

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

Étude numérique de la convection forcée
d'un nano-fluide entre deux plaques
parallèles munis des ailettes

Préparé par :

Mr Mansour azzam abdellah

Mr MERDJET Yahia Mohamed

Soutenu publiquement le : 29/ 09 / 2020, devant le jury composé de :

M. SASSI Ahmed	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. ABOSHIGHIBA Hichem	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. KHALDI Sabrina	Maître Assistante "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M KARAS Abdelkader	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicace

Dédicace

*À ma très chère mère,
À mon père,
À mes frères,
À mon ami BENAHMED Abdelillah
Et à tous qui me sont chers.*

MANSSOUR AZZEM Abdellah

Dédicace

*À ma défunte mère et père,
À mes frères et mes sœurs,
À mon ami TIRES HOUARI
Et à tous qui me sont chers.*

MERDJET YAHIA MOHAMED

Remerciement

Avant tout, nous remercions Dieu, le tout puissant, de nous avoir donné la force et la patience pour accomplir ce modeste travail.

*Qu'il nous soit permis d'exprimer notre reconnaissance à notre enseignant et promoteur, **Dr.karas Abdelkader** , pour avoir accepté de diriger ce travail. Nous le remercions également pour la confiance qu'il nous a témoignée. Qu'il veuille trouver ici notre estime, notre gratitude et notre respect, pour son aide précieuse et ses encouragements. Ses qualités humaines et morales nous ont aidées à mener à terme ce travail,*

*Notre profond respect va à notre enseignante, **Dr. SASSI Ahmed**, pour avoir accepté de présider le jury et d'apprécier la qualité de notre travail.*

*Nous tenons à remercier **Dr. ABOSHIGHIBA Hichem** et **Dr. KHALDI Sabrina**, pour avoir accepté de porter un jugement éclairé et d'examiner notre travail.*

Toute notre reconnaissance à tous ceux qui ont contribué de prêt ou de loin à la réalisation de notre mémoire.

Résumé

Résumé

Dans ce travail, une étude numérique de la convection forcée dans un canal horizontal, en utilisant un nano-fluide a été entreprise. Le canal contient deux ailettes conductrices sur ses parois chauffée et maintenue à une température constante T_c . Un nano-fluide est utilisé à partir de l'entrée du canal jusqu'à sa sortie pour évacuer la chaleur.

L'écoulement est turbulent en régime stationnaire et les fluides sont supposés incompressibles et newtoniens. La méthode des volumes finis a été utilisée à l'aide du code de calcul 'FLUENT 6.3.26' pour discrétiser les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les simulations numériques ont été réalisées pour différentes valeurs de la fraction volumique (0%, 3%, 6% et 9%).

Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'influence de différents paramètres de contrôle sur l'écoulement convectif notamment sur les profils de vitesse et de température totale.

Mots clés : convection forcée, canal horizontal, ailette, transfert de chaleur, nano-fluide.

Abstract

In this work, a numerical study of forced convection in a horizontal channel, using a nano-fluid was undertaken. The channel contains two conductive fins on its heated walls and maintained at a constant temperature T_c . A nanofluid is used from the entrance of the channel to its exit to dissipate the heat.

The flow is turbulent in a steady state and the fluids are assumed to be incompressible and Newtonian. The finite volume method was used using the 'FLUENT 6.3.26' calculation code to discretize the continuity, momentum and Energy. Numerical simulations were performed for different values of the volume fraction (0%, 3%, 6% and 9%).

The results obtained made it possible to highlight the influence of various control parameters on the convective flow in particular on the speed and temperature profiles.

Keywords : Forced convection, horizontal channel, fin, Heat transfer, Nanofluid.

المخلص

في هذا العمل، تم إجراء دراسة عددية للحمل القسري في قناة أفقية، باستخدام سائل نانوي. تحتوي القناة على زعانف موصلة على جدرانها الساخنة ويتم الحفاظ عليها عند درجة حرارة ثابتة Tc. يتم استخدام سائل نانوي من مدخل القناة إلى مخرجها لتبديد الحرارة.

يكون التدفق مضطربًا في حالة ثابتة ويفترض أن السوائل غير قابلة للضغط ونيوتونية. تم استخدام طريقة الحجم المحدود باستخدام كود الحساب "FLUENT 6.3.26" لتقدير معادلات الاستمرارية والزخم و

تم إجراء محاكاة عددية للطاقة لقيم مختلفة لكسر الحجم (0%، 3%، 6% و9%).

أتاحت النتائج التي تم الحصول عليها إبراز تأثير عوامل التحكم المختلفة على تدفق الحمل الحراري

على وجه الخصوص في ملامح السرعة ودرجة الحرارة.

الكلمات المفتاحية: الحمل القسري، القناة الأفقية، الزعنف، نقل الحرارة، المائع النانوي.

Sommaire

Sommaire

Dédicace	I
Remerciement	III
Résumé	V
Abstract	VI
المخلص.....	VII
Sommaire	IX
Liste des figures et des tableaux	XIII
Nomenclature	XVIII
Introduction générale	01
Chapitre I : Généralités et étude Bibliographique	
I.1 Introduction	04
I.2 Notions sur les transferts thermiques	05
I.2.1 Conduction	05
I.2.2 Rayonnement	06
I.2.3 Convection	06
I.2.3.2 La convection naturelle	07
I.2.3.3 La convection forcée	07
I.2.3.4 La convection Mixte	08
I.3 Régime d'écoulement	08
I.4 Les nombres adimensionnels	11
I.5 Généralités sur les nano-fluides	13
I.5.1 Définition	13
I.5.2 Nanoparticules et les fluides porteurs	14
I.5.3 Préparation des nano-fluides	15
I.5.4 Les avantages et les inconvénients des nano-fluides	16
I.6 Revue bibliographique	17
I.7 Conclusion	28
Chapitre II : Modelé mathématique	
II.1 Introduction	30
II.2 Objectif et position du problème	31
II.3 Propriétés thermo-physique des nano-fluides	32
II.3.1 Fraction volumique	32
II.3.2 Viscosité dynamique	32
II.3.3 La conductivité thermique (k)	33

II.3.4 Capacité calorifique	34
II.3.5 Masse volumique	34
II.4 Hypothèses simplificatrices	34
II.5 Equations gouvernantes	35
II.6 Formes adimensionnelles des équations	36
II.7 Conclusion	38

Chapitre III : Méthodes numériques et présentation de logiciel

III.1 Introduction	40
III.2 Méthodes des différences finies	41
III.3 Méthodes des éléments finis	41
III.4 Méthodes spectrales	41
III.5 Méthodes des volumes finis	41
III.6 Présentation du logiciel Gambit	42
III.6.1 Démarrage de Gambit	42
III.6.2 Construction de la géométrie	42
III.6.3 Maillage	46
III.6.4 Techniques générales de génération d'un maillage	47
III.6.5 Définition des frontières	48
III.6.6 Exportation du maillage	49
III.7 Présentation de Fluent	49
III.7.1 Importation de la géométrie	49
III.7.2 Vérification du maillage importé	50
III.7.3 Vérification de l'échelle	50
III.7.4 Choix du solveur	50
III.7.5 L'équation de l'énergie	51
III.7.6 Choix du modèle de turbulence	52
III.7.7 Définition des caractéristiques du fluide	52
III.7.8 Operating conditions	53
III.7.9 Conditions aux limites	54
III.7.10 Choix d'ordre des équations et l'algorithme	54
III.7.11 Initialisation	55
III.7.12 Choix des critères de convergence	55
III.7.13 Lancement du calcul	56
III.8 Conclusion	57

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV.1 Introduction	59
IV.2 Paramètres utilisés	60
IV.3 Effet du maillage	60
IV.4 Validation du model	63
IV.5 Etude dynamique	63
IV.5.1 Présentation des contours	63
IV.5.2 Présentation des profils	68
IV.6 Etude thermique	73
IV.6.1 Présentation des contours	73
IV.6.2 Présentation des profils	75
IV.9 Conclusion	80
Conclusion générale	82
Référence bibliographique.....	84

Liste des figures et des tableaux

Liste des figures

Chapitre I : Généralités et étude Bibliographique

Figure I-1	Principe de la conduction thermique	05
Figure I-2	les trois modes de transfert de chaleur	06
Figure I-3	Principe physique de la convection naturelle	07
Figure I-4	Schéma représentatif de la convection forcée	08
Figure I-5	Sous couche laminaire d'un écoulement turbulent	09
Figure I-6	Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude	17
Figure I-7	canal horizontal dont les parois sont soumises à un flux de chaleur	18
Figure I-8	Canal contenant un seul obstacle Chauffé.....	19
Figure I-9	Canal vertical ouvert avec cloison soumise à un écoulement avec pulsations	19
Figure I-10	modèle physique	20
Figure I-11	Schéma d'un tube incliné	21
Figure I-12	La configuration géométrique	21
Figure I-13	Schéma du problème considéré	22
Figure I-14	Canal incliné contenant une couche poreuse	23
Figure I-15	Schéma physique du modèle	23
Figure I-16	Schéma de la géométrie et les coordonnées du système	24
Figure I-17	Schéma du problème considéré	25
Figure I-18	Configuration géométrique	25
Figure I-19	Schéma d'un tube avec les conditions aux limites	26
Figure I-20	Schéma de la configuration.....	26
Figure I-21	(a) géométrie du micro canal (b) dimensions du micro canal	27
Figure I-22	La vue schématique dans un dissipateur de chaleur mini canal sous une convection forcée	28
Figure I-23	Schéma physique du domaine thermique	28

Chapitre II : Modelés mathématiques

Figure II-1	Schéma représentatif du problème	31
Figure II-2	Schéma représentatif des conditions aux limites	37

Chapitre III : Méthodes numériques et présentation de logiciel

Figure III-1	Lancement du Gambit	42
Figure III-2	Les opérations pour construire une géométrie.....	43
Figure III-3	Les opérations pour construire une géométrie.....	44
Figure III-4	Les opérations pour construire une géométrie.....	44
Figure III-5	Les opérations pour construire une géométrie.....	45

Figure III-6	Maillage structuré et non structuré	47
Figure III-7	Le maillage de notre étude	47
Figure III-8	Définition des frontières	48
Figure III-9	Exportation du maillage	49
Figure III-10	Importation de la géométrie.....	49
Figure III-11	Vérification du maillage.....	50
Figure III-12	Vérification des unités	50
Figure III-13	Choix du solveur	51
Figure III-14	Equation de l'énergie	51
Figure III-15	Choix du modèle de turbulence.....	52
Figure III-16	Définition des caractéristiques du fluide.....	53
Figure III-17	Choix de la pression de référence.....	53
Figure III-18	Valeurs des conditions aux limites.....	54
Figure III-19	Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	54
Figure III-20	Initialisation du calcul.....	55
Figure III-21	Choix des critères de convergence.....	56
Figure III-22	Choix du nombre des itérations.....	56
Figure III-23	La convergence de la solution.....	57

Chapitre IV : Résultats et Discussions

Figure IV-1	Influence de la taille du maillage sur les vitesses maximales.....	61
Figure IV-2	Influence de la taille du maillage sur la température maximale.....	61
Figure IV-3	Détails du maillage utilisé.....	62
Figure IV-4	Comparaison des profils de vitesse numériques et expérimentaux après la deuxième plaque de chicane, près de la sortie du canal.....	63
Figure IV-5	Contour de la pression dynamique [Pa] pour différents valeurs de fraction volumique	65
Figure IV-6	Contour de lignes d'énergie cinétique k [m^2/s^2] pour différents valeurs de fraction volumique.....	66
Figure IV-7	Conteur de la vitesse suivant X pour différents valeurs de fraction volumique.....	67
Figure IV-8	Différentes sections choisies	68
Figure IV-9	Profil de la pression dynamique pour différents valeurs de fraction volumique. (y=0m).....	69
Figure IV-10	Profil de coefficient de pression pour différents valeurs de fraction volumique. (x=0.255m).....	70
Figure IV-11	Profil de la vitesse totale en amont de la première chicane pour $\varphi=6\%$ et (x=0.159m).....	71
Figure IV-12	Profil de la vitesse totale en aval de la première chicane pour $\varphi=6\%$ et (x=0.255m).	71

Figure IV-13	Profil de la vitesse totale en amont de la deuxième chicane pour $\varphi=6\%$ et $(x=0.345m)$	72
Figure IV-14	Profil de la vitesse totale en aval de la deuxième chicane pour $\varphi=6\%$ et $(x=0.525m)$	73
Figure IV-15	Contour de température totale pour différents valeurs de fraction volumique.....	75
Figure IV-16	Profil de température totale pour différents valeurs de fraction volumique et $(y=0m)$	76
Figure IV-17	Profil du nombre de Nusselt Nu pour différentes valeurs de φ (paroi inférieur).....	77
Figure IV-18	Profil du nombre de Nusselt Nu pour différentes valeurs de φ (paroi supérieur).....	77
Figure IV-19	Profil de la vitesse totale en amont de la première chicane différentes valeurs de φ et $(x=0.159m)$	78
Figure IV-20	Profil de la vitesse totale en aval de la première chicane différentes valeurs de φ et $(x=0.255m)$	79
Figure IV-21	Profil de la vitesse totale en amont de la deuxième chicane différentes valeurs de φ et $(x=0.345m)$	79
Figure IV-21	Profil de la vitesse totale en aval de la deuxième chicane différentes valeurs de φ et $(x=0.525m)$	80

Liste des tableaux

Tableau I.1	Les propriétés thermo-physiques de différents matériaux	15
Tableau II.1	Conditions aux limites dimensionnelles	36
Tableau IV.1	Les propriétés physiques du nano-fluide (eau+Cuivre) avec différentes fractions volumiques	59
Tableau IV.2	Influence de la taille du maillage sur la température et les vitesses maximales.....	60
Tableau IV.3	Influence de la fraction volumique sur la vitesse totale.....	68

Liste des abréviations et Nomenclature

Nomenclature

Nomenclature

C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg.K]
F_i	Force suivant la direction i par unité de volume	[N.m ⁻³]
g	Accélération de la pesanteur	[m.s ⁻²]
H	Hauteur du canal	[m]
w	Dimensions d'ailettes	[m]
i, j	Indices	[-]
K	Energie cinétique turbulent	[m ² /s ²]
δ	épaisseur des ailettes	[m]
L	Longueur entre l'entrée du canal et les ailettes	[m]
L_1	longueur entre l'entrée du canal et la première ailette	[m]
L_2	l'espacement entre l'ailette et la chicane	[m]
L_3	longueur entre la sortie et la deuxième chicane	[m]
D_H	diamètre hydraulique	[m]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
P_0	Pression atmosphérique	[Pa]
P	Pression	[Pa]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Gr	Nombre de Grashof	[-]
Re	: Nombre de Reynolds	[-]
Ri	: Nombre de Richardson	[-]
T_0	Température ambiante	[K]
θ	Température adimensionnelle	[-]
t	Temps dimensionnel	[s]
u, v	: Composantes de la vitesse dimensionnelle	[m.s ⁻¹]

Nomenclature

U	<i>la vitesse de l'écoulement</i>	$[m.s^{-1}]$
α	<i>Diffusivité thermique</i>	$[m^2.s^{-1}]$
β	<i>Coefficient d'expansion</i>	$[K^{-1}]$
φ	<i>Fraction volumique</i>	$[-]$
$\mu:$	<i>Viscosité dynamique</i>	$[kg.m^{-1}.s^{-1}]$
ν	<i>Viscosité cinématique</i>	$[m^2.s^{-1}]$
ρ	<i>Masse volumique</i>	$[kg.m^{-3}]$
ΔT	<i>Différence de température</i>	$[K]$
Γ	<i>Coefficient de diffusivité</i>	$[-]$

Introduction Générale

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. (O.Sabrina et al ,2018)

La convection consiste en la transmission de l'énergie par le mouvement et par le déplacement macroscopique d'un fluide d'une région à autre. Ce mode est accompagné par le transfert d'énergie due au mouvement moléculaire. On a deux types de convection :

la **convection naturelle (convection libre)** et **convection forcée** ; la convection naturelle c'est les particules sont en mouvement à cause aux différence de température qui sont imposée au fluide, cette différence de température provoque une différence de masse volumique (déplacement des particules dilatation), exemple (chauffage de l'eau dans un récipient), la convection forcée où le mouvement des particules résulte de la pression appliquée au fluide par des moyens mécaniques (d'une pompe) par exemple.(Y.Boubaker et al ,2019)

Les fluides dit pures tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol sont fréquemment rencontrés dans les applications industrielles (système de refroidissement, micro-électronique, etc.), mais ne dispose que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins. L'idée est alors d'accroître les transferts de chaleur en introduisant dans ces fluides une faible concentration de particules de taille nanométrique de telle sorte que la conductivité thermique effective du mélange soit augmentée. Le terme nano-fluide a alors été introduit par (Choi S.U.S. Choi ,1995) et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale. Rappelons que les nano-fluides sont des solutions colloïdales dont la taille des particules solides dispersées est de l'ordre du nanomètre (10⁹m).

A très faible concentration, certaines de ces solutions se sont révélées très efficaces pour améliorer, sous certaines conditions les transferts de chaleur. Le transfert de chaleur dans un nano-fluide dépend à la fois des propriétés thermo physiques de la phase solide et de la phase liquide. (T.Hamou et al ,2012).

Après une introduction générale qui présente l'importance de l'utilisation des nano-fluides dans l'étude des transferts de chaleur par convection, le premier chapitre est consacré à des généralités sur les transferts thermiques et sur les nano-fluides, ainsi qu'une revue bibliographique concernant quelques travaux antérieurs ayant étudié le transfert de chaleur par convection mixte, forcée et naturelle en utilisant un nano-fluide.

Le deuxième chapitre consiste en la présentation de la configuration géométrique étudiée (modèle physique), le modèle mathématique contenant les équations gouvernant ce type d'écoulement et de transfert de chaleur ainsi que les conditions aux limites associées.

Le troisième chapitre contient une présentation du logiciel Gambit ainsi que, celle du code de calcul (Fluent) que nous avons utilisé pour la résolution numérique du problème. La procédure de résolution est aussi présentée.

Dans le dernier chapitre, et la partie plus importante de ce mémoire. Elle comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus dans la configuration étudiée.

Finalement, nous terminons avec une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus de cette étude.

Chapitre I : Généralités et étude Bibliographique

I.1 Introduction :

Un transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique ou diffusion thermique.
- La convection.
- Le rayonnement thermique.

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide. (KLALECHE S et al, 2015).

L'efficacité d'un processus de transfert thermique est généralement limitée par les propriétés thermo-physiques des fluides utilisés. La miniaturisation de nombreuses applications est conditionnée par la possibilité d'évacuer de façon efficace les puissances thermiques dissipées au sein des appareillages. Le considérable récent développement des recherches traitant des nano-fluides est dû au fait qu'il est possible, pour certaines applications, d'accroître de façon non négligeable les transferts de chaleur en introduisant dans un fluide pure une faible concentration de nanoparticules. Cette nouvelle génération de fluides porte le nom de "Nano-fluides ". Ce terme a été introduit par Choi (Sarit K et al ,2007) au laboratoire d'Argonne en U.S American 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale.

Ce chapitre comporte une étude descriptive des trois modes de transmission de chaleur ainsi que, des généralités sur les nano-fluides, leur composition, leurs méthodes de synthèse et leurs Les avantages et les inconvénients.

I.2 Notions sur les transferts thermiques :

Le transfert de chaleur est le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux aux températures différentes. Il a fallu longtemps pour que l'on puisse distinguer les divers types des échanges thermiques et les classer en trois modes de transfert. Ces derniers sont illustrés par la figure I.1. (DJAOUH H , 2015).

I.2.1 Conduction :

Ce transport de chaleur se produit au sein d'une même phase au repos ou mobile, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. C'est donc un mécanisme microscopique. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque. Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides que sont les gaz et les liquides, la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction (Philippe MARTY, 2013 et DJAOUH Houa et al, 2015).

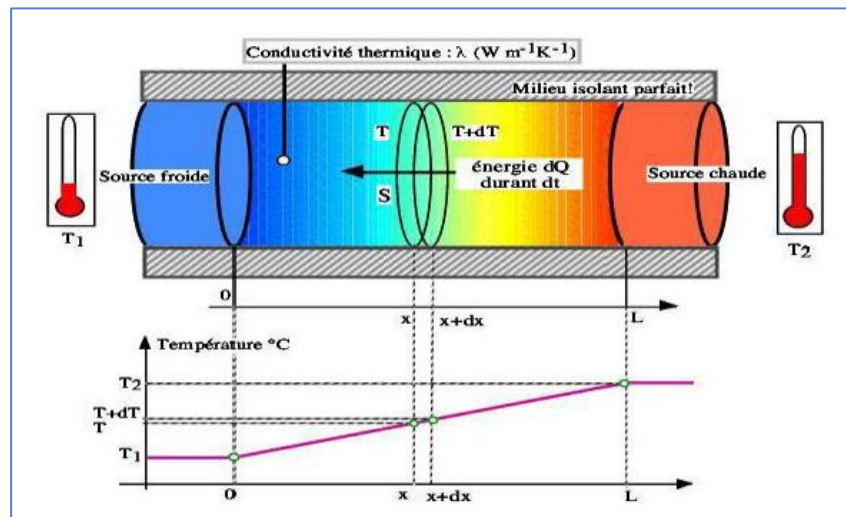


Figure I- 1 : Principe de la conduction thermique. (KEDJAR.K et al, 2014).

I.2.2 Rayonnement :

Le transfert d'énergie par rayonnement, contrairement aux deux précédents, ne nécessite pas de milieu matériel. Le transport se fait par des ondes électromagnétiques. Le corps chaud émet des photons, donc une onde qui est absorbée par le corps froid et transformée en chaleur. Un exemple typique de ce mode de transfert est le chauffage de la Terre par la lumière solaire. (KEDJAR.K et al, 2014).

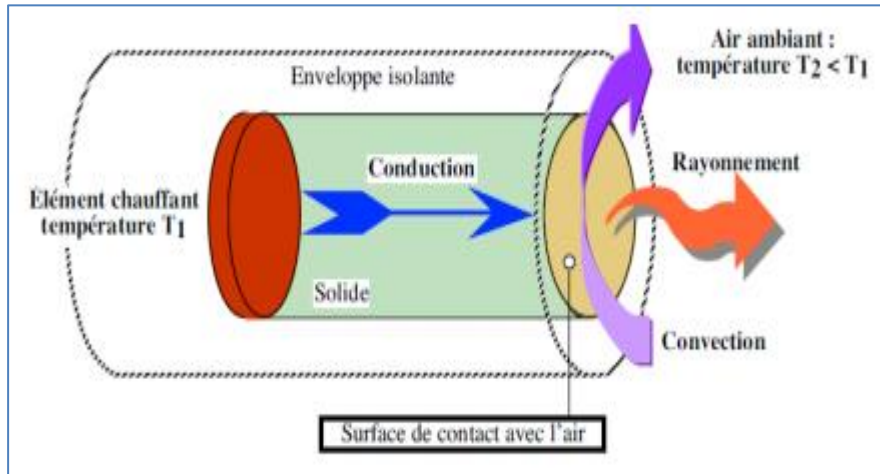


Figure I- 2 : les trois modes de transfert de chaleur. (KEDJAR.K et al, 2014).

I.2.3 Convection :

I.2.3.1 Définition :

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement. Un solide baignant dans un fluide en mouvement. Si le solide et le fluide ne sont pas à la même température provoque, de la chaleur est échangée entre le solide et les particules fluides qui sont à son contact. Cet échange se fait par conduction. (R. Giblin , 1974). Mais la particule de fluide, dès qu'elle a échangé de la chaleur, se déplace et est remplacée, au contact du solide, par une autre particule. Par ailleurs, la particule fluide initiale rencontre, au cours de son déplacement, d'autres particules fluides avec lesquelles elle échange de la chaleur par conduction. Le mécanisme élémentaire de transfert de chaleur est la conduction thermique mais le phénomène global, qui est la convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction avec les mouvements du fluide qui obéissent à des lois spécifiques. (R. Giblin , 1974).

Trois types de convection sont généralement distingués :

I.2.3.2 La convection naturelle :

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide (Yousfi Boubaker et al 2019) ;

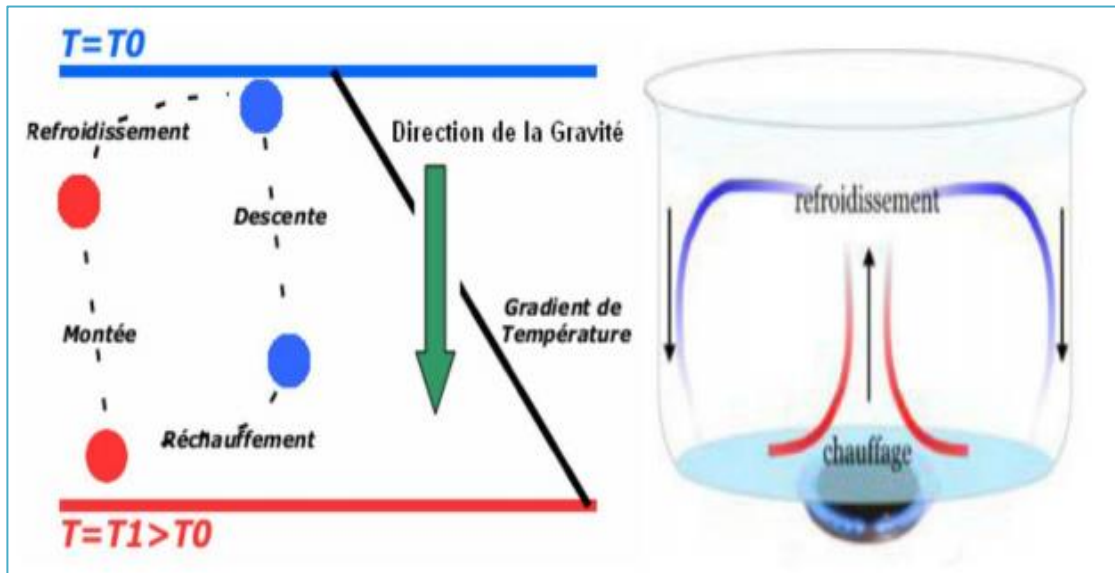


Figure I- 3 : Principe physique de la convection naturelle (Yousfi Boubaker et al 2019).

