ces figures, on constate que le profil de la vitesse autour des ailettes a la même tendance pour les différentes valeurs Re . La vitesse de l'écoulement de l'eau à l'entrée de la perforation et dans l'espace entre ailettes atteint des valeurs maximales du fait de la réduction de la section de perforation et de l'espace entre ailettes.

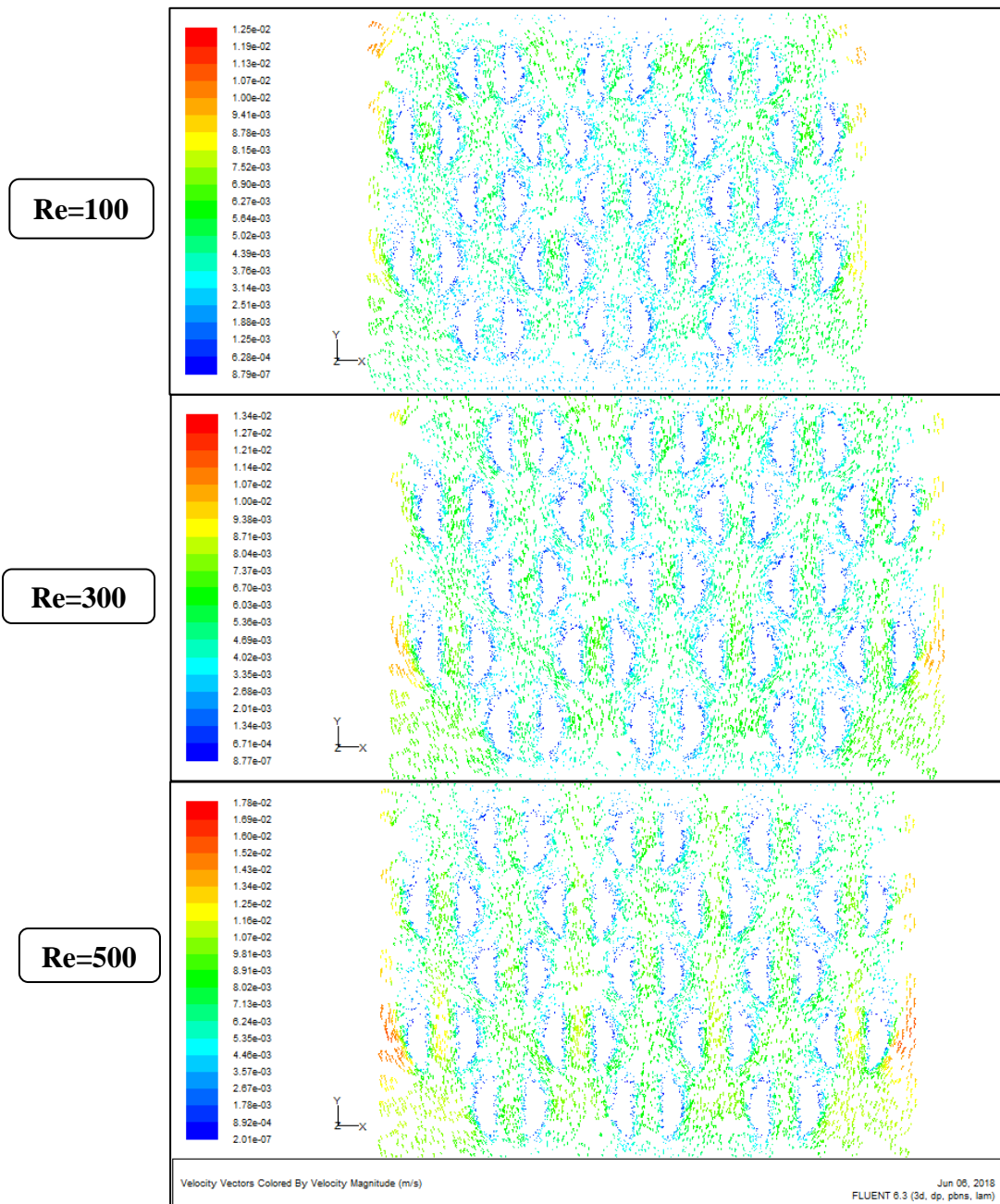


Fig IV .11 : Champs de vitesse pour l'eau dans les ailettes perforées à différents nombre de Reynolds.

