



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière: Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Thème

*Simulation numérique d'un écoulement de fluide dans
Des micros canaux pour le bon refroidissement des composantes
électroniques*

Présenté et soutenu publiquement par :

NADJI mohammed nadir

TAGUIG ismahene

Devant le jury composé de :

Nom et prénom	Etablissement	Qualité
Mr.ADJELOUA.A	IMSI/Univ-ORAN 2	Président
Mr.BOUHAMRI.N	IMSI/Univ-ORAN 2	Encadreur
Mm.AOUIMER.Y	IMSI/Univ-ORAN 2	Examinateur

Juin 2016

ملخص

نظرا للتطور التكنولوجي في علم الإلكترونيك أصبحت الأجهزة الالكترونية أكثر قوة وأكثر صغرا حيث كمية الحرارة المتدفقة من هذه الأجهزة أصبحت كبيرا جدا بحيث تتطلب أجهزة تبريد تتميز بنوعية جديدة. المبادلات الحرارية ذات القنوات الميكروسكوبية تستطيع أن تواجه مشاكل التبريد للأجهزة الالكترونية عالية الحرارة. المبادل الحراري ذو القنوات الميكروسكوبية يوضع على الدوائر المتكاملة. هذه التقنية تستعمل على بطاقة الدوائر المتكاملة أو على بطارية الدوائر المتكاملة في هذه الدراسة لقد قمنا بدراسة التدفق الصفحي لمجموعة من السوائل بداخل القنوات الميكروسكوبية ذات هندسة مختلفة وذلك باستعمال برنامج «*Comsol Multiphysics 4.2*».

كلمات مفتاحية القنوات الميكروسكوبية, *Comsol Multiphysics 4.2*, التدفق الصفحي, الدوائر المتكاملة

Résumer

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. La Chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique qui exige des systèmes de refroidissement très modernes. Les échangeurs à micro canaux peuvent faire face à ce dégagement de puissance qui puisse retarder au maximum la panne d'un système électronique. Un réfrigérant de micro canaux est appliqué sur des circuits intégrés à connexions protubérances de façon à garder les avantages des connexions protubérances. Cette technique peut s'adapter soit aux cartes de circuits intégrés multi puce dans un plan, soit aux piles de cartes de circuits dans une structure d'interconnexion tridimensionnelle. Dans cette étude, nous avons étudié un écoulement laminaire à l'intérieur d'un micro-canal de section rectangulaire pour une seule phase de l'écoulement du liquide à l'aide du logiciel « *Comsol Multiphysics 4.2* ».

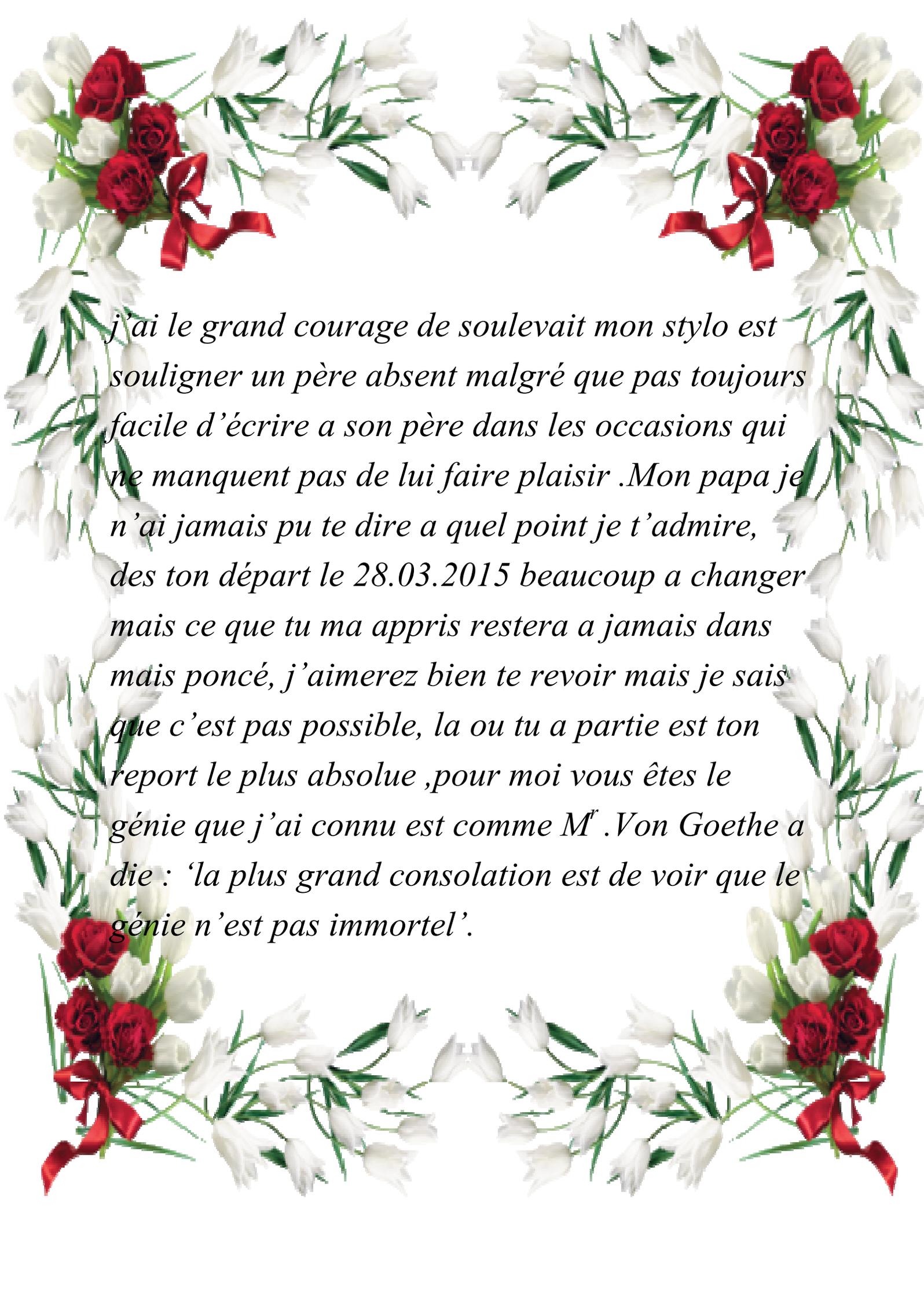
Mots clés : micro canaux, Comsol Multiphysics 4.2, écoulement laminaire, circuits intégrés

Abstract

Following recent technological advances in electronics, components become increasingly powerful and increasingly small. Heat discharging becomes very important in the field of electronics which requires very modern cooling systems. Micro channel heat exchangers can cope with this power generation, which could delay the maximum breakdown of an electronic system. A micro channel cooling is applied to integrated circuits connections protrusions in order to keep the benefits of connection protrusions. This technique can be adapted either cards multi chip integrated circuits in a plane and the circuit board batteries in a three-dimensional interconnection structure. In this study, we investigated a laminar flow inside a

rectangular micro channel single-phase liquid flow using the software "COMSOL 4.2 multiphysique".

Key Word: micro channel, Comsol Multiphysics 4.2, laminar flow, integrated circuits



*j'ai le grand courage de soulevait mon stylo est
souligner un père absent malgré que pas toujours
facile d'écrire a son père dans les occasions qui
ne manquent pas de lui faire plaisir .Mon papa je
n'ai jamais pu te dire a quel point je t'admire,
des ton départ le 28.03.2015 beaucoup a changer
mais ce que tu ma appris restera a jamais dans
mais poncé, j'aimerez bien te revoir mais je sais
que c'est pas possible, la ou tu a partie est ton
report le plus absolue ,pour moi vous êtes le
génie que j'ai connu est comme M' .Von Goethe a
die : 'la plus grand consolation est de voir que le
génie n'est pas immortel'.*



Dédicas

*A ma très chère mère « **SID EL MERABET SORAYA** »*

Affable, honorable, aimable tu représentes pour moi la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études

*A mon Père « **NADJI MUSTFA** »*

Aucun remerciement ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

*A mes sœurs « **SANAA** » et « **RACHA** » à mon frère « **DJAWED** ».*

*A la famille « **SID EL MERABET** », « **RAZOUI** », « **QUITER** », « **BENSAFIR** », Ils vont trouver ici l'expression de mes sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de me porter.*

*A mon meilleur ami « **NEMRAOUI REDA** »*



Remerciement

*Je remercie en premier lieu Dieu le tout puissant pour m'avoir donné la force et la volonté d'accomplir ce travail. J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur « **BOUHAMRI.N** », M.A.A à l'Université d'IMSI ORAN, pour son encadrement, pour sa contribution, sa patience et son aide tout le long de ce travail. Qu'il soit assuré de ma profonde gratitude.*

Mes remerciements vont également à tous les membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de participer au jury, en l'occurrence :

*Madame « **AOUIMER.Y** », Monsieur « **ADJLOUA.A** »*

Je ne saurais oublier tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont prodigué leurs encouragements et m'ont offert leurs soutiens et qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à l'aboutissement de cette thèse. je citerai particulièrement :

Qundil Zaouiaouia/ Razoui

fatima/Ferouz/Samira/Rabir/Cherine/Chakib/Amira/Rachid/Fatima/Abdelkader/Hichem/Hamid/Nadia/Aymen/Lala/Jojo/Zouhir/samia/Nina/Bloufa/Taguig/Aichouch/Aissaoui/Akriche/Ameur/Aouinet/Bayzid/Benabdellah/Benaziza/Bensais/Benzira/Boualem/Boudissa/Lakhdari/Meharga/Messoudi/moukaddem/ramdane/santouh/sbaa/stambouli



Dédicas

Je dédie ce modeste travail à mes parents :

TAGUIG LAHCEN & MEDDAD SALIHA

Ainsi que mes deux frères BILLEL & MARWEN

Grand-mère MINA ربي يرحمها

Ma meilleur BARAKET AMINA.

Toute la famille « MEDDAD & TAGUIG »

Sans oublier le groupe MANSYSHAZ

Nomenclature

W_c	Largeur du lit des canaux	[m]
W_f	Epaisseur des ailettes	[m]
L_y	Longueur effective (de chauffe) des microcanaux	[m]
H_c	Hauteur des ailettes	[m]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
L	La longueur du micro-canal	[m]
H	La hauteur du micro-canal	[m]
x, y	Coordonné	[m]
Q	le flux de chaleur échangée par convection	[W]
T_p	Température de la paroi	[K]
T_f	Température du fluide	[K]
C_p	capacité calorifique à pression constante	[j/kg K]
h	Coefficient d'échange par convection	[Wm ⁻² K ⁻¹]
ΔT	Différence de température	[K]
P	Pression	[Nm ⁻²]
ΔP	Chute de pression	[Nm ⁻²]
Q_{JT}	Débit volume total du fluide à travers l'ensemble des canaux d'un radiateur	[m ³ s ⁻¹]
V_0	Vitesse caractéristique	[m/s]
u, v	Composant de vitesse	[ms ⁻¹]
$S\phi$	Terme source	

Symboles grecs

Γ	Rapport de l'épaisseur d'une ailette sur la largeur du lit du canal $\Gamma = W_f / W_c$
α_{asp}	Rapport caractéristique (aspect ratio) H_c / W_c

Nomenclature

ρ	Masse volumique du fluide	[kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
λ	Conductivité thermique	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
λ_f	Conductivité thermique du fluide	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
λ_s	Conductivité thermique du solide	[Wm ⁻¹ k ⁻¹]
ϕ	Variable dépendante	
$\Gamma\phi$	Coefficient diffusion	

Nombres adimensionnels

Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
Nu	Nombre de Nusselt
Ec	nombre d'Eckert
Cf	Coefficient de frottement

Liste des Figures

Chapitre I *Généralités sur les micro-canaux*

Figure.I.1 : Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement	5
Figure.I.2 : Schéma illustratif d'un échangeur à micro-canaux	6
Figure. I.3 : Diamètre hydraulique (D_h) des différents technologies d'échangeurs	7
Figure. I.4 : Quelques exemples de microstructures	8
Figure.I. 5 : Vue schématique d'un échangeur à microcanaux (MCHS).	10

Chapitre II *Notion sur l'écoulement et outils de calcul*

Figure II.1 : Exemple d'écoulements laminaires et turbulents	20
Figure II.2 : Géométrie des différents micro-canaux étudiés.	23
Figure II.3 : Conditions aux limites.	26

Chapitre III *Présentation du logiciel et Modélisation*

Figure III.1 : Comsol Multiphysics module	29
Figure III.2 : Interface utilisateur de COMSOL 4.2a	30
Figure III.3 : Ajout de paramètres au modèle	31
Figure III.4 : Remplissage des paramètres	32
Figure III.5 : Création de la Géométrie	33
Figure III.6 : Remplir les coordonnées de la géométrie dessinée	34
Figure III.7 : Ajouté du matériel	35
Figure III.8 : Ajoutée les paramètres du matériel	36
Figure III.9 : Inséré la température à la couche limite	37
Figure III.10 : Insérer les vitesses d'entrée et sortie du fluide	37
Figure III.11 : Définition du maillage	38

Figure III.12 : Résultat de la simulation	39
Figure III.13 : Résumé des étapes sur consol	39
Figure III.14 : Exemples d'éléments d'un maillage éléments finis	42
Figure III.15 : Organigramme d'un logiciel éléments finis	44

Chapitre IV

Résultats et discussions

Figure IV.1 : Test de convergence	46
Figure IV.2 : Géométrie étudié micro-canal (F)	47
Figure IV.3 : Plus grossier	48
Figure IV.4 : Maillage grossier	48
Figure IV.5 : Maillage normal	48
Figure IV.6 : Maillage fin	48
Figure IV.7 : Maillage plus fin	48
Figure IV.8 : Vitesse axial (m/s) , $x=0.2\text{mm}$	49
FigureIV.9 : La Géométrie étudiée	50
FigureIV.10 : (a) et (b) Comparaison des résultats (consol- fluent)	51
FigureIV.11 : Différentes configurations étudiées	52
FigureIV.12 : Dimentionnement de la sections triangulaire additif	53
Figure IV.13 : Distribution de la vitesse dans les micro-canaux (R,Tet F)	54
Figure IV.14 : Position de $x=0.00168(\text{mm})$	54
Figure IV.15 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.00168\text{m}$	55
FigureIV.16 : Nuselt avec et sans fossettes	56
Figure IV.17 :La distribution de la vitesse dans les micro-canaux (T1,T2,F1 et F2)	57
Figure IV.18 : Position de $x=0.002(\text{mm})$	57

Figure IV.19 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.002m$ pour les micro-canaux (R,T et F)	58
Figure.IV.20 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.002m$ pour les micro-canaux (T1,T2,F1 et F2)	58
Figure IV.21 : Comportement de coefficient de frottement local le long des micro-canaux (R,T et F)	59
Figure IV.22 : Comportement de coefficient de frottement local le long des micro-canaux (T2,T3,F2 et F3)	59
Figure IV.23 : Variation de pression tout long des micro-canaux (R,F et T)	60
Figure IV.24 : Variation de pression pour les 4 micro-canaux T1,T2 ,F1 et F2	61
Figure IV.25 : Variation de la pression toute au long des micro-canaux (R ,T ,F)	62
Figure IV.26 : Simulation des champs de températures dans tous les micro-canaux	63
Figure IV.27 : Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les micro-canaux(R,T,F).	64
Figure IV.28: Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les micro-canaux (R, T1, F1)	64
Figure IV.29: Variation de Nusselt local en fonction de X pour les micro-canaux (R, T2, F2)	65
Figure IV.30 : La Distribution des champs de vitesse le long des quatre autres micro-canaux étudiés (R ,T ,F)	65
Figure IV.31 : Comportement du coefficient de frottement le long du micro canal pour les géométries (R, T, F)	66
Figure IV.32 : la Distribution des champs de vitesse le long des quatre autres micro-canaux étudiés (T1 F1 T2 F2)	67

Figure IV.33 : Comportement du coefficient de frottement le long du micro canal pour les géométries (T1 T2 F1 F2)	67
Figure IV.34 : Distrubustion du champs de pression pour les différent géomtrie étudier	68
Figure IV.35: Distribustion du champs de température pour les trois géométrie (R,T,F)	69
Figure IV.36 : Les valeurs du nombre de Nusselt le long du canal pour les trois géométries (R T F)	69
Figure IV.37 : Distribustion du champs de température pour les deux géométrie (T1 F1)	70
Figure IV.38: Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi pour les trois géométries (R T1 F1)	70
Figure IV.39 : Distribustion du champs de température pour les deux géométrie (T2 F2)	71
Figure IV.40: Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi pour les trois géométrie (R,T2 ,F2)	71
Figure IV.41 : Distribution de la vitesse du fluide vapeur le long du micro canal F	72
Figure IV.42 : Distribution de la vitesse du fluide Air le long du micro canal F	72
Figure IV.43 : Distribution de la vitesse du fluide Eaux le long du micro canal F	73
Figure IV.44 : Profils de la vitesse axiale à $x=1.48\text{mm}$	73
Figure IV.45 : Profils de la vitesse axiale à $x=2\text{mm}$	74
Figure IV.46 : Comportement de coefficient de frottement local le long du micro-canal F	74
Figure IV.47 : Distribution du champ de température du fluide Vapeur le long du micro Canal F	75
Figure IV.48 : Distribution du champ de température du fluide Air le long du micro CanalF	75
Figure IV.49 : Distribution du champ de température du fluide Eaux le long du micro canal F	75

Figure IV.50: Nombre de Nusselt local en fonction de X

76

Liste des Figures et des tableaux

Tableau I.1 : Différents diamètres appliqués aux canaux

7

Tableaux II.1 : Propriétés du fluide et matériau utilisés

27

Tableau IV.1 : Variation de la vitesse axiale de différents maillages étudiés à une distance de
x=2mm

49

Introduction General

Dans un contexte actuel de miniaturisation des systèmes électroniques, les densités surfaciques et volumiques de chaleur dégagées sont de plus en plus importantes. Le développement de ces systèmes se trouve alors conditionné par la capacité à gérer les flux thermiques dissipés. Le refroidissement de tels systèmes tant au niveau de l'évacuation que du transport de la chaleur demande par conséquent des innovations technologiques fiables et performantes, autrement dit la nécessité des systèmes de refroidissement adaptés à ces flux de chaleur très intenses.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, le refroidissement à l'air forcé des puces est actuellement à la limite de ces performances et le recours à des moyens plus performants s'impose de plus en plus de nos jours devant l'évolution galopante de la miniaturisation électronique.