I.2.3.3 La convection forcée :

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

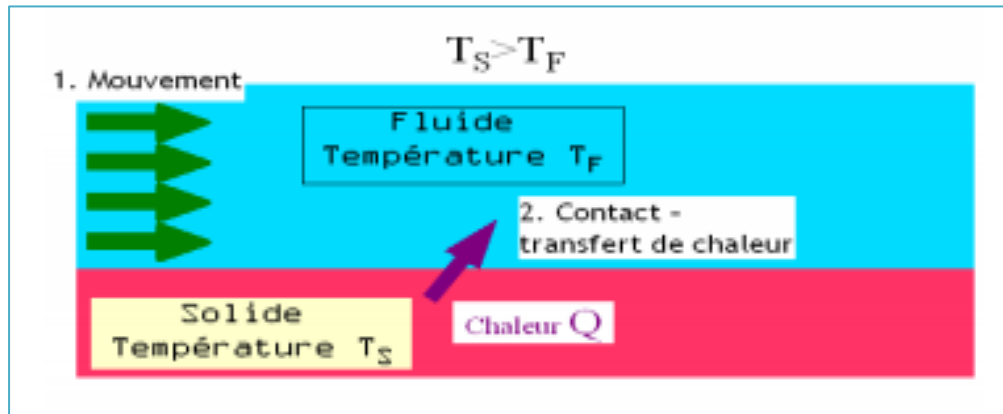


Figure I- 4 : Schéma représentatif de la convection forcée.

I.2.3.4 La convection Mixte :

Il existe, comme précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. (ZITOUNE Mounir et al ,2014).

I.3 Régime d'écoulement :

L'écoulement d'un fluide, peut se produire de deux façons différentes, selon les conditions locales de vitesse. En effet, depuis très longtemps, on a observé qu'à faible vitesse, l'écoulement se faisait de telle façon qu'en régime permanent, les lignes de courant sont stables et ne se mélangent pas. Dans cet écoulement, appelé *laminaire*, les couches fluides glissent les unes sur les autres et il n'y a pas de transfert de particules d'un filet fluide à un autre. Par ailleurs, lorsque la vitesse croît, les filets fluides paraissent osciller et vibrer, puis ils perdent leur identité propre. Dans ce régime, appelé *turbulent*, les particules oscillent rapidement autour de leur trajectoire.

Écoulement laminaire :

Dans ce type d'écoulement les fluides ne se mélangent pas et la trajectoire de chaque particule de fluide est parallèle aux autres. Dans ce cas le transfert thermique s'effectue par conduction entre les différentes couches.

Conditions d'existence :

Comme on l'a vu précédemment, le régime laminaire existe pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds, c'est-à-dire :

- Si le fluide est très visqueux ;
- Si les vitesses sont faibles ;
- Si les dimensions sont petites.

Ces conditions sont peu fréquentes dans l'hydraulique classique et on ne les rencontre guère que dans les domaines de la lubrification, et des écoulements en milieux poreux. (SALHI. F, 2015).

- **En régime turbulent** : l'écoulement n'est pas unidirectionnel

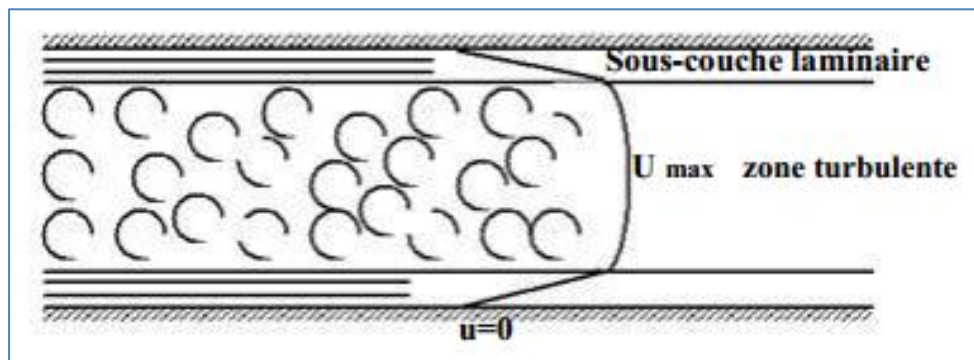


Figure I- 5 : Sous couche laminaire d'un écoulement turbulent.

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable. Par rapport à la convection. (Yousfi Boubaker et al 2019).

Expression du Flux de Chaleur :

On considère que la résistance thermique R ($m^2.C/W$) est équivalente à celle que le flux de chaleur rencontrerait en conduction à travers une paroi dont l'épaisseur serait celle du film laminaire et qui a les mêmes caractéristiques thermiques que le fluide soit :

$$R = \frac{e}{\lambda} \quad (I.1)$$

Avec :

e : épaisseur du film laminaire (m).

λ : Conductivité thermique du fluide ($w /m.C$).

Rigoureusement, le flux de chaleur par unité de surface s'écrit :

$$\phi = \frac{e}{\lambda} (T_p - T_i) \quad (\text{I.2})$$

Où T_i est la température à la limite du film laminaire. Pour un régime thermique bien établi, on peut considérer en première approximation que par suite des courants de convection la masse fluide au-delà du film laminaire est à une température constante et prendre comme loi de la densité de flux de chaleur (en (W.m^{-2})) la relation :

$$\phi = \frac{e}{\lambda} (T_p - T_\infty) \quad (\text{I.3})$$

Avec : T_∞ : Température du fluide loin de la paroi ($^\circ\text{C}$).

Loi de Newton. Valeur du coefficient de transfert :

Cette loi simple présente néanmoins une énorme difficulté dans son application puisque l'on ne connaît pas l'épaisseur e du film laminaire. C'est ce qui amène à définir un coefficient de transfert superficiel ou coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{Wm}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) par (MOUSSOUS Hamza et al, 2012) :

$$h = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{I.4})$$

Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quel que soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur $\phi(\text{W})$ est donné par la relation dite loi de :

$$\phi = h.S.\Delta T \quad (\text{I.5})$$

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer h qui dépend d'un nombre important de paramètres : caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la température, de la forme de la surface d'échange, ...

Valeurs de h :

Pour estimer la valeur du coefficient d'échange, il existe deux méthodes :

Soit on calcule (analytiquement ou par une méthode numérique) h à partir d'une expression existante de h . - soit on trouve h expérimentalement. Dans ce cas on cherche à tracer le nombre de Nusselt en fonction de Re

Nu sous la forme d'un produit de nombres sans dimensions : $Nu = C.Re^n . pr^m$

On trouve dans la littérature des tables exprimant ces relations. Le but des expériences est de fournir des formules approchées (dites empiriques) ou de déterminer h par des expériences et de tabuler les résultats. Ensuite, on peut faire des calculs simplifiés en veillant à ce que les hypothèses posées pour établir l'expression de h soient à peu près respectées. (Pour la lecture des tables de coefficients h il faudra faire très attention aux températures de référence, car h dépend de la température !). (TALBI Hamou et al, 2012).

I.4 Les nombres adimensionnels :

Lorsqu'une étude de transfert de chaleur, faisant intervenir le phénomène de convection, est à réaliser, il est important de prédire le type de régime d'écoulement dans lequel nous nous trouvons : La convection peut être libre ou forcée et l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Dans ce but, ont été définies des grandeurs sans dimensions :

(R.Giblin , 1974-M. Daguinet , 1985) Le rapport Gr/Re^2 détermine le type de régime de convection :

$$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \quad \text{La convection libre est prépondérante.}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \quad \text{La convection forcée est prédominante.}$$

Sinon, le régime est mixte et dans ce cas, la modélisation devient complexe. Il est alors nécessaire de procéder à des expérimentations à l'aide de prototypes (ou par calculs numériques).

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{UD}{\nu} = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (I.6)$$

Avec :

μ : Viscosité du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide.

D : Dimension caractéristique.

U : Vitesse du fluide.

Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité. (R.Giblin , 1974-M. Daguenet , 1985 et J.F. Sacadura , 1982).

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélation mathématiques $Nu = f(Re, Pr)$ qui permettent de calculer h_c par :

$$h_c = Nu \frac{\lambda}{L} \quad (I.7)$$

Le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta L^3 \Delta T}{\mu^2} \quad (I.8)$$

Avec :

β : Coefficient d'expansion thermique.

T : Différence de températures entre la surface du solide et la surface libre du fluide.

L: Longueur caractéristique.

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité. (M. Daguenet , 1985).

Le nombre de Prandtl :

$$pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (I.9)$$

λ : Conductivité thermique du milieu ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$).

μ : viscosité dynamique en (PI).

Cp : chaleur massique en (J/kg.k).

Ce nombre représente le rapport de la diffusivité mécanique ν à la diffusivité thermique. UN fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice-versa.

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (I.10)$$

Avec : D :
 D est une dimension caractéristique. Ce nombre exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, λ ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers λ , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique D et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h. Tout comme pour h, on définit un nombre de Nusselt moyen Nu et un nombre de Nusselt local. [Tlemcen] Re : le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide. Pr : le nombre de Prandtl caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi. Nu : le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi. (J.F. Sacadura , 1982).

Convection forcée :

La relation générale pour la convection forcée est $Nu = f(Re.Pr)$. Le nombre du Nusselt obéit à la relation suivante :

$$Nu = c.Re^n .pr^m \quad (I.11)$$

Où **c**, **n** et **m** sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du problème et du fluide.

I.5 Généralités sur les nano-fluides :

I.5.1 Définition :

Les nano-fluides 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. (Ould Amer Nassira et al ,2018).

I.5.2 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. (RIBIERO João-Paulo, 2009 et Ouadah Sabrina et al, 2018).

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nano-fluides 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.
- La silicone, Si.
- Le dioxyde de titane TiO_2 (khentoul moussa , 2016).

Les liquides de base les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène glycol, EG.
- Les huiles.
- Le Toluène. (khentoul moussa , 2016).

Tableau I.1 : Les propriétés thermo-physiques de différents matériaux (Mouassi Ammar, 2012) :

	Nanoparticules et fluide de base	k (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	μ (Pa.s)
Métallique (solides)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80,2	7870	447	
	Ni	90,7	8900	444	
	Au	317	19,300	129	
	Ag	429	10,500	235	
	C (diamant)	2300	3500	509	
Oxyde Métallique (solides)	SiO ₂	1,38	2220	745	
	TiO ₂	8,4	4157	710	
	Al ₂ O ₃	36	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquide non Métalliques	L'eau	0,600	998.2	4183	0,0001003
	Ethylène- glycol (EG)	0,252	1111.4	2349	0,0157

I.5.3 Préparation des nano-fluides

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. (Ouadah Sabrina et al.2018).

Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nano-fluide :

- En une étape : vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de sa vapeur dans le liquide.
- En deux étapes : d'abord la fabrication d'une nano poudre sèche, puis mélange et dispersion de celle-ci dans le liquide.

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 certaines ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé, notamment les méthodes en une étape. (Ouah Sabrina et al.2018 et khentoul moussa, 2016).

I.5.4 Les avantages et les inconvénients des nano-fluides :

Les avantages des nano-fluides :

Il est indéniable qu'un bon nano-fluide apporte un coup de pouce à l'efficacité d'un système de refroidissement liquide quelconque sans avoir plus de bruit et sans consommer plus. Au contraire, l'efficacité générale étant améliorée, on peut penser à réduire la ventilation ou à prendre une pompe moins puissante, tout en gardant un niveau de performance identique si le silence de fonctionnement est la priorité. Cependant les nano-fluides offrent les avantages suivants :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Volume réduit par rapport au liquide pur pour obtenir une équivalence d'intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux fluides conventionnelles, 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.
- **Les inconvénients des nano-fluides :**

On a vu que l'érosion des surfaces et la sédimentation sont des effets que l'on peut négliger avec un nano-fluide. La corrosion reste un point à vérifier, mais si on le choisit bien en prenant quelque chose d'inerte ou en l'adaptant à son circuit, alors il n'y aura aucun souci. Mais il présente pas mal d'inconvénients tels que :

- Le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- Le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.

- Instabilité des nanoparticules (dispersion).
- Chute de pression accrue lors du pompage.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production.

I.6 Revue bibliographique :

Dans la littérature on trouve un nombre important de recherches et d'investigations réalisées sur la convection libre, forcée et mixte dans différentes géométries et en présence d'un nano-fluide, parmi ces études on citera celle d' [Habchi et Acharya \[1986\]](#).

Ont fait une investigation numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical (Fig. I.6), contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffée, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée aussi (deux cas). Les résultats indiquent qu'à de faibles valeurs du nombre Richardson, le maximum de la vitesse se trouve à proximité de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente. Un écoulement inverse est prédit derrière l'obstacle, où les variations de température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque Ri diminue. Derrière cet obstacle, le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre Grashof augmente. Pour les deux cas, les nombres de Nusselt moyens sont plus petits que ceux dans un conduit lisse.

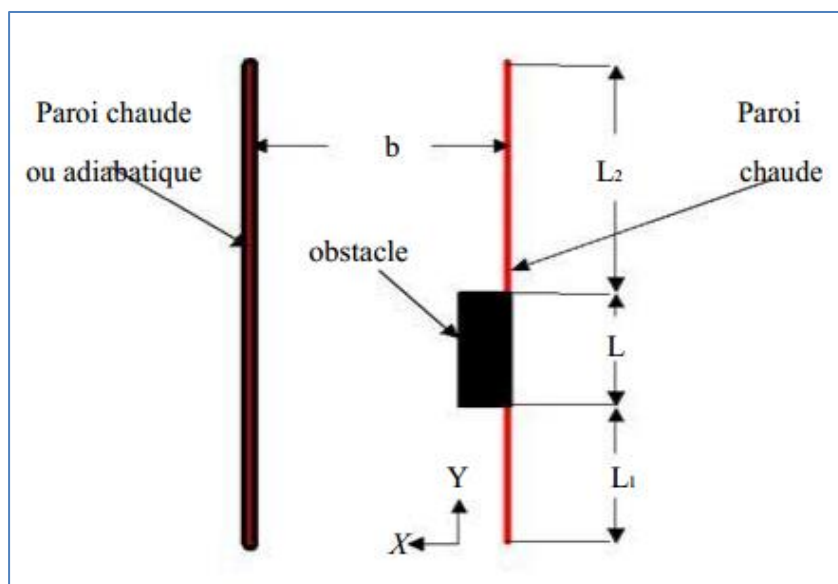


Figure I-6 : Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude.

[O.MANCA et al \[2012\]](#). Qui ont effectué une étude numérique de la convection forcée en utilisant un nano-fluide composé d'eau et de nanoparticules (Al_2O_3) dans un canal

horizontal (figure I.7). Un flux de chaleur uniforme est appliqué sur les parois externes, les propriétés du fluide sont considérées constantes avec sa température. La taille des particules est égale à 38 nm et la fraction volumique des nanoparticules varie entre 0% et 4%. Ils ont trouvé que le taux de transfert de chaleur s'améliore en augmentant le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules, mais en contrepartie, ceci engendre l'augmentation de la puissance de pompage requise.

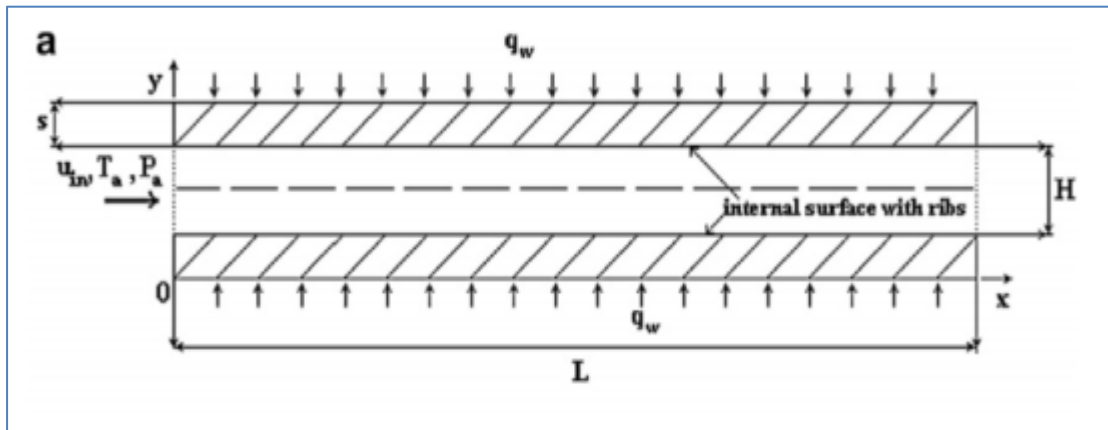


Figure I- 7 : canal horizontal dont les parois sont soumises à un flux de chaleur.

La convection forcée interne en régime laminaire utilisant un nano-fluide, a été étudiée expérimentalement par **T. L. Bergman [2009]**, dans un tube circulaire qui transmet un flux de chaleur constant ($q = 20 \text{ kW/m}^2$) avec une valeur analytique du nombre de Nusselt spécifié ($NU_D = 4,36$). Il a été montré que le nano-fluide est caractérisé par une conductivité thermique élevée et par une chaleur spécifique faible pourrait augmenter le transfert de chaleur dans une application, mais le même nano-fluide serait un mauvais choix pour une utilisation dans une autre application.

Young et Vafai [1998]. Ont fait une investigation numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal muni d'obstacles chauffés et montés sur sa paroi inférieure (figure I.8). Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

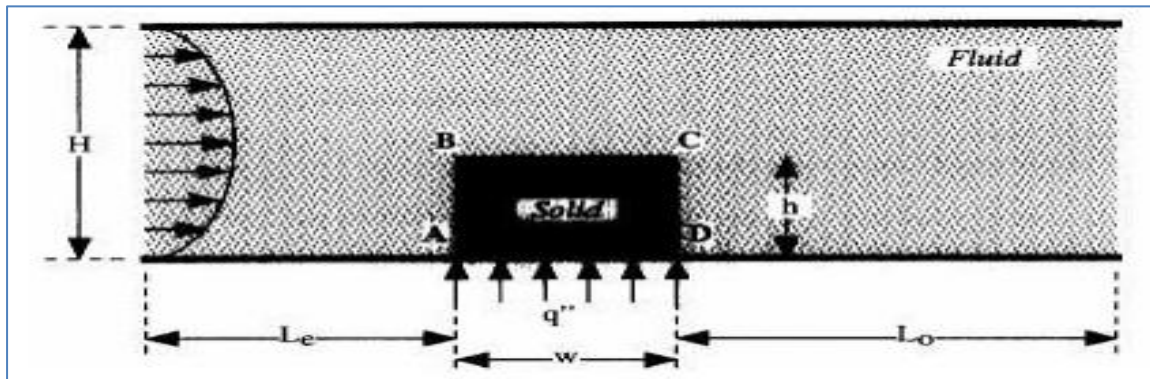


Figure I- 8 : Canal contenant un seul obstacle Chauffé.

Chang et shian [2005]. On fait une investigation numérique dans l'intention d'étudier les effets d'une cloison horizontale sur les caractéristiques de transfert de chaleur en convection mixte avec écoulement pulsatoire, dans un canal ouvert (Figure I.9). Les influences des fréquences de pulsation, de la magnitude du nombre de Prandtl et de la position de la cloison pour différents nombres de Richardson Ri sont explorées. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est meilleur lorsqu'on utilise une cloison et l'écoulement pulsatoire. Le nombre de Nusselt moyen augmente pour de grandes valeurs du nombre de Reynolds, de la magnitude des pulsations et du nombre de Prandtl.

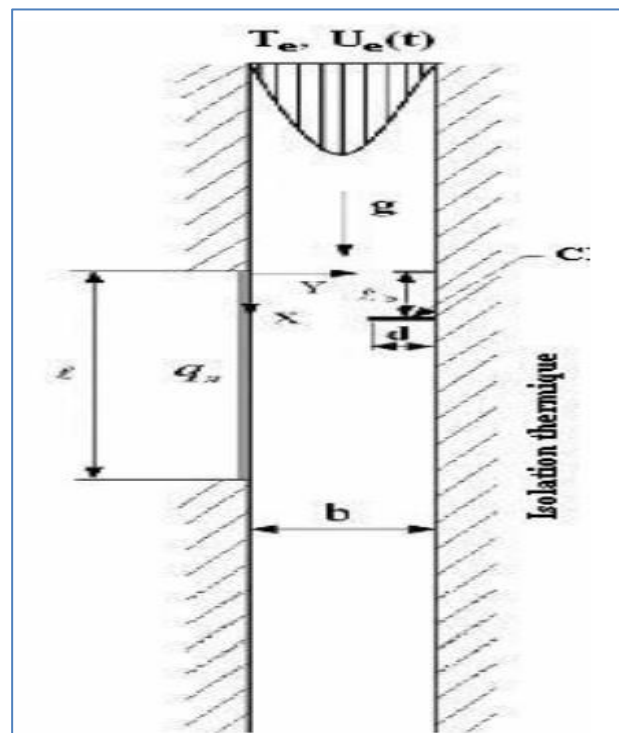


Figure I- 9 : Canal vertical ouvert avec cloison soumise à un écoulement avec pulsations.

M. ELMIR et al [2012]. Ont étudié par simulation numérique, le refroidissement d'une cellule solaire par convection forcée en présence d'un nano-fluide (Al_2O_3 -eau). Les parois inclinées du canal sont adiabatiques (figure I.10), et les cellules solaires en silicium sont soumises à une température constante. Le nano-fluide est introduit dans le canal avec une vitesse verticale constante et à la température ambiante. Ils ont considéré l'effet de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Leurs résultats obtenus montrent que la présence des nanoparticules dans le fluide augmente le taux de transfert de chaleur en comparaison avec le fluide de base ce qui améliore le refroidissement des cellules solaires qui amène à avoir un bon rendement du panneau solaire.

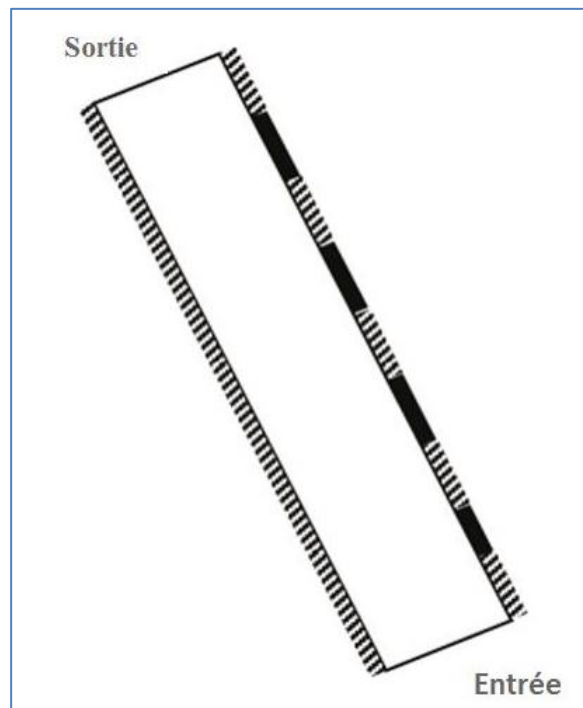


Figure I- 10 : Modèle physique.

M. AKBARI et al. [2008]. Ont réalisé une étude numérique comparative de la convection mixte laminaire d'un nano-fluide (Al_2O_3 -eau) dans un tube incliné (figure I.11), avec les autres études dans un tube horizontal. Ils ont trouvé une bonne concordance des résultats, remarquant que la concentration des nanoparticules n'a pas d'effets significatifs sur les paramètres hydrodynamiques. Le coefficient de frottement augmente continuellement avec l'augmentation de l'inclinaison du tube, et le coefficient de transfert de chaleur atteint le maximum à l'angle d'inclinaison de 45° .

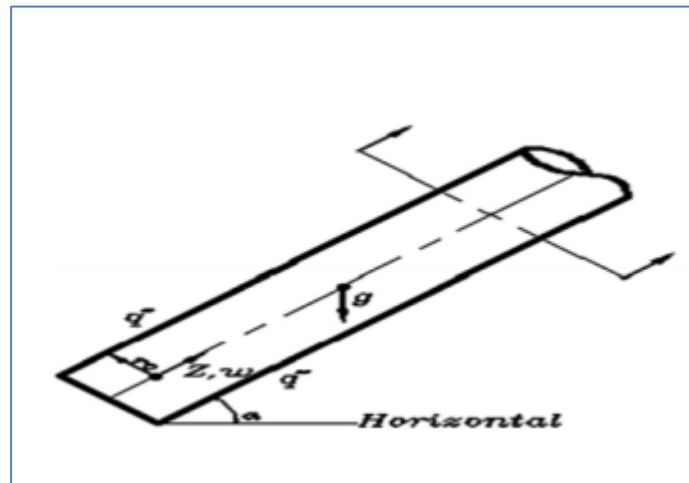


Figure I- 11 : Schéma d'un tube incliné.

Hakan F. Oztop et al [2009]. Ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal avec trois blocs générant de la chaleur et un obturateur adiabatique triangulaire à des positions différentes (figure I.12).

L'obturateur a été positionné dans deux points différents dans la direction de (y) pour trois nombres de Reynolds s'étendant entre ($400 \leq Re \leq 1300$). Les résultats montrent que l'augmentation du transfert thermique est affectée par le nombre de Reynolds.

L'insertion de l'obturateur a augmenté aussi le transfert thermique pour tous les nombres de Reynolds et le meilleur transfert de chaleur a été observé pour la position de la barre à $y = 3.5$. Quand celle-ci est située à la paroi supérieure du canal, le transfert thermique augmente aussi.

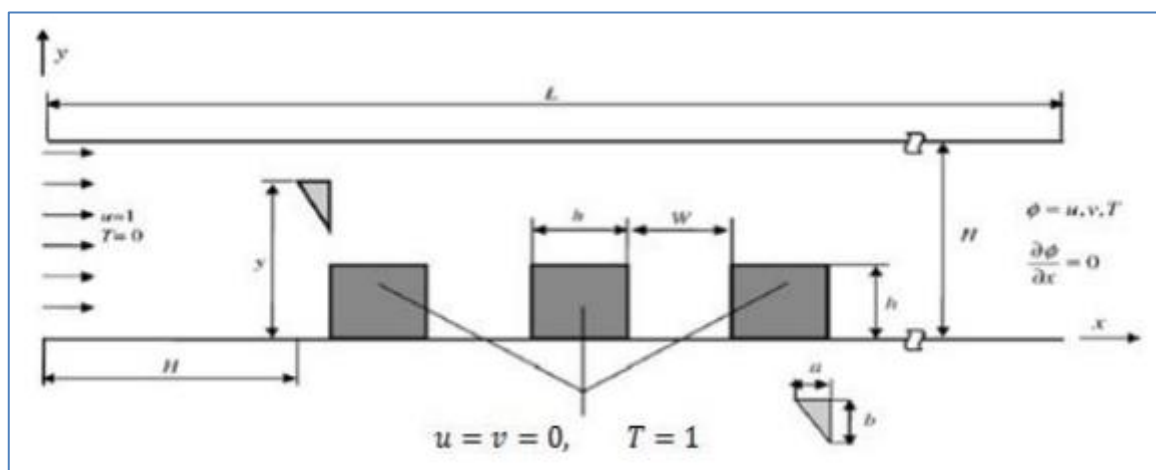


Figure I- 12 : La configuration géométrique.