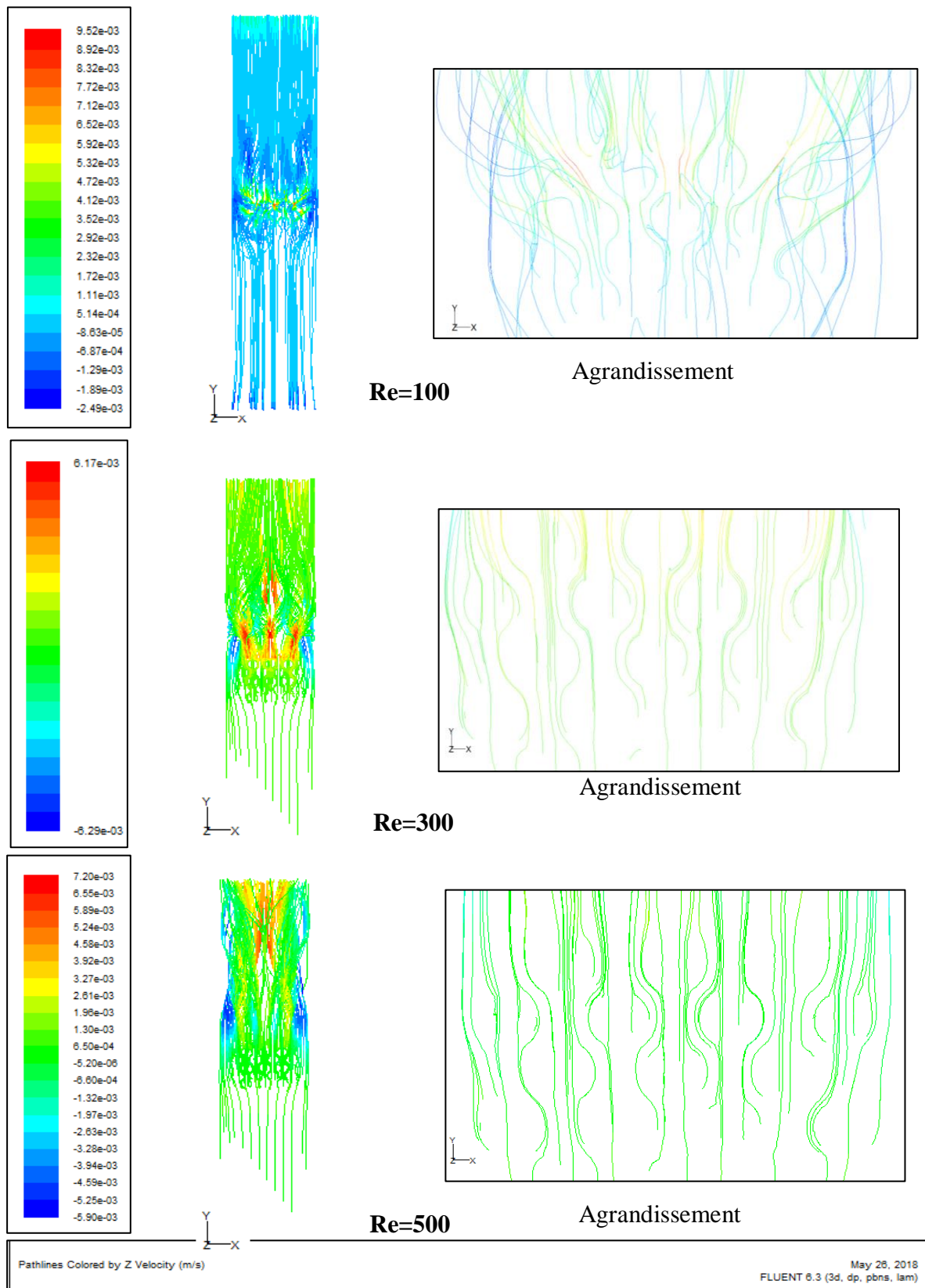


Fig IV .12 : Lignes de courant pour l'eau dans les ailettes perforées à différent nombre de Reynolds.

IV.5.1.3 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds :

On a collecté dans cette figure (IV.13) deux résultats permettant de déterminer l'évolution numérique du nombre de Nusselt pour l'eau dans les ailettes pleines et les ailettes perforées pour différent nombre de Reynolds. La figure montre une augmentation du nombre Nusselt en fonction de nombre de Reynolds dans les deux cas. On observe également que les valeurs du nombre de Nusselt dans les ailettes perforées sont supérieures à celles des ailettes pleines, ceci est dû à la grande surface d'échange obtenu en ajoutant la perforation ce qui améliore de façon significative la dissipation de chaleur et assure par conséquent un bon refroidissement du composant électronique.

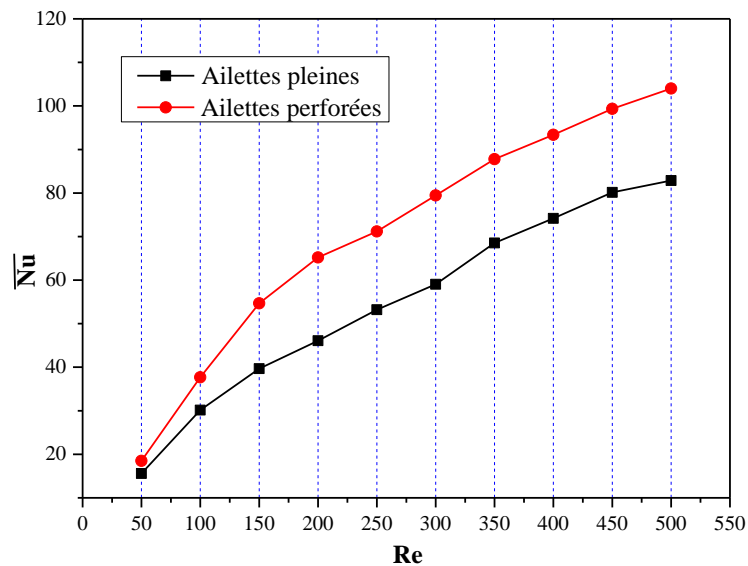


Fig. IV.13: *variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds des ailettes pleines et perforées.*

IV.5.1.4 Variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Nusselt :

La figure (IV.14) montre la comparaison entre les valeurs des résistances thermiques des ailettes pleines et les ailettes perforées à différent nombre de Reynolds.