Le refroidissement à l'eau utilisant des échangeurs de chaleurs à micro-canaux (Micro Channels Heat Sink ; par l'abréviation MCHS), constitue alors la solution alternative privilégiée qu'il faudrait optimiser désormais.

Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite. Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas.

Le refroidissement par un liquide peut être soit monophasique (la température du fluide reste inférieure à la température de saturation), soit accompagné d'un échange thermique par ébullition. Toutefois, dans les deux cas on utilise un circuit hydraulique dans lequel circule un liquide caloporteur entraîné par une pompe qui emmagasine la chaleur au niveau du système à refroidir et la redistribue à un dissipateur.

Quoique le refroidissement de certains composants à forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement est approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques.

L'ensemble de ces technologies a été développé ouvrant la voie à de nouveaux champs d'application qui vont de la physique fondamentale à la micromécanique en passant par la

Introduction General

biologie et la chimie. Bien que récents, ces domaines comptent déjà des réalisations impressionnantes. Comme l'utilisation des micro-échangeurs de chaleur intégrés dans les composants, Un micro échangeur peut se décrire rapidement en un réseau de micro-canaux, ou circule le fluide caloporteur.

C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude. L'objectif de ce travail consiste donc à étudier numériquement l'influence de la géométrie de micro-canaux constituant les micro-échangeurs, ainsi que le fluide utilisé et sur l'amélioration de refroidissement d'un élément chauffé. Ainsi le comportement de certains paramètres thermiques et dynamiques.

Notre modeste travail sera planifié de la manière suivante :

Le premier chapitre est consacré à une généralité concernant les micros canaux les problèmes d'évacuation de chaleur dus à la miniaturisation et l'état de l'art non exhaustive sur les différents travaux réalisés dans le domaine du refroidissement par micro-canaux.

Dans le deuxième chapitre nous décrivons le problème, sa formulation mathématique. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque grandeur, sont présentées en détail. Et les hypothèses nécessaires qui nous facilitent la tâche pour résoudre le problème.

Le troisième chapitre propose Le logiciel de simulation utilisé Comsol Multiphysics 4.2 avec les méthodes numériques appropriées à notre œuvre.

Le quatrième chapitre est consacré en premier lieu la validation de notre simulation traitée par le logiciel Comsol Multiphysics et celle trouvée par le logiciel Fluent. Ensuite à la discussion des résultats obtenus en présentant une étude thermique et dynamique et une comparaison entre le micro canaux étudiés et les fluides utilisés.

Finalement, la conclusion de ce manuscrit sera accompagnée d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs.

Introduction Générale	1
Chapitre I. Généralités sur les micro-canaux	
I.1 Introduction	3
I.2 Problématique du refroidissement de l'électronique	4
I.3 Introduction aux micro-canaux	5
I.3.1 Les échangeurs à micro-canaux	5
I.3.1.1 Classification des micro-échangeurs	7
I.3.1.2 Les Avantages des Micro-échangeurs	8
I.3.1.3 Les inconvénients des micro-échangeurs	8
I.3.2 Concept des micros canaux	9
I.3.2.1 Silicium	9
I.3.2.2 Polymère	9
I.3.3.3 Métal	9
I.4 Etat de l'art	10
I.5 Conclusion	17

Chapitre II. Notion sur l'écoulement et outils de calcul

II.1 Introduction	18
II.2 Introduction sur la Convection	18
II.2.2 Convection forcé	18
II.3 Régime d'écoulement	19
II.4 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur	20
II.4.1 Le nombre de Reynolds « Re »	21
II.4.2 Le nombre de Prandtl « Pr »	21

II.4.3 Le nombre de Nusselt « Nu »	21
II.4.4 Le nombre d'Eckert « E _c »	21
II.4.5 Le coefficient de frottement « f »	22
II.5 Formulation mathématique du problème	22
II.5.1 Géométries du problème	22
II.5.2 Hypothèse simplificatrices	22
II.5.3 Equation gouvernantes	23
II.5.3.1 Equation de continuité	24
II.5.3.2 Équation de quantité de mouvement	24
II.5.3.3 Équation d'énergie	25
II.6 Conditions aux limites	26
II.7 Propriétés du fluide et matériau utilisés	27
II.8 Conclusion	27

Chapitre III. Présentation du logiciel de modélisation

III.1 Introduction	28
III.2 Présentation générale du logiciel Comsol Multiphysics	28
III.2.1 COMSOL MULTIPHYSICS (FEMLAB)	28
III.2.2 Plan de décisions et de construction	29
III.2.3 Introduction à l'interface utilisateur de Comsol 4.2	29
III.3 Model a étudié	31
III.3.1 Création du modèle de simulation	31
III.3.2 Définitions global	31
III.3.3 Création de la Géométrie	32
III.3.4 MATERIEL	35

III.3.5 Domain Physique and Boundary Conditions	36
III.3.6 Simulation et traitement des résultats	38
III.4. Méthodes de résolutions des modèles mathématiques	39
III.4.1. Méthodes analytiques	40
III.4.2. Méthodes numériques	40
III.4.2.2. La méthode des éléments finis	41
III.4.2.2. A. Principe	41
III.4.2.2. B. La décomposition de la méthode des éléments finis	41
III.4.2.2.C. Avantages et inconvénients de la méthode	43
III.5. La modélisation des phénomènes physiques	44
III.5.1 Le pré-traitement	42
III.5.2 La résolution	
III.5.3 Le post-traitement des résultats	45
III.6.Conclusion	45

Chapitre IV : Résultats et Iterprétation

IV.1.Introduction	46
IV.2. Test de convergence	46
IV.3. Sensibilité du maillage	47
IV.3.1. Géométrie étudié et les conditions aux limites	47
IV.3.2.Quelque cas étudié	48
IV.4.Validation des resultants	50
IV.4.1 Comparaison	52

IV.5 Etude de cas	52
IV.5.1 Présentation des géométries	52
IV.5.2 Partie dynamique	53
IV.5.2.1 Distribution de la vitesse	53
IV.5.2.1.1 Pour géométrie R,T,F	53
IV.5.2 Nombre de Nusselt	55
IV.5.2.1.2 Pour géométries T1,T2,F1,F2	56
IV.5.2.2 Coefficient de frottement	59
IV.5.2.3 Champs de pression	60
IV.5.3 Partie thermique	63
IV.5.3.1 Champs de températures	63
IV.5.3.2 Nombre de Nusselt	63
IV.6 Etude de cas (changement du fluide AIR)	66
IV.6.1 Partie dynamique	66
IV.6.1.1 Distribution de la vitesse pour géométrie R, T, F	66
IV.6.1.2 Coefficient de frottement	66
IV.6.1.3 Distribution de la vitesse pour géométrie pour	66
géométries T1, T2, F1, F2	
IV.6.1.4 Coefficient de frottement	67
IV.6.1.5 Champs de pression	68
IV.6.2 Partie thermique	69
IV.6.2.1 Champs de températures Pour géométries R, T,F	69
IV.6.2.2 Nombre de Nusselt pour géométries R, T, F	69
IV.6.2.3 Champs de températures pour géométries T1, T2	70
IV.6.2.4 Nombre de Nusselt pour géométries T1, F1	70
IV.6.2.5 Champs de températures pour géométries T2, F2	71
IV.6.2.6 Nombre de Nusselt pour géométries T2, F2	71

IV.7 Etude de cas (Comparaison entre Air, Vapeur, Eau)	72
IV.7.1 Partie dynamique	72
IV.7.1.1 Distribution de la vitesse	72
IV.7.1.2. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du micro-canal	73
IV.7.1.3 Coefficient de frottement	74
IV.7.2 Partie thermique	75
IV.7.2.1 Etude de champ thermique	75
IV.7.2.2 Nombre de Nusselt	76
IV.8 Conclusion	77
Conclusion general	78

CHAPITRE I

Généralité sur les Micros Canaux

I.1 Introduction

Dans un contexte actuel de miniaturisation des systèmes électroniques, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur de tension,...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement, car la fiabilité et l'espérance de vie d'un composant électronique sont directement liés à son régime thermique, les pannes sont souvent dues à une température excessive (entre 85°C et 125°C maxi) et aux variations de température dans celui-ci (stress et fatigue thermique).

De ce fait il est impératif d'évacuer la puissance thermique très efficacement pour maintenir une température de fonctionnement inférieure à 100°C généralement, et cela nécessite des systèmes de refroidissement adaptés à ces flux de chaleur très intenses.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance, le champ de la recherche a donc élargi, concernant le transfert thermique au niveau de ces derniers, en particulier sur :

- la température maximale de jonction (au delà de laquelle il y a destruction du composant ou non fonctionnement),
- la résistance thermique de contact (exprimée en °C/W) qui quantifie la facilité d'évacuation du flux thermique du composant vers le boîtier ou le substrat,
- la capacité thermique qui chiffre "l'inertie" thermique d'un composant soumis à un régime transitoire.

Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes classiques de refroidissement par convection naturelle et forcée comme le refroidissement à l'air forcé des puces ce dernier demeure encore très utilisé il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques. Mais actuellement il est à la limite de ces performances et le recours à des moyens plus performants s'impose.

Le refroidissement à l'eau utilisant des échangeurs de chaleurs à micro canaux MCHS devient pour le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) est constitué alors la solution alternative privilégiée qu'il faudrait optimiser désormais.

I.2 Problématique du refroidissement de l'électronique

Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur (perte par effet de Joule). Cette chaleur n'est généralement pas perceptible avec des composants traversés par de faible courant, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères. Donc il faut évacuer toute la chaleur produite par le composant aussi vite que sa production. Mais si la chaleur n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieure à la température de fonctionnement maximale mentionnée par le constructeur, le contrôle thermique devient donc de plus en plus complexe.

Il faut donc veiller à ce que le système ne dépasse pas une certaine température autorisée (signalée) par le constructeur. [1]

Le refroidissement des composants électroniques tel que les modules de RAM, les cartes réseaux et les microprocesseurs est l'une des principales préoccupations pour le développement rapide et fiable des systèmes électroniques. [2]

On peut citer le cas des micro-ordinateurs où la dissipation de la chaleur constitue un problème technique pertinent pour atteindre des vitesses optimales de calcul pour le microprocesseur (voir Figure. I.1).

Les effets thermiques peuvent se manifester de manières différentes, par une dérive en température des composants, entraînant des variations importantes des performances électriques, ou par une rupture de soudure reliant le composant au substrat en raison des variations dimensionnelles différentes pour chacun d'eux, engendrant soit une défaillance partielle, soit une défaillance totale.

Il est donc primordial de concevoir des systèmes énergétiques efficaces pour le refroidissement des composants afin d'éviter des surchauffes locales ou globales et par conséquent éviter tout dysfonctionnement ou endommagement d'un système électronique donné.

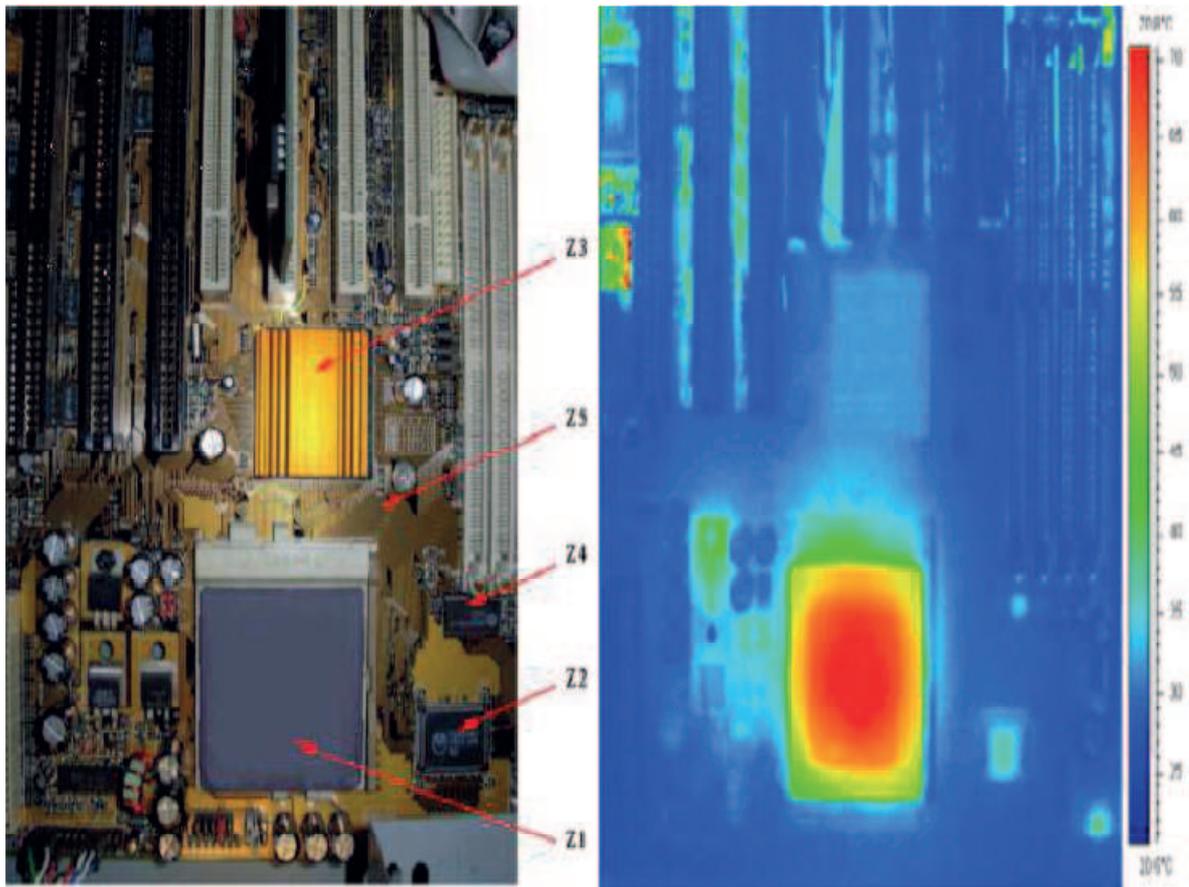


Figure.I.1 : Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [1]

(1) : Image d'une carte mère (2) : Thermographie infrarouge

I.3 Introduction aux micros canaux

Les micro-canaux sont considérés comme les structures de base dans le domaine de la micro-fluidique, car ils sont indispensables pour faire passer un liquide au sein du microsysteme.

I.3.1 Les échangeurs à micro canaux

Un micro échangeur MEMS peut se décrire rapidement en un réseau de micro canaux, où circule le fluide caloporteur. Ces derniers constituent une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques issues de petites surfaces vers un fluide caloporteur. L'échangeur est couramment fabriqué dans un matériau à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre ou le silicium dans lequel on vient creuser des canaux. Ces canaux sont réalisés par micro-usinage et autres techniques complexes de micro-fabrication tel que l'ablation laser, le plasma, l'épitaxie, la gravure chimique, l'érosion, le dépôt de vapeur, etc.

Ils ont des dimensions de passage qui varient de 1mm à 0.001mm dans lesquels circulera un fluide chargé d'évacuer la puissance absorbée vers un radiateur ou un condenseur.

Ces échangeurs combinent à la fois une énorme surface d'échange par rapport à leurs dimensions générales (ratio surface/volume important), un très grand coefficient d'échange convectif, un faible encombrement, une faible masse et enfin un faible besoin en débit (de quelques cm^2/s). Toutes ses caractéristiques attrayantes les rendent donc tout à fait adaptés pour être intégrés facilement et refroidir efficacement les processeurs, les lasers, les gros électro-aimants, etc.

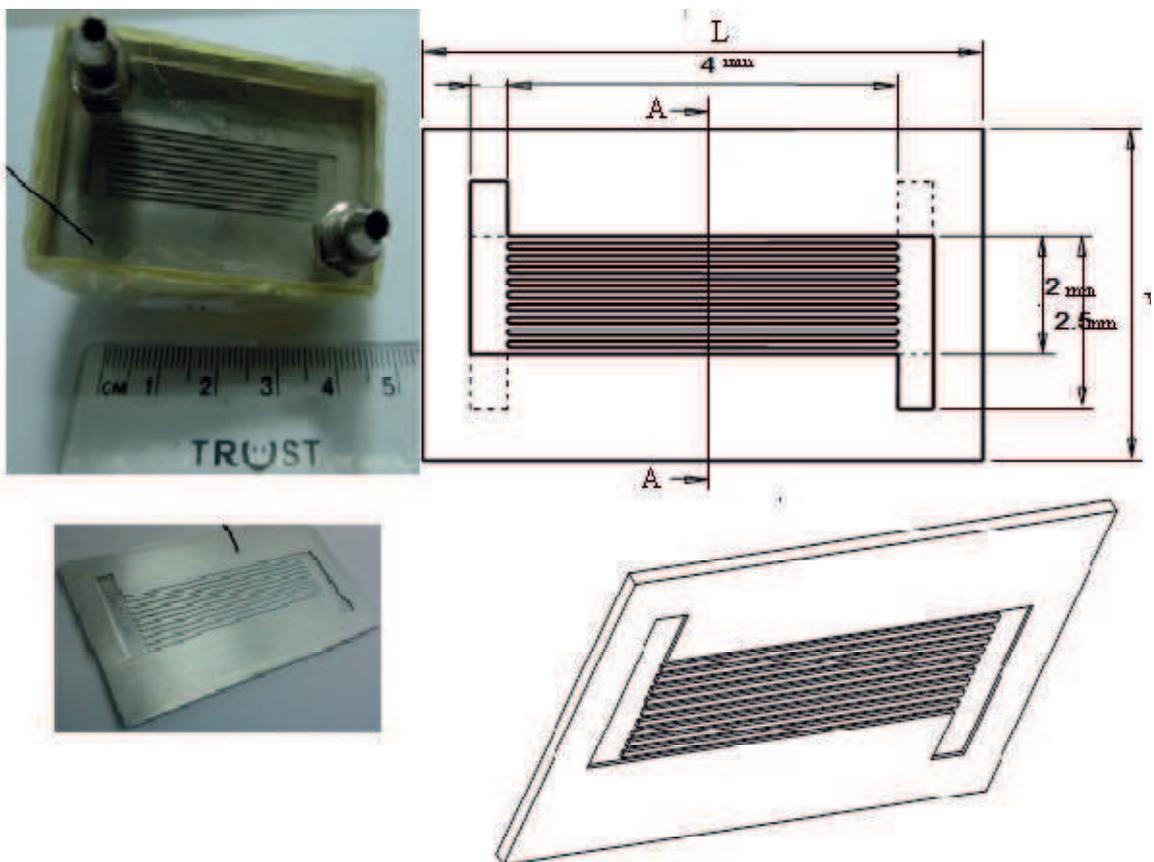


Figure I.2 : Schéma illustratif d'un échangeur à micro-canaux

I.3.1.1 Classification des Micros canaux

Les différents micro-échangeurs sont classés par ordre de grandeur du diamètre hydraulique (D_h) des canaux (Figure .I. 3).