M. IZADI et al [2009]. Ont étudié numériquement la convection forcée en régime laminaire en introduisant un nano-fluide constitué d' Al_2O_3 et d'eau, à travers un anneau comme le montre la figure (I.13). L'approche monophasée est utilisée pour la modélisation du nano-fluide. Ils ont étudié l'évolution axiale de la température et de la vitesse, et la variation des coefficients d'échange thermique et de frottement au niveau de la région des parois interne et externe. Les résultats obtenus montrent que le profil de vitesse axiale ne change pas de manière significative avec la fraction volumique des nanoparticules, mais les profils de température sont affectés par la concentration des nanoparticules. D'autre part, le coefficient de transfert augmente avec la concentration des nanoparticules.

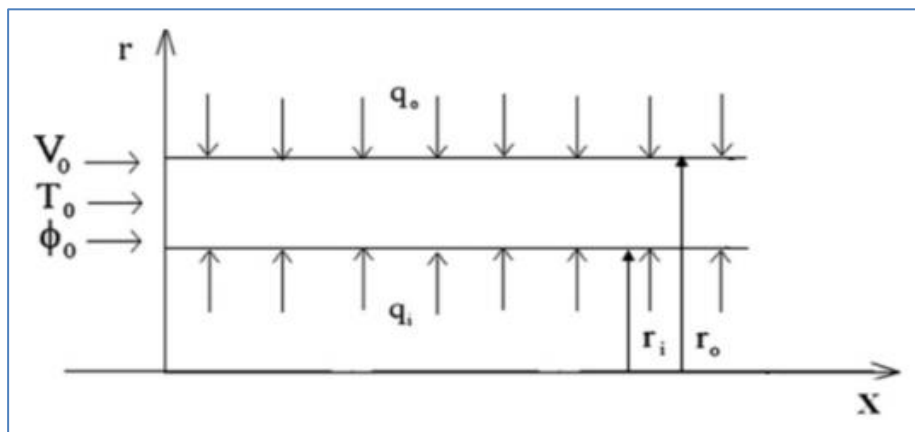


Figure I- 13 : Schéma du problème considéré.

M.Akbari et al. [2012]. Ont étudié la convection mixte dans un canal incliné contenant une couche poreuse en utilisant trois types de nano-fluides (Cu-eau, Al_2O_3 -eau ou TiO_2 -eau) (figure I.14). Les résultats sont comparés avec ceux d'un fluide newtonien visqueux et on observe qu'ils sont en très bon accord. La principale conclusion est que le nano-fluide augmente considérablement le transfert de chaleur, même pour de petites additions de nanoparticules dans l'eau qui est le fluide de base.

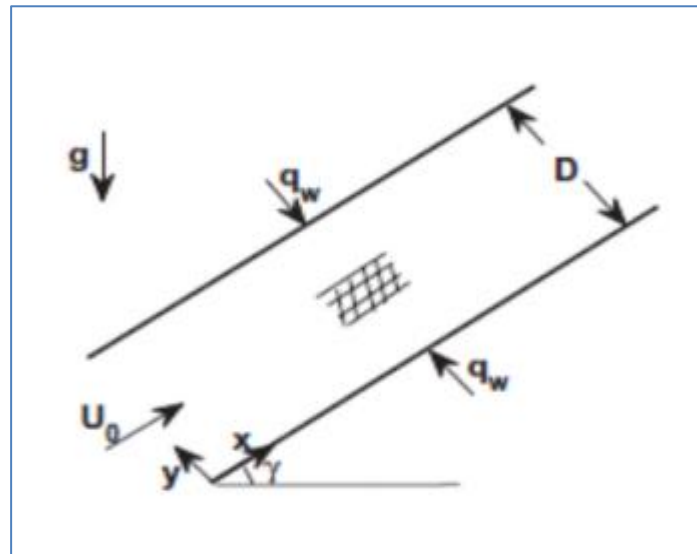


Figure I- 14 : Canal incliné contenant une couche poreuse.

M. AHMED et al. [2012]. Ont fait une étude numérique sur le transfert de chaleur dans un canal ondulé bidimensionnel (figure I.15), le fluide utilisé est un nano-fluide cuivre-eau, en régime laminaire. Les gammes du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules considérées sont de 100 à 800 et de 0 à 5%, respectivement. Les résultats montrent que le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent lorsque l'amplitude du canal ondulé augmente. Lorsque la fraction volumique augmente le nombre de Nusselt augmente aussi, mais le coefficient de frottement augmente légèrement. En outre, on a constaté que l'amélioration du transfert de chaleur dépend principalement de la fraction en volume des nanoparticules et de l'amplitude de la paroi ondulée.

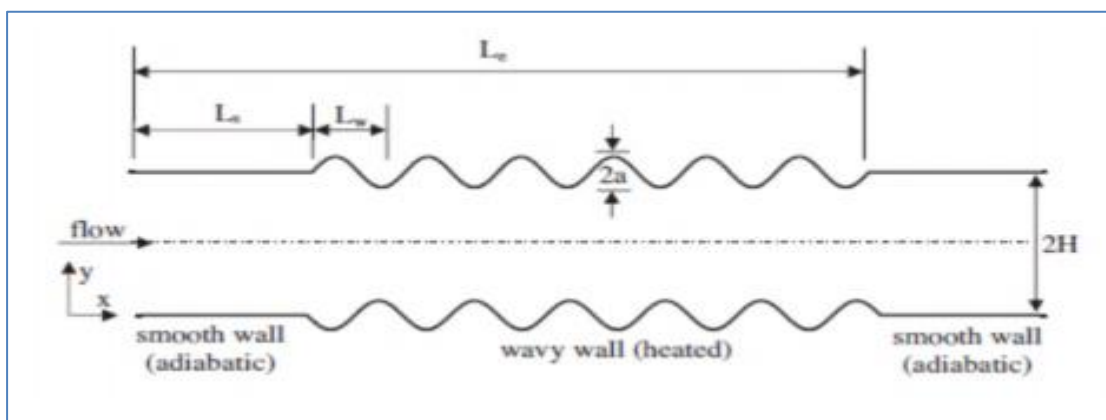


Figure I- 15 : Schéma physique du modèle.

Une étude dans un canal vertical (figure I.16) a été faite par **HANG XU** et **IOAN POP** [2012]. Elle consiste en une analyse numérique de la convection mixte, en étudiant analytiquement la flottabilité, ainsi que l'effet de la fraction de volume des nanoparticules sur la distribution de la température et de la vitesse. Ils ont constaté que le gradient de pression et de flottabilité sont orientés dans la direction de déplacement des nanoparticules et le gradient de température varie linéairement. Dans chaque région les profils de la vitesse demeurent semblables pour diverses valeurs du nombre de Rayleigh.

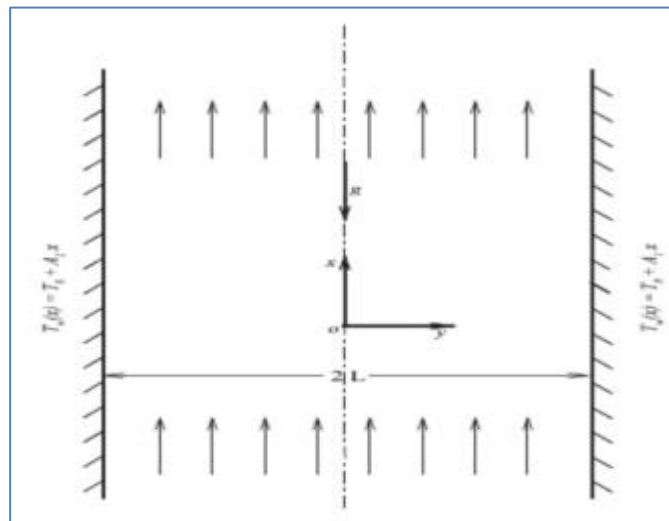


Figure I- 16 : Schéma de la géométrie et les coordonnées du système.

N.A.CHE SIDIK et al. [2013] ont effectué une étude numérique de la performance thermique d'ailettes montées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal et refroidies avec de l'eau pure ou un nano-fluide Al₂O₃-eau (figure I.17). La paroi inférieure du canal est maintenue à une température constante et est refroidie par convection forcée à l'aide d'un écoulement laminaire à une température relativement basse. Les résultats de la simulation numérique indiquent que le taux de transfert de chaleur des ailettes est sensiblement affecté par leur conductivité thermique et le nombre de Reynolds. L'influence de la fraction de volume sur l'augmentation de transfert de chaleur est notable pour des valeurs du nombre de Reynolds élevées.

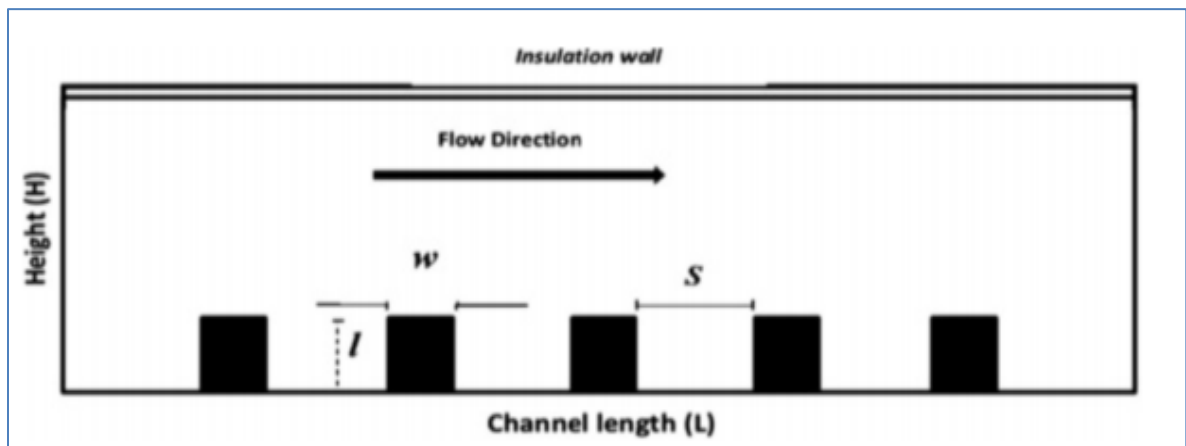


Figure I- 17 : Schéma du problème considéré.

K. BOUKERMA et M. KADJA [2013] ont étudié l'efficacité d'un nano-fluide Al_2O_3 -eau pour différentes concentrations, allant de 0 % (eau pur) à 3 %, et pour différents nombres de Reynolds (100, 200 et 500), sur les échanges thermiques, par convection forcée, dans une conduite de section carrée (figure I.18), dont la plaque inférieure est chauffée par un flux constant. Les résultats obtenus montrent que la présence de nanoparticules dans le fluide de base a pour effet une augmentation considérable du transfert thermique.

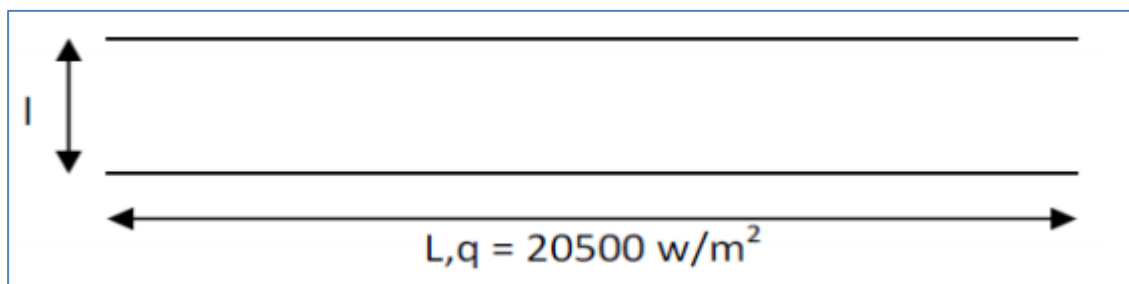


Figure I- 18 : Configuration géométrique.

A.M Adriana [2014] qui a étudié numériquement la convection forcée d'un fluide classique et d'un nano-fluide en régime laminaire, dans un tube de deux zones comme le montre la figure (I.19) ci-dessous : une zone isotherme et une zone avec un flux de chaleur constant. Le fluide entre dans le tube avec une température d'entrée constante de 300 K et avec une vitesse axiale uniforme. Le nombre de Reynolds est compris entre 500 et 2300. La seconde zone est soumise à un flux de chaleur uniforme de 10 000 W/m^2 . Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur du nano-fluide a augmenté de 3,4% à 27,8% par rapport à celui de l'eau pure sous un nombre de Reynolds fixe ($\text{Re} = 1500$) ce

qui montre clairement que les nanoparticules en suspension dans l'eau améliorent le transfert de chaleur par convection.

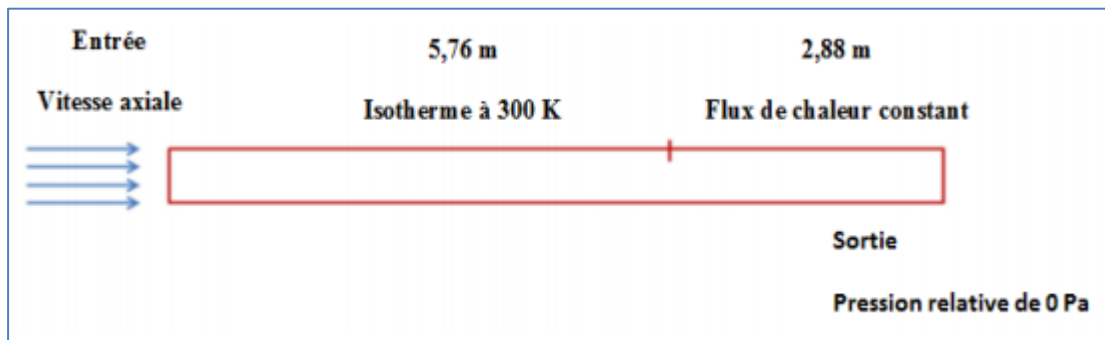


Figure I- 19 : Schéma d'un tube avec les conditions aux limites.

M. GODARZI et al [2014] ont étudié la convection mixte dans une cavité peu profonde rectangulaire (figure I.20) en régime laminaire et en régime turbulent en présence d'un nano-fluide (Cu-eau). Des simulations ont été effectuées pour des nombres de Grashof de 105 (écoulement laminaire) et 1010 (écoulement turbulent), pour des nombres de Richardson de 0,03 à 30, et pour des fractions de volume de nanoparticules allant de 0,00 à 0,04. Les résultats ont montré que pour Grashof (Gr) et Richardson (Ri) spécifique, l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules améliore le coefficient de transfert de chaleur et par conséquent le nombre de Nusselt.

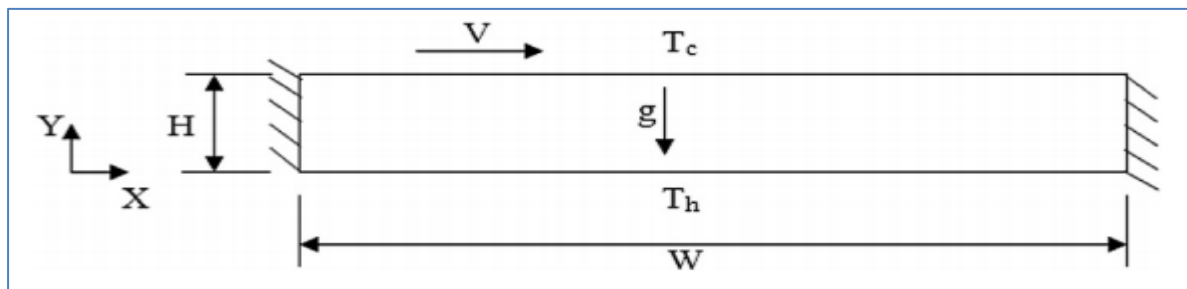


Figure I- 20 : Schéma de la configuration.

A.ESMAEILNEJAD et al [2012] ont étudié une convection forcée en régime laminaire dans un micro canal rectangulaire (figure I.21) en utilisant un nano-fluide non newtonien. L'objectif de l'étude est d'examiner les avantages de l'utilisation des nanoparticules dans des fluides non-newtoniens avec des nanoparticules de taille égale à 30 nm. Les résultats ont montré l'amélioration significative de transfert de chaleur des fluides non-newtoniens en présence des nanoparticules en particulier dans la région d'entrée.

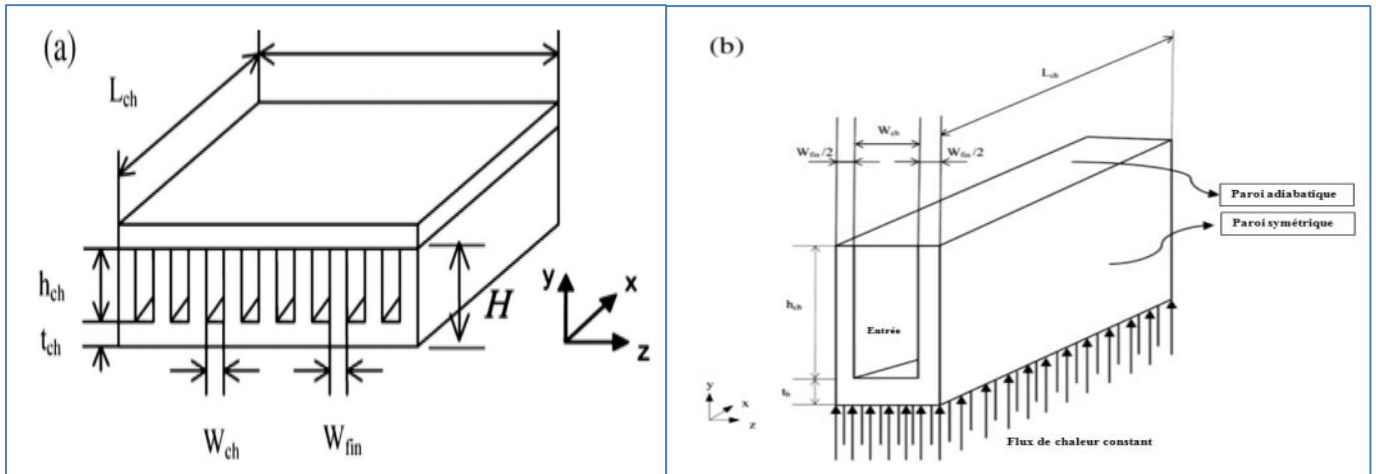


Figure I- 21 : (a) géométrie du micro canal (b) dimensions du micro canal.

M. KESHAVARZ et M. HEJAZIAN [2013] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité rectangulaire remplie d'un nano-fluide (Fe_3O_4 -eau), le Nombre de Nusselt moyen est présenté pour une large gamme du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$), et de la fraction volumique de nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 14\%$). Quatre tailles et formes de sources de chaleur différentes. La configuration de la source de chaleur fournit un changement significatif sur le comportement du nombre de Nusselt moyen, alors que l'ajout des nanoparticules a un effet négatif sur l'accroissement du nombre de Nusselt pour ce problème.

M.K.MORAVEJI et al [2013] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée en utilisant le SiC-eau et le TiO_2 -eau comme nano-fluides, dans un dissipateur d'un mini canal (figure I.22). Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur devient plus grand avec l'augmentation de la concentration en nanoparticules et le nombre de Reynolds. Un bon accord entre les résultats numériques et les calculs analytiques référencés a été démontré. Tenant compte des résultats, des corrélations du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement ont été obtenues avec des précisions acceptables.

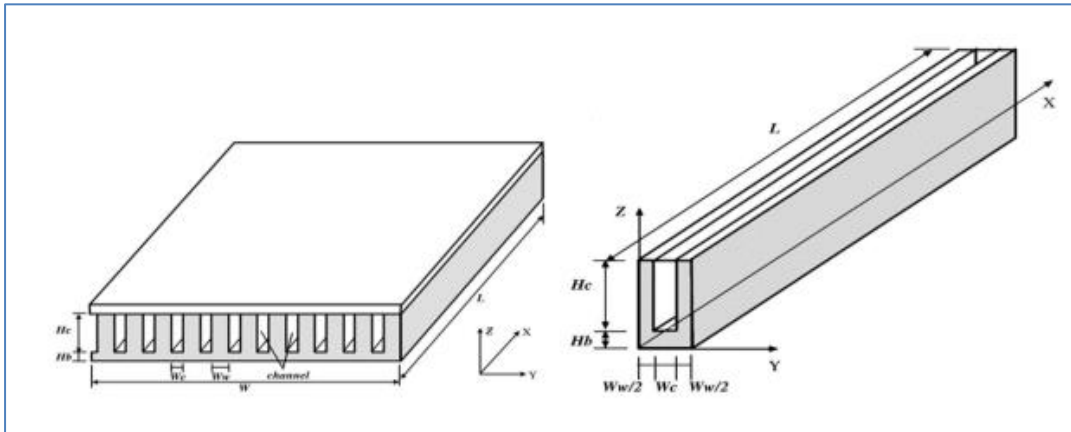


Figure I- 22 : La vue schématique dans un dissipateur de chaleur mini canal sous une convection forcée.

M. AHMED et M. ESLAMIAN [2014] ont fait une étude sur la convection forcée laminaire d'un nano-fluide dans un micro-canal (figure I.23). Les résultats indiquent qu'en convection forcée laminaire, la force brownienne a un effet significatif sur les caractéristiques d'écoulement et du transfert de chaleur pour de faibles nombres du nombre de Reynolds ($Re \sim 1-10$).

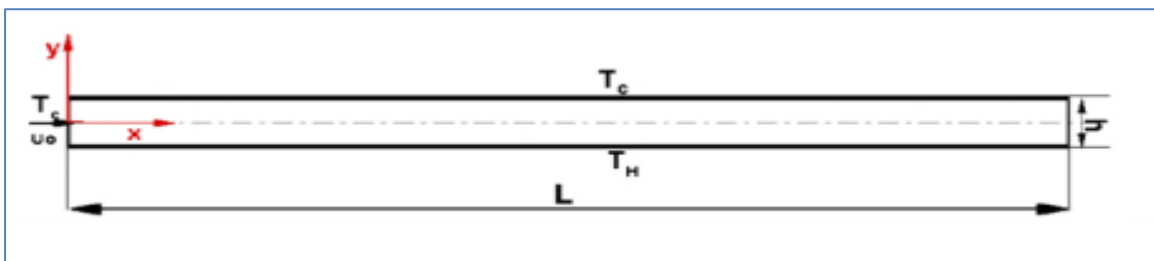


Figure I- 23 : Schéma physique du domaine thermique.

I.7 Conclusion :

Au cours de ce chapitre on a présenté des généralités sur les différents modes de transfert de chaleur, nano-fluides, régimes d'écoulement, quelques groupements adimensionnels, procédures de fabrication des nano-fluides et leurs avantages et leurs inconvénients, ainsi que revue de quelques travaux sur les nano-fluides par les auteurs locaux en plus de quelques auteurs étrangers.

Chapitre II : Modelé mathématique

II.1 Introduction :

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvements du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Les caractéristiques du transfert de chaleur est le transport de l'énergie par mouvement moléculaire, ce que l'on appelle par « diffusion » ; et par mouvement macroscopique du fluide, ce que l'on appelle par « advection ». Ce phénomène est formulé mathématiquement par les équations aux dérivées partielles.

Dans ce chapitre, nous allons établir les différentes équations mathématiques, permettant la résolution du problème considéré.

II.2 Objectif et position du problème :

Dans ce travail, une étude numérique de la convection forcée conjuguée dans un canal contient deux substrats horizontaux, en utilisant un nano-fluide (eau+Cu).

Les dimensions du canal présentées dans ce travail, sont basées sur les données expérimentales publiées par (Demartini et al, 2004).

Longueur du canal $L=0,554$ m, hauteur du canal $H=0,146$ m, hauteur des ailettes(chicanes) $e=0,08$ m, épaisseur des ailettes $\delta=0.01$ m, longueur entre l'entrée du canal et la première ailette $L_1=0,218$ m, l'espacement entre l'ailette et la chicane, $L_2=0,142$ m, longueur entre la sortie et la deuxième chicane $L_3=0,174$ m, diamètre hydraulique $D_H=0,167$ m, nombre de Reynolds $Re=1.488.10^6$, vitesse d'entrée $U_{in}=7.8$ m/s.

Les conditions aux limites thermiques sont choisies conformément aux travaux de (B. Djamel et al, 2014) Une température constante de 375 K a été appliquée sur les deux parois horizontales du domaine de calcul qu'autant qu'une condition à la limite thermique. La température du fluide utilisé a été 300 K à l'entrée du canal.

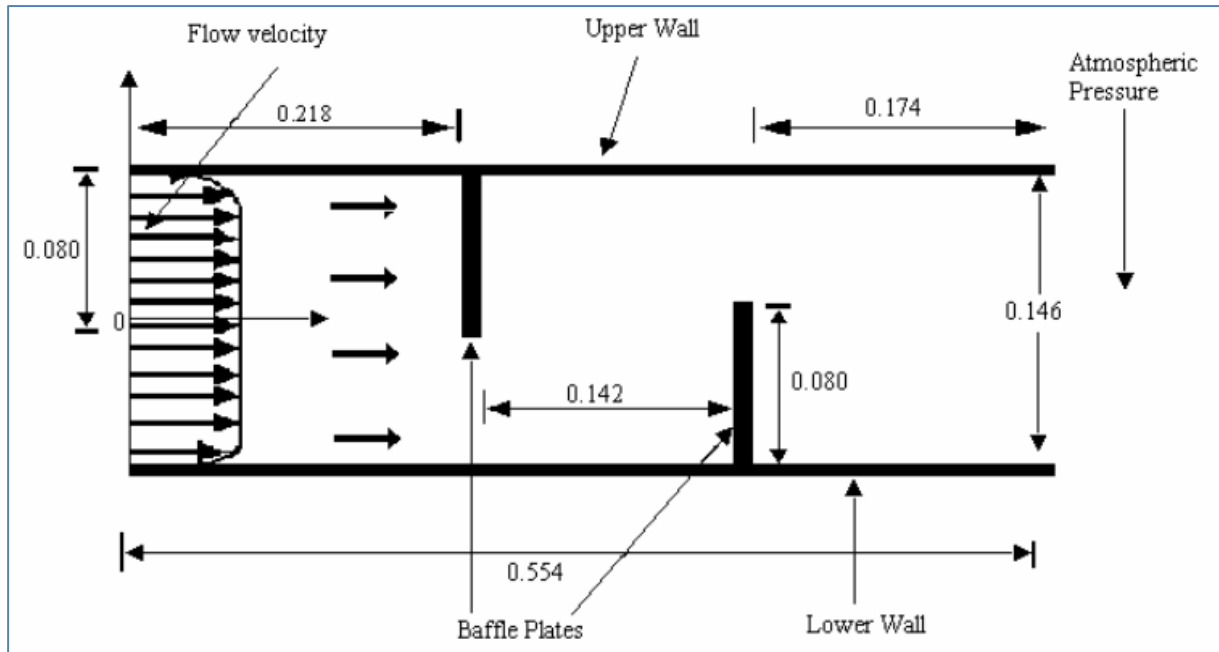


Figure II-1 : Schéma représentatif du problème (Demartini et al, 2004).