On constate qu'elle 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 pleines ont une résistance thermique supérieure à celle des ailettes perforées.

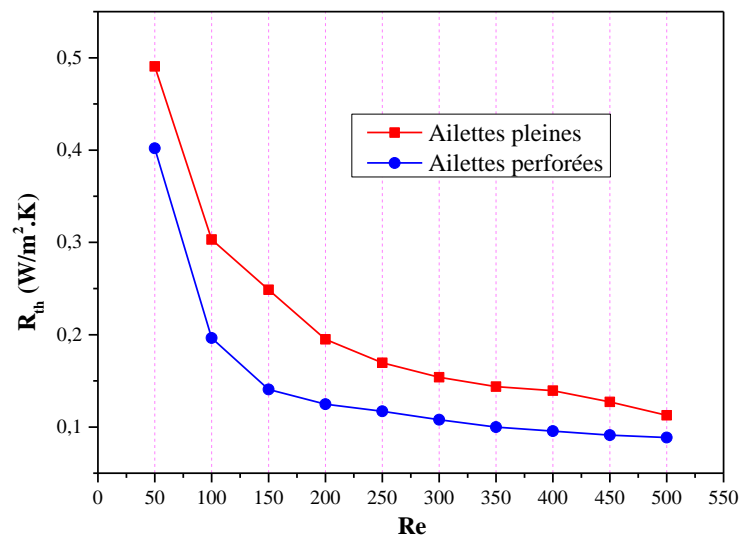


Fig IV .14 : *la variation de la résistance thermique des ailettes pleines et perforées en fonction du nombre de Reynolds.*

IV.5.2. Pour les nanofluides :

IV.5.2.1. Les Contours de température :

Les figures IV.15 & IV.16 présentent les contours de températures pour le nanofluides eau+dioxyde de Titane (TiO₂) dans le dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques perforées pour différent nombre de Reynolds Re=100, 300 et 500 et une fraction volumique $\phi=0.01$.

On remarque que la température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. On remarque aussi une diminution de température des ailettes par rapport à l'eau pur, 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.