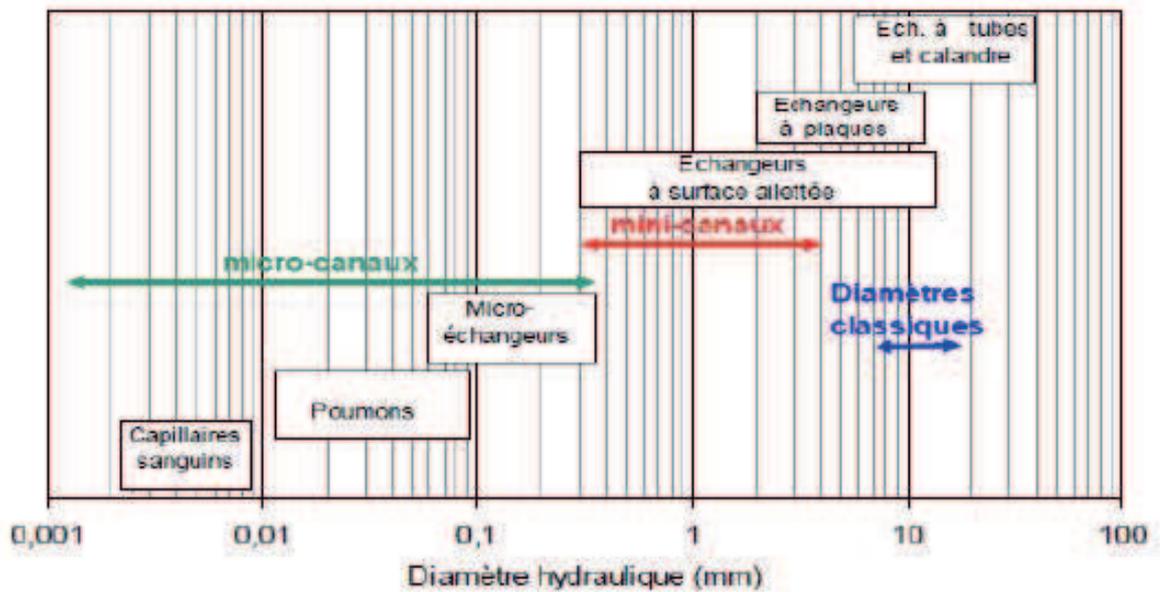


Figure I.3 : Diamètre hydraulique (D_h) des différents technologies d'échangeurs

Le tableau (Tableau I.1) montre d'une façon claire les différents diamètres appliqués pour l'étude d'un micro-échangeur.

Canaux conventionnelles	$D > 3\text{mm}$
Mini-canaux	$3\text{mm} \geq D > 0.2\text{mm}$
Mini-canaux	$0.2\text{mm} \geq D > 0.01\text{mm}$
Mini-canaux	$0.01\text{mm} \geq D > 0.0001\text{mm}$
Nano-canaux moléculaires	$0.0001\text{mm} \geq D$

Tableau I.1 : Différents diamètres appliqués aux canaux

Voici ci-dessous, quelques exemples de micro-échangeur de chaleur. Prise au Microscope électronique pour montrer la diversité qui existe. Cela illustre assez bien la difficulté d'étudier et de concevoir ces petits systèmes.

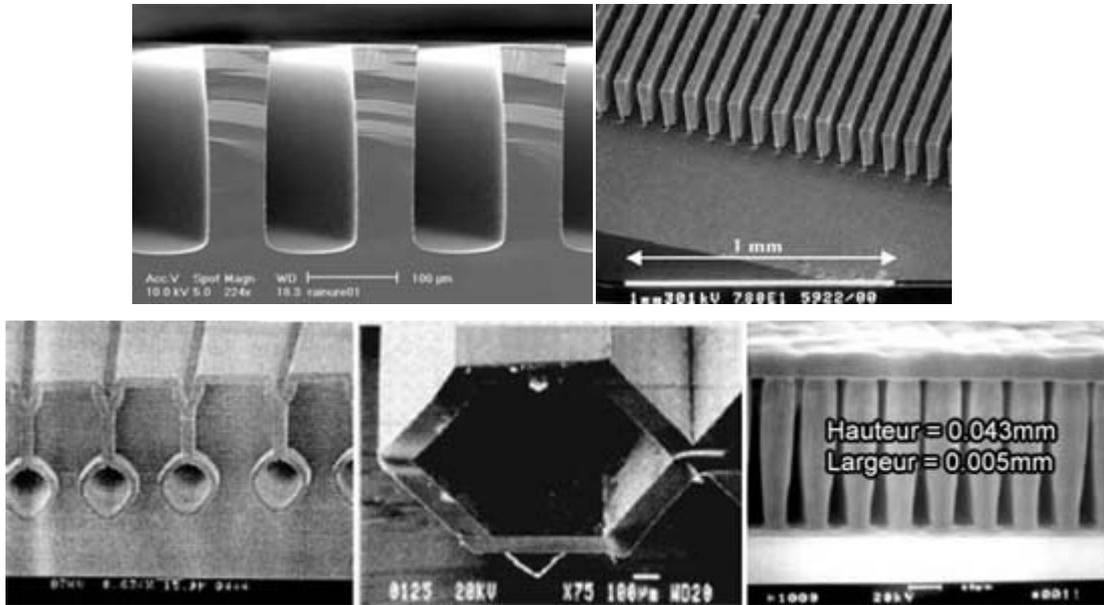


Figure I.4 : Quelques exemples de microstructures [4]

I.3.1.2 Les Avantages des Micros canaux

- Volume et masse du composant réduits (transport, Froid, Haute température,...).
- Faible quantité de fluide (fluide cher, Rare, Toxique, Explosif, Dangereux,...).
- Application aux : Biotechnologies, Pharmacie, Médical, Chimie fine, Climatisation, Froid.
- Temps de réponse thermique faible : Chimie, Biotechnologies.
- Tenue mécanique à très haute pression (climatisation CO₂,.....).

I.3.1.3 Les inconvénients des Micros canaux

- Pertes de pression élevées.
- Nécessité des fluides très propres, Filtres de protection.

I.3.2 Concept des micros canaux

Il existe plusieurs matériaux de fabrication pour les micros canaux on va citer les plus courant :

I.3.2.1 Silicium

Le silicium est le matériau utilisé pour créer des circuits intégrés les plus utilisés dans l'électronique grand public a l'industrie moderne. La disponibilité des matériaux de haute qualité à bas prix et la capacité d'incorporer la fonctionnalité électronique font du silicium un matériau attrayant pour un large éventail d'applications MEMS. Sous la forme de monocristaux, le silicium est un matériau de Hooke presque parfait, De plus ce mouvement est répétable, ce qui rend également le silicium très fiable car il souffre très peu de fatigue et peut avoir des durées de vie de l'ordre de plusieurs milliards de milliards de cycles sans rupture.

I.3.2.2 Polymère

Dispositifs MEMS peuvent être fabriqués à partir de polymères par des procédés tels que le moulage par injection, le gaufrage ou la stéréo-lithographie et sont particulièrement bien adaptés à des applications micro-fluidiques tels que des cartouches d'analyse de sang jetables.

I.3.3.3 Métal

Les métaux peuvent également être utilisés pour créer des éléments de MEMS. Bien que les métaux ne jouissent pas de tous les avantages mécaniques du silicium, ils peuvent présenter, dans les limites d'utilisation des MEMS, un degré de fiabilité très élevé. Les métaux peuvent être appliqués par électrodéposition, par vaporisation sous vide ou par pulvérisation cathodique. Les métaux couramment utilisés comprennent l'or, le nickel, l'aluminium, le cuivre, le chrome, le titane, le tungstène, le platine, et l'argent.

I.4 Etat de l'art

Pour démontrer le potentiel de refroidissement des micro-canaux, dont une vue schématique est donnée en Figure (I.5), **Tuckerman** et **Pease** [3,5] ont fabriqué un échangeur de $1 \times 1 \text{ cm}^2$ en silicium, composé de canaux de $50 \mu\text{m}$ de largeur formés par des ailettes de $50 \mu\text{m}$ d'épaisseur et de $302 \mu\text{m}$ haut (soit environ 100 canaux /cm). En utilisant de l'eau comme fluide caloporteur, cet échangeur était capable de dissiper 790 W/cm^2 avec un écart maximal de température de 71.1°C par rapport à la température de l'eau à l'entrée des canaux. Ce résultat est obtenu avec un débit relativement très faible de $8.6 \text{ cm}^3/\text{s}$ et une perte de charge de 2.14 bars (31 psi). Ces auteurs ont aussi pu démontrer analytiquement qu'un design optimal, en régime laminaire avec profils établis, donnerait une résistance thermique globale égale à $\text{cm}^2 \cdot 0.086^\circ\text{C/W}$ avec $W_c = W_f = 57 \text{ m}$, $\alpha_{asp} = H_c/W_c = 6.4$, $H_c = 365 \text{ m}$, $Q_{JT} = 11 \text{ cm}^3/\text{s}$ et une perte de charge de 2.07 bars . Ils ont alors montré qu'on pouvait réduire la taille des échangeurs à de très petites échelles en ayant le même niveau de performance, et même bien supérieure, que les systèmes classiques. Cet exploit a ouvert les portes à de nombreuses recherches dans le domaine.

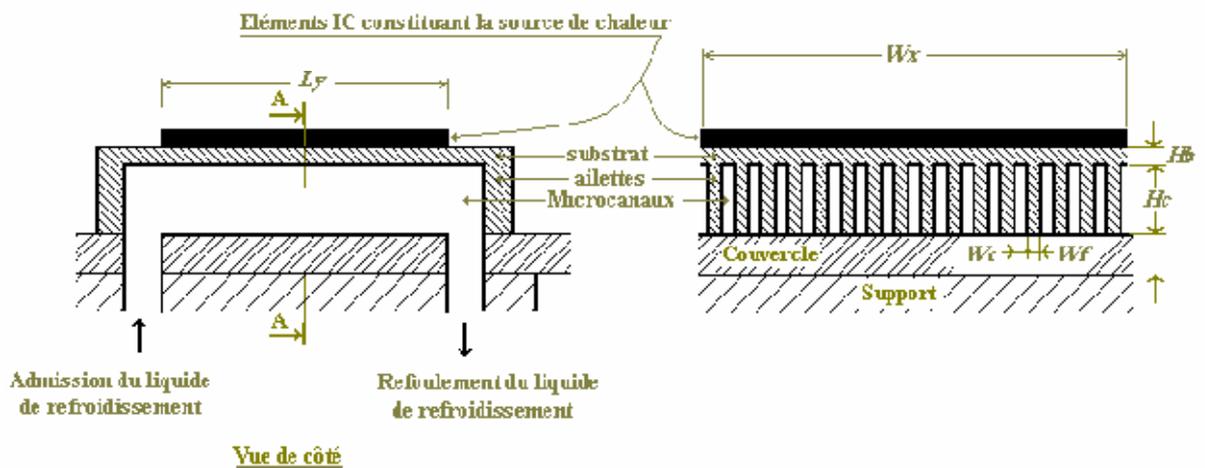


Figure I. 5 : Vue schématique d'un échangeur à micro canaux (MCHS).

Tuckerman & Pease [6, 7], **Fields** [8] et **Tuckerman** [9] ont montré que les techniques de Micro-sciage offrent des possibilités de fabrication plus rapides que celles utilisant la gravure à l'acide.

Des structures au silicium à ailettes carrées avec un pas spatial de $80 \mu\text{m}$ découpées par un sciage mécanique de précision ont été testé par **Tuckerman** [9]. Ces structures ont

permis une dissipation de $1300W / cm^2$ de puissance thermique. Le concept de micro capillarité breveté en 1986 par **Pease** et **al.** [10] a été initialement introduit par **Tuckerman** et **Pease** [11]. Le principe de ce concept consiste à utiliser des forces capillaires pour réduire la résistance thermique du joint entre les sources thermique (CI) et le MCHS.

Il s'en suivra de nombreuses d'études théoriques, expérimentales et de simulations numériques pour essayer de définir les méthodes d'optimisation des designs suivant l'application à laquelle sont destinées ces micro-structures (nombre de canaux, largeur, hauteur, débit, pertes de charges, résistance thermique globale, trajet de l'écoulement, etc.). En 1984 **Goldberg** [12] étudia les performances hydrodynamiques et thermiques d'un échangeur à micro-canaux en cuivre refroidi à l'air en convection forcée et régime laminaire. Il étudia des canaux de dimension $W_f=W_c =127, 254$ et $635\mu m$ avec $H_c=1.27cm$ et $L_y = 0.635cm$. La résistance minimale était obtenue avec les canaux de $127\mu m$ de large. Cette dernière était de l'ordre de $0.88 cm^2\text{-}^\circ C/W$ soit 10 fois plus grande que celle obtenue par **Tuckerman** et **Pease** [3]. Ceci s'explique par le fait que dans ces expériences **Goldberg** [12] utilisa de l'air avec une chute de pression très faible. Au cours de cette même année, **Keyes** [13] présenta un modèle théorique pour l'étude des radiateurs à ailettes sans comparer son modèle à des résultats expérimentaux.

L'effet de la rugosité sur l'écoulement, dans des canaux relativement larges ($W_c =188$ et $508 m$) avec un rapport H_c /W_c très grand, a été examiné par **Acosta** et **al.** [14]. Il a été vérifié qu'à cette échelle la relation rugosité perte de charge obéit à une loi similaire à celle des canaux macroscopiques classiques. La rugosité des parois n'affectait pas l'écoulement laminaire pendant que l'écoulement turbulent était très affecté par cette dernière.

En 1985 **Mahalingam** [15] a effectué des expérimentations sur des microcanaux au silicium refroidis à l'air et à l'eau. Le refroidissement à l'air a donné une résistance de $10.12 cm^2\text{-}^\circ C/W$ et celui à l'eau une résistance de $0.29 cm^2\text{-}^\circ C/W$ soit près de 3.5 fois plus grande que celle obtenue par **Tuckerman** et **Pease** [3] avec bien entendu des dimensions beaucoup plus grandes. Les canaux avaient une largeur de $200\mu m$ et une hauteur de $1700\mu m$ avec une épaisseur des ailettes égale à $100\mu m$. En 1987, **Mahalingam** et **Andrews** [16] ont testé des radiateurs au silicium et au cuivre refroidis à l'air. Un modèle

analytique de résistance thermique a été proposé pour des nombres de Mach inférieurs à 0.3. La résistance thermique évaluée avec leur modèle était de l'ordre de 25% plus grande que celles obtenue expérimentalement. Cependant, il est à noter que l'expansion thermique à proximité des sources n'a pas été prise en considération dans le développement de leur modèle ce qui explique en partie cet écart important.

La modélisation des microcanaux comme étant des milieux poreux a été introduite en 1986 par **Koh** et **Colony** [17]. Ces auteurs avaient modélisé les microcanaux comme étant un milieu poreux en adoptant le concept utilisé par **Vafai** et **Tien** [18]. La comparaison des résultats obtenus par cette méthodologie à ceux obtenus expérimentalement par **Tuckerman** [9] a donnée une erreur de l'ordre de 25%. Il a fallu adopter, par exemple, un nombre de Nusselt aussi grand que 8.07 (au lieu de 6 recommandée par Tuckerman) pour trouver les mêmes résultats que ceux trouvés expérimentalement par Tuckerman.

Kishimoto et **Ohsaki** [19] ont étudié les performances d'un microsysteme à multicouches en alumine refroidie à l'eau composé de canaux superposés en couches d'environ 8.3 cm de long avec $Wf = 2540\mu\text{m}$, $Wc = 800\mu\text{m}$ et $Hc = 400\mu\text{m}$ et une aire de chauffe de $0.8 \times 0.8 \text{cm}^2$.

Une résistance de $2.11 \text{ cm}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (i.e. $3.3^\circ\text{C}/\text{W}$) été obtenue pour une chute de pression de 19.6kPa . Leurs résultats expérimentaux concordaient avec une erreur maximale de $\pm 10\%$ en comparaison à des résultats obtenus numériquement utilisant les éléments finis en 3D.

Kishimoto et **Sasaki** [20] avaient vérifié expérimentalement que la résistance peut être améliorée par un facteur de 4 en comparaison aux ailettes conventionnelles en adoptant des formes losangées. Ce résultat est certainement en contradiction avec celui obtenu par **Tuckerman** [9] en adoptant des ailettes à épingles carrées. Cependant, cette amélioration peut être justifiable par la forme losangique permettant ainsi un mélange parfait de l'écoulement en aval de chaque ailette et une bonne adhérence de la veine liquide en amont.

Afin d'éviter certains problèmes techniques liés aux circuits micro structurés à haute pression (voilage du matériel, la rareté des pompes spéciales à haute pression etc.), **Sasaki** et **Kishimoto** [21] ont étudié la performance des microcanaux à basse pression.

Une résistance égale à $0.32 \text{ cm}^2\text{-}^\circ\text{C}/\text{W}$ a été enregistrée expérimentalement pour des canaux en silicium refroidis à l'eau ayant $W_c = W_f = 340\mu\text{m}$ et $H_c = 900\mu\text{m}$ sous une chute de pression de 19.6 kPa , valeur évidemment environ 3.5 fois plus grande que celle estimée par **Tuckerman** et **Pease** mais justifiable par la perte de charge qui est environ 10 fois plus faible. Par ailleurs, leur prédiction analytique a montré que la valeur optimale de W_c (i.e $W_{c \text{ opt}}$) augmente avec l'augmentation de L_y .

Tien et **Kuo** [22] ont amélioré le travail initié en 1986 par **Koh** et **Colony** [17] en utilisant l'équation de Darcy modifiée par **Vafai** et **Tien** [23] et ce en imposant la condition de non-glissement aux parois solides. Une erreur de l'ordre de 10% a été signalée en comparant leur modèle avec des résultats obtenus par la méthode des volumes finis.