II.3 Propriétés thermo-physique des nano-fluides :

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

II.3.1 Fraction volumique (ϕ) :

La fraction volumique est la propriété la plus importante pour les nano-fluides, puisque les calculs de toutes les autres propriétés sont basés sur la fraction volumique. On peut la définir comme étant le rapport entre le volume des nanoparticules sur le volume total (nano-particules+fluide de base). La valeur de la fraction volumique varie entre 0 et 1. Elle

est donnée par la relation suivante (ZITOUNE Mounir ,2014) :

$$\varphi = \frac{\text{Volume de solide}}{\text{Volume de nano-fluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{II.1})$$

V_s : Volume de particule solide (m^3).

V_f : Volume du fluide de base (m^3).

II.3.2 Viscosité dynamique :

1-La viscosité dynamique du nano-fluide d'après le modèle de (Brinkman,1952) est donnée par :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II.2})$$

2-Corrélations expérimentales, Al₂O₃-eau (Maiga et al. 2006 ; Mintsa et al. 2009) :

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (\text{II.3})$$

II.3.3 La conductivité thermique (k) :

La conductivité thermique joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur, elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, elle varie en fonction de la température et de la fraction volumique. La conductivité thermique d'un nano-fluide peut être calculée par plusieurs modèles. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nano-fluides.

1-Modèle de maxwell [1954] :

Maxwell fait partie des premiers chercheurs qui se sont intéressé au calcul de la conductivité thermique des milieux poreux. Pour aboutir à l'estimation de cette dernière, il a supposé que le milieu granulaire est constitué de plusieurs particules sphériques de même diamètre.

La conductivité thermique des nano-fluides en utilisant le modèle de maxwell est donnée par la formule suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\phi k_f}{k_s + 2k_f + (k_s - k_f)\phi} \quad (\text{II.4})$$

k_{nf} : La conductivité thermique du nano-fluide.

k_f : La conductivité thermique de fluide de base.

k_s : La conductivité thermique des particules solides.

2-Modèle de Hamilton et Crosser [1969] :

Le modèle de Hamilton est une extension du modèle de (Maxwell 1954). Il concerne les particules de forme différentes. Pour prendre en compte cette diversité de forme, Hamilton introduit un facteur géométrique appelé sphéricité faisant référence à la géométrie sphérique. Ce coefficient est défini par le rapport de la surface de la sphère hypothétique, ayant le même volume que la particule en question, sur la surface de cette dernière. La conductivité thermique en utilisant ce modèle est donnée par l'expression suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_s + (n-1)k_f + (n-1)(k_s - k_f)\phi k_f}{k_s + (n-1)k_f + (k_s - k_f)\phi} \quad (\text{II.5})$$

Avec “n” le facteur de forme =3/ψ .ψ Étant la sphéricité de la particule.

3-Modèle de Chon et al [2005] :

Prise en compte effets du mouvement brownien le modèle de Chon et al s'écrit :

$$k_{nf} = \left[1 + 64.7\phi^{0.746} \left(\frac{d_{bf}}{d_p} \right)^{0.369} \left(\frac{k_p}{k_{bf}} \right)^{0.7476} Pr_{bf}^{0.9955} Re^{1.2321} \right] \quad (\text{II.6})$$

II.3.4 Capacité calorifique :

La capacité calorifique et le coefficient d'expansion thermique sont donnés d'après (Khanafer et al ,2003) comme suit :

$$(\rho c_p)_{nf} = (1-\phi)(\rho c_p)_f + \phi(\rho c_p)_s \quad (\text{II.7})$$

$$(\rho\beta)_{nf} = (1-\varphi)(\rho\beta)_f + \varphi(\rho\beta)_s \quad (\text{II.8})$$

$(\rho c_p)_{nf}, (\rho c_p)_f, (\rho c_p)_s$ Désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nano-fluide, du fluide de base et des nanoparticules.

II.3.5 Masse volumique :

La masse volumique du nano-fluide est donnée par (Gladés Bachir , 2010) :

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right) = \frac{m_{fb} + m_{np}}{V_{fb} + V_{np}} = \frac{\rho_{fb} V_{fb} + \rho_{np} V_{np}}{V_{fb} + V_{np}} \quad (\text{II.9})$$

II.4 Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- ✓ Fluide de base est l'eau.
- ✓ Le fluide est newtonien et incompressible.
- ✓ Le milieu est Homogène.
- ✓ L'écoulement est bidimensionnel et stationnaire.
- ✓ .Le régime est turbulent.

II.5 Equations gouvernantes :

L'étude numérique du phénomène de la convection se base sur les équations liant les paramètres de la pression, la température et la vitesse. Ces équations découlent des lois suivantes :

- ✓ loi de conservation de masse.
- ✓ loi de conservation de la quantité de mouvement.
- ✓ loi de conservation de l'énergie.

Soit (u, v) les composantes de la vectrice vitesse selon les directions Ox et Oy respectivement et compte tenu des hypothèses formulées précédemment, les équations classiques de conservation en deux dimensions (2D) sont les suivant :

a- Equation de conservation de la masse (Equation de continuité) :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.10})$$

b- Equation de conservation de quantité de mouvement suivant x :

$$U \frac{\partial u}{\partial x} + V \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.11})$$

c- Equation de conservation de quantité de mouvement suivant y :

$$U \frac{\partial v}{\partial x} + V \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.12})$$

d- Equation de l'énergie :

$$\left(U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{k_{nf}}{(\rho c_p)_{nf}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.13})$$

❖ **Condition aux limites dimensionnelles :**

Tableau II.1 : Conditions aux limites dimensionnelles.

<i>Conditions</i>	<i>Dynamiques</i>		<i>Thermiques</i>
<i>Les parois du canal</i>	$u = 0$	$v = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
<i>Entrée</i>	$u = u_{in}$	$v = 0$	$T = T_{in}$
<i>Sortie</i>	$u = u_{out}$	$v = 0$	$T = T_{out}$
<i>Substrats</i>	$u = 0$	$v = 0$	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$

❖ **Condition à l'interface (solide-nano-fluide) :**

$$\left(-k \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{nf} = \left(-k \frac{\partial T}{\partial n} \right)_s \quad (\text{II.14})$$

II.6 Formes adimensionnelles des équations :

La formulation en variables adimensionnées est importante pour simplifier les équations, qui régissent l'écoulement et permet une meilleure approche de la réalité des

phénomènes physique, car elles sont indépendantes du système d'unités de mesure utilisé. De façon à rendre les équations précédentes sous forme adimensionnelle, on introduit les grandeurs et les variables caractéristiques. De façon de rendre les équations précédentes adimensionnelles, elles seront transformées par les relations suivantes :

$$X = \frac{x}{H} \quad , \quad y = \frac{y}{H} \quad , \quad U^* = \frac{u}{U_0}$$

$$V^* = \frac{v}{u_0} \quad , \quad P^* = \frac{p - p_0}{\rho_{nf} u_0^2} \quad , \quad \theta = \frac{T - T_0}{\Delta T} \quad \text{avec : } \Delta T = T_{out} - T_{in}$$

Le système d'équations adimensionnelles s'écrit :

e- Equation de conservation de la masse (Equation de continuité) :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{\partial v^*}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.15})$$

f- Equation de conservation de quantité de mouvement suivant x :

$$U \frac{\partial u^*}{\partial x} + V \frac{\partial u^*}{\partial y} = - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{v^*}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.16})$$

g- Equation de conservation de quantité de mouvement suivant y :

$$U \frac{\partial v^*}{\partial x} + V \frac{\partial v^*}{\partial y} = - \frac{\partial p^*}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \nu_f} \frac{v^*}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.17})$$

h- Equation de l'énergie :

$$\left(U \frac{\partial \theta}{\partial x} + V \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = \frac{k_{nf}^*}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.18})$$

❖ Condition aux limites adimensionnelles :

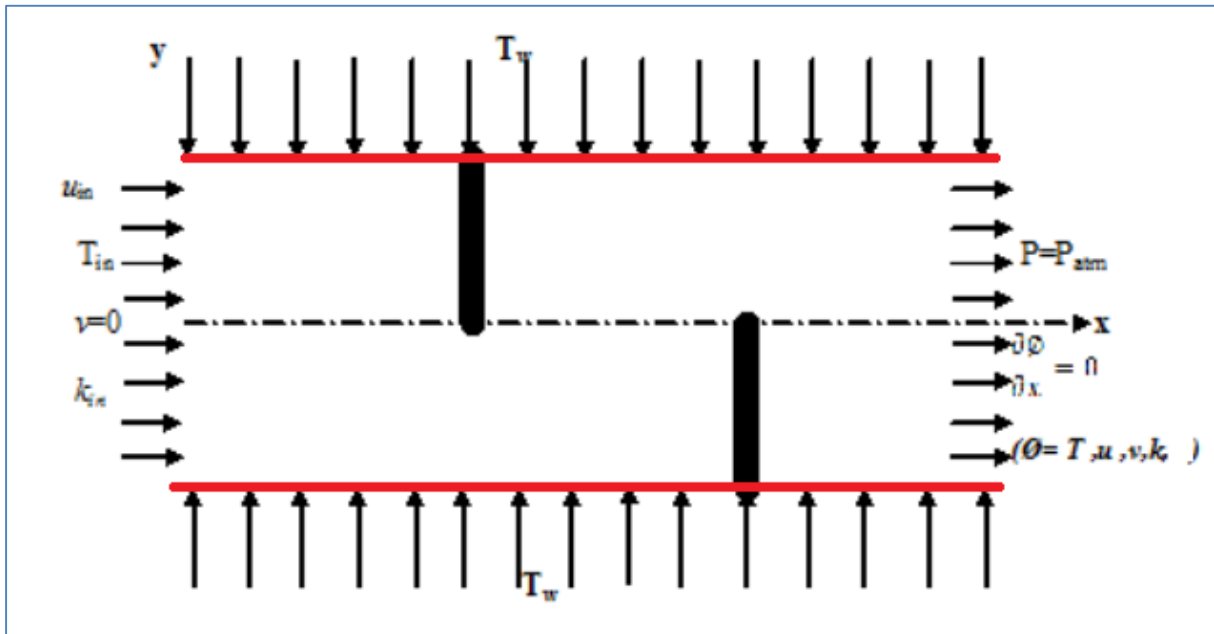


Figure II-2 : Schéma représentatif des conditions aux limites.

➤ A l'entrée de la conduite : (x=0) :

$$u(0, y) = U_{in}$$

$$v(0, y) = 0$$

$$\theta_{out}(0, y) = \theta_{in}$$

$$k(0, y) = 0.005U_{in}^2 = k_{in}$$

$$\varepsilon(0, y) = 0.1k_{in}^2 = \varepsilon_{in}$$

Où k_{in} et ω_{in} ont respectivement l'énergie cinétique turbulente et l'énergie de dissipation à l'entrée.

➤ A la sortie de la conduite : (x=L) :

$$P=P_{atm}$$

❖ Condition adimensionnelle à l'interface (solide-nano-fluide) :

$$\left(-k^* \frac{\partial \theta}{\partial N}\right)_{nf} = \left(-k^* \frac{\partial \theta}{\partial N}\right)_s \quad (\text{II.19})$$

II.7 Conclusion :

Une fois les équations régissant le problème posé, avec les conditions aux limites associées, et mises sous leurs formes adimensionnelles, et étant donné leurs présentations sous forme d'équation ou dérivées partielles ne peuvent pas prétendre à une résolution analytique directe, nous avons donc opté pour une résolution numérique. Celle-ci permettra de transformer les équations aux dérivées partielles en équations algébriques plus simples à résoudre.

Chapitre III : Méthodes numériques et présentation de logiciel

III.1 Introduction :

Les équations décrites au deuxième chapitre sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide d'une méthode numérique. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature. On peut distinguer les méthodes suivantes :

- ✓ Méthodes des différences finies (MDF).
- ✓ Méthodes des éléments finis (MEF).
- ✓ Méthodes spectrales (MS).
- ✓ Méthodes des volumes finis (MVF).

Dans notre étude, nous utilisons deux logiciels commerciaux : Gambit qui nous sert d'outil de conception de la géométrie en question et Fluent pour la simulation numérique de la convection forcée. La présentation de ces deux logiciels se fera dans ce qui suit.

III.2 Méthodes des différences finies :

C'est la méthode la plus ancienne, le principe fondamental de cette méthode consiste au domaine d'étude un maillage en nœuds dont la finesse permet de donner une approximation des contours du domaine. Ensuite, en appliquant le développement dans chaque nœud du maillage, ce qui permet d'obtenir un nombre d'équation algébrique égale au nombre des valeurs d'inconnues des grandeurs étudiées. (Reggadi .M ,2018)

III.3 Méthodes des éléments finis :

La méthode consiste à mailler l'espace en régions élémentaires dans lesquelles on représente la grandeur recherchée par une approximation polynomiale. Le maillage peut être constitué de triangles ou de rectangles aux sommets desquels on recherche des volumes de l'inconnue en supposant que, dans ce domaine, l'inconnue varie linéairement en fonction des coordonnées. Une telle méthode nécessite donc de mailler tout l'espace étudié. Elle conduit à des tailles importantes en mémoire des calculateurs et à des temps de calcul longs qui nécessitent souvent des stations de travail pour la résolution des problèmes industriels. (Benahmed .A, 2016)

III.4 Méthodes spectrales :

L'inconnue est approchée par des séries Fourier tronquées ou par des séries de polynômes Chébishev. Par rapport aux méthodes des différences finies et des éléments finis l'approximation n'est pas locale mais elle est valide sur tout le domaine de calcul. On utilise également le concept du résidu pondéré comme dans la méthode des éléments finis où en imposant que l'approximation doit correspondre à la solution exacte pour les points du maillage.

III.5 Méthodes des volumes finis :

La méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar (NumericalHeat Transfer and Fluid Flow).

La méthode des volumes finis est caractérisée par son avantage à satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans tous les volumes finis ainsi que dans tout le domaine de calcul. Elle facilite la linéarisation des termes non linéaires dans les équations de conservation telle que le terme source par exemple. La

méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, où chaque volume entoure un nœud.

III.6 Présentation du logiciel Gambit :

Gambit est un logiciel industriel permettant la construction de maillages structurés ou non. Il possède en outre de nombreuses possibilités d'extraction qui permettent l'utilisation de ses maillages par des logiciels industriels, tel que Fluent. Lors de la création d'une session, Gambit crée implicitement quatre fichiers :

- ✓ Un fichier d'extension « **db**s » qui contient toutes les données de la session ;
- ✓ Un fichier « **jou** », qui retrace l'historique de la session ;
- ✓ Un fichier « **trm** », qui reprend toutes les commandes et leurs résultats lors des différentes sessions ;
- ✓ Un fichier « **lok** ». (Gambit 2.2.30 User's Guide, 2006).

III.6.1 Démarrage de Gambit :

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe.

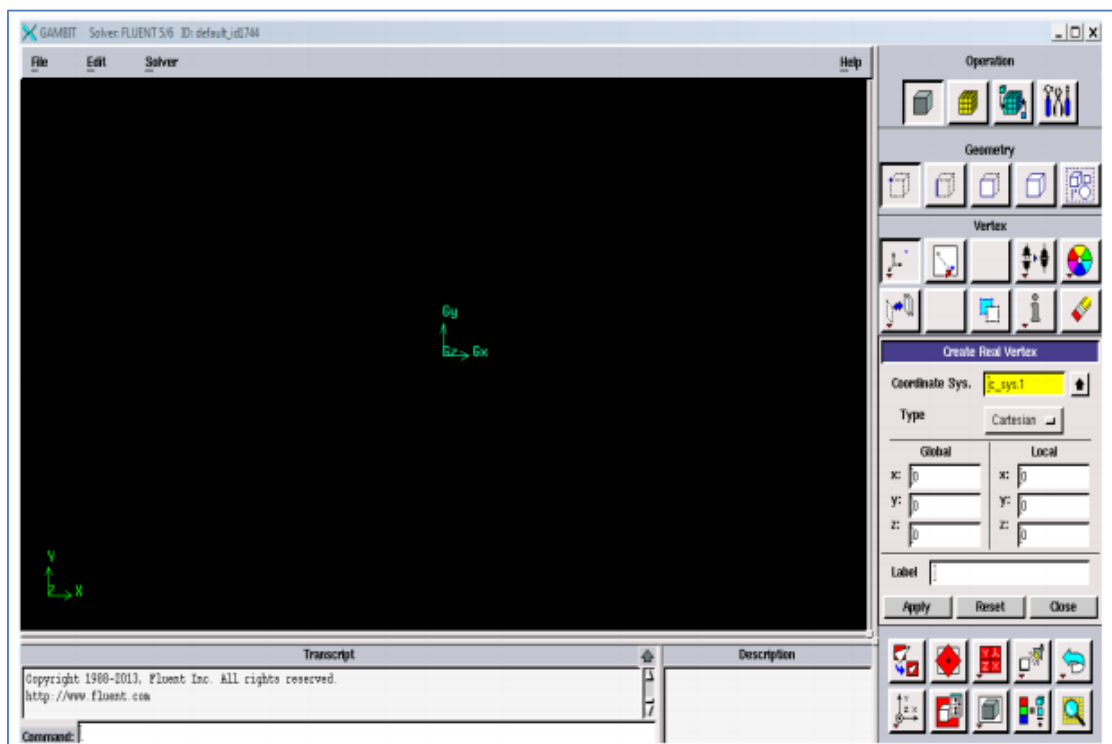


Figure III-1 : Lancement du Gambit. (Gambit 2.2.30 User's Guide, 2006)

III.6.2 Construction de la géométrie :

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D. (B. Djamel et al, 2014)

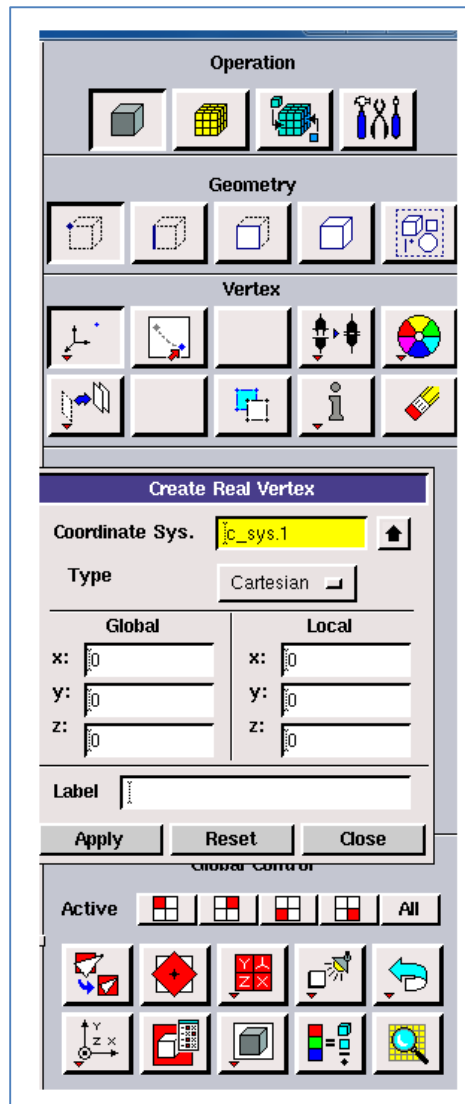


Figure III-2 : Les opérations pour construire une géométrie. (B. Djamel et al, 2014)

❖ Commandes pour la construction de la géométrie :






Symboles	Commandes
	Point
	Segment
	Face
	Volume
	Group

Figure III-3 : Les opérations pour construire une géométrie.

III.6.3 Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulière (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage). (*Gambit 2.2.30 User's Guide, 2006*).

❖ Choix du type de maillage :

a)-Maillage structuré (quadra/hexa) :

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

- ✓ Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- ✓ Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage. Ses inconvénients
- ✓ Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe

- ✓ Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes. (Gambit 2.2.30 User's Guide, 2006).

b)-Maillage non structuré (tri/tétra.) :

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte.

Ses avantages :

- ✓ Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
 - ✓ Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés
- Ses inconvénients :
- ✓ Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
 - ✓ Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré. (SANDALI ,2014)

c)-Maillage hybride :

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages sont la combinaison entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

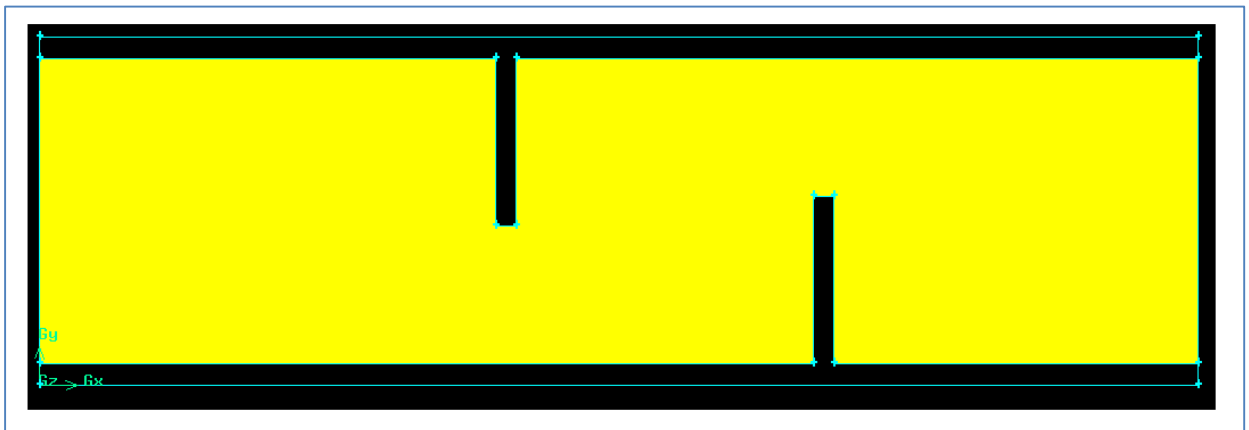


Figure III-4 : Le maillage de notre étude.

III.6.4 Techniques générales de génération d'un maillage :

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable. Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- ✓ Maintenir une bonne **Qualité** des éléments
- ✓ Assurer une bonne **Résolution** dans les régions à fort gradient
- ✓ Assurer un bon **Lissage** dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier
- ✓ Minimiser le nombre **Total** des éléments (temps de calcul raisonnable)

On peut se souvenir de ces règles en utilisant la formulation mnémotechnique **QRLT**.

❖ Qualité d'un maillage :

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. Une bonne qualité de maillage repose sur les éléments suivants :

-Minimisation des éléments présentant des distorsions. (skewness en anglais)

-Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc ...etc.)

Enfin, la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

III.6.5 Définition des frontières :

Sélectionner dans le menu « **Solver** » le type du solveur « **FLUENT5/6** » puis définir les frontières.

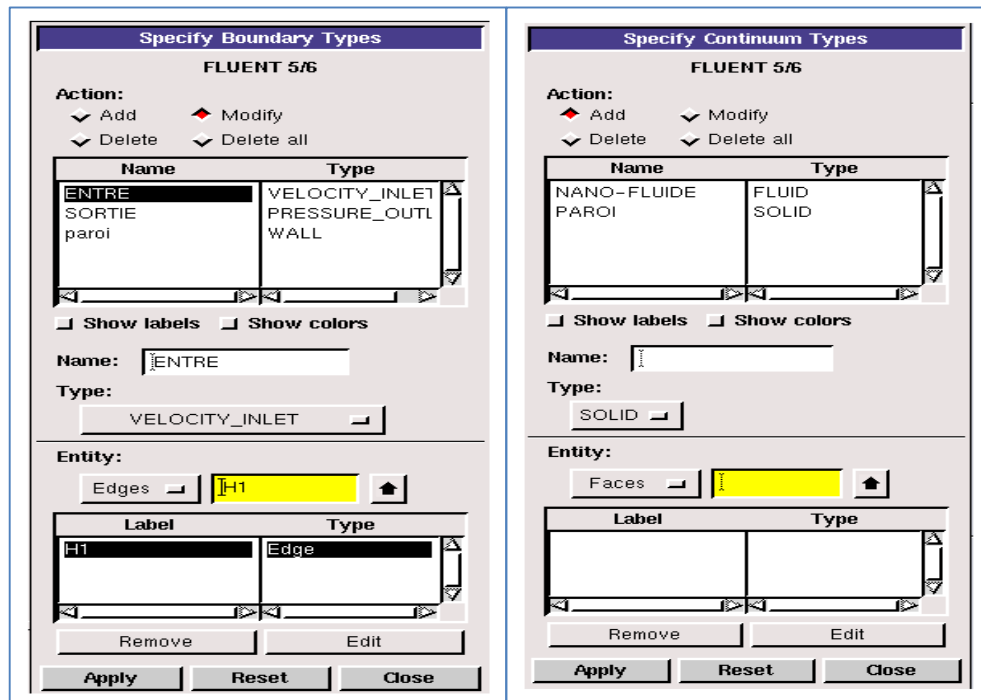


Figure III-5 : Définition des frontières.

III.6.6 Exportation du maillage :

Le maillage peut être alors exporté dans un fichier pour lecture avec FLUENT.

File → Export → Mesh

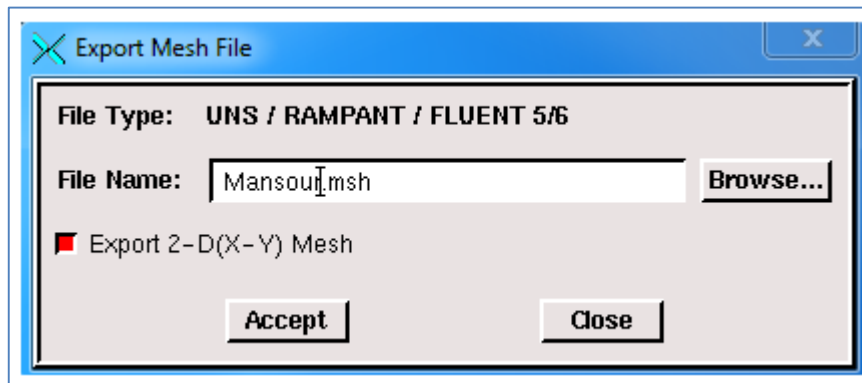


Figure III-6 : Exportation du maillage

WQ Donner un nom au fichier et sélectionner le maillage “2-D”, puis sauvegarder le fichier Gambit : **File → Save As.**

III.7 Présentation de Fluent :

I.7.1 Importation de la géométrie :

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

File → Read → Case...