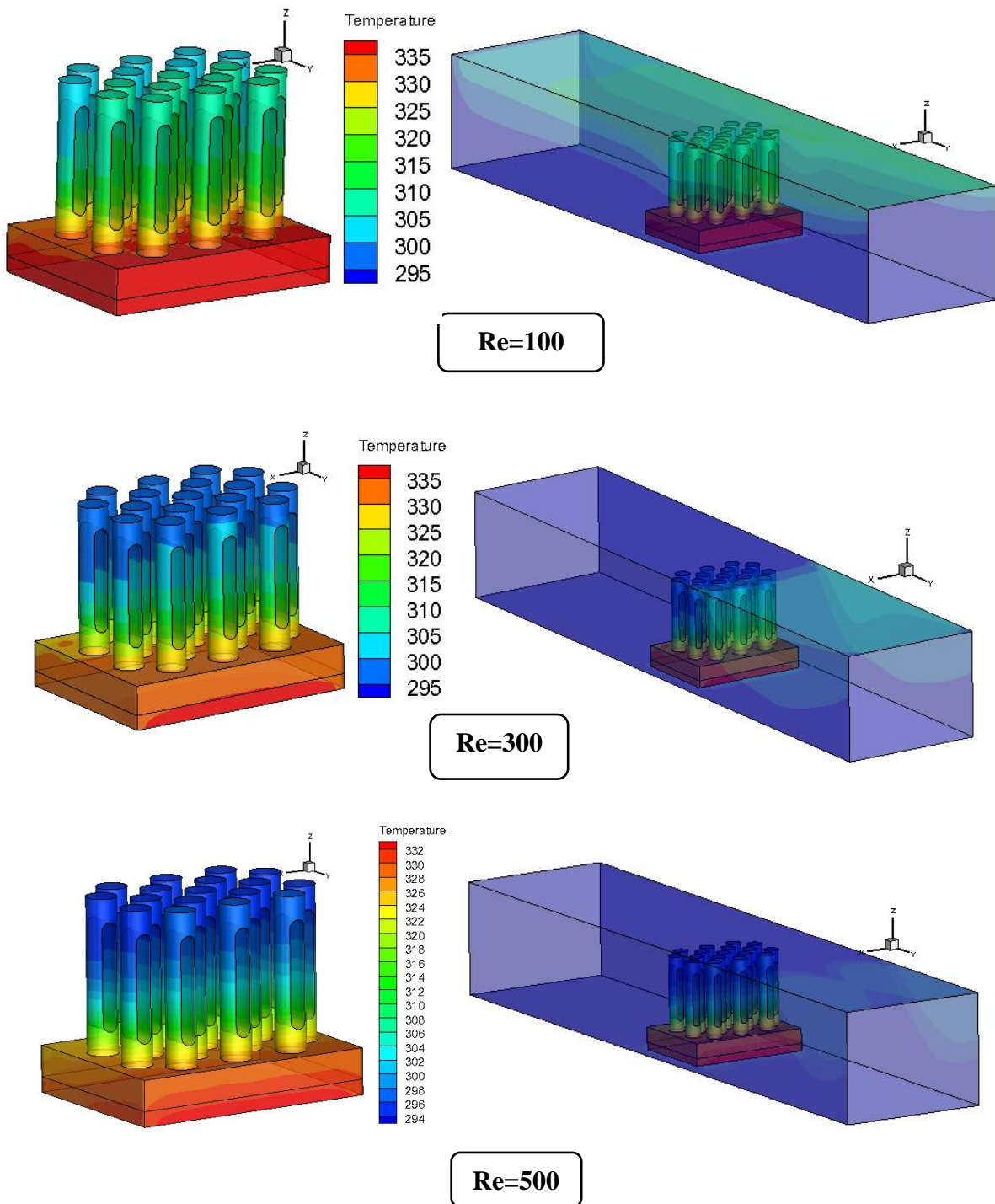
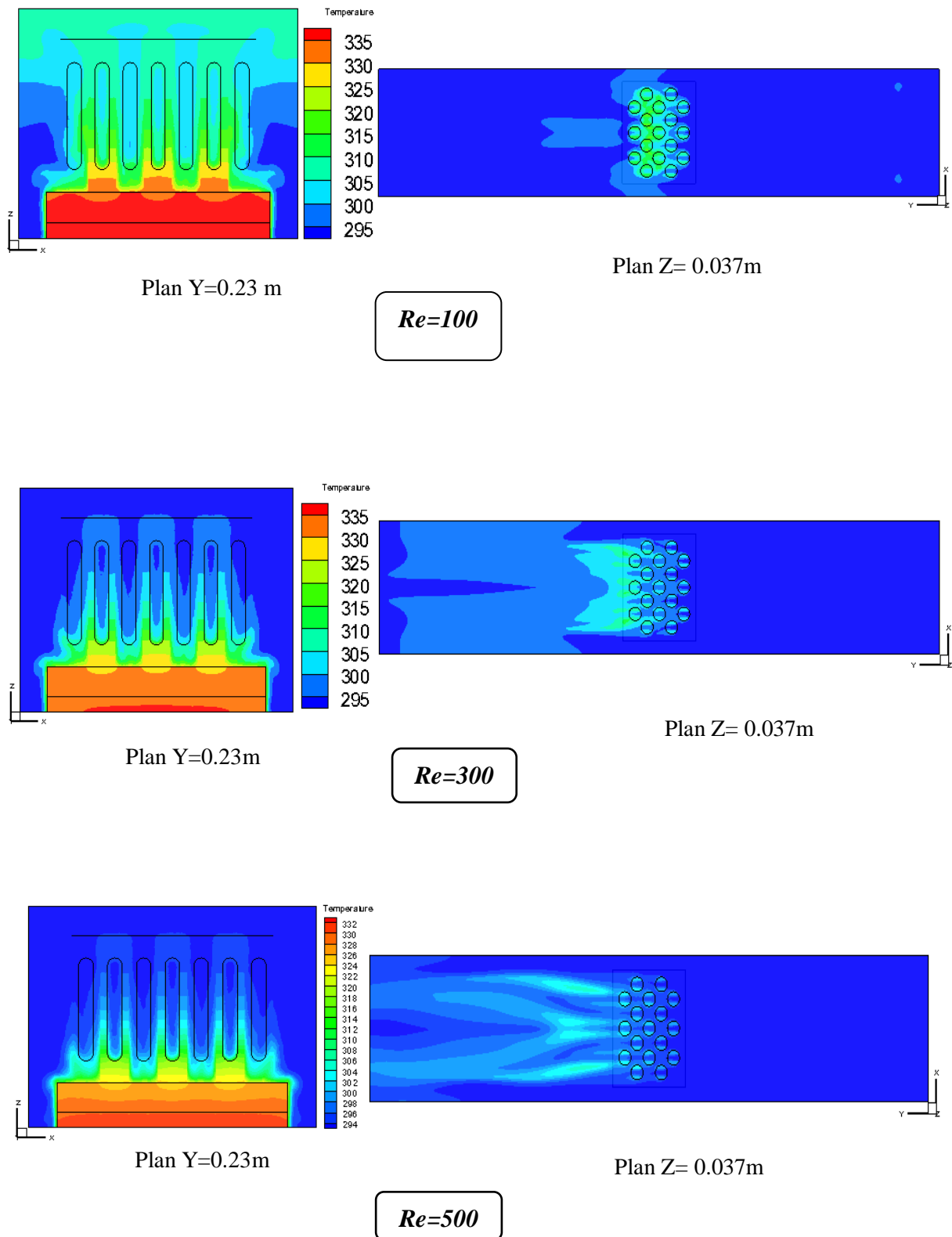


Fig IV .15 : *Vue isométrique des contours de température pour nanofluide (eau+ TiO₂) à différent nombre de Reynolds et $\phi=1\%$.*



. Fig IV .16 : contours de la température pour le nanofluide (eau+ TiO_2) à ailettes cylindriques perforées pour différent nombre de Reynolds et $\phi=1\%$.

IV.5.2.2 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques :

Les figure (IV.17) & (IV.18) montrent une série de résultats permettant de déterminer l'évolution du nombre de Nusselt respectivement des nanofluides (eau+ TiO₂) et (eau+Cu) en fonction du nombre de Reynolds et à différents fraction volumique $\phi=1\% - 10\%$. On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour les deux nanofluides étudiées.