Phillips [24, 25 & 26] et **Phillips et al.** [27] ont étudié analytiquement, numériquement et expérimentalement les microcanaux en régimes laminaires et turbulents avec des écoulements en développement et entièrement développés. L'erreur maximale entre résultats expérimentaux et théoriques a été estimée à moins de 20%. Les performances concernant des canaux fabriqués en phosphore d'indium, avec un refroidissement en eau sont données par **Phillips** [24]. Les dimensions adoptées sont $W_f = 155\mu\text{m}$, $W_c = 220\mu\text{m}$, $H_c = 165\mu\text{m}$ et $L_y = 0.97\text{cm}$ sous une charge de $103 \text{ W}/\text{cm}^2$ avec une surface de chauffe de $0.25 \times 0.25 \text{ cm}^2$. Une résistance thermique de $0.072 \text{ cm}^2\text{-}^\circ\text{C}/\text{W}$ a été obtenue pour une perte de charge de 267 kPa .

Nayak et al. [28] ont étudié expérimentalement des microcanaux au silicium refroidis à l'eau avec un rapport caractéristique asp α très petit. Pour $W_f = 2540\mu\text{m}$, $W_c = 5870\mu\text{m}$, $H_c = 1000\mu\text{m}$, $L_y = 0.9\text{cm}$ et une perte de charge de 110 kPa ; la résistance était de $0.171 \text{ cm}^2\text{-}^\circ\text{C}/\text{W}$. Une analyse comparative entre les résultats obtenus par le modèle numérique de **Hwang et al.** [29] et les données expérimentales **Nayak et al.** [28] a révélé une surestimation d'au moins 20% des résultats obtenus numériquement.

Knight et al. [31] avaient modélisé le MCHS comme étant un milieu poreux saturé. Ils ont déduit qu'il était possible d'obtenir une résistance thermique en régime laminaire plus faible que celle obtenue par **Tuckerman et Pease** [3] en écartant la contrainte de $\Gamma = 1$.

Ils avaient aussi argumenté qu'il était possible d'obtenir une résistance beaucoup plus faible en régime turbulent avec une augmentation négligeable de la puissance de pompage.

Wiesberg et al. [32] ont analysé numériquement les micro-radiateurs en vérifiant leurs résultats avec ceux obtenus par **Samalam** [28]. Des écarts de l'ordre de 60% entre leurs prédictions et celles de Samalam ont été signalés pour des valeurs de Hc/Wc aux alentours de 1. Cet écart était réduit à près de 2% pour Hc/Wc au alentours de 10.

Knight et al. [31], en transformant les équations de la dynamique du fluide et du transfert de la chaleur par conduction et convection sous formes adimensionnelles, ils ont montré que la résistance thermique des micro canaux peut être améliorée en adoptant $\Gamma < 1$ et en écartant la condition du régime laminaire imposée par leurs prédécesseurs. Une réduction entre 10% à 35% de la résistance thermique a été reportée pour les designs de **Tuckerman et Pease** [3], **Goldberg** [12] et **Phillips** [24].

Knight et al. [34] ont effectué des études expérimentales et analytiques sur des radiateurs en aluminium à cannelures rectangulaires refroidis à l'air. Les résistances thermiques évaluées analytiquement étaient sous estimées en comparaison aux résultats expérimentaux obtenus. Des radiateurs à 5, 8 et 11 ailettes ont été analysés sous un régime turbulent. L'optimum était obtenu avec un système à 8 ailettes. Une réduction de 19% a été réalisée en termes de résistance par rapport au système à 5 ailettes et 13% par rapport à celui constitué de 11 ailettes.

Yu et Xin [35] ont testé expérimentalement et estimé analytiquement, en utilisant l'analogie avec les milieux poreux, des microcanaux refroidis à l'air avec des ailettes de 0.2mm d'épaisseur à des longueurs différentes. Comme leurs prédécesseurs, ils ont aussi constaté une sous estimation de la résistance thermique évaluée analytiquement.

Wang et Peng [36] ont testé expérimentalement des microcanaux refroidis à l'eau et au méthanol. Ils ont observé une transition de l'écoulement turbulent entre $Re=1000-1500$. Ils ont modifié l'équation de Dittus-Boelter5 pour l'estimation du nombre de Nusselt aux régimes établis avec un $Re>1500$.

Peng et Peterson [37 & 38] ont étudié le transfert thermique par convection forcée dans les microcanaux refroidis à l'eau. Ils avaient constaté que le comportement de

l'écoulement fluide et du transfert de la chaleur était différent de celui observé dans les structures classiques à l'échelle macroscopique. Ils avaient aussi constaté que la géométrie des microcanaux avait un effet critique sur le transfert thermique monophasique.

Copeland et al. [39] en simulant numériquement par les éléments finis l'écoulement et le transfert de la chaleur dans les micros canaux, ont constaté que les résultats numériques concordaient acceptablement avec ceux obtenus analytiquement par des théories simplifiées pour une vitesse d'approche de $1m/s$. Cependant, ils constatèrent une considérable divergence pour des vitesses trop basses.

Zhimin et Fah [40] ont proposé une expression analytique pour l'estimation de la résistance thermique pour différents régimes. Les effets de Hc/Wc , Wf/Wc et Wc sur les performances des micros canaux sous différentes contraintes (pression de pompage imposée, perte de charge imposée et débit imposé) ont été étudiés.

En 1999 le MCHS a été modélisé par **Kim et Kim** [41] en utilisant le concept du milieu poreux saturé tel que proposé par **Tien et Kuo** [22] avec la loi de Darcy modifiée. Ils ont proposé un modèle de résistance dont les résultats obtenus ont été comparés avec les données expérimentales de **Tuckerman et Pease** [3] avec une erreur maximale ne dépassant pas les 8%. Une erreur relative de 10% sur la résistance a été observée en comparant leur résultat avec celui obtenu par **Knight et al.** [31] pour pratiquement les mêmes données.

En 2001, **Quadir et al.** [42] ont modélisé le MCHS numériquement utilisant les éléments finis. Pour l'estimation des pertes de charge et du nombre de Nusselt, ils ont adopté la méthodologie proposée par **Zhimin et Fah** [40]. Leur modèle a été comparé avec une erreur maximale de 2.5% aux résultats obtenus par **Leng** [43] en utilisant un logiciel commercialisé (Fluent). Une erreur de l'ordre de 7% a été trouvée entre leurs résultats et ceux obtenus par **Zhimin et Fah** [40] par contre leurs résultats concordaient parfaitement (erreur relative $\approx 0\%$) avec ceux obtenus par **Kim et Kim** [41].

Wu et Cheng [44] ont effectué une série d'expérimentations sur différents microcanaux de formes trapézoïdales sous des régimes d'écoulements laminaires. Pour les régimes laminaires étudiés, ils ont constaté une augmentation du nombre de Nusselt et du

coefficient de frottement avec la rugosité et les propriétés hydrophiles de la surface. Cette augmentation était plus prononcée à des nombres de Reynolds grands.

En 2004, **Croce et D'Agaro** [45] ont étudié l'effet de la rugosité sur les pertes de charge et le coefficient de transfert convectif dans des tubes et des canaux rectangulaires en régime laminaire. Ils constatèrent que la rugosité influe beaucoup sur les pertes de charges (constatation contraire au comportement des échangeurs classiques en régime laminaire) pendant que l'influence de cette dernière sur le nombre de Nusselt s'avéra très faible.

Li et al. [46] ont étudié numériquement par les différences finies les caractéristiques d'un radiateur à micro canaux au silicium refroidi à l'eau en régime laminaire. Il a été vérifié expérimentalement que l'écoulement entièrement établi est parfaitement régi par les équations classiques de Navier-Stokes. Ces équations ont été résolues en 2D simultanément avec l'équation d'énergie et l'équation de la conduction en 3D. Les propriétés thermo physiques de l'eau aussi bien que le profil des vitesses avaient une grande influence sur le transfert thermique.

Zhang et al. [47] se sont intéressés à l'étude d'un MEMS complet, composé d'un circuit intégré et d'un micro-radiateur à ailettes. Ils ont proposé un modèle de résistance. Les incertitudes de mesures expérimentales ont été soigneusement reportées ce qui a donné plus de crédibilité à leurs expérimentations. Le nombre de Nusselt et la perte de charge ont été estimés à partir d'expressions proposées par **Copeland** [48].

Du côté hydrodynamique, on note les travaux récents effectués en 2005 par **Bahrami et al.** [49] pour l'estimation des pertes de charge dans les micro-tubes sous un régime laminaire entièrement établi et les travaux de **Abdelall et al.** [50] concernés par l'estimation expérimentale de l'effet de l'expansion et de la contraction brusques des écoulements dans es mini tubes.

En outre des travaux évoqués ci haut, d'autres recherches importantes du côté hydrodynamique ont été effectuées en parallèle. Plusieurs corrélations ont été proposées pour l'estimation du coefficient de transfert thermique et celui des pertes de charge dans ces microstructures. Cependant, il est important de noter que des divergences très importantes ont été constatées entre les différentes données expérimentales publiées à ce

jour et la théorie classique. Ces divergences ont parfois incité des réflexions sur l'applicabilité de la théorie des milieux continus à cette échelle aussi bien sur le manque de la rigueur expérimentale associée avec certains procédés expérimentaux adoptés par différents chercheurs. A cet effet, une étude critique relative aux différentes techniques expérimentales utilisées dans la littérature pour la mesure des caractéristiques des micros écoulements a été établie par **Ferguson et al.** [51].

I.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons parlé brièvement des micro-canaux. Ensuite une revue bibliographique non exhaustive sur les différents travaux réalisés dans le domaine du refroidissement par micro-canaux.

Dans le prochain chapitre nous allons présenter les écoulements et les différentes formulations mathématiques qui gouvernent notre simulation.

CHAPITRE II

Notion sur l'écoulement et outils
de calcul

II.1 Introduction

La convection forcée dans les écoulements internes en présence d'une paroi épaisse présente un intérêt considérable en raison de ses nombreuses applications qui concernent par exemple les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des centrales nucléaires. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration de l'efficacité thermique et la prédiction de l'écoulement dans les miro-échangeurs.

L'objet de ce chapitre est de présenter la géométrie de problème considéré et les équations qui gouvernent le phénomène de la convection en régime laminaire : la conservation de masse (la continuité), la quantité de mouvement (Navier-Stokes), de l'énergie pour le fluide et la paroi, ainsi que les conditions aux limites pour chaque grandeur.

II.2 Introduction sur la Convection

Ce mode de transfert est basé sur le fait qu'il y a déplacement de matière : il ne concerne donc que les fluides (liquides et gaz). Contrairement à la conduction où le transfert de chaleur se fait par contact, dans le fluide, la possibilité de déformation sous l'effet de la température permet de mettre en œuvre des mouvements de ce fluide plus ou moins importants. Ces mouvements sont dus à des différences de pression et/ou des différences de température. Dans le premier cas, si l'écoulement est dû à des forces extérieures (pompe, ventilateur....). On est alors dans des conditions de convection forcée. C'est ce mode qui est généré lorsque l'on veut améliorer c'est à dire augmenter l'échange thermique. Dans le second cas, l'écoulement se fait naturellement : il est dû à la différence de densité des différentes zones du fluide. Ce phénomène est très courant et s'appelle convection naturelle.

II.2.2 Convection forcé

En particulier, on s'est intéressé au transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement qui ont des températures différentes. Une conséquence de l'interaction fluide surface est le développement d'une région dans le fluide dans laquelle la vitesse varie de sa valeur nulle à la surface à la valeur finie de l'écoulement extérieur. Cette région est appelée la couche limite hydrodynamique. De plus, si les températures de la surface et du fluide sont différentes, il y aura aussi une région dans le fluide à travers laquelle la température du fluide variera entre sa valeur à la paroi et celle de l'écoulement externe. Cette région correspond à la couche limite thermique.

À la paroi, la vitesse du fluide est nulle et donc, la chaleur se transmet uniquement par diffusion moléculaire. Ce phénomène perd progressivement de l'importance à mesure que l'on s'éloigne de la surface et c'est le mouvement macroscopique du fluide qui contrôle le processus de transfert. La structure de la couche limite hydrodynamique conditionne le transfert thermique en proche paroi et sa compréhension est la clé de la maîtrise des échanges thermiques par convection forcée.

Le modèle utilisé pour décrire un problème général de convection est connu comme la loi de refroidissement de Newton,

$$Q = h (T_p - T_f) \quad (\text{II. 1})$$

Où Q , le flux de chaleur échangée par convection (W), est proportionnel à la surface d'échange S et à la différence de température entre la surface (T_p) et le fluide (T_f).

La constante de proportionnalité h (W/m^2K) s'appelle coefficient de transfert de chaleur par convection. Il dépend des propriétés de la couche limite, concrètement de la géométrie de la surface, de la vitesse et la nature du mouvement du fluide et de propriétés thermiques du fluide. A partir d'une analyse dimensionnelle des équations de Navier-Stokes pour un écoulement incompressible et un fluide aux propriétés constantes dans la couche limite hydrodynamique et thermique, on obtient une solution pour le coefficient de convection h .

II.3 Régime d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : « laminaire » et « turbulent ».

- Un écoulement est dit laminaire lorsque le mouvement des particules fluides se fait de façon régulière et ordonnée.
- L'écoulement est turbulent lorsque le déplacement est irrégulier et que des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer, si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds « Re »

- $Re < 2000$ le régime est laminaire
- $2000 < Re < 3000$ le régime est intermédiaire
- $Re > 3000$ le régime est turbulent

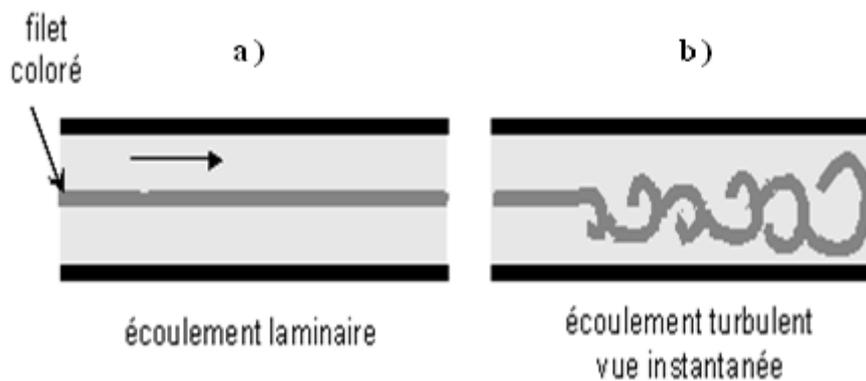


Figure II.1 : Exemple d'écoulements laminaires et turbulents

II.4 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur

Une grandeur sans dimension ou (grandeur adimensionnelle) est une quantité permettant de décrire une caractéristique physique sans dimension ni unité explicite d'expression. Elle est constituée du produit ou rapport de grandeurs à dimensions, de telle façon que le rapport des unités équivaut à 1.

Les nombres adimensionnels dépendent des paramètres suivants :

- * D_h : Diamètre hydraulique [m]
- * V_0 : Vitesse caractéristique [m/s]
- * ρ : Masse volumique du fluide [kg/m^3]
- * λ : Conductivité thermique du fluide [W/m.k]
- * ν : Viscosité cinématique du fluide [m^2/s].
- * μ : Viscosité dynamique du fluide [Pa.s].
- * h : Coefficient de transfert convectif [$\text{W/m}^2.\text{K}$]

II.4.1 Le nombre de Reynolds « Re »

Il a été mis en évidence en 1883 par **Osborne Reynolds** Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent) le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses.

On le définit de la manière suivante :

$$\text{Re} = \frac{\text{Forces d'inertie}}{\text{Forces de viscosité}} = \frac{\rho V_0 D_h}{\mu} \quad (\text{II. 2})$$

II.4.2 Le nombre de Prandtl « Pr »

Ce nombre porte le nom de **Ludwig Prandtl**, physicien allemand. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique.

On le définit de la manière suivante :

$$\text{Pr} = \frac{\text{Diffusivité de quantité de mouvement}}{\text{Diffusivité thermique}} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (\text{II. 3})$$

II.4.3 Le nombre de Nusselt « Nu »

Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductive à travers une interface (souvent fluide/solide)

On le définit de la manière suivante :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Transfert par convection}}{\text{Transfert par conduction}} = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{II. 4})$$

II.4.4 Le nombre d'Eckert « E_c »

Ce nombre porte le nom de **Ernst Eckert**, scientifique américain. Il est défini par le rapport entre l'énergie cinétique d'un flux et l'énergie interne de ce même flux. Il permet de quantifier la dissipation d'énergie due au frottement

On le définit de la manière suivante :

$$E_c = \frac{V_0^2}{C_p \Delta T} \quad (\text{II. 5})$$

II.4.5 Le coefficient de frottement « f »

Qui définit le rapport entre les forces de pression qu'exerce le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

On le définit de la manière suivante :

$$Cf = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} \quad (\text{II. 6})$$

II.5 Formulation mathématique du problème

II.5.1 Géométries du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure(II.2). Il s'agit d'un échangeur de chaleur de conduit rectangulaire il a 4mm de longueur, 0.2mm de largeur et de 1mm d'épaisseur, les autres micro-canaux sont munis d'un changement périodique de section transversale (élargissement –rétrécissement).

II.5.2 Hypothèse simplificatrices

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- L'écoulement de fluide est supposé laminaire et stationnaire.
- Les propriétés physiques du fluide (C_p , μ , λ_f , ρ) et du solide (λ_s) sont constantes.
- La température de parois (supérieure et inférieure) constante.
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi = 0$).
- Fluide Newtonien et visqueux.

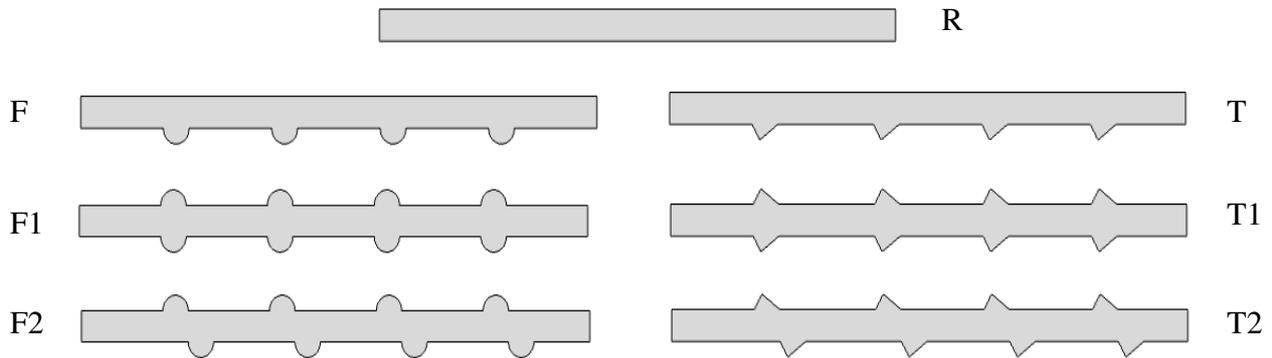


Figure II.2 : Géométrie des différents micro-canaux étudiés.