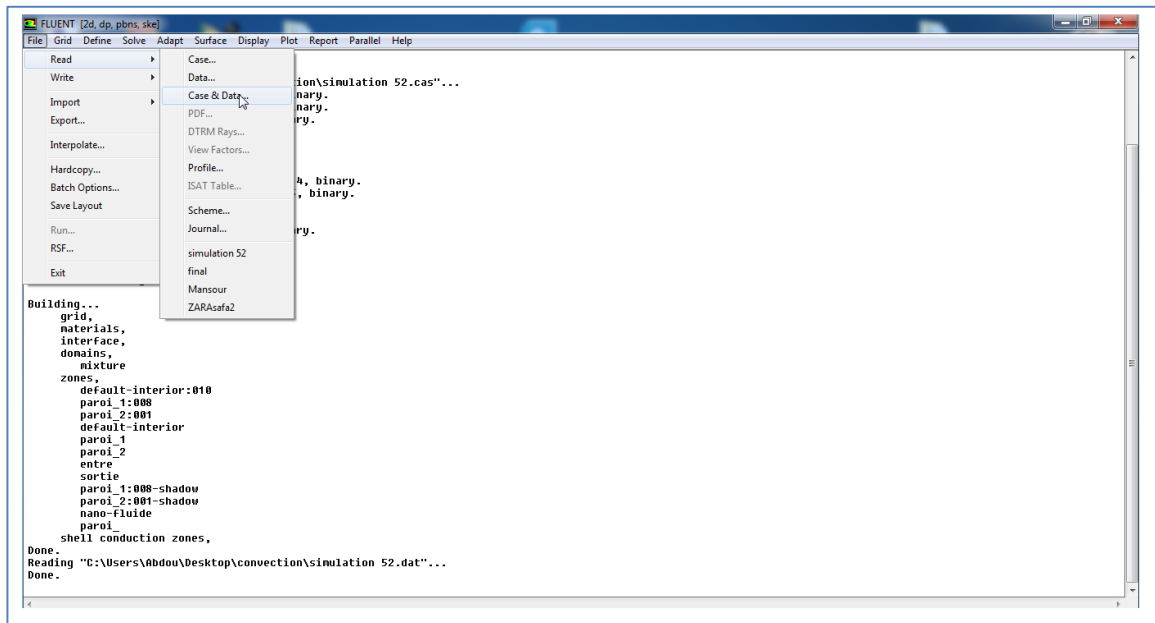


Figure III-7 : Importation de la géométrie

I.7.2 Vérification du maillage importé :

Grid → Check

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

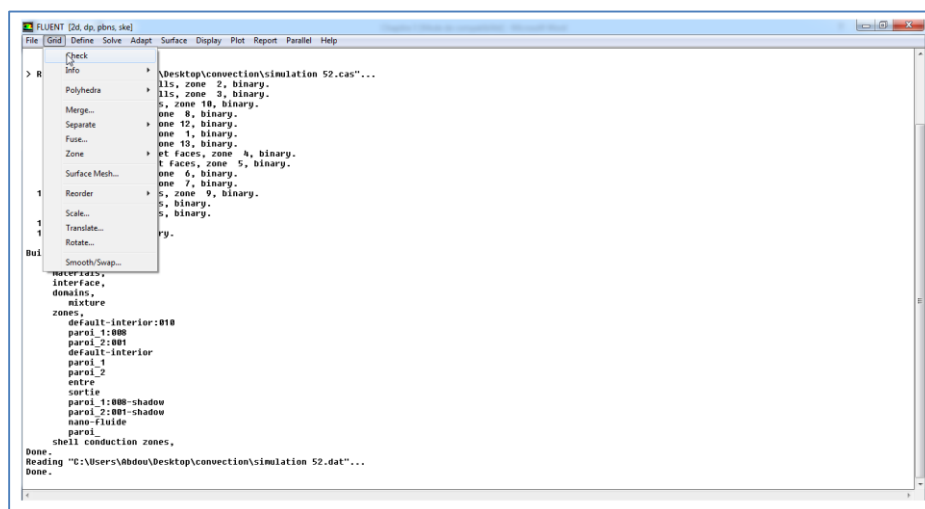


Figure III-8 : Vérification du maillage.

I.7.3 Vérification de l'échelle :

Grid → Scale

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

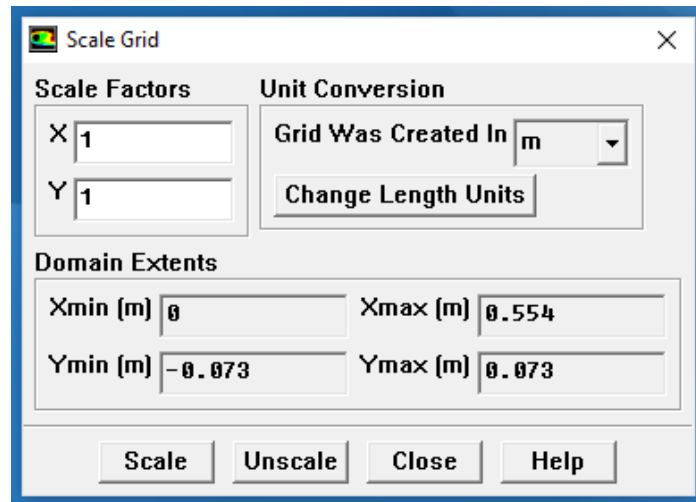


Figure III-9 : Vérification de l'échelle..

I.7.4 Choix du solveur :

Define → Models → Solver...

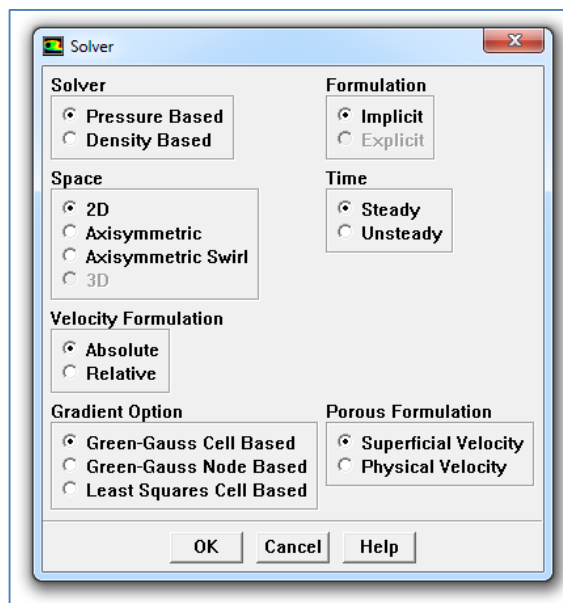


Figure III-10 : Fenêtre du solveur

- ✓ **Segregated Solver** : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (Ventilateurs, pompes...).
- ✓ **Coupled Solvers**, les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

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

I.7.5 L'équation de l'énergie :

Define → Models → Energy

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

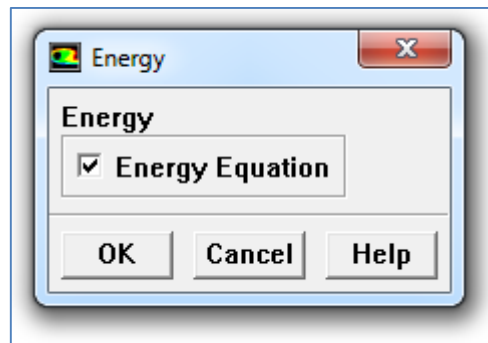


Figure III-11 : Equation de l'énergie

I.7.6 Choix du modèle de turbulence :

Define → Models → Viscous

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc

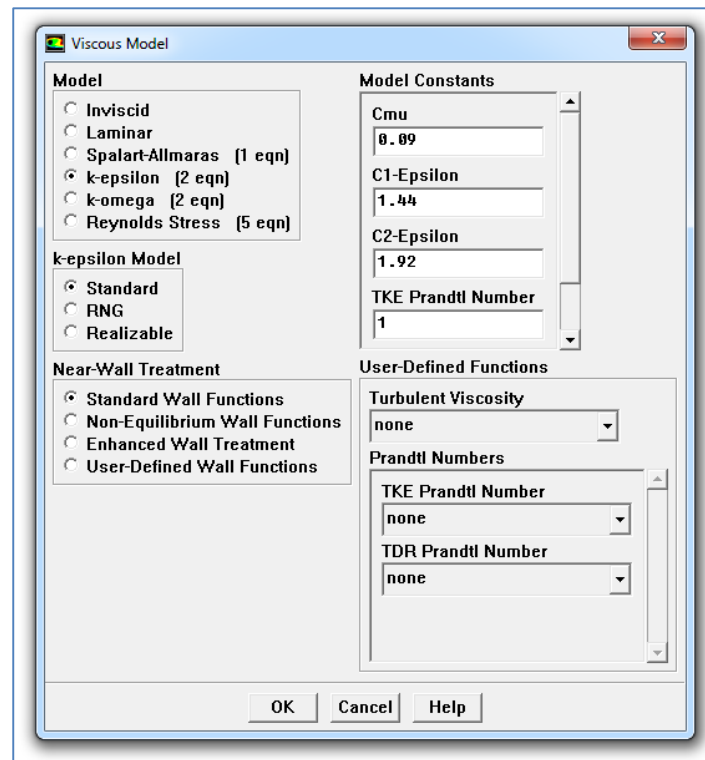


Figure III-12 : Choix du modèle de turbulence.

I.7.7 Définition des caractéristiques du fluide :

Define \longrightarrow Materials

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

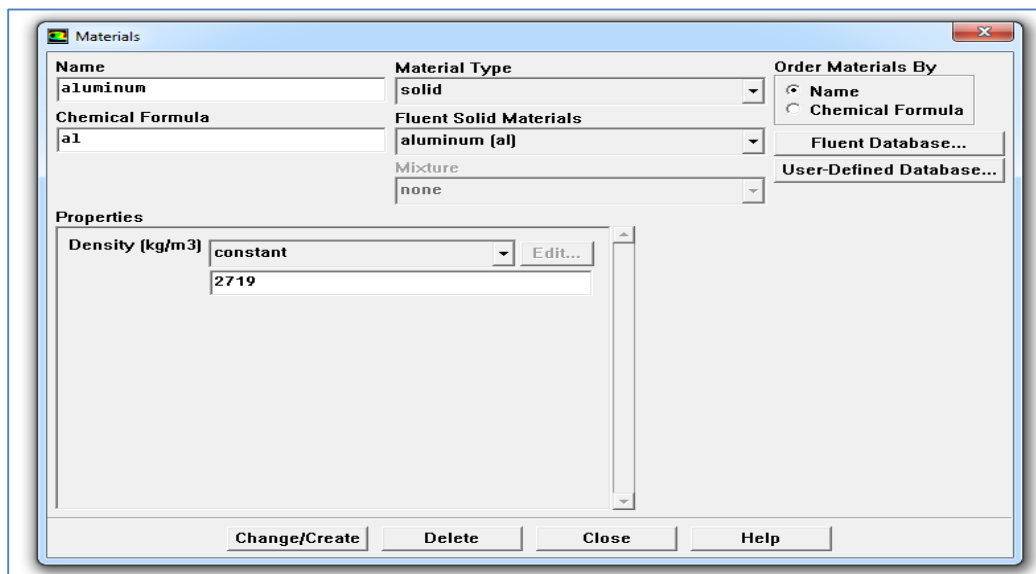


Figure III-13 : Définition des caractéristiques du fluide.

I.7.8 Operating conditions :

Define → Operating → conditions

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

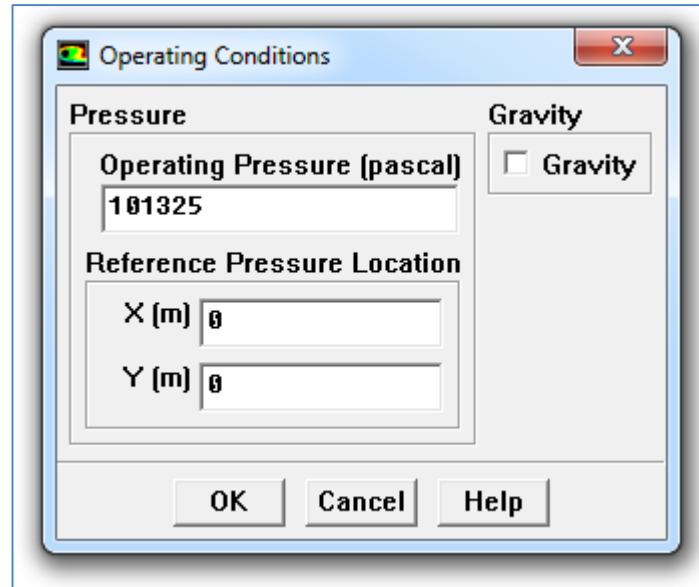


Figure III-14 : Choix de la pression de référence.

I.7.9 Conditions aux limites :

Define → Boundary → Conditions

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites.

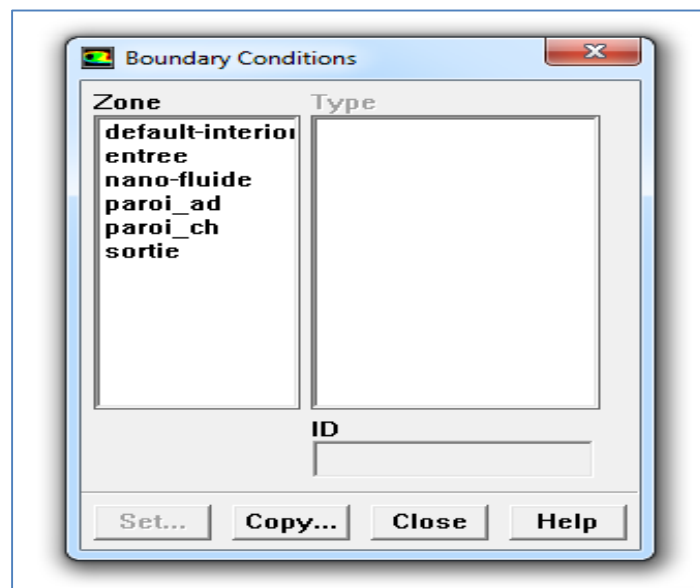


Figure III-15 : Valeurs des conditions aux limites.

I.7.10 Choix d'ordre des équations et l'algorithme :

Solve → Controls → Solution...

Ceci permet de spécifier le degré d'ordre des équations à résoudre, ainsi l'algorithme.

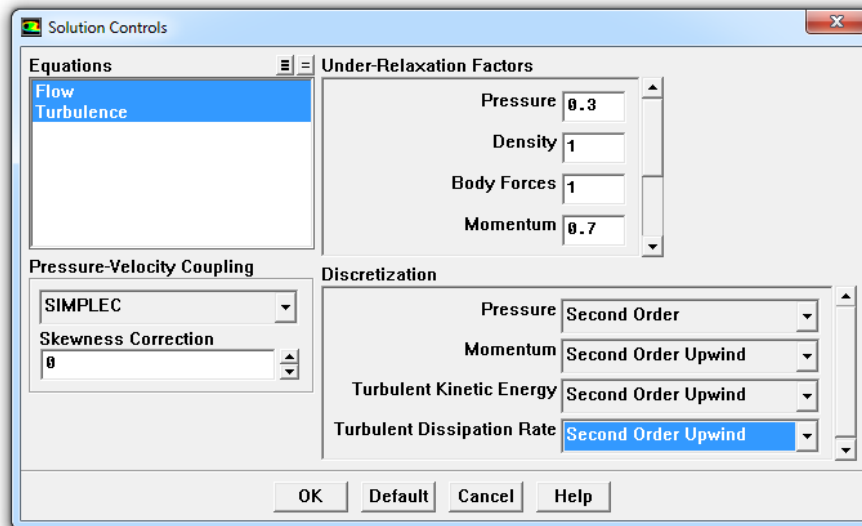


Figure III-16 : Choix d'ordre des équations et l'algorithme.

I.7.11 Initialisation :

Solve → Initialize → Initialize...

Cette fonction permet d'initialisé le calcul.

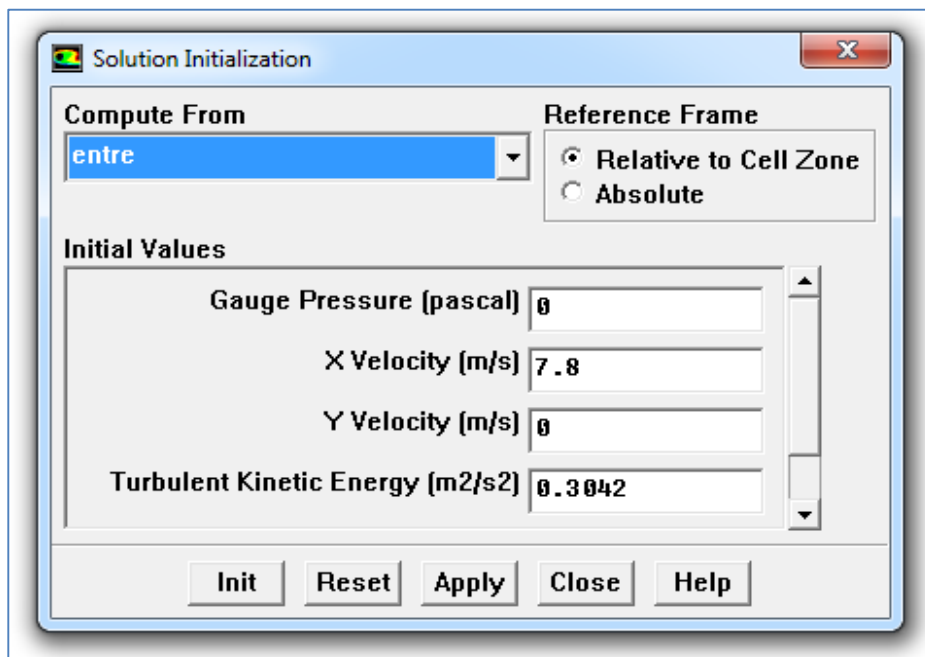


Figure III-17 : Initialisation du calcul.

I.7.12 Choix des critères de convergence :

Solve → Monitors → Residual...

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

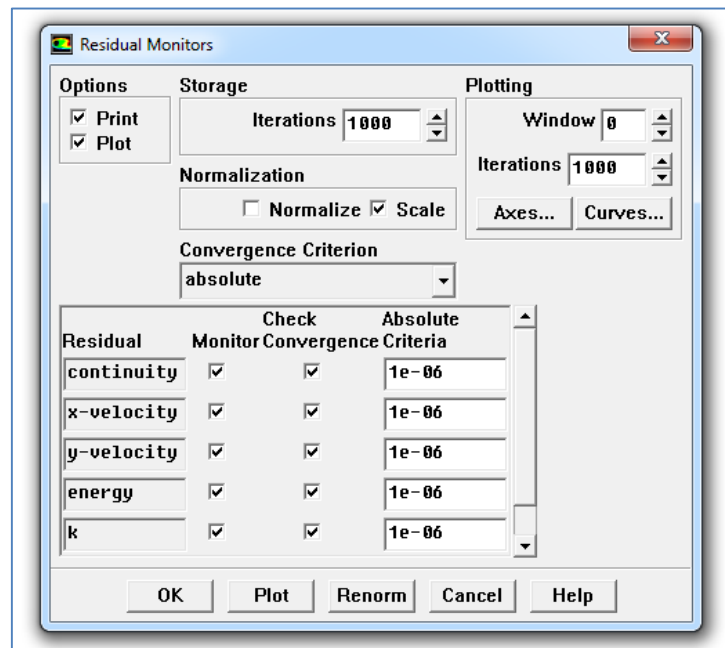


Figure III-18 : Choix des critères de convergence.

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

I.7.13 Lancement du calcul :

Solve → Iterate...

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

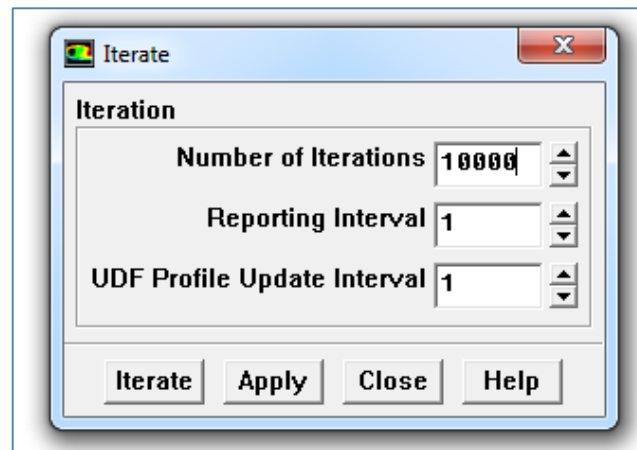


Figure III-19 : Choix du nombre des itérations.

La figure (III-23) montre la convergence de la solution pour $\varphi=0.03$.

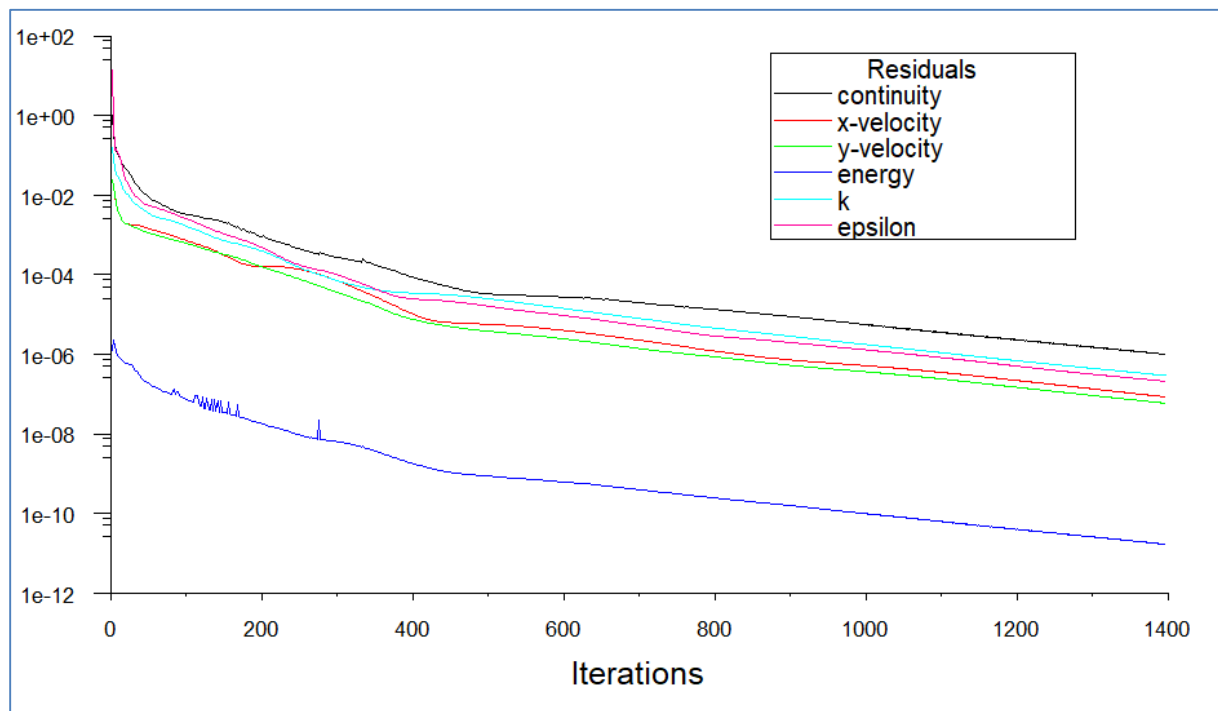


Figure III-20 : La convergence de la solution.

III.8 Conclusion :

A travers ce chapitre, on perçoit mieux les problèmes qu'on peut les rencontrer lors de la simulation numérique d'un problème en mécanique des fluides et de transfert thermique. Les étapes de la modélisation numérique :

La création de la géométrie, la génération du maillage et l'implémentation du "Fluent." - Le contrôle de la convergence.

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter une série de résultats obtenus par simulation numérique 2D que nous avons mené à l'aide du code de calcul **Fluent 6.3.26** relatives à la convection turbulent dans un canal avec des ailettes pour l'eau et les nano-fluides (eau + Cu et eau) en volume fini, pour caractériser un écoulement dans la géométrie considérée en utilisant de différents types de fluides, à savoir les fluides classiques et les nano-fluides.

La géométrie et le maillage ont été construits, à l'aide du logiciel GAMBIT.

Pour présenter les résultats de simulation, on a utilisé des logiciels de graphisme paint et Origin version 2018 pour tracer les profils de différents paramètres.

IV.2 Validation du model :

Dans cette partie, une étude numérique de la convection forcée conjuguée dans un canal contient deux substrats horizontaux, en utilisant l'air pour fait la validation.

Tableau IV-1 : Les propriétés thermophysiques de l'air (27°C)

Fluide	ρ [Kg/m ³]	C_p [J/(kg.k)]	λ [W.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	μ [(kg/m.s)]
L'air	1.177	1006	0.0262	$1.85.10^{-5}$

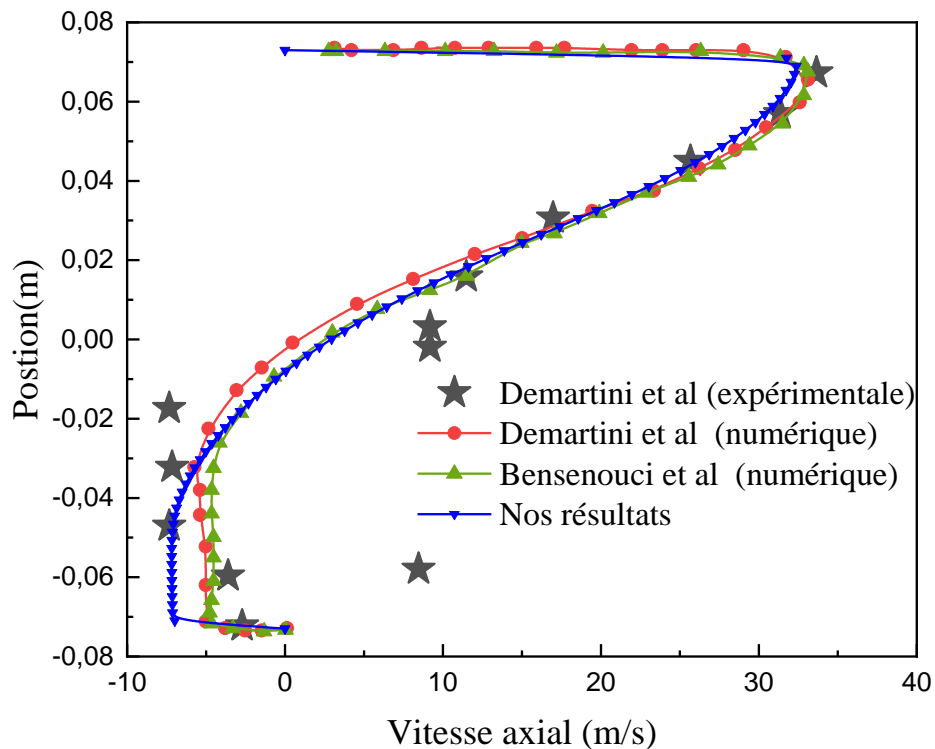


Figure IV-1 : Comparaison des profils de vitesse numériques et expérimentaux après la deuxième plaque de chicane ($x=0.525m$), près de la sortie du canal.