Les figures (IV.19) représente la variation du nombre de Nusselt pour (l'eau+ TiO₂) et (l'eau+Cu) en fonction des fractions volumiques pour un nombre de Reynolds $Re=500$. On constate que le nombre de Nusselt pour le cas de (eau+TiO₂) diminue au début avec l'augmentation des fractions volumiques pour $1\% \leq \phi \leq 6\%$ puis augmente progressivement après avoir atteint une valeur minimale pour $\phi=6\%$. Le même profil remarqué pour (l'eau+Cu) , seulement le nombre de Nusselt atteint son minimum pour $\phi=5\%$.

Une comparaison du nombre de Nusselt pour l'eau et les deux nanofluides étudiés est représenté dans la figure (IV.20). On constate que l'eau+Cu donne le nombre de Nusselt le plus élevé suivi par eau+TiO₂ , et l'eau enregistre les plus faibles valeurs.

Alors on peut conclure que le nanofluide eau+Cu assure un meilleur échange convectif et par conséquent un bon refroidissement du système.

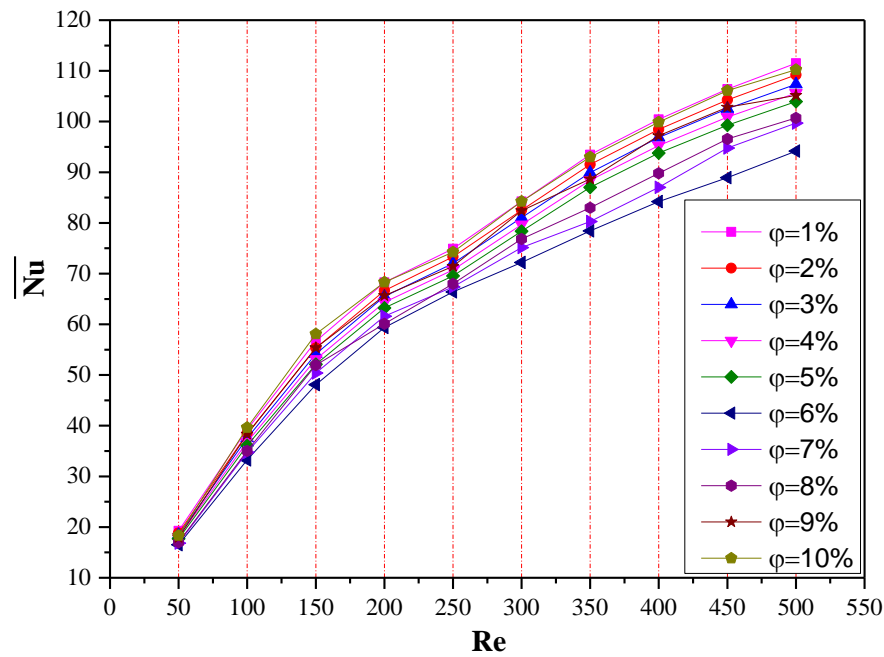


Fig. IV.17: variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques pour eau+TiO₂

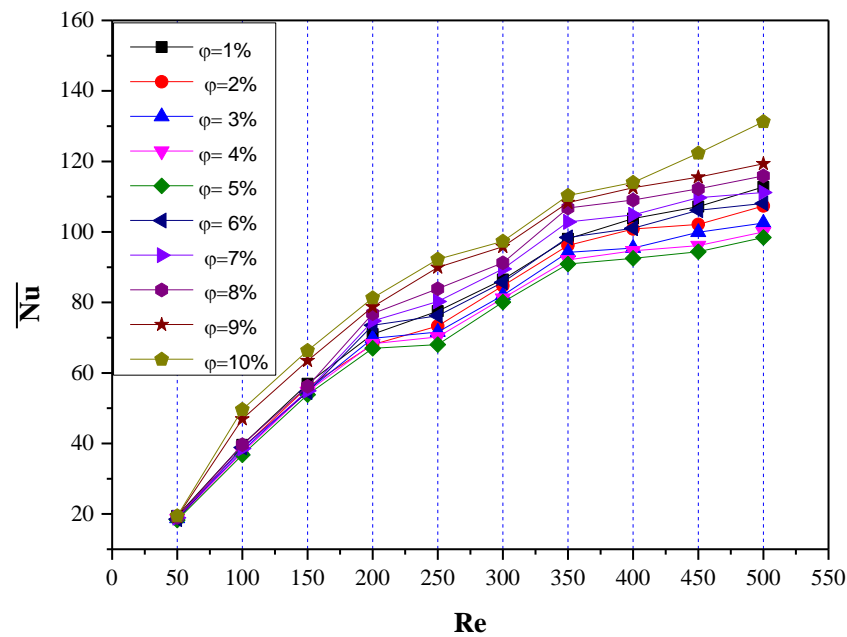


Fig. IV.18: la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds et les fractions volumiques pour eau+Cu.