II.5.3 Equation gouvernantes

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , L'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho V\phi) = \vec{\text{div}}(\Gamma\phi \text{grad}\phi) + S\phi \quad (\text{II.7})$$

Où :

- $\Gamma\phi$: coefficient diffusion.
- $S\phi$: terme source.
- V : vecteur vitesse.

Les quatres termes de l'équation (II.7) représentent :

- $\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: Terme transitoire d'accumulation.
- $\vec{\text{div}}(\rho V\phi)$: Terme convectif.
- $\text{div}(\Gamma\phi \text{grad}\phi)$: Terme diffusif.
- $S\phi$: Terme source.

On peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène d'écoulement à l'intérieur d'un échangeur de chaleur :

II.5.3.1 Equation de continuité

Dans le cas d'un milieu continu, s'il n'y a ni apparition, ni disparition de matière au cours du mouvement, le flux de masse est alors nul à travers une surface fermée (théorème de la divergence).

L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II. 8})$$

Equations dimensionnelles :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II. 9})$$

Où u et v étant les composantes du champ de vitesse (u, v) dans les directions axiale (ox) et radiale (oy) respectivement.

II.5.3.2 Équation de quantité de mouvement

D'après la loi fondamentale de la mécanique, les forces appliquées à un système sont les sources de quantité de mouvement.

Ces forces se divisent en deux catégories :

- Les forces de volume qui proviennent des forces extérieures : forces de pesanteur, forces d'Archimède (convection mixte et naturelle) et forces électromagnétiques (dans les fluides chargés électriquement).

- Les forces de surface : définies par le tenseur des contraintes. Dans le cas où μ la viscosité dynamique est constante.

L'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\nabla(V \rightarrow \otimes V \rightarrow) = \rho g - \nabla P + \mu \Delta V \quad (\text{II. 10})$$

Où p est la pression

Equations dimensionnelles :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 11})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 12})$$

II.5.3.3 Équation d'énergie

D'après le premier principe de la thermodynamique, les sources d'énergie appliquées au système sont formées par :

- la puissance des forces extérieures au domaine,
- le flux de chaleur fourni par le milieu extérieur à travers la surface,
- la puissance calorifique créée à l'intérieur du domaine (sources volumiques).

La distribution de température et le mouvement d'un fluide sont reliés par l'expression suivante :

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \frac{1}{\rho C_p} \vec{V} \cdot \nabla P + \frac{\nu}{Pr} \Delta T \quad (\text{II. 13})$$

Avec :

ν : viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

C_p : capacité calorifique à pression constante [$\text{J}/\text{kg K}$]

Pr : nombre de Prandtl.

Equations dimensionnelles :

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 14})$$

II.6 Conditions aux limites

- Une température $T=350\text{K}$ à la paroi inférieure
- Une température $T=300\text{K}$ à la paroi supérieure
- Autres parois sont adiabatiques
- On définit dans chaque entrée de micro canal une vitesse initiale de 3m/s pour l'eau qui circule dedans et qui sort avec une pression P .

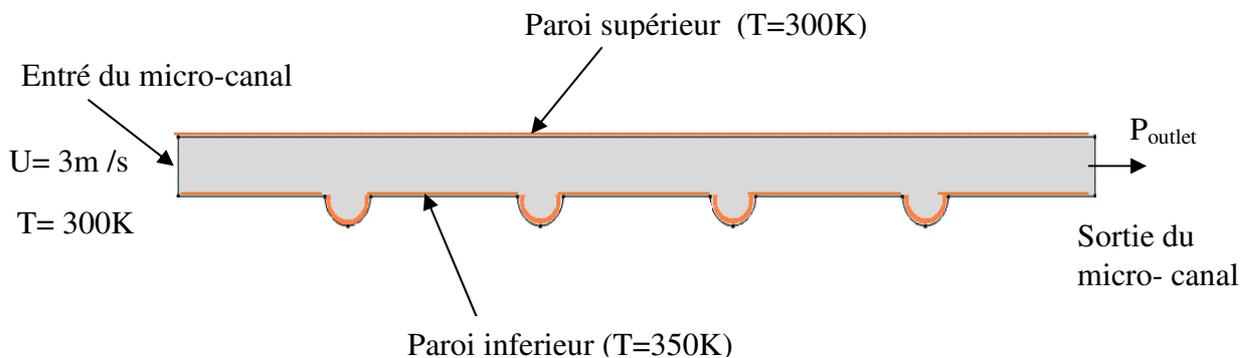


Figure II.3 : Conditions aux limites.

II.7 Propriétés du fluide et matériau utilisés

Dans notre étude, nous allons travailler avec de l'eau comme fluide de travail, et l'aluminium comme étant le matériau des micros canaux étudiés ; le tableau ci-dessus présente les propriétés thermo physiques prises dans notre simulation.

Le tableau (II.1) ci dessus donne les propriétés du fluide et matériau utilisés.

Constant matériau	$\lambda \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\mu \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$C_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Eau	0.613	0.000855	998	4182
Aluminium	202.4	Solide	2719	871

Tableaux II.1 : Propriétés du fluide et matériau utilisés

II.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime laminaire.

Dans le prochain chapitre nous allons exposer le logiciel de simulation comsol multiphysics 4.2 et par la suite nous vous révélerons notre travail de simulation.

CHAPITRE III

Présentation du logiciel

III.1 Introduction

La simulation informatique ou numérique désigne l'exécution d'un programme informatique sur un ordinateur ou réseau en vue de simuler un phénomène physique réel et complexe.

Au XVIIIe siècle, le Français Pierre Simon de Laplace faisait déjà des simulations, même si le mot lui était inconnu. Il utilisait, dans une version simple, le modèle planétaire que nous avons décrit, et il effectuait ses calculs à la main, en s'aidant de tables numériques telles que les anciennes tables de logarithmes. Mais les besoins de plus en plus importants de simulations de modèles physiques ont conduit à l'invention des machines à calculer programmables.

La puissance des supercalculateurs actuels permet d'envisager, dans de nombreux domaines, des simulations qui rivalisent en qualité avec certaines expériences, pour des coûts dérisoires par rapport à celles-ci. Depuis 1998 Comsol Multiphysics répond à ces attentes en apportant une solution innovante et pluridisciplinaire.

III.2 Présentation générale du logiciel comsol multiphysics

III.2.1 Comsol multiphysics (FEMLAB)

Comsol Multiphysics a été développé par des étudiants de Germund Dahlquist (1925-2005) à la Royal Institute of Technology à Stockholm.

- Est une plate-forme logicielle générale qui autorise la modélisation et la simulation des phénomènes physiques à l'aide de méthodes numériques avancées.
- Permet de coupler des physiques "simples" ou d'étudier des phénomènes multiphysiques.
- Pour étendre les simulations possibles, il comprend plus de 30 modules complémentaires qui offrent des interfaces et des outils spécialisés en génie électrique, mécanique, fluide et chimique. De plus, des interfaces bidirectionnelles relient vos simulations réalisées dans COMSOL Multiphysics à des logiciels tiers de calcul, de CAO (CAD) et de CAO (ECAD).

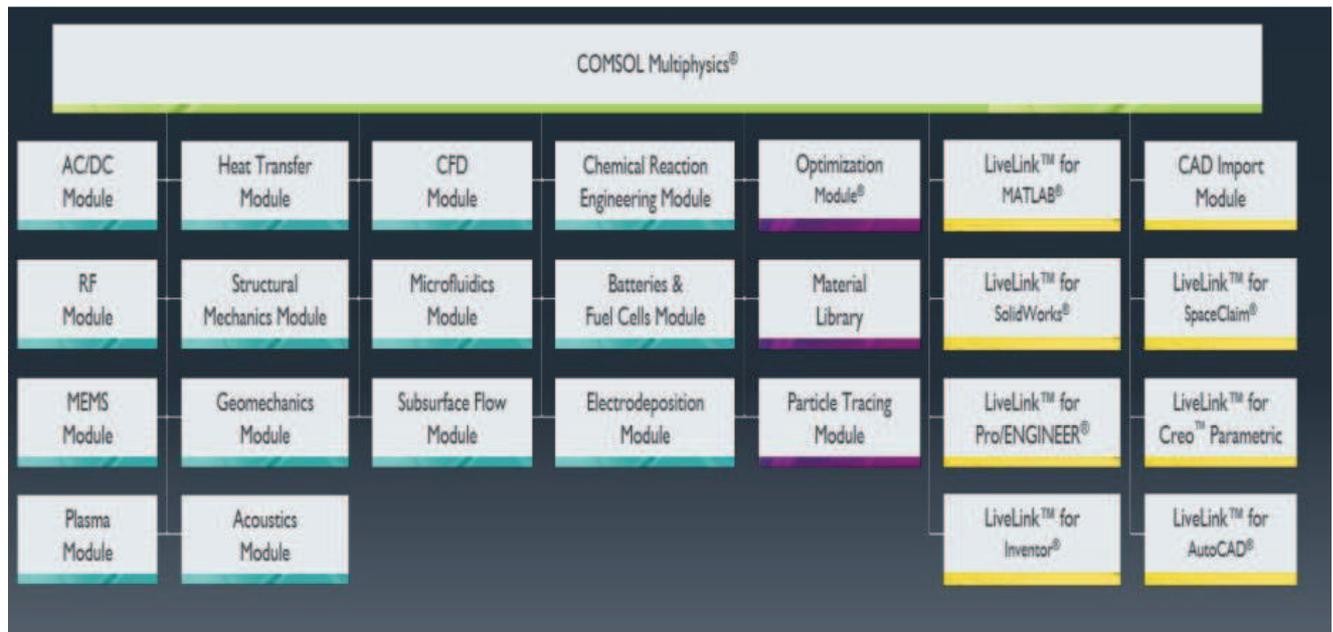


Figure III.1 : Comsol Multiphysics module

III.2.2 Plan de décisions et de construction

- Choix de la dimension : 3D, 2D, 2D axisymétrique...
- Choix des modules physique : Transfert de chaleur, Transport d'espèces, Ecoulement laminaire.
- Choix du type d'étude : Stationnaire, Temporelle, Fréquentielle.
- Construction de la géométrie
- Choix du (ou des) matériau(x)
- Paramétrage du (ou des) module(s) physique(s)
- Paramétrage et calcul du maillage
- Paramétrage et calcul de l'étude
- Représentation graphique des résultats

III.2.3 Introduction à l'interface utilisateur de comsol 4.2

L'interface de comsol peut être séparée en quatre parties :

À gauche, on retrouve le **Model Builder** où il est possible de définir des variables et autres paramètres du problème (**Parameters**), le modèle (**Model**) où se retrouvent la géométrie (**Geometry**), les propriétés des matériaux formant la géométrie, le ou les modèles de physique

s'appliquant au problème étudié et les paramètres de maillage (**Mesh**). Le **ModelBuilder** comporte aussi le type de problèmes et les paramètres de solveur (**Study**) et les options d'affichage et de post traitement des données (**Results**).

La colonne directement à droite comporte les options relatives à ce qui est sélectionné dans le **ModelBuilder**, par exemple, les dimensions d'un objet qui vient d'être créé dans **Geometry**. C'est aussi à cet endroit que les paramètres initiaux de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis.

En haut à droite, la fenêtre d'affichage graphique (**Graphics**) permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. Au haut de cette fenêtre se retrouvent diverses options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, etc. Les options permettant de sélectionner des objets, des domaines, des frontières ou des points se retrouvent aussi au haut de cette fenêtre.

Finalement, directement au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, il y a une fenêtre permettant de visualiser les messages d'erreurs, le progrès des simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

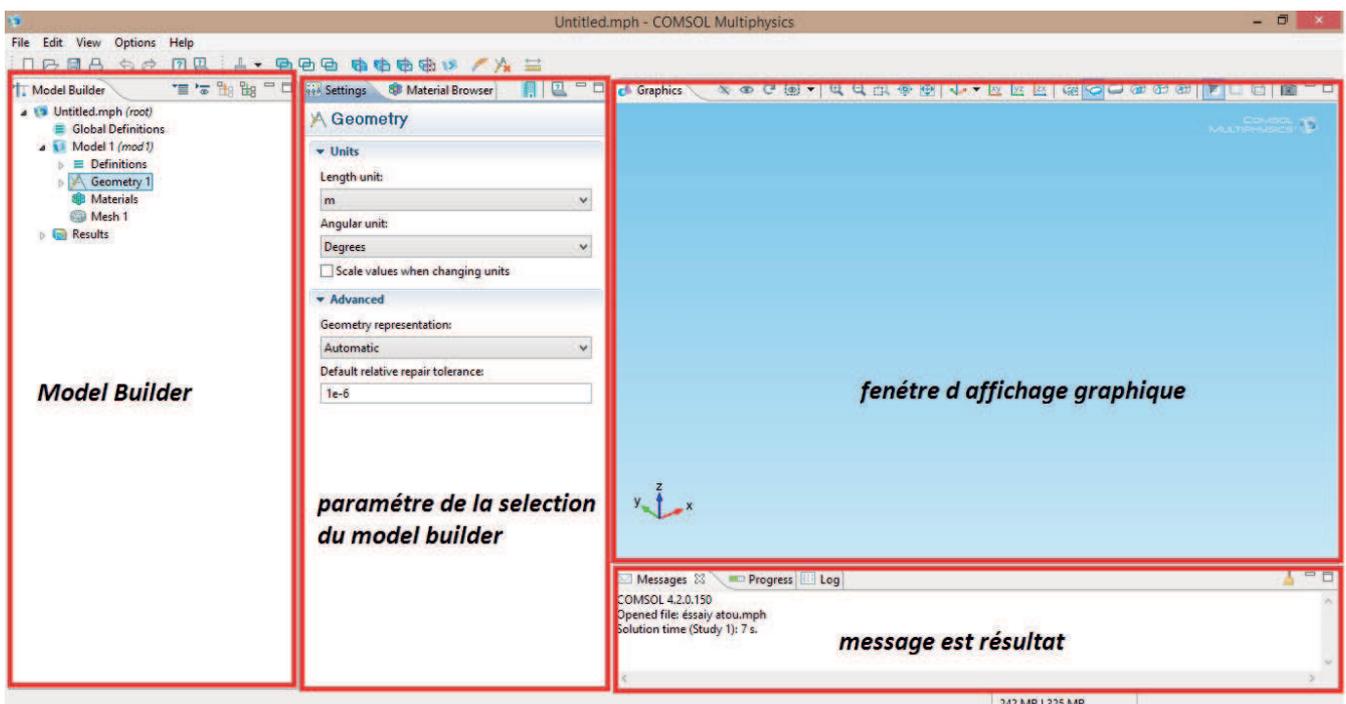


Figure III.2 : Interface utilisateur de COMSOL 4.2a

III.3 Model a étudie

III.3.1 Création du modèle de simulation

Ouvrez une nouvelle simulation **COMSOL**, choisissez le modèle spatial en **2D**, cliquez sur **Next** (→). Vous devez par la suite choisir le modèle physique approprié. **Sélectionnez** le modèle **Laminar Flow (spf)** dans la catégorie **Single-Phase Flow**. Une fois la sélection du modèle effectué, vous devez sélectionner le type d'étude désiré. Sous **PresetStudies**, choisissez le cas d'étude en régime permanent (**Stationary**), puis cliquez sur **Finish** (☒). Sauvegardez la simulation dans votre répertoire personnel.

III.3.2 Définitions globales

Vous allez maintenant définir un paramètre global spécifiant la notre géométrie étudiant.

1. Dans le **Model Builder**, clic droit et choisissez Définitions globales Paramètres.

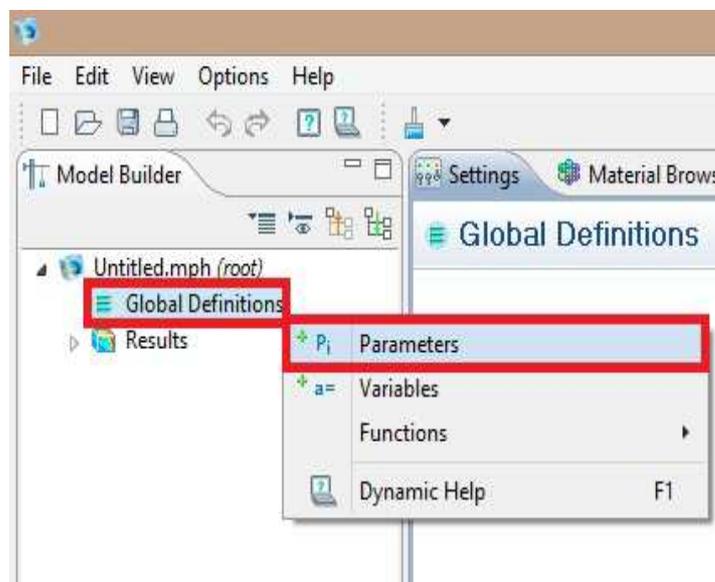


Figure III.3: Ajout de paramètres au modèle

2. Allez à la fenêtre Paramètres ouvrir **setting** avec un cliquer gauche est remplir le tableau.

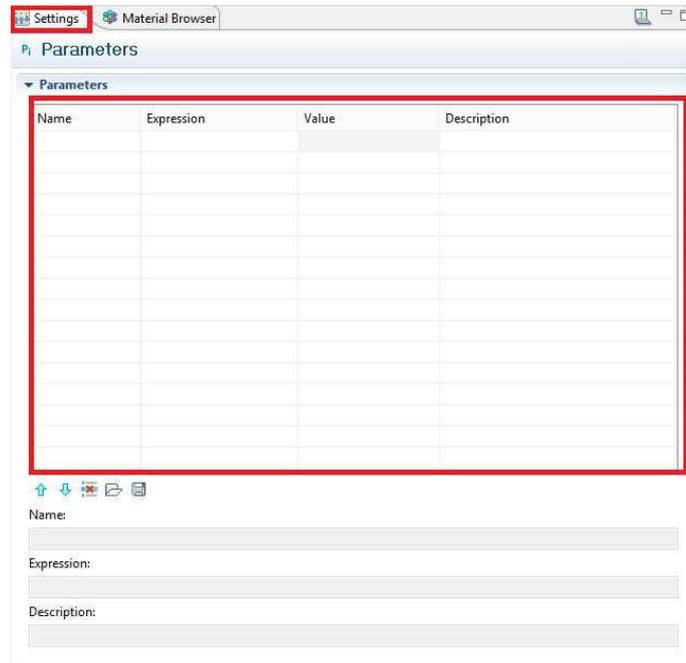


Figure III.4 : Remplissage des paramètres

- ✓ Longueur du micro-canal (L) : 4 mm
- ✓ Largeur du micro-canal (H) : 0.2 mm
- ✓ Masse volumique [ρ] : 998[kg/m³]
- ✓ Viscosité dynamique [μ] : 0.000855[pa * s]
- ✓ Conductivité thermique [λ] : 0.613[W/m*K]

Les unités doivent être mises entre crochets

III.3.3 Création de la Géométrie

Une fois les variables relatives à la géométrie et au transfert de chaleur définies, vous devez spécifier la géométrie du problème.