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de (Demartini et al, 2004 et Bensenouci et al, 2014) présentés sur les figures (IV-1), pour une position axiale $x=0,525m$, montre une bonne concordance entre les vitesses axiales.

IV.3 Paramètres utilisés :

Les propriétés physiques de fluide de base utilisée l'eau :

- Masse volumique : $\rho = 998.2 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$
- La capacité calorifique : $C_p = 4182 \text{ [J/(kg.k)]}$
- Conductivité thermique : $\lambda = 0.6 \text{ [W.kg}^{-1}.K^{-1}\text{]}$
- Viscosité dynamique : $\mu = 1.003.10^{-3} \text{ [(kg/m.s)]}$

Les propriétés physiques des nano-fluides utilisés :

Tableau IV-2 : Les propriétés physiques du nano-fluide (eau+Cuivre) avec différentes fractions volumiques :

φ	$\rho \text{ [Kg/m}^3\text{]}$	$C_p \text{ [J/(kg.k)]}$	$\mu \text{ [(kg/m.s)]}$	$\beta \text{ [K}^{-1}\text{]}$	$\lambda \text{ [W.m}^{-1}.K^{-1}\text{]}$
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
10 %	1791,68	2288,883	0,001305	0,00002057	0,799003

IV.4 Effet du maillage :

La précision des résultats numériques obtenus dépend des valeurs des paramètres de contrôle. Pour le choix du maillage optimal permettant d'avoir des résultats d'une meilleure précision, on a étudié l'influence du nombre de nœuds ainsi que leurs répartitions sur la température et les valeurs des vitesses maximales, pour un nombre de Reynolds $Re=1.488.10^6$, pour une fraction volumique ($\varphi = 0.03$) des nanoparticules de cuivre (Cu) Ces résultats sont regroupés sur le tableau (IV-2) et Les figures (IV-1.2) :

Tableau IV-3 : Influence de la taille du maillage sur la température et les vitesses maximales.

Nombre de nœuds	10566	42198	94198	112146	168153
U_{max}	31.379458	31.380000	31.382656	31.382657	31.3826581
T_{max}	304.9950	304.9970	305.0578	305.0580	305.0599

Le Tableau (IV-2) et les figures (IV-1.2) montrent que la grille (94198) donne des résultats précis, mais nécessite un temps d'exécution plus élevé par rapport aux autres. Notre choix a été définitivement orienté vers la grille (94198) ce dernier a assuré un bon compromis entre la rapidité de convergence et une occupation de mémoire acceptable.

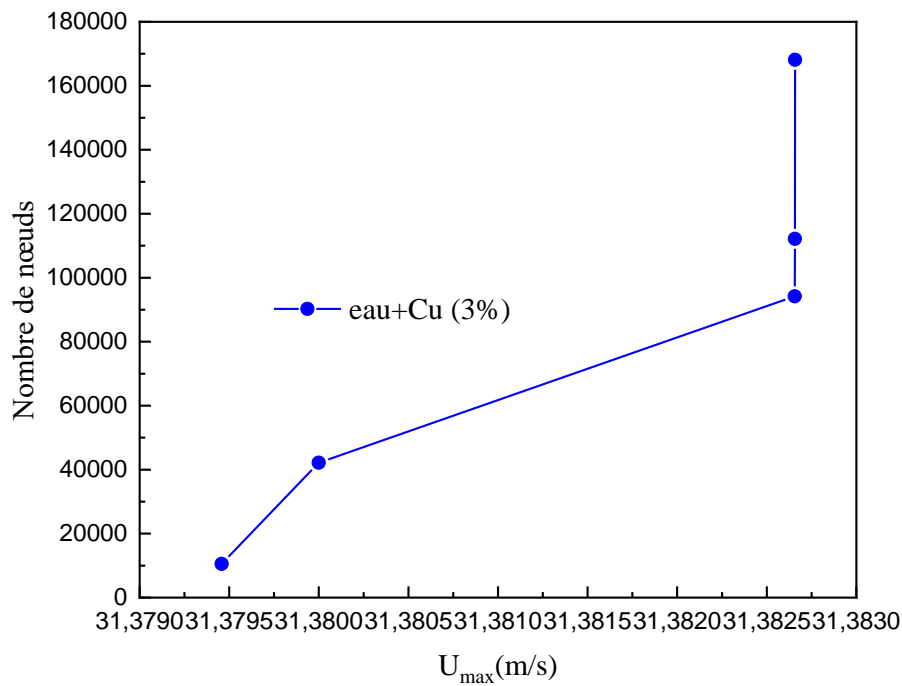


Figure IV-2 : Influence de la taille du maillage sur les vitesses maximales pour $\phi = 0\%$.

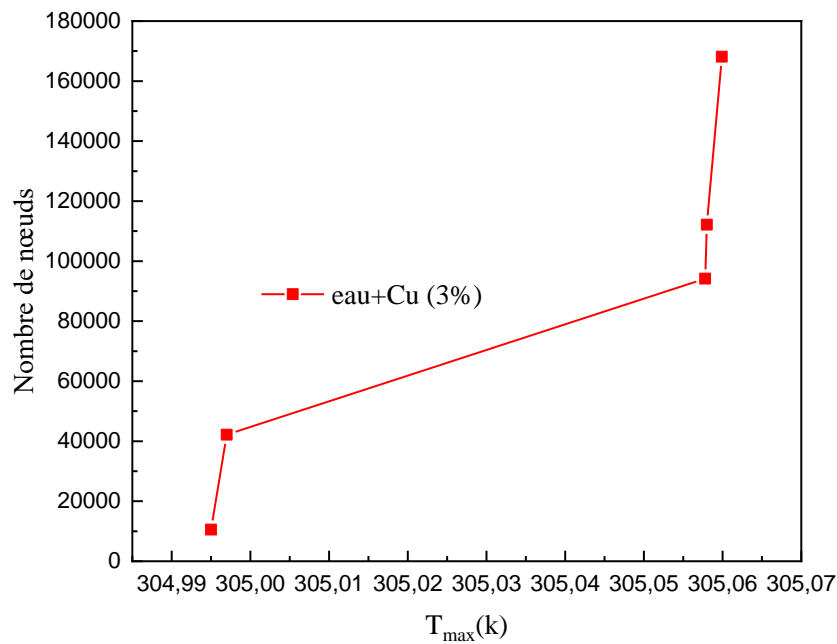


Figure IV-3 : Influence de la taille du maillage sur la température maximale pour $\varphi = 0\%$.

Le maillage utilisé est montré dans la figure (IV-1). C'est un maillage carré, il a été raffiné afin de capturer la grande variation des paramètres de l'écoulement (vitesse, pression, température, k et ε) dans ces régions.

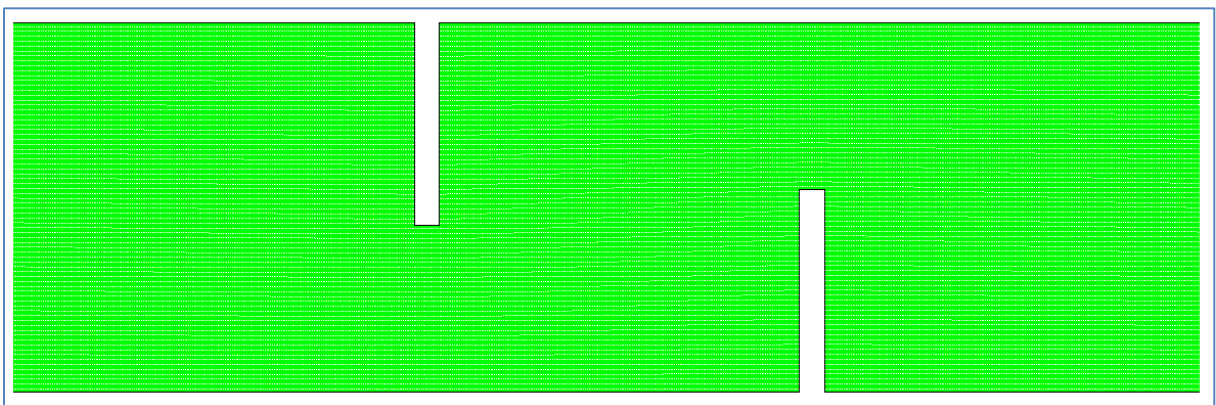


Figure IV-4 : Détails du maillage utilisé.

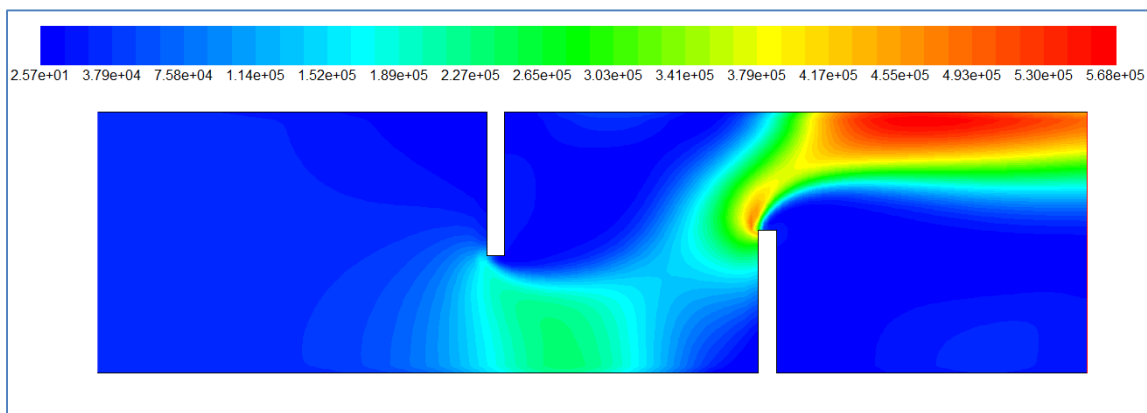
IV.5 Etude dynamique :

IV.5.1 Présentation des contours :

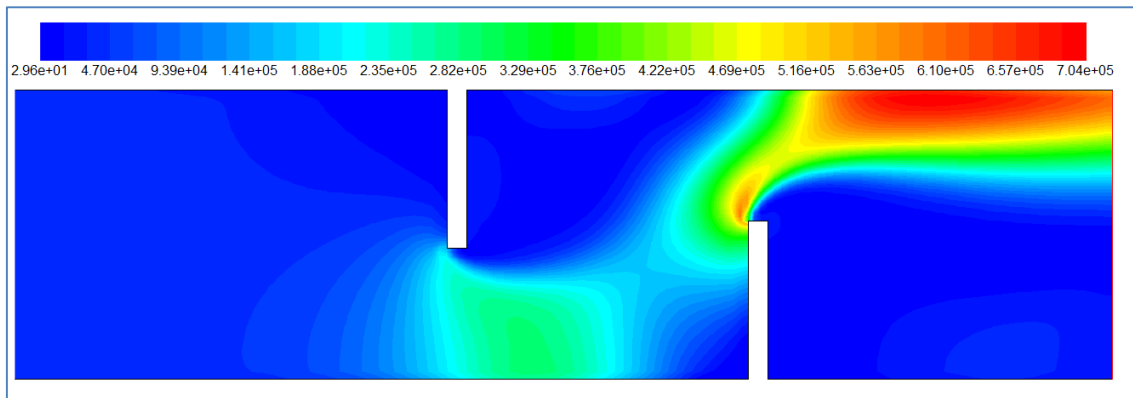
La figure IV-5 illustre les contours des pressions dynamiques pour différentes valeurs des fractions volumiques, ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$), on constate que la pression dynamique est augmenté quand l'accroissement de la fraction volumique Surtout dans les zones suivant :

Après le premier obstacle pour obtenir les valeurs suivantes ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) ; (2.65 bar ,3.29 bar, 4.48 bar et 5.22 bar) respectivement.

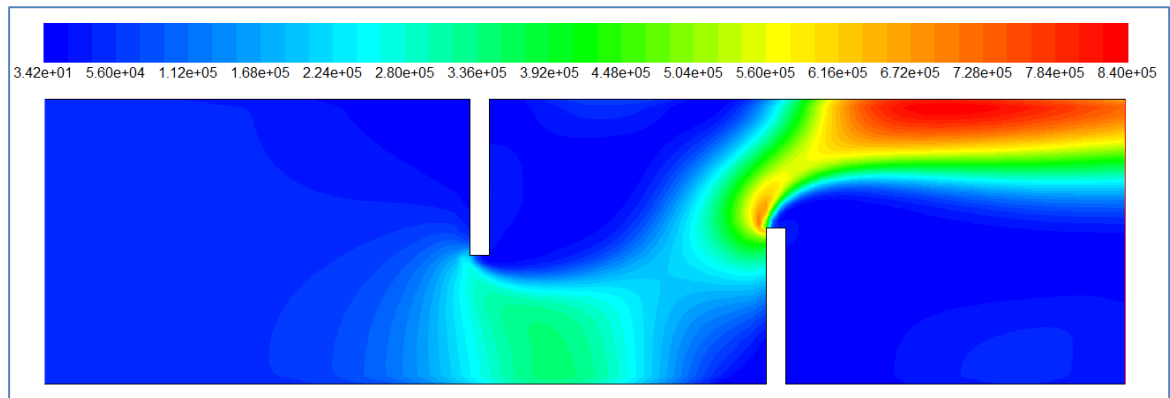
Puis il diminue progressivement entre les deux obstacles, À l'approche du deuxième obstacle il augmente pour atteindre la valeur maximal après le deuxième obstacle qui est proche de la sortie et de la paroi supérieure ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) ;(5.68 bar ,7.04 bar, 8.40 bar et 9.78 bar) en raison du changement de la section et de la forte turbulence présente dans ces zones.



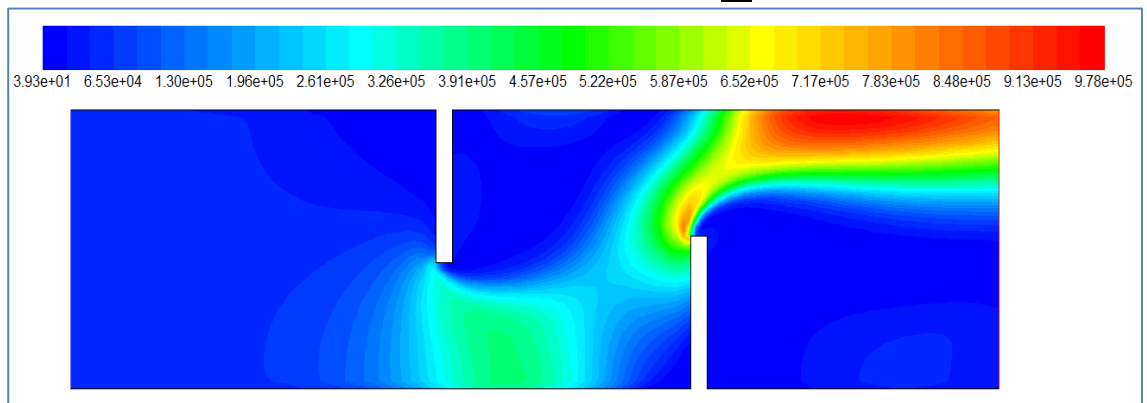
Contour de la pression dynamique pour $\varphi = 0\%$



Contour de la pression dynamique pour $\varphi = 3\%$



Contour de la pression dynamique pour $\varphi = 6\%$

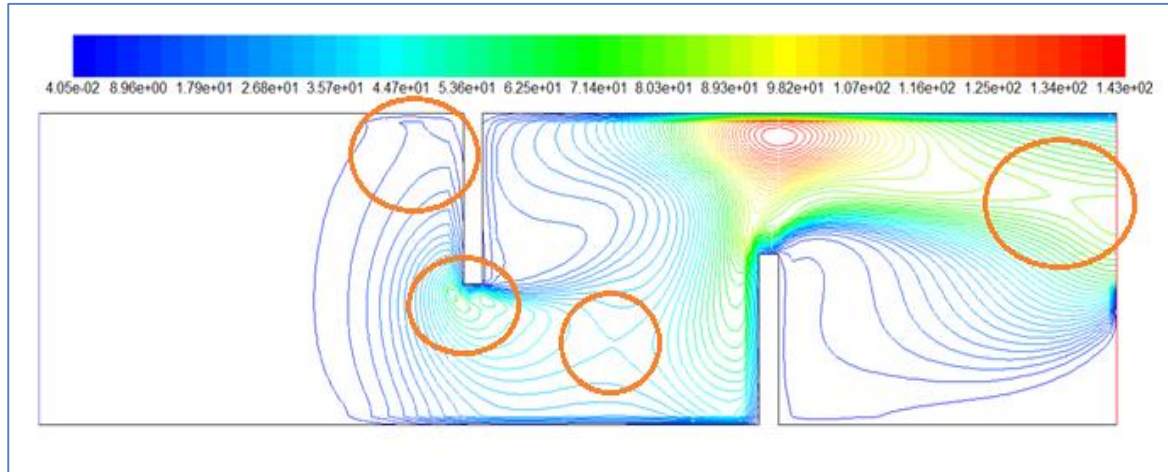


Conteur de la pression dynamique pour $\varphi = 9\%$

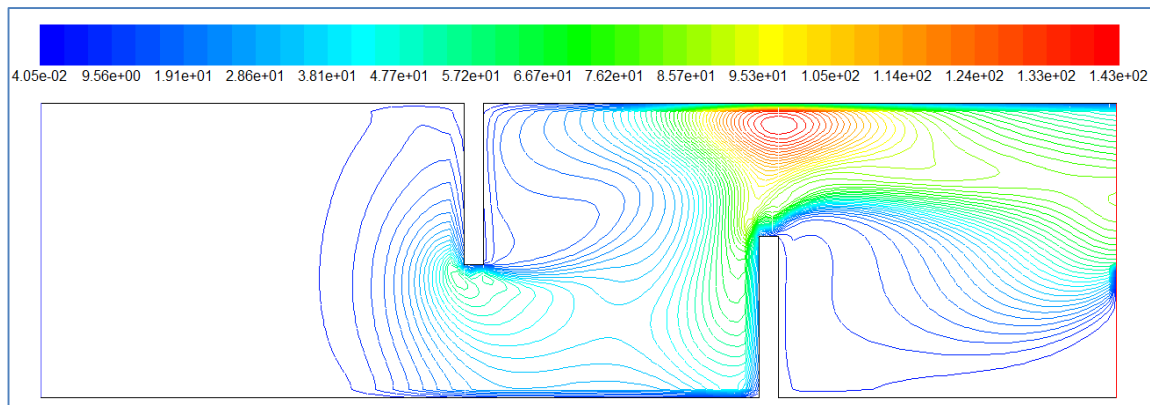
Figure IV-5 : Contour de la pression dynamique [Pa] pour différents valeurs de fraction volumique.

La figure IV-6 présente le contour d'énergie cinétique turbulente k pour deux valeurs de fraction volumique ($\varphi = 0\%$ et $\varphi = 6\%$) dans un canal horizontal avec des chicanes.

On observe que l'énergie C.T.k pour les deux fractions augmente aux prés la paroi de première chicane et le long de la deuxième paroi de chicane pour atteindre la valeur la plus élevée ($143 \text{ m}^2/\text{s}^2$) dans la paroi supérieure opposée au deuxième obstacle et trouver presque le même comportement sauf les zones qui indique dans la figure IV-6. On conclut l'augmentation de fraction volumique Conduire à une diminution l'énergie cinétique turbulent k.



Contour de lignes d'énergie cinétique k pour $\varphi = 0\%$



Contour de lignes d'énergie cinétique k pour $\varphi = 6\%$

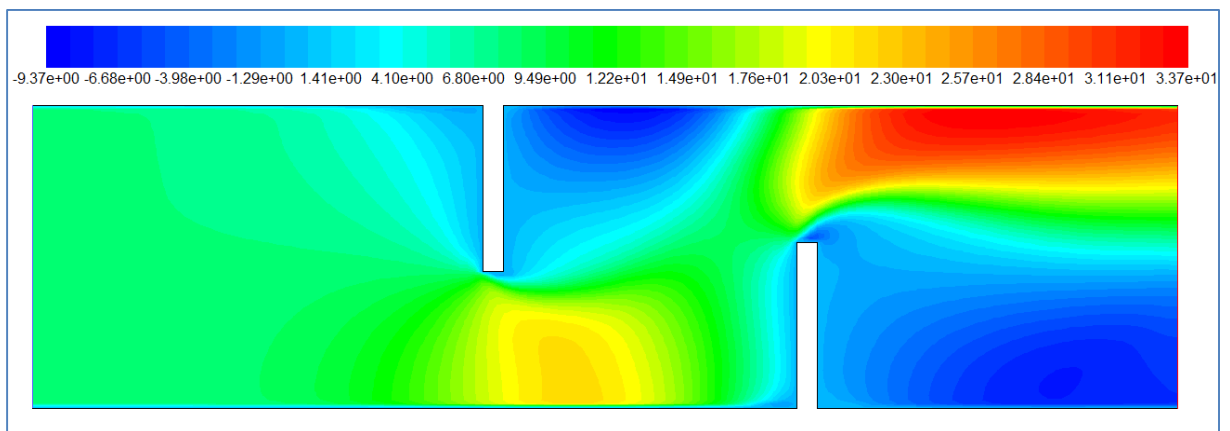
Figure IV-6 : Contour de lignes d'énergie cinétique k [m^2/s^2] pour différents valeurs de fraction volumique.

La figure IV-7 représente le contour des vitesses suivantes X dans le canal horizontal munie d'ailette où La vitesse d'entrée est de $v=7.8 \text{ m/s}$.

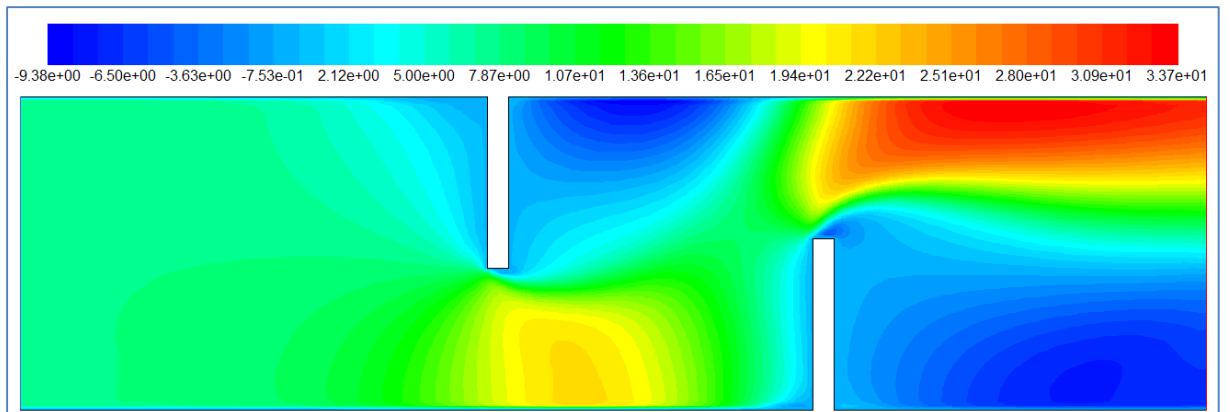
Nous observons sur la figure deux zones de recirculation entre les ailettes et une grande zone de recirculation après la 2^{ème} ailette pour toutes les valeurs de fraction volumique. ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$ et $\varphi = 6\%$).

La valeur de la vitesse est maximale au niveau des extrémités de la première et deuxième ailette causé par la diminution de l'espace entre la paroi supérieur et les extrémités des ailettes.

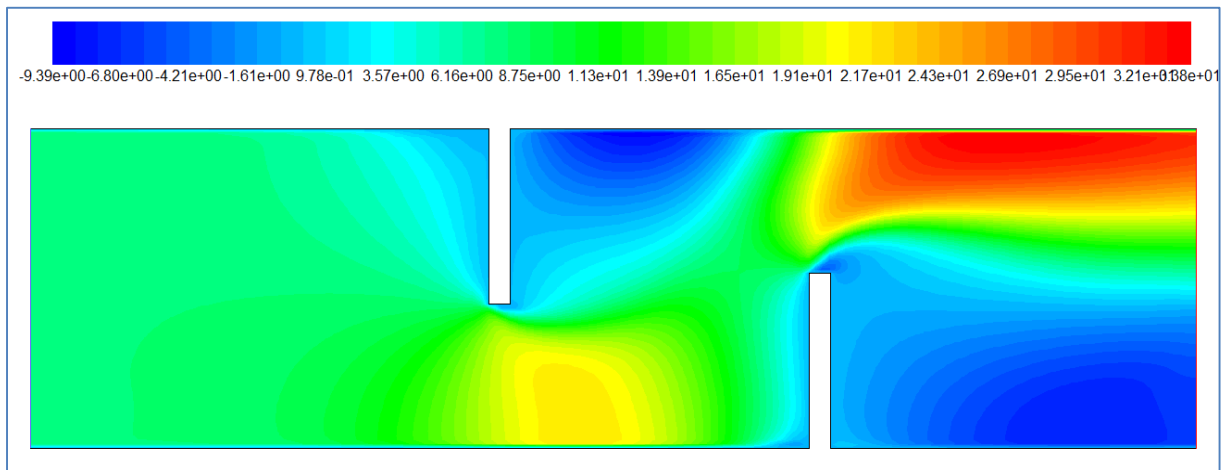
Nous concluons que l'augmentation de la vitesse est due au rétrécissement de la section de l'écoulement provoqué par les ailettes. D'un autre côté l'accroissement de la fraction volumique une légère diminution de la vitesse.



Contour de la vitesse suivant X pour $\varphi = 0\%$



Contour de la vitesse suivant X pour $\varphi = 3\%$



Contour de la vitesse suivant X pour $\varphi = 9\%$

Figure IV-7 : Contour de la vitesse suivant X pour différents valeurs de fraction volumique.