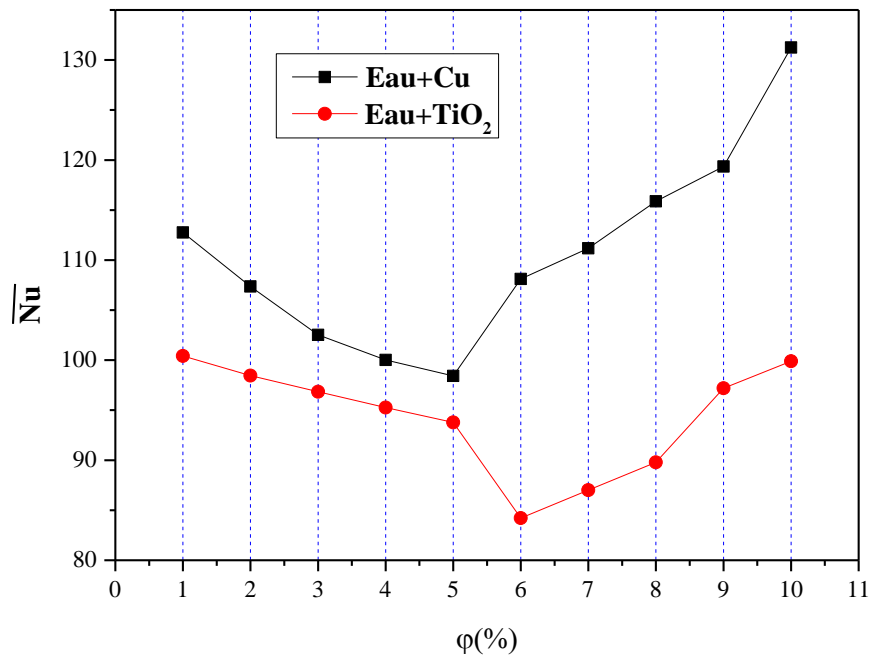


Fig. IV.19: comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des fractions volumiques des deux nanofluides : eau+Cu et eau +TiO₂ pour Re=500.

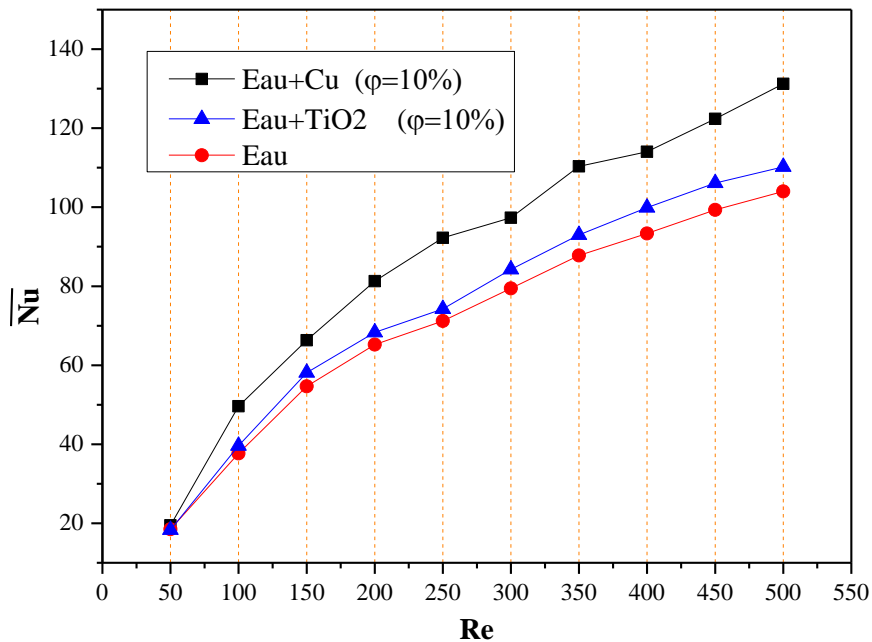


Fig. IV.20: comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds de l'eau et les deux nanofluides : eau+Cu et eau +TiO₂.

IV.5.2.3 Variation de la résistance thermique :

Les figures (IV.21) et (IV.22) montrent la variation de la résistance thermique respectivement pour les nanofluides eau+TiO₂ et eau+Cu en fonction de nombre de Reynolds à différents fraction volumique.

Pour les deux nanofluides étudiés, on remarque que la Résistance thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. On constate également une faible influence des fractions volumiques sur la résistance thermique.

On peut noter aussi que la résistance thermique de l'eau +Cu est légèrement inférieure à celle de l'eau+TiO₂.