Faites un clic droit sur **Geometry** dans le **Model Builder** et choisissez la géométrie désiré. Le ruban en dessous vous aide à choisir entre les différentes formes de géométrie simple.

Vous pouvez aussi importer la géométrie créée à partir d'un autre logiciel directement dans la fenêtre **Model Builder**, clic droit **Géométrie 1** et sélectionnez **Importer**. Comme le montre la (figure III.5).

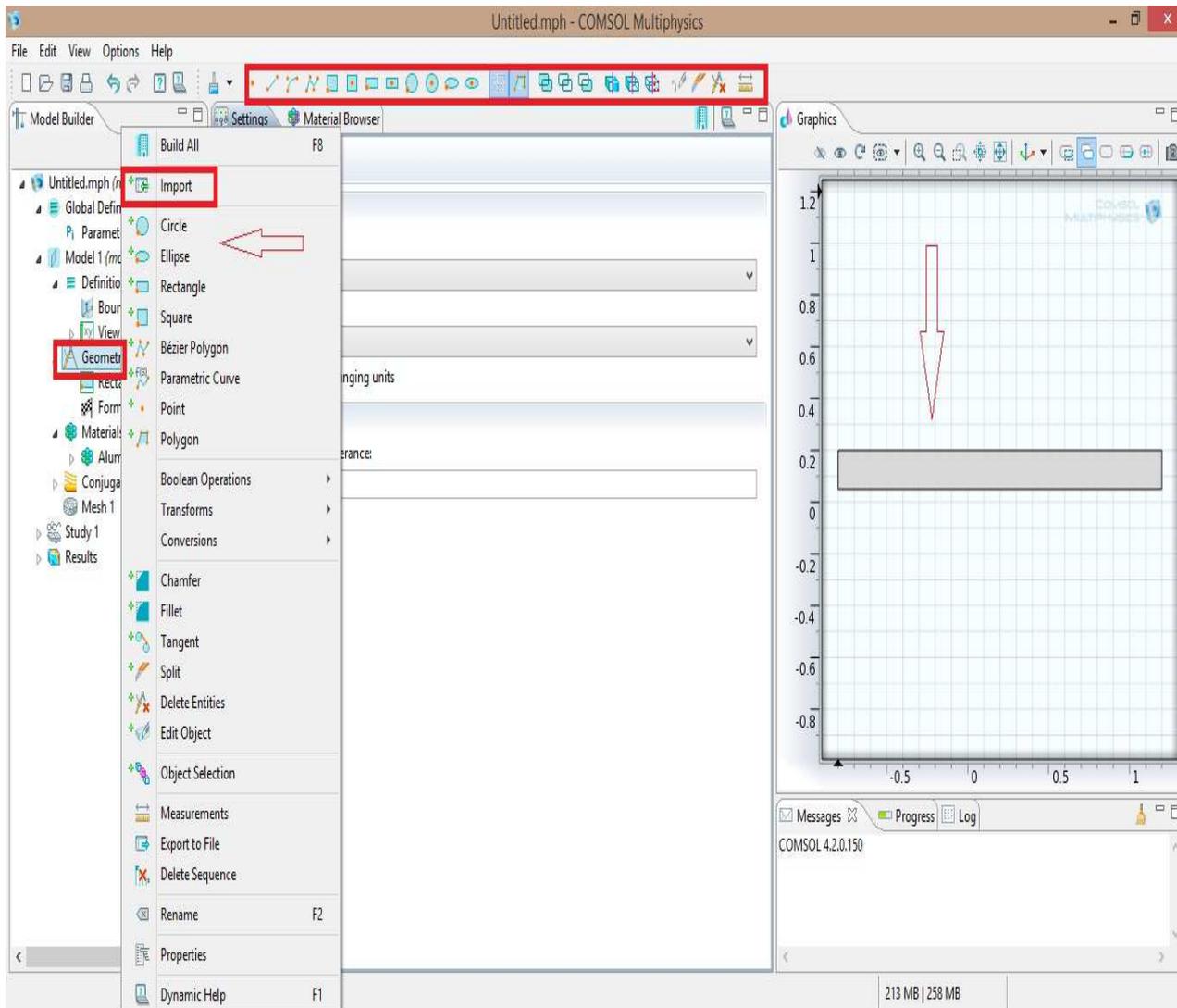


Figure III.5 : Création de la Géométrie

Dans la fenêtre **settings** comme le montre la (figure III.6) remplir les coordonnées de la géométrie dessinée (hauteur, largeur,...ex).



Figure III.6 : Remplir les coordonnées de la géométrie dessinée

III.3.4 MATERIEL

Les matériaux stockent les nœuds des propriétés matérielles pour toute la physique et de tous les domaines dans un nœud Component. Utilisez le même matériau en acier générique tant pour le boulon et l'outil. Voici comment choisir dans comsol.

1. vous devez sélectionner **Matériel** puis cliquer gauche sur **open matériel browser** en suite vous choisissez **built on** est désiré votre matériel de travail comme le montre la (figure III.7)

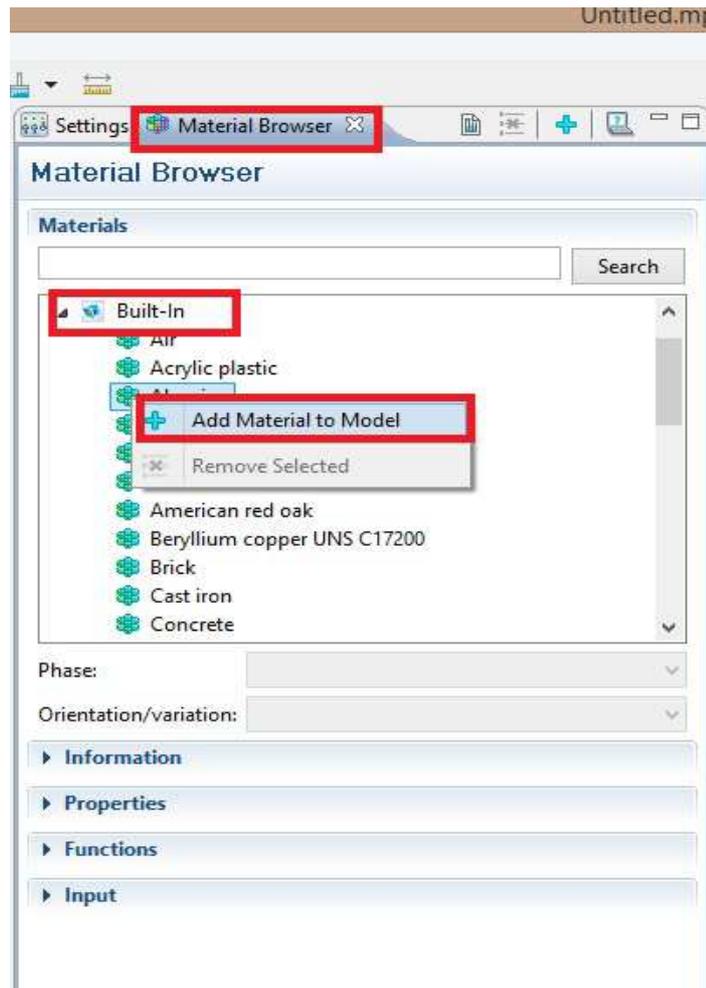


Figure III.7 : Ajouté du matériel

Une fois choisi votre matériel choisi vous devez remplir le tableau **Matériel Content** dans la (figure III.8) pour donner les propriétés du matériel utilisé

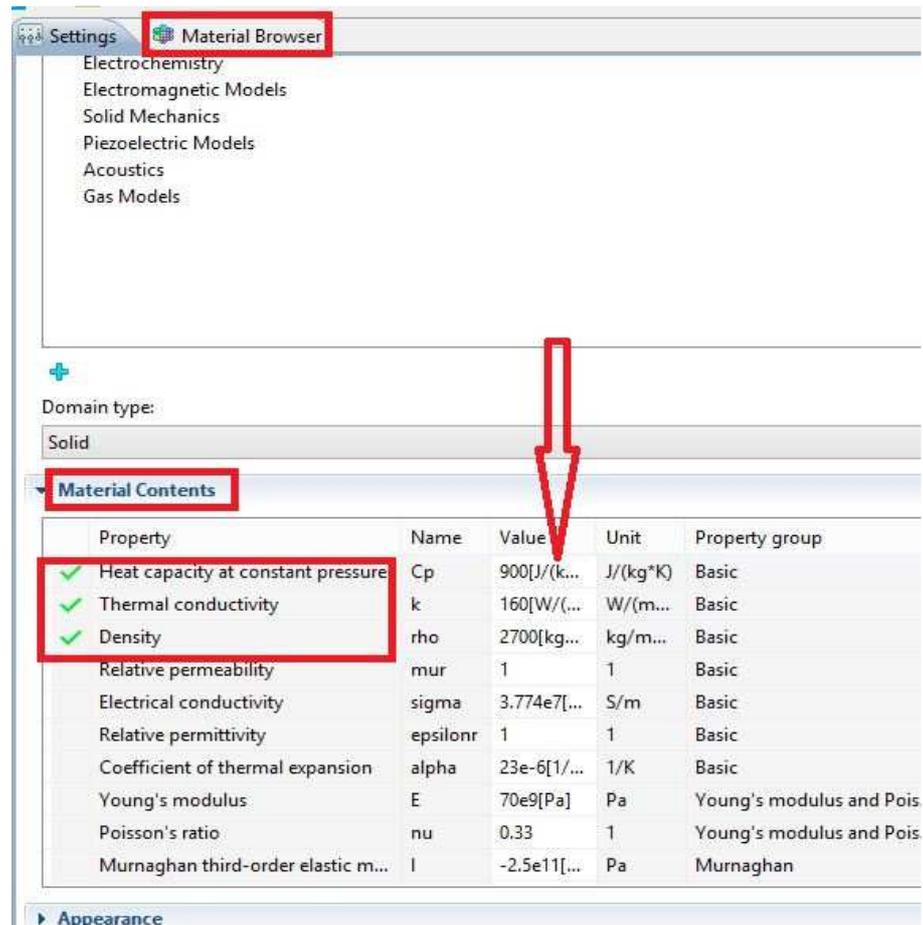


Figure III.8 : Ajoutée les paramètres du matériel

III.3.5 Domain physique

Avec la géométrie et des matériaux définis, vous êtes maintenant prêt à définir les conditions aux limites. Vous choisir le domaine physique étudier est ajoutez les conditions aux frontières. Dans le cas de notre étude :

- Aller a **Laminer Flow** insérer la vitesse d'entre du fluide **velocity inlet** ainsi la pression de sortie **presure outlet**
- Aller a **Conjucited Heat Transfer** est insérer les deux température à la limite de la paroi **Température1/ Température 2**

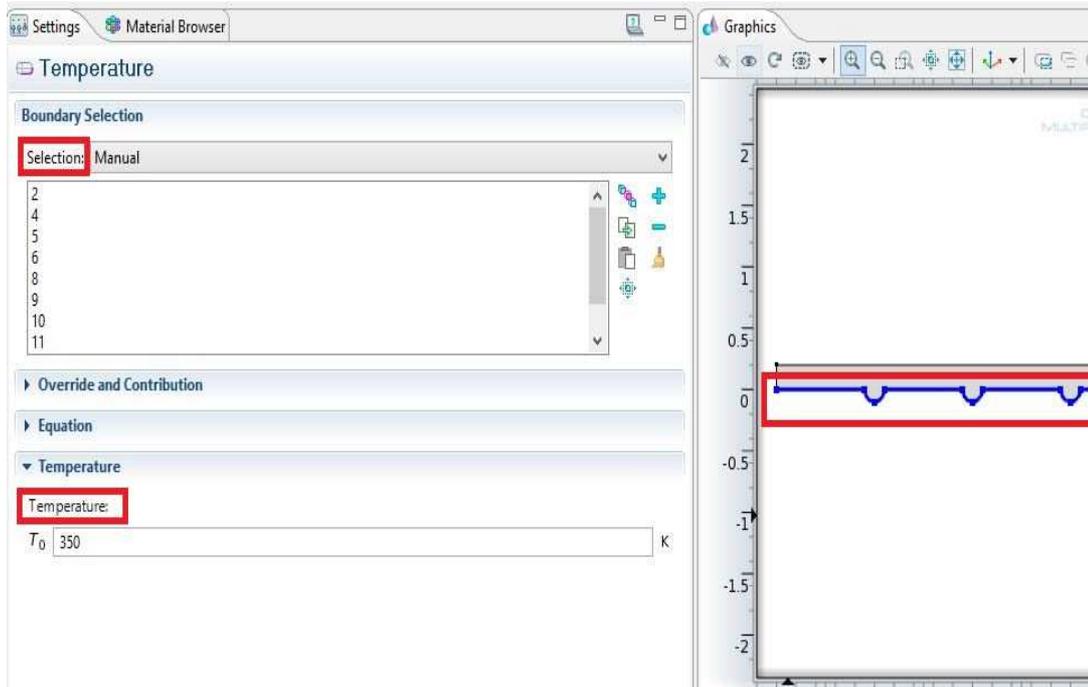


Figure III.9 : Inséré la température à la couche limite

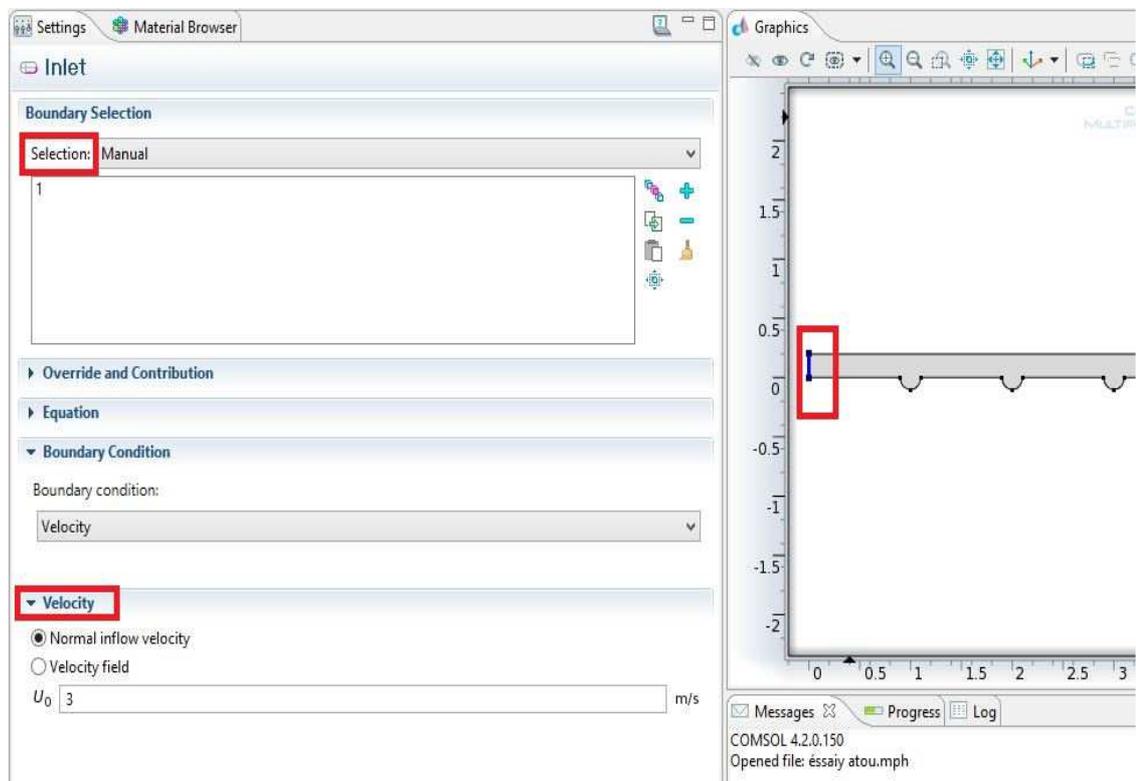


Figure III.10 : Insérer les vitesses d'entre et sortie du fluide

Les paramètres de maillage déterminent la résolution du maillage d'éléments finis utilisés pour discrétiser le modèle. La méthode des éléments finis divise le modèle en petits éléments de formes géométriques simples.

Pour faire le maillage cliquez sur **Mesh** et choisissez comme taille de maillage **Coarse**, laissez le maillage défini en tant que **Physics-controlled mesh**. Cliquez sur **Build All**, il est maintenant possible de voir le maillage triangulaire (option par défaut). Il est possible de définir manuellement les paramètres de maillage.

A ce stade, votre modèle devrait ressembler à celui présenté à la (figure III.11).