IV.5.2 Présentation des profils :

Le tableau IV-3 montre l'ampleur de la vitesse totale pour différentes valeurs des fractions volumiques et longueur de canal, on observe que la vitesse totale est diminuée quand la fraction volumique augmente.

On sait que la vitesse varie d'une façon proportionnelle avec le nombre de Reynolds donc la pression (Comme nous l'avons vu dans la figure IV-6) augmente quand la vitesse diminue ceci s'explique d'après le théorème de Bernoulli qui montre que l'élévation de la pression va conduire à la diminution de la vitesse.

Tableau IV-3 : Influence de la fraction volumique sur la vitesse totale.

Longueur de canal [m]	Vitesse totale [m/s]			
	Fraction volumique			
	$\varphi = 0\%$	$\varphi = 3\%$	$\varphi = 6\%$	$\varphi = 9\%$
0	7.8	7.8	7.8	7.8
0.0554237	7.81445	7.81308	7.81213	7.81149
0.103458	7.8833	7.87897	7.87471	7.87053
0.20322	11.291	11.285	11.2809	11.2796
0.302737	11.9809	11.9779	11.9737	11.9627
0.402213	4.10982	4.10717	4.10605	4.10112
0.50217	2.56082	2.55963	2.55731	2.52713
0.554	3.22215	3.22115	3.21997	3.179

Pour analyser nos résultats, nous créons des lignes verticales (suivant X) et Horizontales (suivant Y) comme la montre la figure suivante :

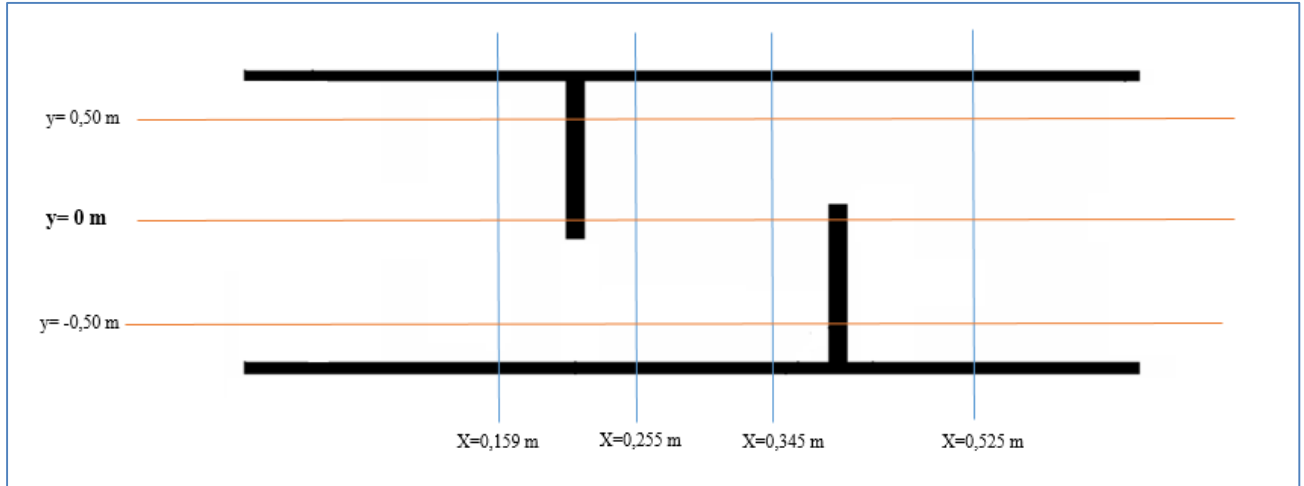


Figure IV-8 : Différentes sections choisies

La figure IV-9 représenté sous dessus nous montre influence de la fraction volumique sur la variation spatiale de la pression dynamique pour ($y=0$ m), on observe une élévation de la pression dynamique avec l'augmentation de la fraction volumique. La pression dynamique va élever jusqu'à (0.7 bar, 0.39 bar ,1.12 bar et 1.30 bar) pour ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) respectivement après première chicanes ($x=0.2$ m) Puis ça descend presque nulle près la paroi inférieur. Puis ça augmente atteint sa valeur maximale (33 bar, 38 bar ,46 bar et 53 bar) ; ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) respectivement. Et on remarque aussi que l'abaissement de la fraction volumique provoque une diminution de la pression dynamique.

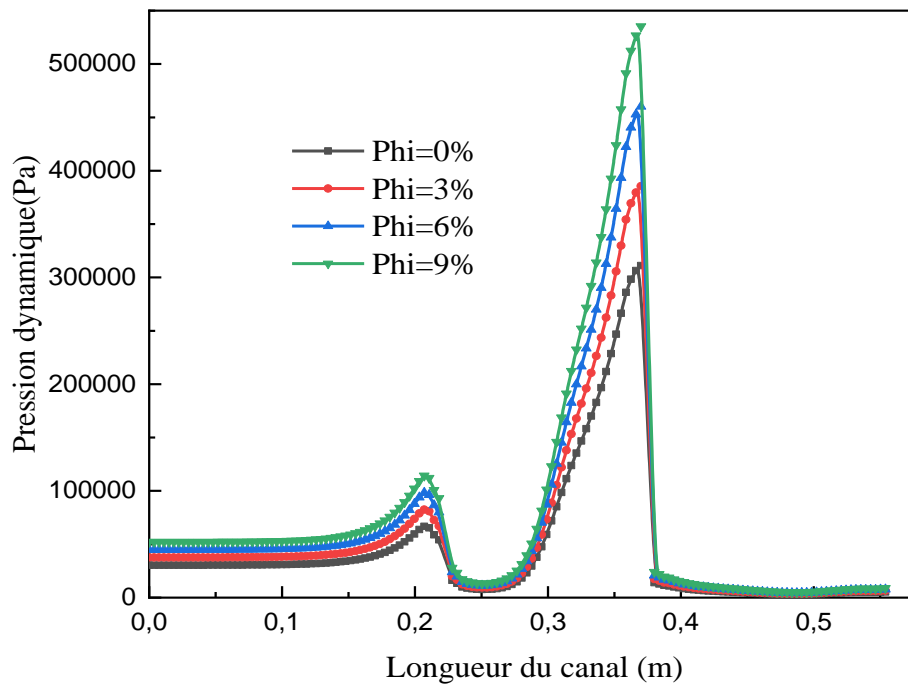


Figure IV-9 : Profil de la pression dynamique pour différentes valeurs de fraction volumique. ($y=0m$).

Afin d'étudier l'effet des coefficients de pression sur différentes valeurs de fraction volumique ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$). La fraction volumique, nous prenons ($x=0,255$) tel que décrit dans la figure (IV-10) et de celui-ci nous notons que les coefficients de pression c'est en grande valeur à la partie supérieure et surtout les murs inférieurs c'est logique car la vitesse est nulle dans ces zones donc la pression doit être maximale dans cette zone. Et le coefficient de pression va augmenter avec l'accroissement de fraction volumique Et ils ont le même comportement dynamique.

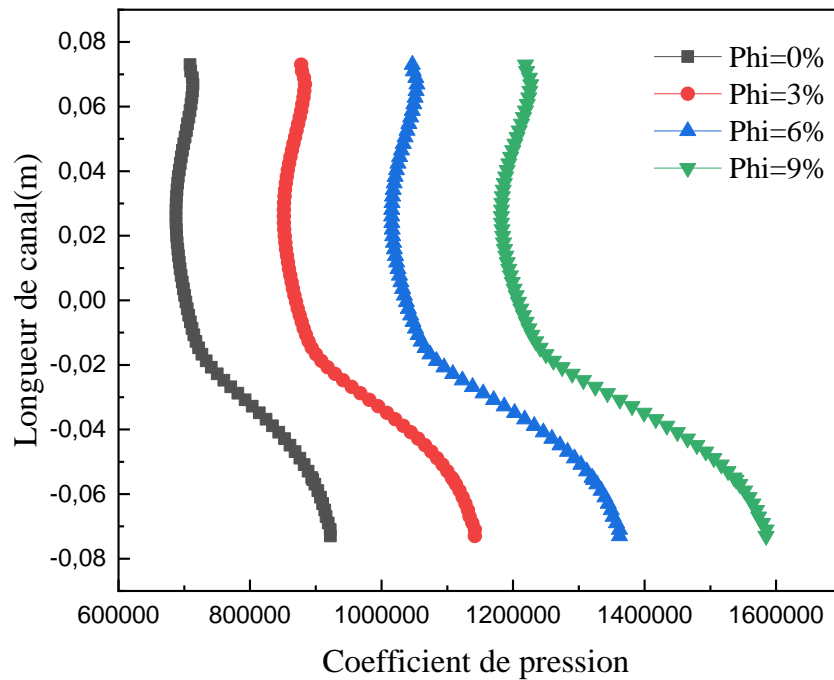


Figure IV-10 : Profil de coefficient de pression pour différentes valeurs de fraction volumique. ($x=0.255m$).

Quatre sections ont été choisies pour l'étude le comportement dynamique, suivant les Axe X, par rapport à l'entrée du canal ($x=0m$).

Pour la section $x = 0,159$ m situées en amont de la première ailette, les valeurs de la vitesse totale augmente par rapport à la vitesse d'entrée. La déformation de la circulation augmente la vitesse du fluide en s'approchant du passage sous l'ailette (Figure IV-11).

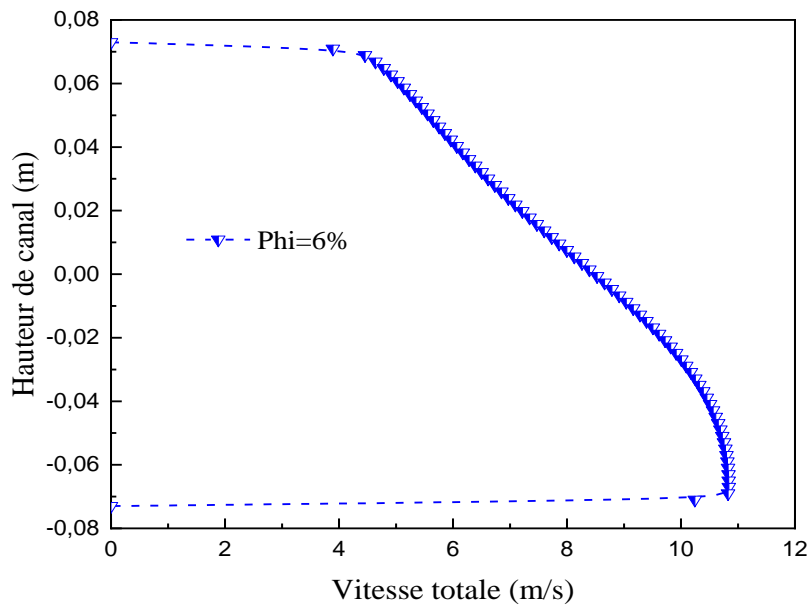


Figure IV-11 : Profil de la vitesse totale en amont de la première chicane pour $\phi = 6\%$ et ($x=0.159m$).

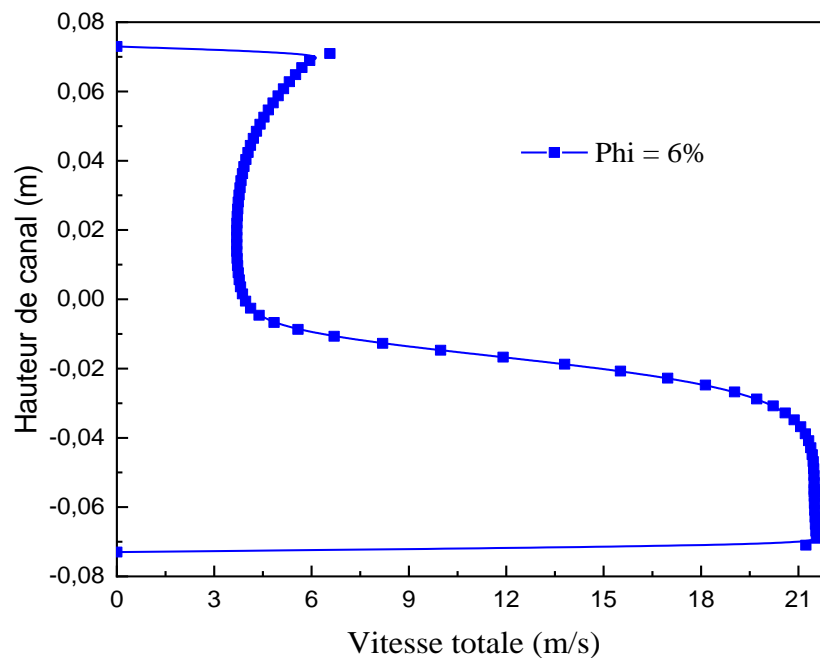


Figure IV-12 : Profil de la vitesse totale en aval de la première chicane pour $\phi = 6\%$ et ($x=0.255m$).

Dans la section $x = 0,255$ m ; après la première ailette, le débit du fluide est caractérisé par des vitesses très élevées dans le segment libre, qui approche 21m/s ; comme indiqué dans la Figure IV-12.

La section $x=0.345$ m représente la partie entre les chicanes ; les résultats montrent que, comme le flux s'approche de la deuxième chicane, la vitesse est réduite dans la partie inférieure de la chicane tandis qu'elle augmente dans la partie supérieure.

Le profil de la vitesse est ($v=0$) dans la partie inférieure du canal tandis que dans la partie supérieure le débit commence à s'accélérer au-dessus de la seconde chicane.

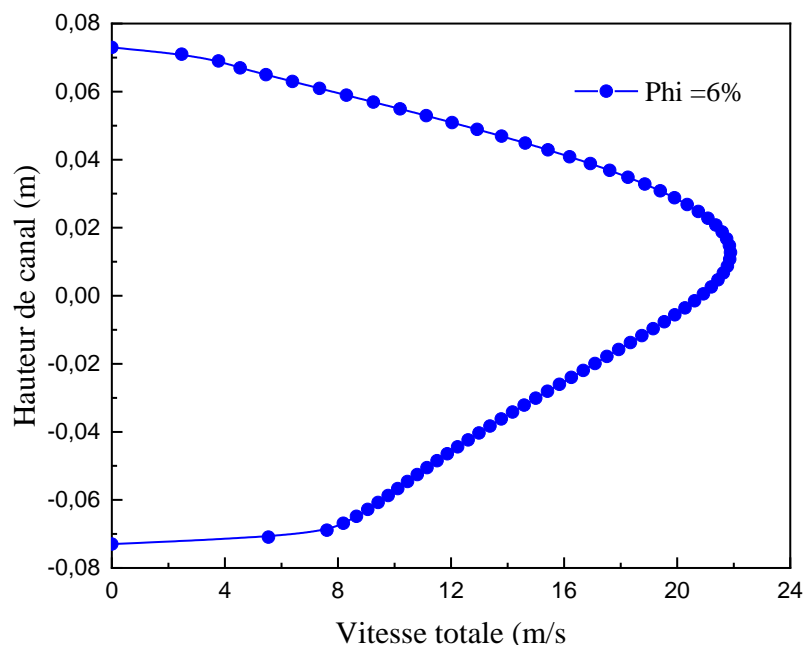


Figure IV-13 : Profil de la vitesse totale en amont de la deuxième chicane pour $\phi = 6\%$ et ($x=0.345$ m).

La Figure IV-14 montre les profils de la vitesse à la section $x=0.525$ m après la deuxième chicane ; Lors du passage du fluide dans la position $x=0,525$ m, juste avant la sortie du canal, la vitesse totale atteint la valeur maximale (32 m/s) Ces valeurs sont seulement possibles en raison de la très forte recirculation vers l'arrière de la deuxième chicane

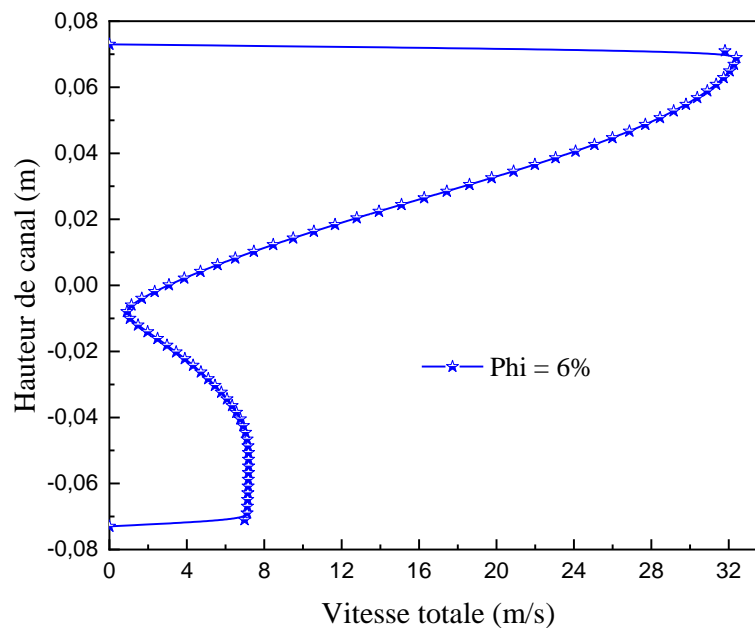


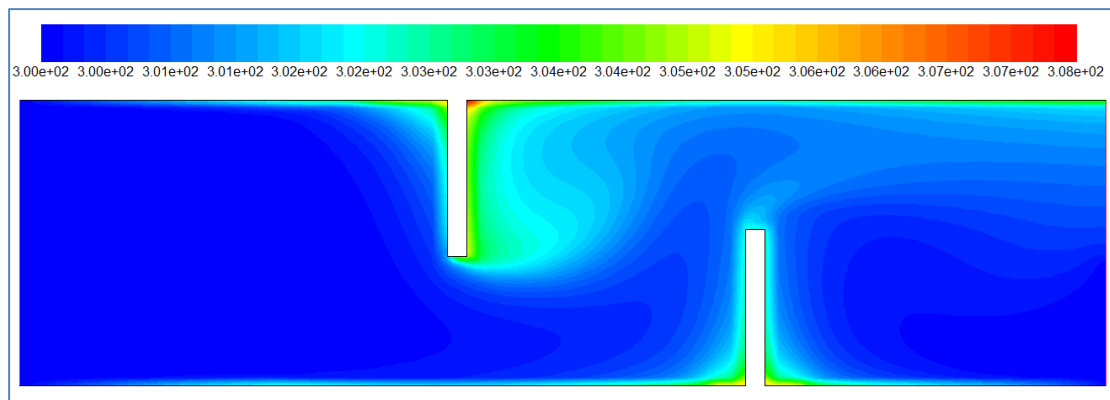
Figure IV-14 : Profil de la vitesse totale en aval de la deuxième chicane pour $\varphi = 6\%$ et $(x=0.525m)$

IV.6 Etude thermique :

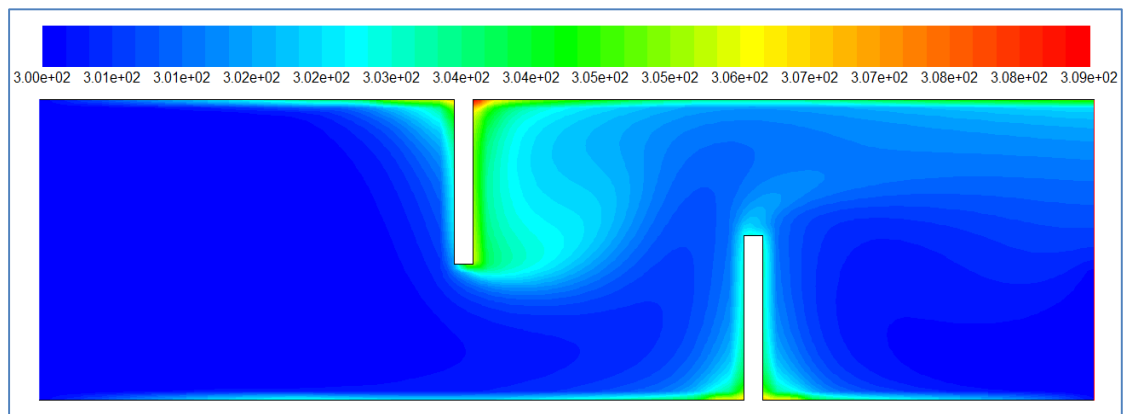
IV.6.1 Présentation des contours :

La figure (IV-15) présente le contour de température totale dans le canal horizontal muni d'ailette. Nous ne constatons qu'une élévation de la température totale avec l'augmentation de la fraction volumique ce résultat est prévu car le coefficient de dilatation thermique équivalent du nano-fluide est inférieur à celui de l'eau pure .

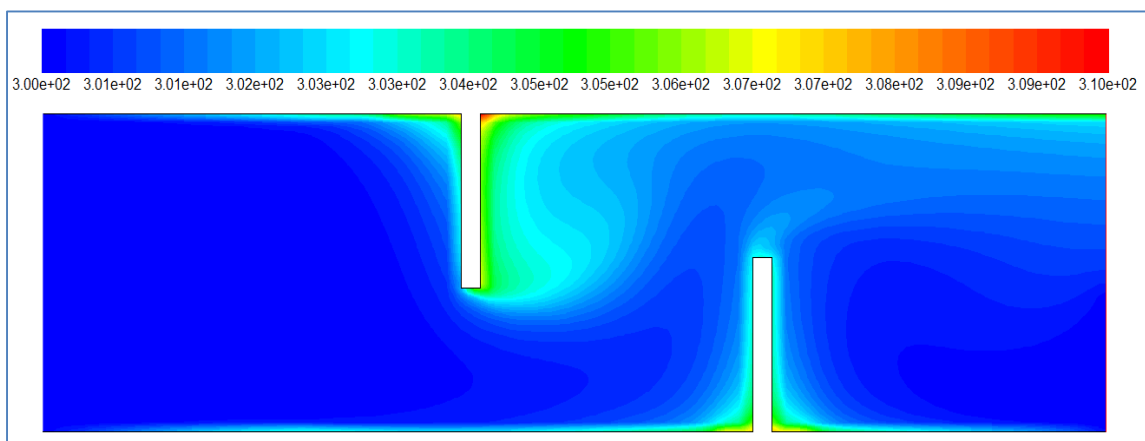
La température totale Prendre la mémé comportement thermique pour les différent valeurs de fraction volumique ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) ; On observe aussi que la température est basse dans l'espace par rapport les parois, ce qui est dû à la vitesse élevée, haute turbulence, courte longueur et épaisseur du canal et les pertes thermique.



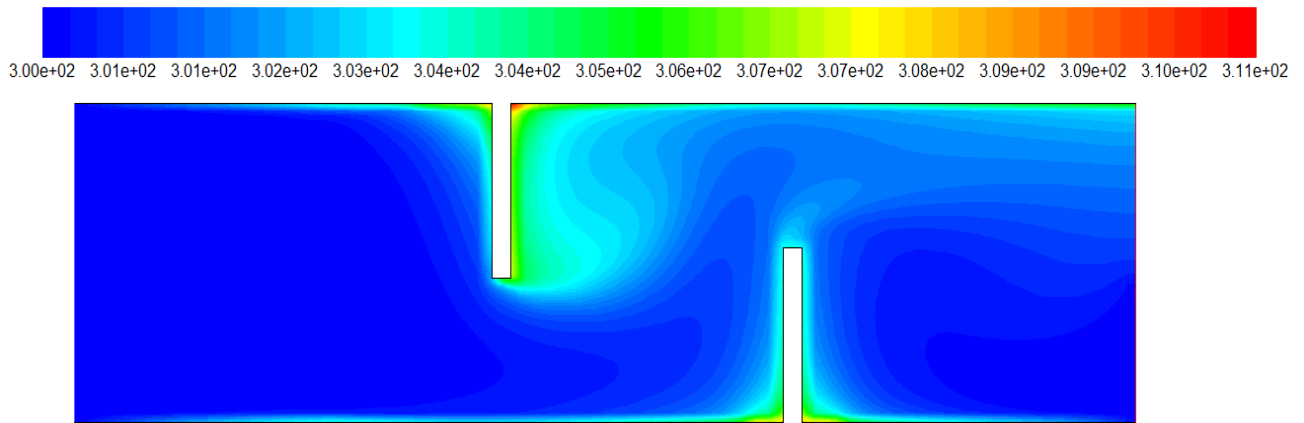
Contour de la température totale pour $\varphi = 0\%$



Contour de la température totale pour $\varphi = 3\%$



Contour de la température totale pour $\varphi = 6\%$



Contour de la température totale pour $\varphi = 9\%$

Figure IV-15 : Contour de température totale pour différents valeurs de fraction volumique.

IV.6.1 Présentation des profils :

Sur la figure IV-16 nous avons tracé la variation de température totale en fonction de la position de canal ($y=0$ m).

Dans le champ [0m-0.2m] la température est égale (300 k) à toutes les valeurs de fraction volumique puis augmente pour atteindre sa plus grande valeur (307 k, 306.5 k, 306 et 305k) pour ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) respectivement, après quoi il diminue progressivement.

À la fin de la première ailette [0.23m-0.38m], À mesure que le liquide s'approche de la deuxième chicane la température augmente jusqu'à (303.5 k, 303k, 302.95 k et 302.1 k) pour ($\varphi = 0\%$, $\varphi = 3\%$, $\varphi = 6\%$ et $\varphi = 9\%$) respectivement pour revenir à la chute à l'extrémité du chenal.

Comme nous l'avons expliqué plus tôt, plus la fraction volumique plus la température n'est élevée.