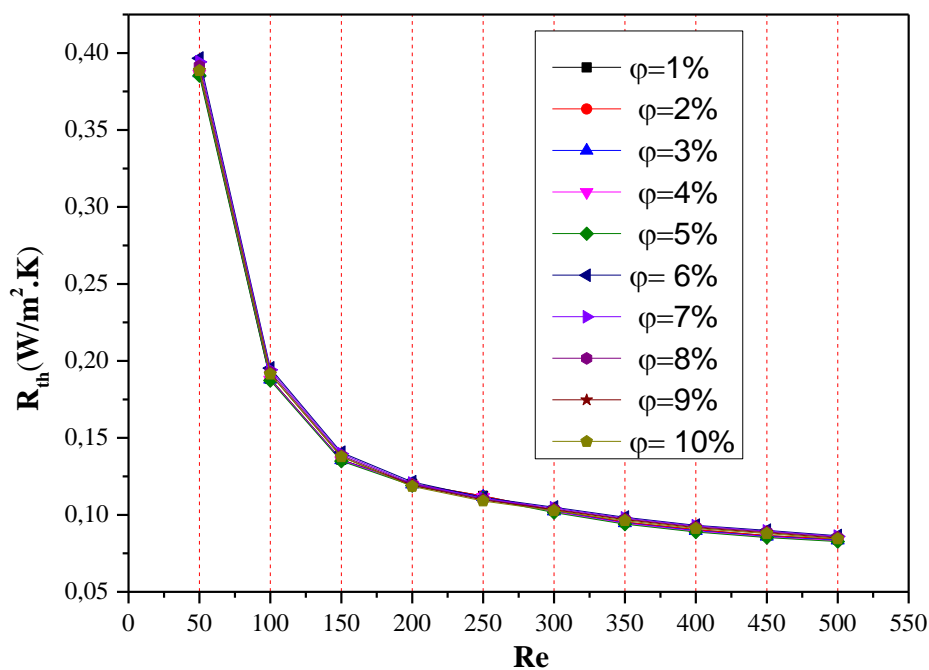


Fig IV .21 : la variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour eau +TiO₂.

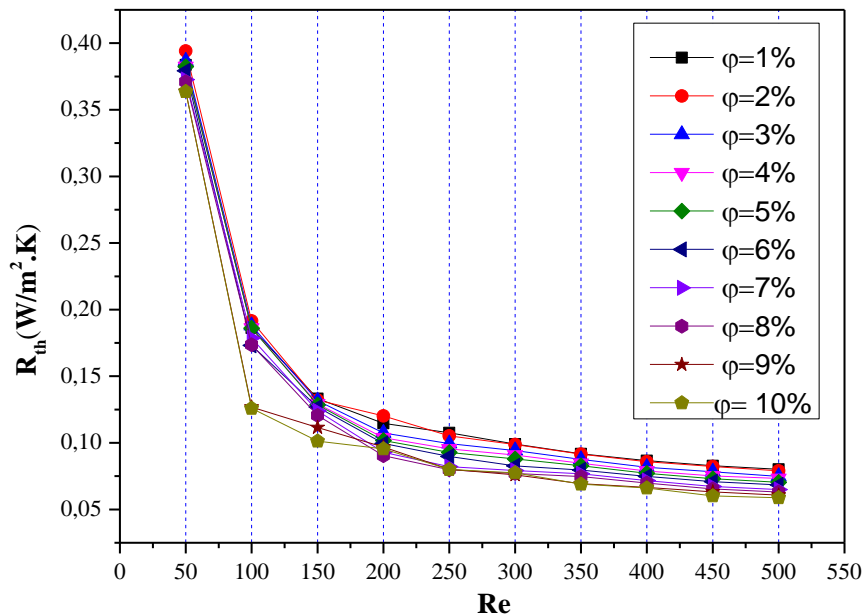


Fig IV .22 : la variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour eau+ Cu.

IV.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exposé les résultats numériques d'un écoulement avec transfert de chaleur dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques pleines et dans une nouvelle conception des ailettes cylindriques perforées pour le refroidissement d'un composant électronique (source de chaleur) en utilisant l'eau et les nanofluides eau+TiO₂ et eau+Cu.

Nos simulations numériques ont été réalisées pour une large variation des paramètres indépendants, tels le Reynolds $Re = 50-500$ et les fractions volumiques $\phi=1\%-10\%$.

Les résultats montrent que le champ de température de chaque ailette a été trouvé presque uniforme, un bon et un meilleur refroidissement sont obtenus lorsque le nombre de Reynolds augmente.

Nous avons constaté que les perforations permettent d'améliorer les performances thermiques du dissipateur de chaleur en termes du nombre de Nusselt. Les ailettes perforées avec les deux nanofluides utilisés ont le plus grand nombre de Nusselt en comparaison avec les autres valeurs de l'eau, et l'eau+Cu assure le meilleur refroidissement thermique.

Conclusion Générale

Dans ce mémoire nous avons présenté une étude numérique tridimensionnelle laminaire d'un écoulement avec transfert de chaleur dans un canal horizontal contenant un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques monté sur sa paroi inférieure rempli de l'un d'eau pur et les nanofluides (eau+TiO₂) et (eau+Cu) pour des différents nombres de Reynolds.

Les équations qui régissent l'écoulement sont les équations de continuité, de quantité du mouvement, et l'équation d'énergie, la méthode des volumes finis est utilisée pour la discrétisation des équations, cette méthode est adoptée par le code de calcul Fluent.

Après la conception de la géométrie en utilisant le logiciel Gambit, on a passé aux simulations numériques en régime stationnaire à l'aide du code commercialisé Fluent 6.3.26, les résultats de simulation sont présentés pour des nombres de Reynolds égaux à 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450 et 500 et pour des fractions volumiques $\phi=1\%$, 2%, 3%, 4%, 5%, 6%, 7%, 8%, 9%, 10%.

Les résultats obtenus montrent que la température du dissipateur diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour les différents cas étudiés, car si le nombre de Reynolds augmente la vitesse d'écoulement augmente, ce qui conduit à une meilleure évacuation de la chaleur à partir de la source de chaleur et par conséquent, une diminution de leurs températures.

Pour l'effet de la géométrie sur l'échange thermique on a constaté que la configuration du dissipateur de chaleur à ailettes perforées donne une meilleure évacuation de la chaleur et par conséquent un bon refroidissement du composant électronique pour les différents nombres de Reynolds.