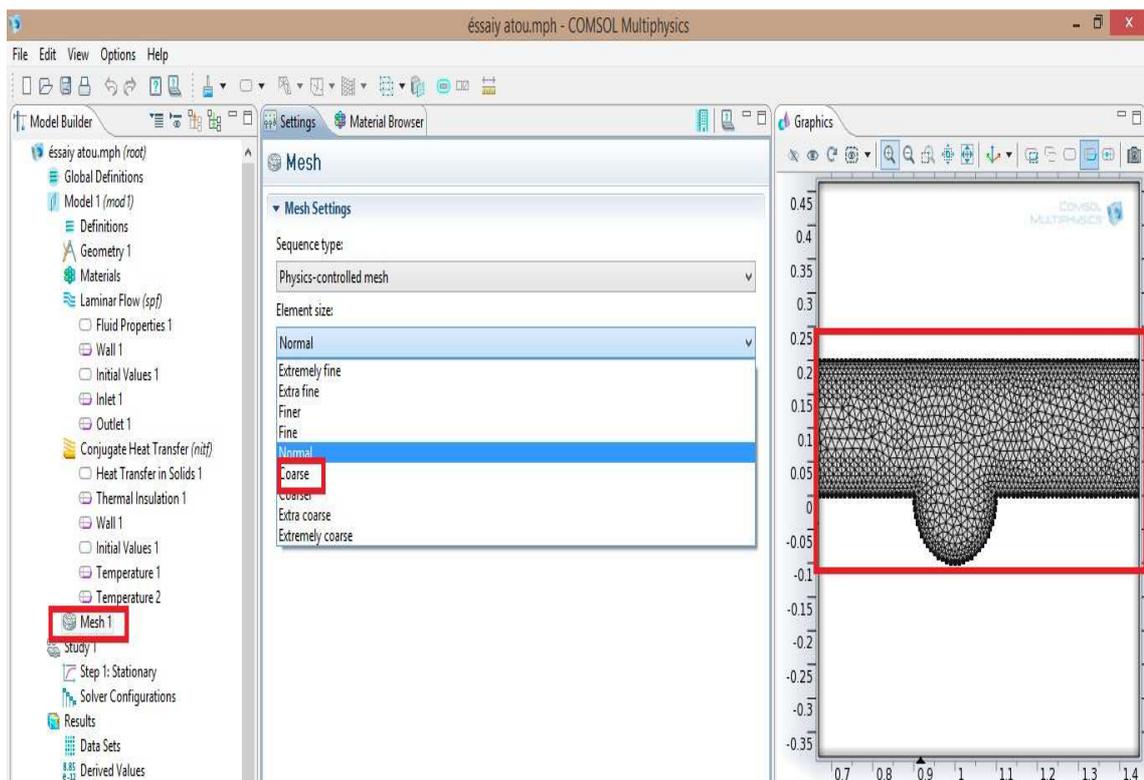


Figure III.11 : Définition du maillage

III.3.6 Simulation et traitement des résultats

Pour effectuer la simulation, cliquez sur **Study** dans le **Model Builder** puis sur **Compute**. Comsol se chargera de choisir les paramètres du solveur en fonction des modèles physiques choisis. Si vous désirez changer les paramètres du solveur, ces derniers sont accessibles à partir de l'onglet **Study**, mais cela n'est pas nécessaire dans le cadre de ce tutoriel. Le résultat que vous devriez obtenir devrait ressembler à celui présenté à la (figure III.12).

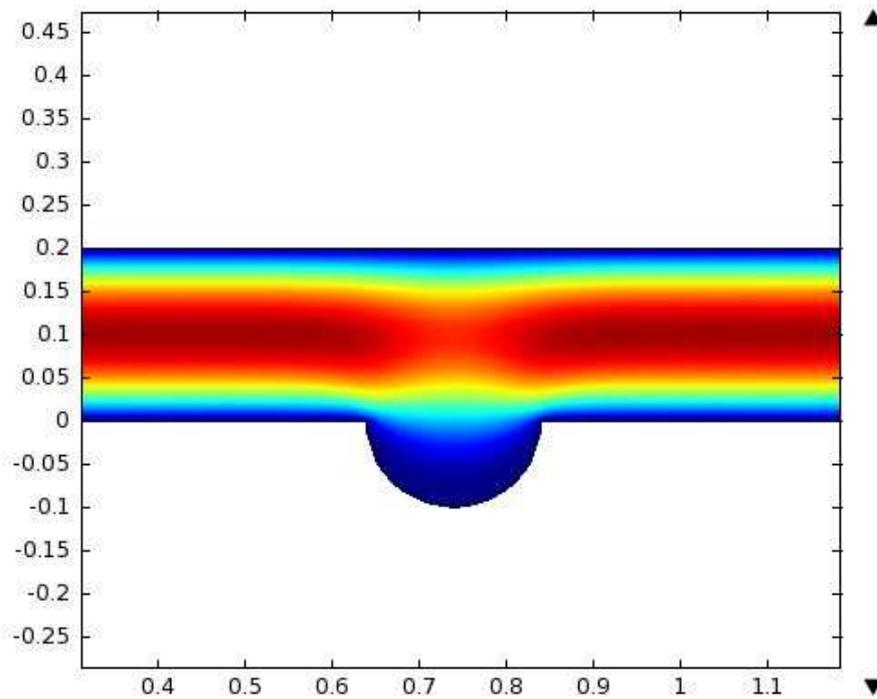


Figure III.12 : Résultat de la simulation

La figure (Figure III.13) suivante montre les étapes à prendre pour une simulation avec logiciel Comsol Multiphysique :

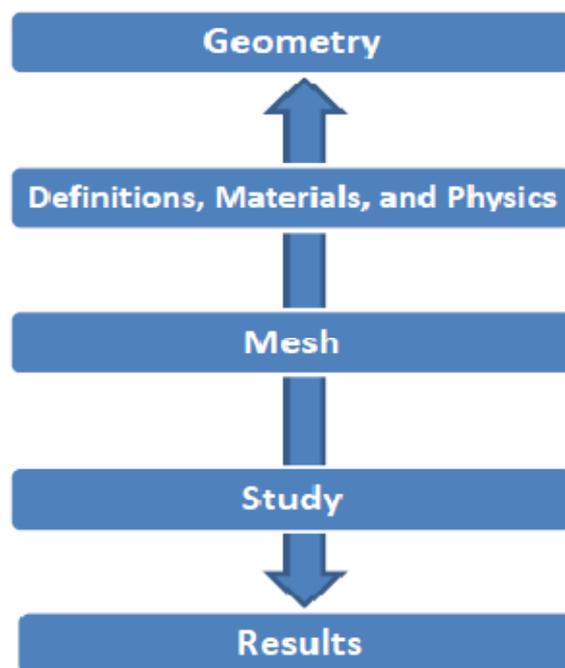


Figure III.13 : Résumé des étapes sur comsol

III.4 Méthodes de résolutions des modèles mathématiques

La présentation du comportement d'un dispositif microsysteme est faite de manière générale par un système d'équations différentielles aux dérivées partielles. La solution de ce système d'équations demande en général des méthodes de résolution présentant des avantages et des inconvénients. Ces derniers peuvent être classés en deux catégories : Les méthodes analytiques et les méthodes numériques [52].

III.4.1 Méthodes analytiques

Les solutions analytiques, basées essentiellement sur la méthode de séparation de variables, méthode des séries exponentielles, la méthode intégrale et les méthodes de transformation demeurent limitées pour les géométries complexes et le comportement non linéaire du phénomène mis en jeu. Vu la complexité des équations aux dérivées partielles, la solution analytique est souvent difficile à trouver. On cherche donc des méthodes permettant d'approcher le comportement du système.

III.4.2 Méthodes numériques

L'utilisation des méthodes numériques de discrétisation consiste à ramener la résolution de l'équation aux dérivées partielles dans un domaine d'étude, compte tenues conditions aux limites, à celle d'un système d'équations algébriques dont la solution conduit à la distribution des champs à l'intérieur du domaine d'étude. Nous allons voir dans ce qui suit les méthodes numériques les plus utilisées :

- Méthode des différences finies
- Méthode des éléments finis

III.4.2.1 La méthode des différences finies

La méthode des différences finies est basée sur la transformation de l'opérateur différentiel en un opérateur aux différences, ou chaque dérivée est approchée par une différence de valeurs de l'inconnue à déterminer en un certain nombre de points du domaine de résolution.

- Avantages de la méthode
 - Mise en œuvre relativement simple,
 - Prise en considération des non-linéarités
- Inconvénients de la méthode

- Difficile à utiliser dans le cas géométrique complexe,
- Tailles des systèmes algébriques importantes,
- Temps de résolution relativement élevés.

III.4.2.2 La méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis a pris un essor considérable avec le développement des moyens informatiques. Dès les années 1960, elle est devenue, par sa souplesse d'emploi et sa très grande généralité, une méthode numérique indispensable pour la résolution des problèmes aux dérivées partielles [53].

III.4.2.2. A. Principe

La méthode de résolution par éléments finis permet de calculer des grandeurs physiques pour tous les points d'une structure donnée. Pour obtenir un résultat sur un domaine continu, il est nécessaire de discrétiser le volume ou la surface d'étude par un maillage, en la subdivisant en sous éléments : les éléments finis. Tous ces éléments sont interconnectés entre eux par des points particuliers appelés des nœuds [54].

Les solutions sont calculées uniquement pour chaque nœud, et l'approximation de la solution finale est interpolée dans chaque élément en partant des résultats obtenus pour les nœuds les délimitant. On ramène ainsi le problème d'un milieu continu à un ensemble de problèmes discrets contenant un nombre fini d'inconnues, elle permet ainsi de transformer les équations aux dérivées partielles en système d'équations algébriques. Le problème est alors exprimé sous forme matriciel [55].

III.4.2.2. B. La décomposition de la méthode des éléments finis

Pour une analyse par éléments finis, tout un travail de préparation et de finalisation doit être effectué, c'est ce que nous décrivons dans les étapes suivantes [52]-[53].

a) Première étape : L'équation différentielle

La première étape de la modélisation de tout dispositif consiste à écrire les équations aux dérivées partielles qui décrivent les phénomènes physiques, en y associant des conditions aux limites qui décrivent les interactions entre le système étudié et l'extérieur.

b) Deuxième étape : De l'équation différentielle à une intégrale

La méthode des éléments finis décrite précédemment discrétise une formulation intégrale pour conduire à un système d'équation algébrique qu'on peut résoudre avec des méthodes numériques connues.

c) Troisième étape : Approximation par éléments finis

La méthode d'approximation par éléments finis consiste à :

- 1- Identifier un ensemble de sous domaine d'étude (discrétisation du domaine).
- 2- Définir une fonction approchée différente sur chaque sous domaine (l'approximation nodale).

c-1. Discrétisation du domaine (le maillage)

Le domaine de résolution est discrétisé en sous domaines appelés éléments. Ces éléments dans l'analyse en éléments finis sont les briques élémentaires dont le maillage va représenter le système géométrique à simuler. Les éléments sont des primitives géométriques composant plusieurs nœuds, la figure ci-dessous représente des exemples d'éléments classiques à 1D, 2D, et 3D qu'on rencontre généralement dans le maillage éléments finis [56].

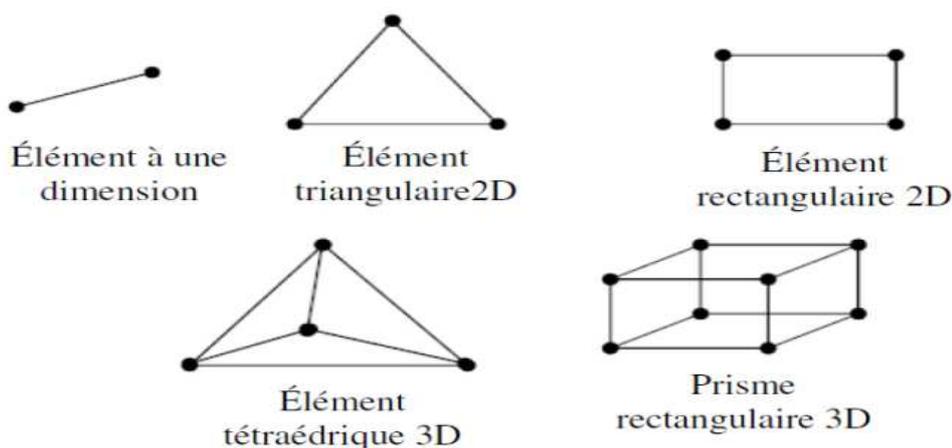


Figure III.14: Exemples d'éléments d'un maillage éléments finis

c-2. L'approximation nodale

Dans chacun de ces éléments, l'inconnue est généralement approchée par une interpolation polynomiale en fonction des variables nodales de l'inconnue en chacun des nœuds de l'élément. Chaque élément est repéré par les coordonnées de ses sommets.

d) Quatrième étape : Vers une équation matricielle

La transformation en formulation intégrale suivie de discrétisation nous conduit à trouver un ensemble de valeurs. La manière d'obtenir un système d'équation dépend de la méthode retenue pour se ramener à une intégrale.

e) Cinquième étape : Résolution du système matricielle

Suite à la formulation intégrale et la discrétisation, on obtient un système matriciel La résolution du système d'équations est la dernière étape dans la méthode des éléments finis. Si le problème est linéaire, autrement dit si la matrice ne dépend pas de la solution, les méthodes de résolution de système peuvent être classées en deux catégories :

- Les méthodes directes (GAUSS, CHOLESKY),
- Les méthodes interactives (JACOBI).

Si le problème est non linéaire, on doit mettre en place un processus interactif qui recalcule lamatrice pour chaque nouvelle valeur de la solution (NEWTON, RAPHSON).

III.4.2.2.C. Avantages et inconvénients de la méthode

La méthode des éléments finis est la plus utilisée car:

- a) Elle peut traiter des problèmes géométriques complexes,
- b) Elle couvre de nombreux domaines de la physique,
- c) Les moyens informatiques actuels (puissance des calculateurs, outils de visualisation) la rende facile de mise en œuvre.
- d) De nombreux logiciels généraux ou dédiés sont disponibles sur le marché,
- e) Le temps de calcul est relativement avantageux

L'avantage majeur de la méthode des éléments finis, par rapport aux autres méthodes provient du fait que dans cette méthode, chaque élément peut avoir des caractéristiques électriques et géométriques particulières et indépendantes des autres éléments. Ainsi il

est possible de résoudre de manière relativement efficace des cas de géométrie complexe présentant des propriétés différentes.

Cependant l'inconvénient majeur de cette méthode est la difficulté à modéliser des systèmes à domaine ouvert [52].

III.5. La modélisation des phénomènes physiques

Quel que soit le logiciel utilisé, une modélisation utilisant la méthode des éléments finis se décompose de façon assez commune en trois étapes (figure III.14) [57].

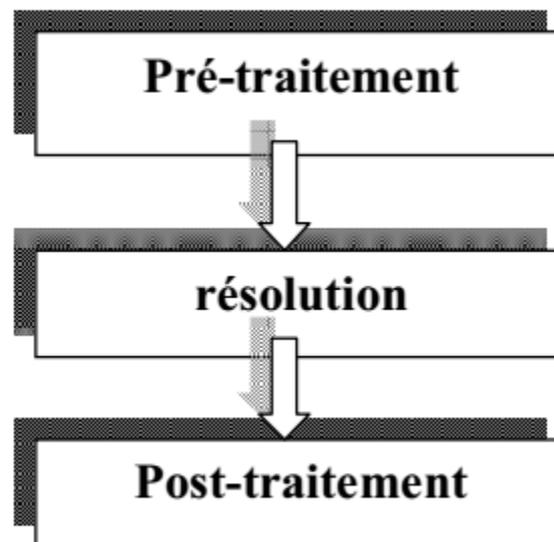


Figure III.15 : Organigramme d'un logiciel éléments finis

III.5.1. Le pré-traitement

Le pré-traitement a pour fonction de lire les données. Ces données peuvent être classées :

1. Créer le modèle géométrique,
2. Créer le maillage : définir les nœuds et les éléments,
3. Entrer les paramètres physiques
4. Imposer les conditions aux limites.

III.5.2. La résolution

La phase de résolution (solution) consiste à définir le choix du type (stationnaire ou transitoire) et des options d'analyse d'autre part. Une fois ceci est réalisé, cette phase offre les fonctions suivantes :

1. Calcul des matrices et vecteurs élémentaires,
2. Assemblage des matrices et vecteurs élémentaires
3. Prendre en compte les conditions aux limites
4. Résoudre le système d'équations

III.5.3. Le post-traitement des résultats

Cette phase permet la visualisation des résultats sous forme graphique ou tabulaire. Elle permet d'extraire les informations désirées et de les traiter indépendamment.

Dans ce travail, on utilise le logiciel Comsol Multiphysics pour simuler le comportement de la plate-forme chauffante. Il est possible de réaliser sous le même outil des modèles dans différents domaines couplés en écrivant directement les équations correspondantes dans le logiciel [58].

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait la description et le fonctionnement du logiciel de simulation Comsol Multiphysics 4.2. Ensuite, on a exposé la méthode des éléments finis (MEF).

Dans le prochain chapitre nous allons voir en premier lieu la validation de notre simulation traitée par le logiciel Comsol Multiphysics et celle trouvée par le logiciel Fluent. Par la suite, nous présenterons les différentes caractéristiques obtenues pour différents cas envisagés.

CHAPITRE IV



Résultats et Interpretation

IV.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus et leurs discussions, et la validation de notre étude traitée par le logiciel Comsol Multiphysics version 4.2 et ceux trouvés par le code de simulation fluent.

Cependant, une initiative a été prise dans ce modeste manuscrit, il s'agit de prendre quelques cas possible. Les résultats obtenus seront discutés en présentant les paramètres dynamiques et les paramètres thermiques.

IV.2 Test de convergence

Pour avoir des résultats numériques valables (proches des valeurs exactes) ; il faut que notre méthode numériques satisfait le critère de convergence.

Le type de maillage choisit pour la géométrie étudiée est « user-controlled mesh », avec des éléments de type « triangulaire libre » prédéfini par « fin » et un raffineau niveaux des sections additives.

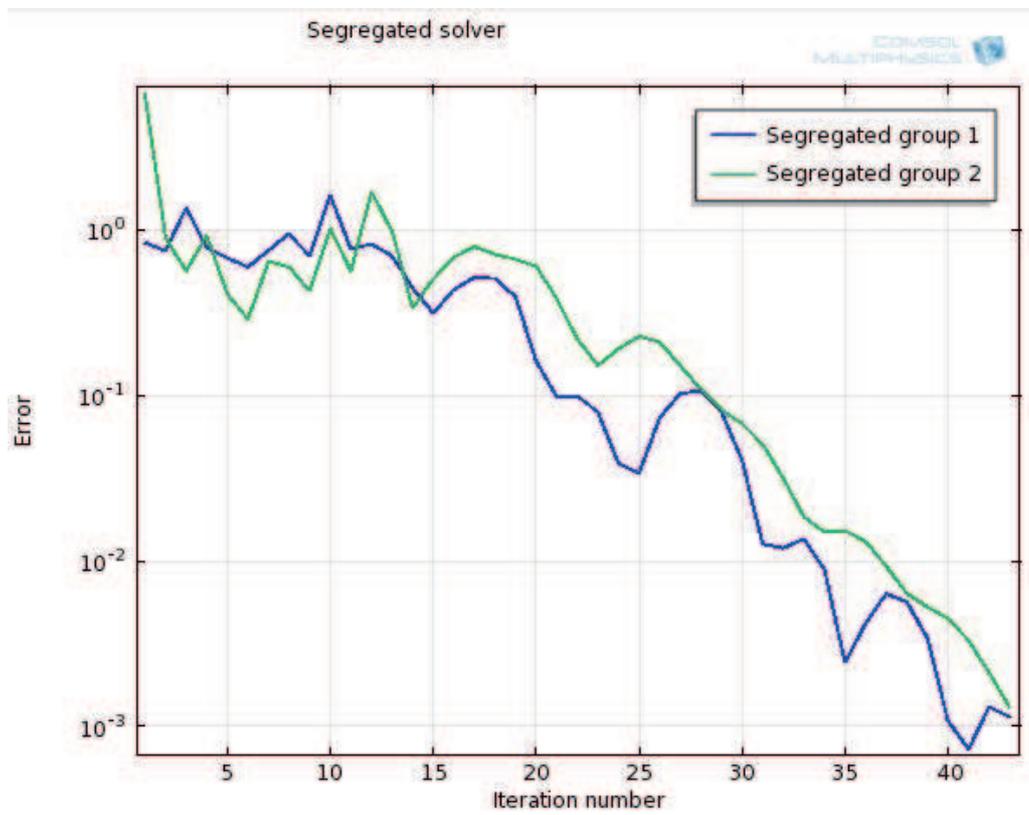


Figure IV.1 : Test de convergence

IV.3 Sensibilité du maillage

Pour effectuer une meilleure simulation, il faut d'abord optimiser le maillage, car l'influence de la taille et du nombre des nœuds sur la solution exprimée par le transfert thermique est très important, le profil de vitesse et de la température doit être sensible.