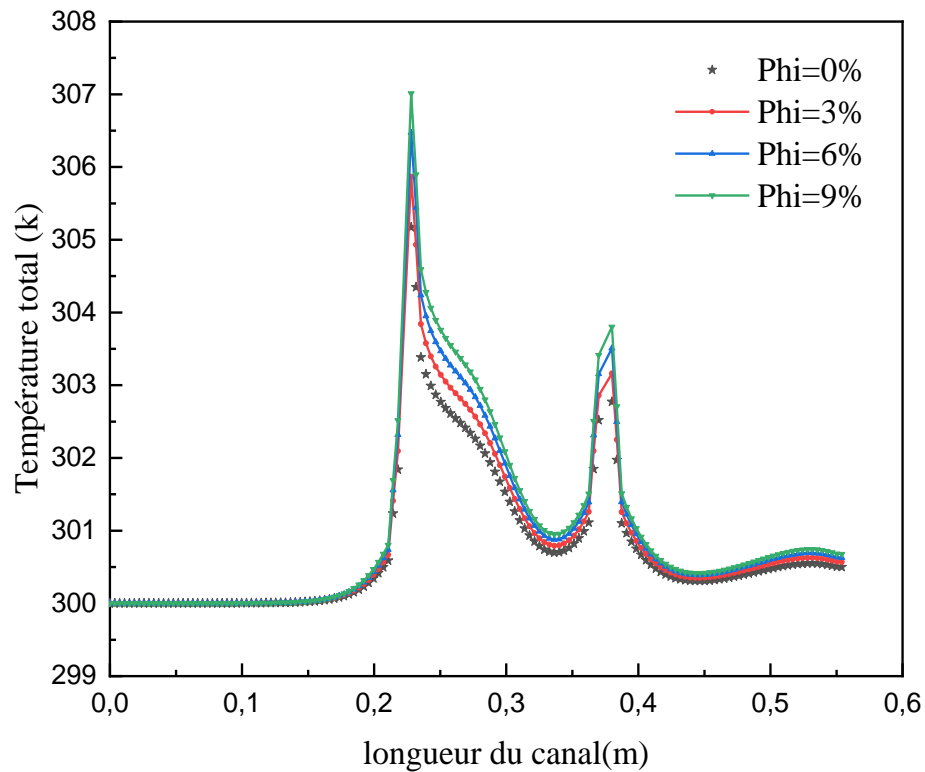


Figure IV-16 : Profil de température totale pour différents valeurs de fraction volumique et ($y=0m$)

Les figures (IV-17 et IV-18) suivante montre l'évolution du nombre de Nusselt le long de la paroi (supérieure et inférieure) pour différentes fractions du volume du nano-fluide. Il est clair qu'avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, la conductivité thermique effective du nano-fluide augmente qui se traduit par un meilleur transport thermique du fluide à l'intérieur du canal et une meilleure transmission de chaleur.

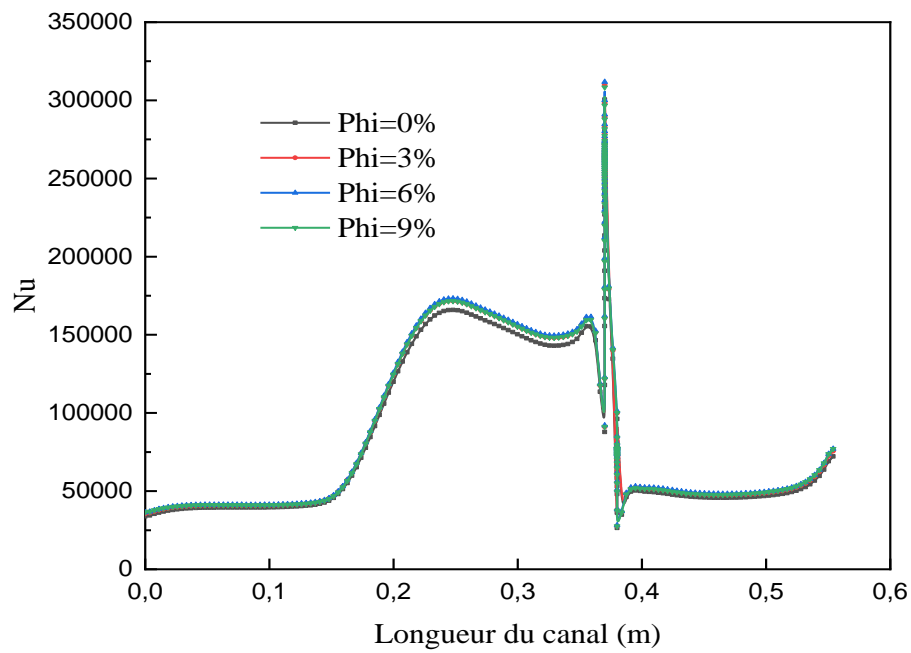


Figure IV-17 : Profil du nombre de Nusselt (Nu) pour différentes valeurs de ϕ (paroi inférieure)

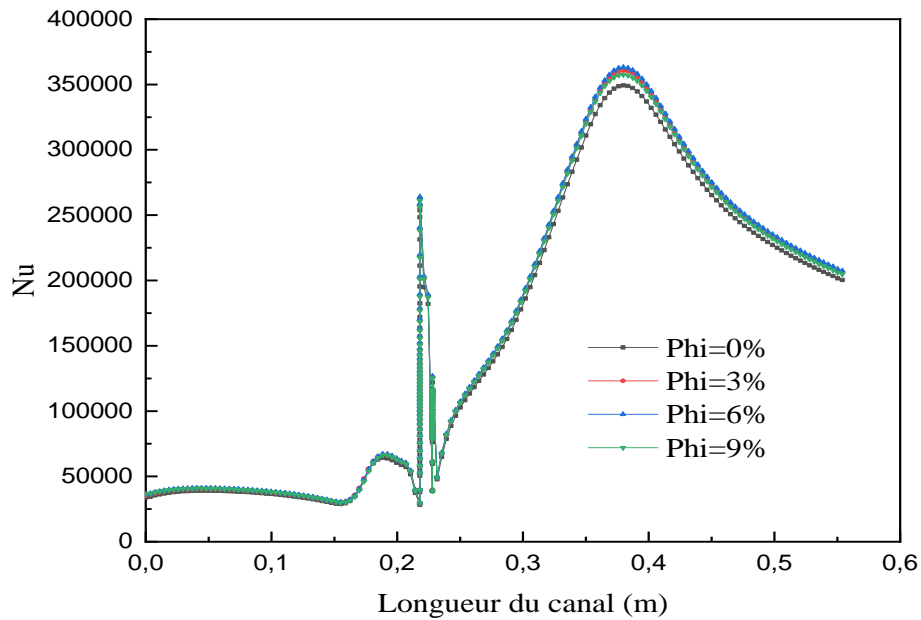


Figure IV-18 : Profil du nombre de Nusselt (Nu) pour différentes valeurs de ϕ (paroi supérieure)

Les sections ont été choisies pour l'étude thermique, qui sont respectivement $x=0.159\text{m}$, $x=0.255\text{m}$, $x=0.315\text{m}$ et $x=0.525\text{m}$, par rapport à l'entrée du canal ($x=0\text{m}$) Comme indiqué dans les figures (IV-19, 20,21 et 22).

Les sections ont été choisies pour l'étude thermique, qui sont respectivement $x=0.159\text{m}$, $x=0.255\text{m}$, $x=0.315\text{m}$ et $x=0.525\text{m}$, par rapport à l'entrée du canal ($x=0\text{m}$).

D'après l'analyse des résultats des profils de la température totale pour différentes valeurs de fraction volumique, on remarque les sections les plus proches de l'ailette et de la chicane sont les mieux chauffées que les sections verticales éloignées.

Cette observation est encore confirmée pour la distribution du champ de température dans le canal (Figur IV-15 Contour de la température).

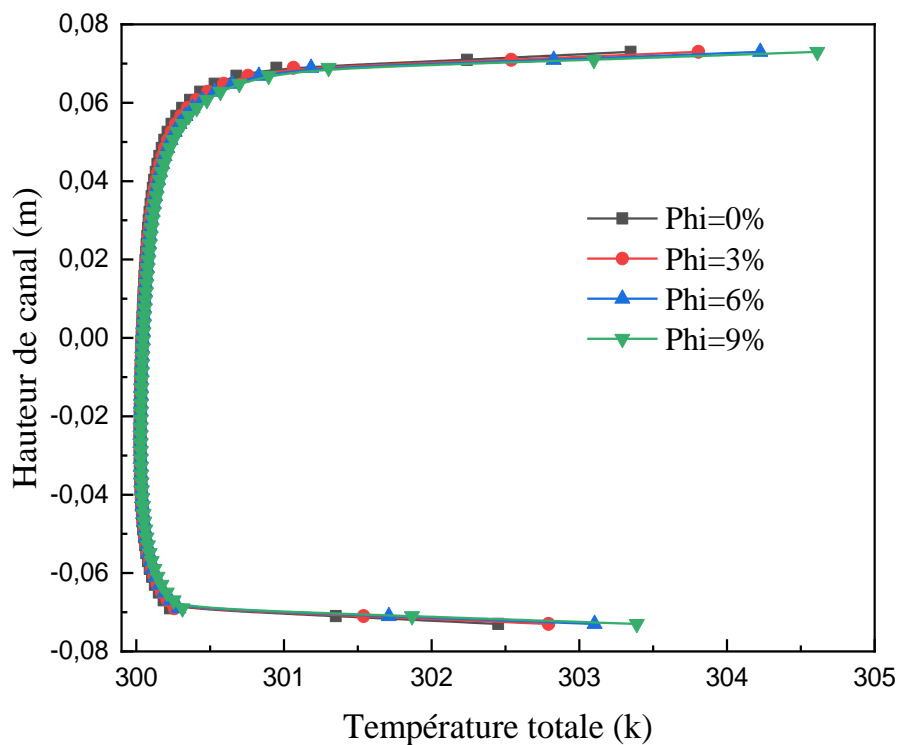


Figure IV-19 : Profil de la température totale en amont de la première chicane différentes valeurs de ϕ et ($x=0.159\text{m}$).

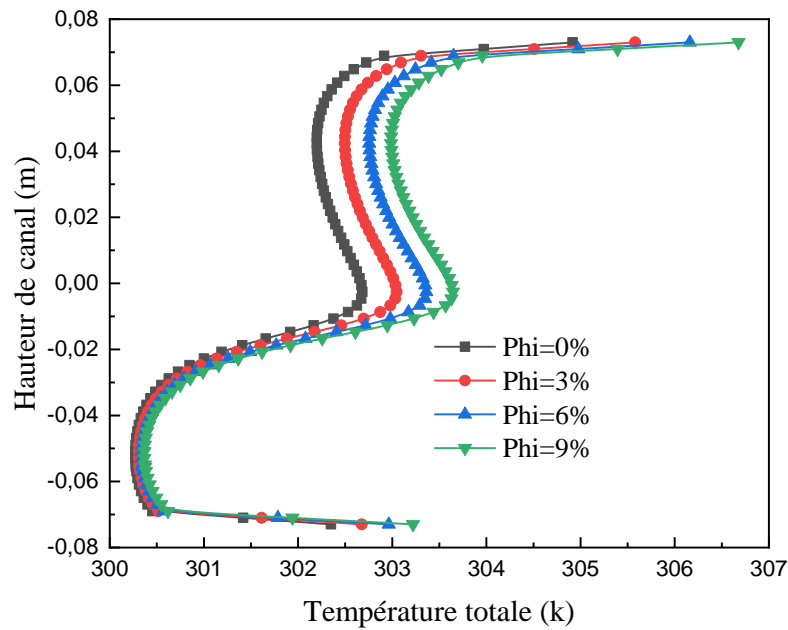


Figure IV-20 : Profil de la température totale en aval de la première chicane différentes valeurs de φ et ($x=0.255m$).

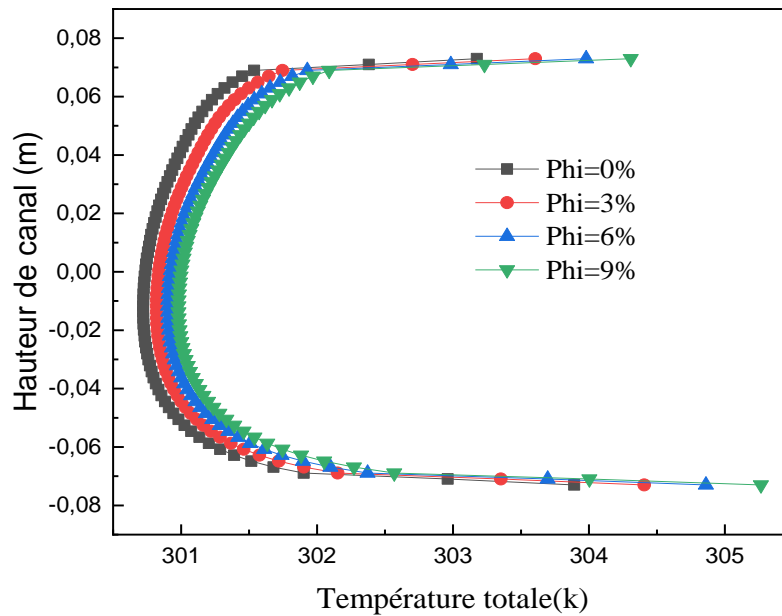


Figure IV-21 : Profil de la température totale en amont de la deuxième chicane différentes valeurs de φ et ($x=0.345m$).

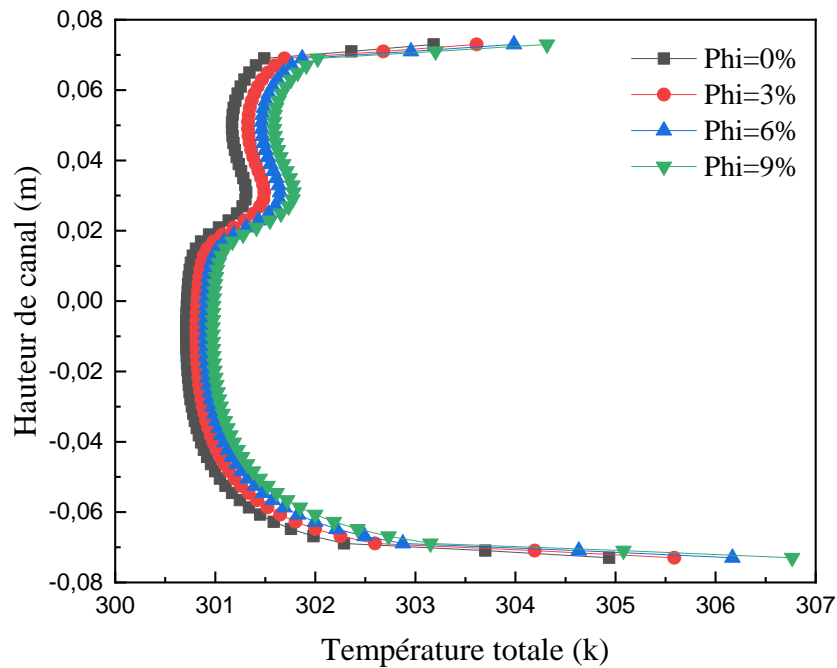


Figure IV-22 : Profil de la température totale en aval de la deuxième chicane différentes valeurs de φ et ($x=0.525m$).

IV.6 Conclusion :

Dans ce chapitre on a étudié l'effet de certains paramètres sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement turbulent à l'aide du modèle k-e un canal rectangulaire muni, de chicanes sur les parois inférieure et supérieure, chauffées à une température constante.

Les résultats ont également montré que (la pression dynamique, la température et nombre de Nusselt est augmenté quand l'accroissement de la fraction volumique.

Les graphes des vitesses montrent une zone de recirculation relativement intense, au-dessus des facettes de chaque chicane, qui se déplace vers l'aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Les travaux de recherches dans les écoulements en conduite, visent à améliorer les échanges thermiques par convection dans nombreux secteurs industriels, afin d'augmenter la surface d'échange, en proposant des solutions meilleures plus simples et moins coûteuses.

Dans ce mémoire nous avons présenté une étude numérique (2D) turbulent d'un écoulement avec transfert de chaleur dans un canal horizontal avec des ailettes talque (les parois inférieure et supérieure, chauffées à une température constante $T=375k$) rempli de l'un d'eau pur et les nano-fluides (eau -Cu).

Les équations gouvernantes (équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie) ont été résolues numériquement en utilisant le code de calcul (FLUENT 6.3.26) basé sur la méthode des volumes finis.

La validation du modèle utilisé faite en comparant nos résultats à ceux disponibles dans la littérature et un **bon accord** a été obtenue. L'étude nous a permis d'explorer l'effet de l'influence de certains paramètres sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement.

Après la simulation nous avons présenté le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent à l'aide du modèle $k-\varepsilon$ dans un canal rectangulaire muni, de chicanes sur les parois inférieure et supérieure, chauffées à une température constante. Les graphes et le comportement dynamique des vitesses montrent une zone de recirculation relativement intense, au-dessus des facettes de chaque chicane, qui se déplace vers l'aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane ; Les résultats ont également montré que (la pression dynamique, la température et nombre de Nusselt est augmenté quand l'accroissement de la fraction volumique.

Référence bibliographique

Référence bibliographique

A

[Akbari, M., Behzadmehr, A., & Shahraki, F. (2008)]. Fully developed mixed convection in horizontal and inclined tubes with uniform heat flux using nanofluid. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(2), 545-556.

[Akbari, M., Galanis, N., & Behzadmehr, A. (2012)]. Comparative assessment of single and two-phase models for numerical studies of nanofluid turbulent forced convection. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37, 136-146.

[Alina Adriana Minea] . «Uncertainties in modeling thermal conductivity of laminar forced convection heat transfer with water alumina nanofluids», *International Journal of Heat and Mass Transfer* 68 (2014) 78–84.

[Ahmed, M., & Eslamian, M. (2014)]. Natural convection in a differentially-heated square enclosure filled with a nanofluid: significance of the thermophoresis force and slip/drift velocity. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 58, 1-11.

B

[Bergman, T. L. (2009)]. Effect of reduced specific heats of nanofluids on single phase, laminar internal forced convection. *International Journal of heat and mass Transfer*, 52(5-6), 1240-1244.

[Benahmed et al, (2016)]. « Simulation numérique des transferts thermiques dans un capteur solaire plan à air à double passe », mémoire de master, Université Ibn khaldoun Tiaret.

[BOUKERMA, K., & KADJA, M. (2013)]. Numerical investigation of forced convective cooling performance of two nanofluid types in microchannel.

[Bidabadi, M., Esmailnejad, A., & Sirousfarshadi, S. (2012)]. Counterflow Combustion of Micro Organic Particles. *Journal of Mechanical Engineering and Technology (JMET)*, 4(1).

Référence bibliographique

[BENSENOUCI, D]. Étude de la convection mixte transitoire conjuguée dans une conduite verticale munie d'obstacles avec génération volumétrique de chaleur soumise à plusieurs types de sollicitations thermiques (doctoral dissertation, université de tlemcen-abou bekr belkaid).

[Brinkman, H. C. (1952)]. The viscosity of concentrated suspensions and solutions. *The Journal of Chemical Physics*, 20(4), 571-571.

[Bachir, G. (2010)]. *Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard* (Doctoral dissertation, Université de Toulouse, Université Toulouse III-Paul Sabatier).

C

[Choi, S. U., & Eastman, J. A. (1995)]. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles (No. ANL/MSD/CP-84938 ; CONF-951135-29). Argonne National Lab., IL (United States).

[Chon C. H, Kihm K. D, Lee S. P, Choi S.U.S. 2005] . Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement. *Applied Physics Letters*. 87: 153107.

D

[DJAOUH H , 2015] Comportement thermique d'un écoulement en convection forcée stationnaire en utilisant le nano-fluide. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université Abderrahmane MIRA de Bejaïa.

[Demartini, L. C., Vielmo, H. A., & Möller, S. V. (2004)]. Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 26(2), 153-159.

[D.C.Maxwell, *A treatise on electricity and magnetism*], 3rd edn, vol 1, et 2, chap, 9, vol 1, article 314, Dover, New York, 1954.

E

[Elmir, M., Mehdaoui, R., & Mojtabi, A. (2012)]. Numerical simulation of cooling a solar cell by forced convection in the presence of a nanofluid. *Energy Procedia*, 18, 594-603.

F

[Philippe MARTY], Cour de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.

K

[Klaleche, S et al, 2015] Simulation numérique de la convection forcée entre deux disques en présence d'un nano-fluide. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université mouloud mammeri de tizi-ouzou.

[Khentoul, M., & Bessaïh, R. (2016)]. Numerical Simulation of Nanofluid-Cooling Enhancement of Three Fins Mounted in a Horizontal Channel. *Journal of Heat Transfer*, 138(9).

[KEDJAR K et al, 2014] étude numérique de la convection forcée dans un canal en utilisant un nano-fluide. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université Abderrahmane MIRA de Bejaïa.

[Khalil Khanafer, Kambiz Vafai , Marilyn Lightstone] : Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 3639–3653.

G

[Giblin, R. (1974)]. Transmission de la chaleur par convection naturelle.

[Gambit 2.2.30 User's Guide, 2006].

H

[Habchi, S., & Acharya, S. (1986)]. Laminar mixed convection in a symmetrically or asymmetrically heated vertical channel. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 9(5), 605-618.

[Hejazian, M., & Moraveji, M. K. (2013)]. A comparative analysis of single and two-phase models of turbulent convective heat transfer in a tube for TiO₂ nanofluid with CFD. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 63(10), 795-806.

I

[Izadi, M., Behzadmehr, A., & Jalali-Vahida, D. (2009)]. Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus. *International journal of thermal sciences*, 48(11), 2119-2129.

M

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

[M .Daguenet,. (1985)]. Les séchoirs solaires.

[Manca, O., Nardini, S., & Ricci, D. (2012)]. A numerical study of nano-fluid forced convection in ribbed channels. *Applied Thermal Engineering*, 37, 280-292.

[M.Goodarzi, M.R.Safaei, K.Vafai, G.Ahmadi, M.Dahari, S.N.Kazi, N.Jomhari]. «Investigation of nanofluid mixed convection in a shallow cavity using a two-phase mixture model», *International Journal of Thermal Sciences* Volume 75, January 2014, Pages 204–220.

[M. Ahmed , M. Eslamian] «Laminar Forced Convection of a Nanofluid in a Micro-channel: Effect of Flow Inertia and External Forces on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics», *Applied Thermal Engineering* S1359-4311, 01198-3(2014).

Référence bibliographique

[Moraveji, M. K., & Ardehali, R. M. (2013)]. CFD modeling (comparing single and two-phase approaches) on thermal performance of Al₂O₃/water nanofluid in mini-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44, 157-164.

[Maïga, S. E. B., Nguyen, C. T., Galanis, N., Roy, G., Maré, T., & Coqueux, M. (2006)]. Heat transfer enhancement in turbulent tube flow using Al₂O₃ nanoparticle suspension. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*.

[Mintsa, H. A., Roy, G., Nguyen, C. T., & Doucet, D. (2009)]. New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. *International journal of thermal sciences*, 48(2), 363-371.

[Strominger, J. L., Kalckar, H. M., Axelrod, J., & Maxwell, E. S. (1954)]. Enzymatic oxidation of uridine diphosphate glucose to uridine diphosphate glucuronic acid. *Journal of the American Chemical Society*, 76(24), 6411-6412.

O

[Ouadah Sabrina et Ould Amer Nassira,2018] Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nano fluide dans un dissipateur de chaleur. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université de M'sila.

[Oztop, H. F., Varol, Y., & Pop, I. (2009)]. Investigation of natural convection in triangular enclosure filled with porous medi saturated with water near 4° C. *Energy conversion and management*, 50(6), 1473-1480.

P

[Patankar, S. V., & Spalding, D. B. (1983)]. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. In *Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion* (pp. 54-73). Pergamon.

R

[RIBIERO João-Paulo], Nano-fluides pour les applications thermiques, Dossier Technique de l'ingénieur, nm5115, 2009

Référence bibliographique

S

[Sarit K .Das, Stephen U.S. Choi, Wenhua Yu]. Nanofluids Science and Technology. WILEY 2007.

[Sacadura, J. F. (1982)]. Introduction aux transferts thermiques. Techniques et Documentation, Paris.

[Sidik, N. A. C., Adamu, I. M., & Jamil, M. M. (2016)]. Preparation methods and thermal performance of hybrid nanofluids. J Adv Rev Sci Res, 24, 13-23.

X

[Xu, H., & Pop, I. (2012)] . Fully developed mixed convection flow in a vertical channel filled with nano-fluids. International communications in heat and mass transfer, 39(8), 1086-1092.

Y

[Y.Boubaker et al ,2019] Étude de la convection forcée dans un canal munie d'ailettes. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université de Tlemcen.

[Young, T. J., & Vafai, K. (1998)] . Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles. International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(21), 3279-3298.

Z

[ZITOUNE Mounir et al ,2014] étude numérique de la convection forcée dans un canal en utilisant un nano-fluide. Mémoire de master En Génie Mécanique Option : Energétique. Université Abderrahmane MIRA de Bejaïa

Résumé

Dans ce travail, une étude numérique de la convection forcée dans un canal horizontal, en utilisant un nano-fluide a été entreprise. Le canal contient deux ailettes conductrices sur ses parois chauffée et maintenue à une température constante T_c . Un nano-fluide est utilisé à partir de l'entrée du canal jusqu'à sa sortie pour évacuer la chaleur.

L'écoulement est turbulent en régime stationnaire et les fluides sont supposés incompressibles et newtoniens. La méthode des volumes finis a été utilisée à l'aide du code de calcul 'FLUENT 6.3.26' pour discrétiser les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les simulations numériques ont été réalisées pour différentes valeurs de la fraction volumique (0%, 3%, 6% et 9%).

Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'influence de différents paramètres de contrôle sur l'écoulement convectif notamment sur les profils de vitesse et de température.

Mots clés : convection forcée, canal horizontal, ailette, transfert de chaleur, nano-fluide.

المخلص

في هذا العمل، تم إجراء دراسة عددية للحمل القسري في قناة أفقية، باستخدام سائل نانوي. تحتوي القناة على زعانف موصلة على جدرانها الساخنة ويتم الحفاظ عليها عند درجة حرارة ثابتة T_c . يتم استخدام سائل نانوي من مدخل القناة إلى مخرجها لتبديد الحرارة. يكون التدفق مضطرباً في حالة ثابتة ويفترض أن السوائل غير قابلة للضغط ونيوتونية. تم استخدام طريقة الحجم المحدود باستخدام كود الحساب "FLUENT 6.3.26" لتقدير معادلات الاستمرارية والزخم وتم إجراء محاكاة عددية للطاقة لقيم مختلفة لكسر الحجم (0%، 3%، 6% و 9%).

أتاحت النتائج التي تم الحصول عليها إبراز تأثير عوامل التحكم المختلفة على تدفق الحمل الحراري على وجه الخصوص في ملامح السرعة ودرجة الحرارة.

الكلمات المفتاحية: الحمل القسري، القناة الأفقية، الزعنف، نقل الحرارة، المائع النانوي.

Abstract

In this work, a numerical study of forced convection in a horizontal channel, using a nano-fluid was undertaken. The channel contains two conductive fins on its heated walls and maintained at a constant temperature T_c . A nano-fluid is used from the entrance of the channel to its exit to dissipate the heat.

The flow is turbulent in a steady state and the fluids are assumed to be incompressible and Newtonian. The finite volume method was used using the calculation code 'FLUENT 6.3.26' to discretize the equations of continuity, momentum and Energy. Numerical simulations were performed for different values of the volume fraction (0%, 3%, 6% and 9%).

The results obtained made it possible to highlight the influence of various control parameters on the convective flow in particular on the speed and temperature profiles.

Keywords: forced convection, horizontal channel, fin, heat transfer, nano-fluid.