Une comparaison du nombre de Nusselt pour l'eau et les deux nanofluides étudiés a montré que l'eau+Cu donne un nombre de Nusselt le plus élevé suivi par eau+TiO₂, et l'eau enregistre les plus faibles valeurs.

On peut conclure enfin, que les paramètres géométriques, et les propriétés thermophysiques du fluide de refroidissement ont une influence considérable sur le transfert de chaleur, et éventuellement sur le refroidissement du composant électronique.

Bibliographies

- [1] **LELEU René**, Transfert de chaleur, Dossier Technique de l'ingénieur, j1080 ,1992.
- [2] **Philippe MARTY**, Cours de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.
- [3] **Diane DUVAL**, Ailettes thermique, Institut National Des Sciences Appliquées de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur ,2013.
- [4] **S. SADDAM**, Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptiques creuse. Mémoire de Master Université de M'sila.2015.
- [5] fuuu.be/polytech/.../TP/MECAH300_NombresAdimensionnels.pdf
- [6] **RIBIERO João-Paulo**, Nanofluides pour les applications thermiques, Dossier Technique de l'ingénieur, nm5115, 2009.
- [7] **KHENTOUL MOUSSA**, étude numérique de la convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes, thèse de doctorat 3^{ème} cycle (LMD) en génie mécanique, option : génie thermique et énergétique, université de Constantine 2016.
- [8] **N. Hamraoui**, Etude numérique du transfert de chaleur dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard. Diplôme de master En Physique des fluides et des transferts, université de tunes 2013.
- [9] **J.C. Maxwell**. A Treatise on electricity and magnetism, Clarendon Press, U.K., 1891.
- [10] **R.L. Hamilton** and O.K. Crosser. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 1(3), 187-191, 1962.
- [11] **A. Einstein**. Investigations on the Theory of the Brownian Movement. Dover Publications, New York, 1956.
- [12] **H.C. Brinkman**. The viscosity of concentrated suspensions and solution. J. Chem.Phys., 20, 571–581, 1952.

[13] **B.C.Pak** and **Y.I.Cho**, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Exp. Heat Transfer* 11(1998) (2),pp.151-170.

[14] **B.C. Pak** and **Y.I. Cho**. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151–170,1998.

[15] **Y. Xuan** and **W. Roetzel**. Conception for heat transfer correlation of nanofluids. *International*

Résumé :

L'étude des processus de refroidissement suscite un très grand intérêt, plus particulièrement dans l'industrie électronique où la génération excessive de chaleur peut être la cause d'endommagement et de perte de matériel ou de système électronique utilisé. Améliorer le transfert convectif dans les dispositifs de refroidissement revient à intensifier l'échange thermique entre un fluide caloporteur et une surface chaude. On propose, dans ce travail, d'étudier l'écoulement convectif laminaire tridimensionnelle dans un dissipateur de chaleur dans deux cas : cas des ailettes pleines et celui des ailettes perforées pour l'eau et les nanofluides (eau+ TiO₂) et (eau+Cu) avec différentes fractions volumiques $\phi=1\%-10\%$ et des nombres de Reynolds $Re=50-500$.

Les résultats de simulation numérique sont obtenus avec le code CFD « FLUENT » basé sur la méthode des volumes finis, les simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'influence du nombre de Reynolds, la perforation dans les ailettes et le type de nanofluide sur le refroidissement du composant électronique.

Les résultats numériques indiquent que l'ajout des perforations dans les ailettes et l'addition des nanoparticules (TiO₂ et Cu) dans l'eau permet d'améliorer la performance de refroidissement du composant électronique.

Mots clés: Nanofluide, dissipateur de chaleur, ailettes perforées, convection thermique, CFD « FLUENT ».

الملخص:

تعتبر دراسة عمليات التبريد ذات أهمية كبيرة ، لا سيما في صناعة الأجهزة الإلكترونية حيث يمكن أن يكون توليد الحرارة المفرط سبباً للتلف وفقدان المعدات أو النظام الإلكتروني المستخدم. تحسين نقل الحمل الحراري في أجهزة التبريد يساوي تكثيف التبادل الحراري بين سائل التبريد والسطح الساخن. ويقترح في هذا العمل، لدراسة تدفق ثلاثي الأبعاد الصفحي الحمل الحراري في الزعانف الحرارة في كلتا الحالتين: حالة الزعانف صلبة وزعانف مثقبة للمياه و النانومائع (ماء + TiO₂) و (ماء + النحاس) مع كسور حجم مختلفة $\phi=1\%-10\%$ وأرقام رينولدز إعادة = 50-500.

ويتم الحصول على نتائج المحاكاة العددية مع رمز « FLUENT » CFD على أساس طريقة الحجم المحدودة، وقد أجريت عمليات المحاكاة العددية لدراسة تأثير عدد رينولدز، والثقوب في زعانف ونوع النانومائع على تبريد النظام الإلكتروني.

تشير النتائج العددية المحصل عليها إلى أن إضافة الثقوب في الزعانف وإضافة الجسيمات النانوية (Cu و TiO₂) في الماء يؤدي إلى تحسين أداء التبريد للجهاز الإلكتروني.

كلمات مفتاحية: النانومائع، الزعانف الحرارة، وزعانف مثقبة، الحمل الحراري، « FLUENT » CFD