Pour voir l'influence du choix de maillage, nous proposons quelque configuration des différents maillages.

IV.3.1 Géométrie étudié et les conditions aux limites

- à $y = 0, \quad 0 < x < L;$ Paroi $T_P = 350\text{K}.$
- à $y = H, \quad 0 < x < L;$ Paroi $T_p = 300\text{K}.$
- à $x = 0, \quad 0 < y < H$ Entrée du micro-canal $T = 300\text{K}, u = 3\text{m/s}.$
- à $x = L, \quad 0 < y < H$ Sortie du micro-canal P_{outlet}

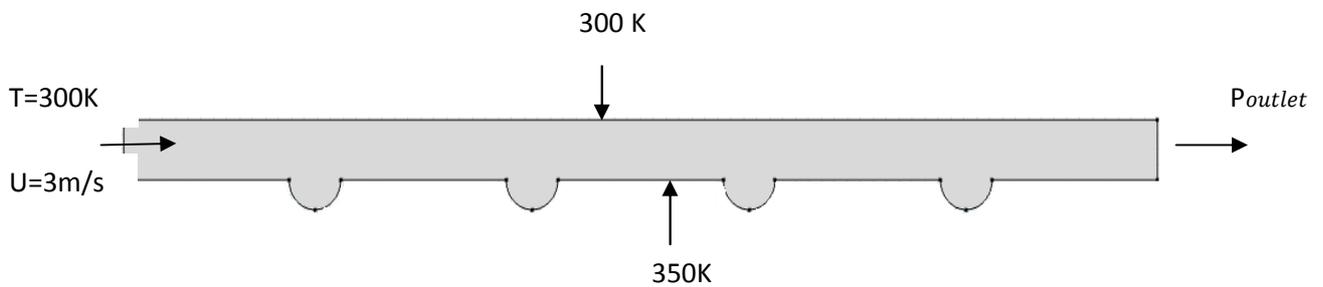


Figure IV.2 : Géométrie étudié : micro-canal (F)

IV.3.2 Quelque cas étudié

La figure (IV.3, IV.4, IV.5, IV.6, IV.7) représente quelque cas de type du maillage

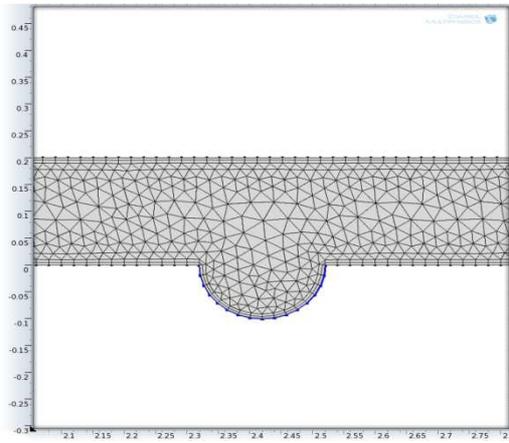


Figure IV.3 : Plus grossier

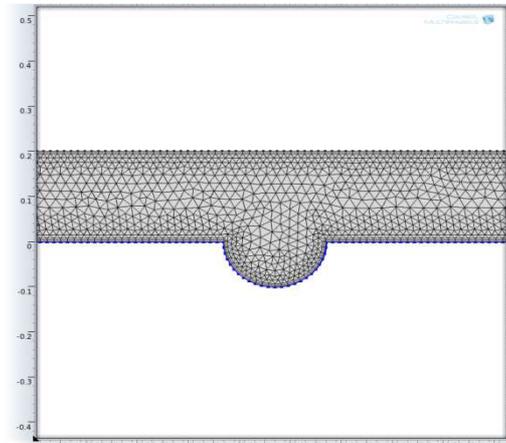


Figure IV.4 : Maillage grossier

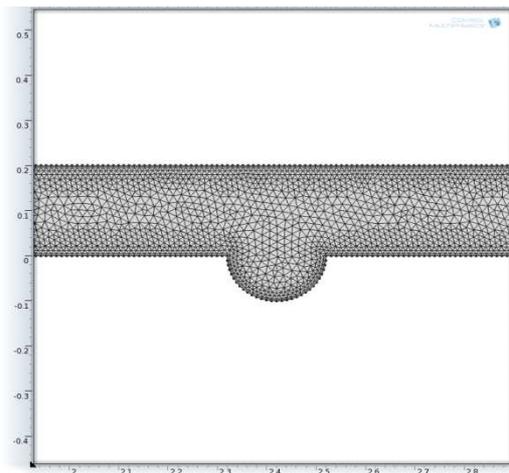


Figure IV.5 : Maillage normal

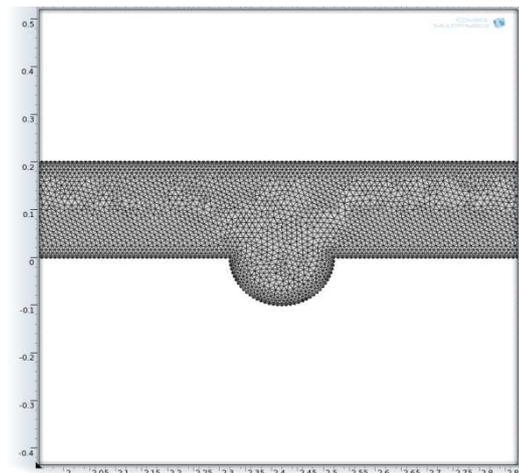


Figure IV.6 : Maillage fin

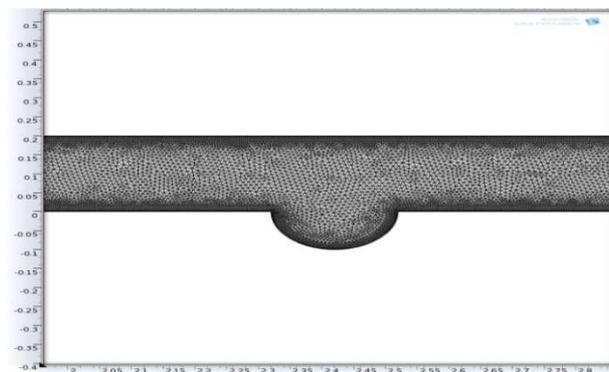


Figure IV.7 : Maillage plus fin

On va étudier le comportement de la vitesse axiale pour de différents maillages à une distance de x précise.

maillages	Plus grossier	Grossier	Normal	Fine
Nombre d'éléments ponctuels	16	16	16	16
Nombre d'éléments de frontière	437	653	832	1042
Nombre d'éléments de volume	3649	7227	11192	20258
Qualité d'élément minimale	0.8416	7227	0.8934	0.8488
Qualité d'élément minimale	0.3349	0.3356	0.3396	0.3346
Vitesse à x=2mm	4.2232	4.3426	4.3529	4.3494

Tableau IV.1 : Variation de la vitesse axiale de différents maillages étudiés à une distance de x=2mm

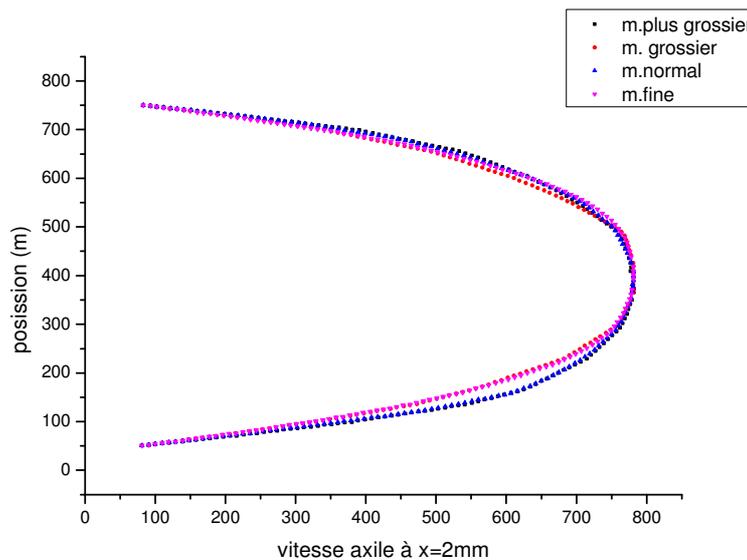


Figure IV.8 : Vitesse axial (m/s) , x=0.2mm

D'après la figure (IV.8) qui présente la variation de la vitesse axiale à une section de distance X=0.002m pour les différents maillages appliqués au micro-canal F, on constate queles vitesses sont presque identiques pour les différents maillages étudiés.

Donc on va prendre le maillage qui est bien le maillage 3, pour le micro canal (F), la même

procédée sera suivi pour tous les autres micro-canaux.

IV.4 Validation des résultats

Cette partie présente les différents paramètres qui caractérisent le comportement du fluide le long du micro-canal.

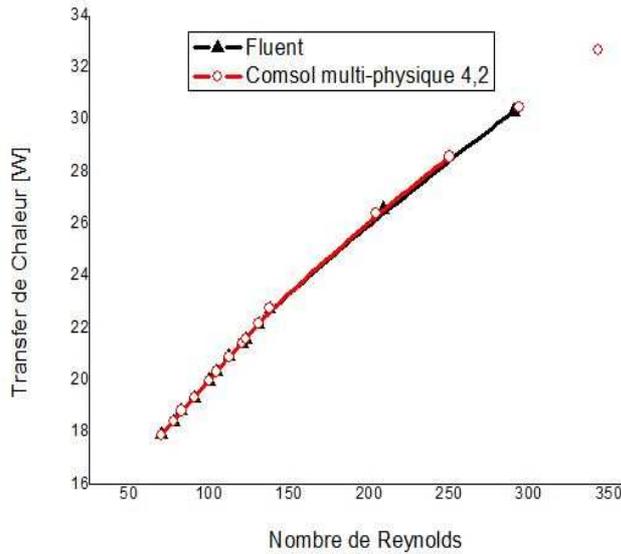
Les résultats de la simulation numérique ont été validés avec les travaux de Suabsakul Gururatana[57]



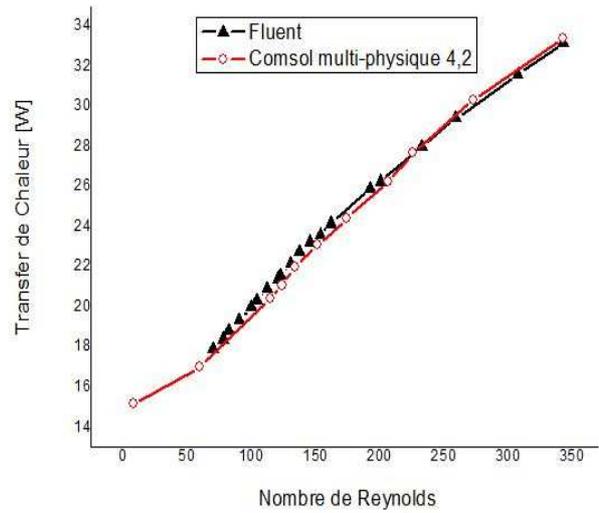
FigureIV.9 : La Géométrie étudiée

Suabsakul Gururatana [59] a fait une simulation numérique en 2D et une étude expérimentale sur la convection forcée dans un micro-canal avec des fossettes dans la paroi inférieure, il a étudié thermiquement et dynamiquement un écoulement convectif laminaire pour un nombre de Reynolds < 350 . Cette étude a comme objectif d'améliorer le transfert de chaleur dans les micro-canaux destinés au refroidissement des composants électroniques.

IV.4.1 Comparaison



(b) Transfert de chaleur en fonction de nombre de Reynolds pour micro canal sans fossette



(b) Transfert de chaleur en fonction de nombre de Reynolds pour micro canal avec fossette

FigureIV.10 : (a) et (b) Comparaison des résultats (comsol- fluent)

La simulation numérique en 2D de Suabsakul Gururatana sur la convection forcée dans les micro-canaux avec des fossettes, a montré que l’introduction des fossettes fait améliorer le transfert thermique en augmentant le nombre de Nusselt, surtout en arrière fossette, cette augmentation de flux est accompagnée par une augmentation du nombre de Reynolds et en même temps une augmentation de la chute de pression, il a été conclu que ces constatations sont valables uniquement si $Re \geq 125$.

Sur la figure IV.10 nous apercevons une bonne concordance, les résultats trouvés se coïncident parfaitement, on peut dire que le logiciel Comsol Multiphysics a montré ces qualités et ces performances numériques.

IV.5 Etude de cas

Cette partie consiste à prendre quelque cas possibles pour faire une étude numérique et trouver des résultats performants et adéquats.

IV.5.1 Présentation des géométries

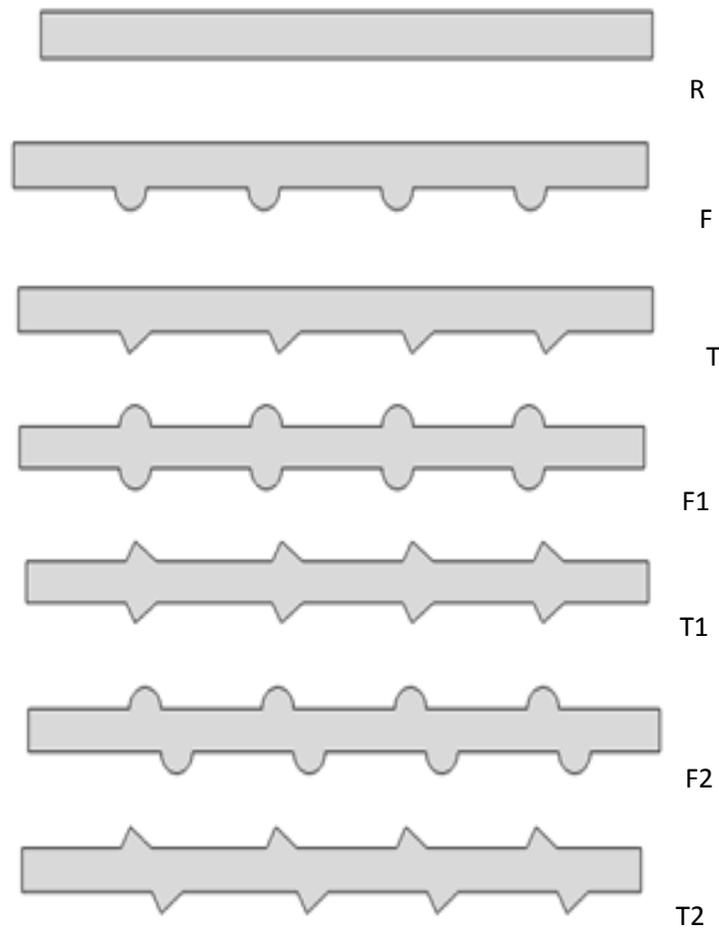


Figure IV.11 : Différentes configurations étudiées

Les dimensions des micros canaux présentées dans ce travail :

Pour tous les micro-canaux :

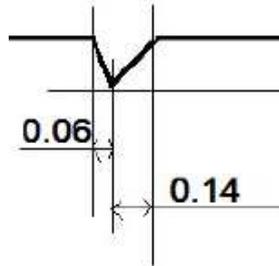
- La longueur $L= 4 \text{ mm}$;
- La hauteur $H=2 \text{ mm}$

Pour les micro-canaux F ,F1,F2 :

- Rayon de fossette $r = 0.1\text{mm}$
- Distance entre chaque centre de fossette est de 0.74mm

Pour les micro-canaux T,T1,T2 :

- La profondeur de la cavité triangulaire est de l'ordre de 0.1mm ,
- L'expansion transversale de section de longueur de 0.06mm , et de constriction de section de 0.14mm de longueur (FigureIV.11)



FigureIV.12 : Dimensionnement de la sections triangulaire additif

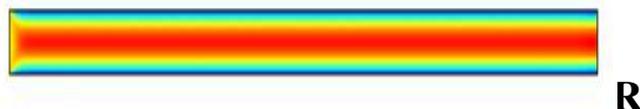
IV.5.2 Partie dynamique

IV.5.2.1 Distribution de la vitesse

IV.5.2.1.1 Pour géométrie R, T, F

On constate d'après la figureIV.13

- la vitesse de l'écoulement au milieu du micro-canal atteint sa valeur maximale $4.5(\text{m/s})$
- la vitesse de l'écoulement au voisinage des parois et des sections additives, elle s'annule
- La vitesse maximale de l'écoulement au milieu du micro canal s'apparait comme une tranche continue.



R

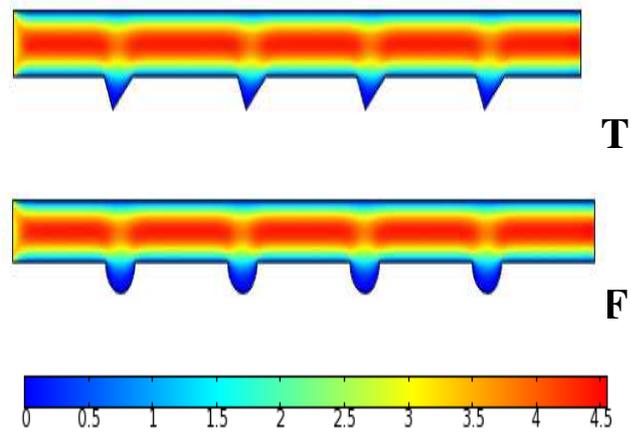


Figure IV.13 : Distribution de la vitesse dans les micro-canaux (R,Tet F)

La FigureIV.14montre l'effet des sections additives sur la distribution de la vitesse axiale à une section de distance $X=0.00168\text{m}$

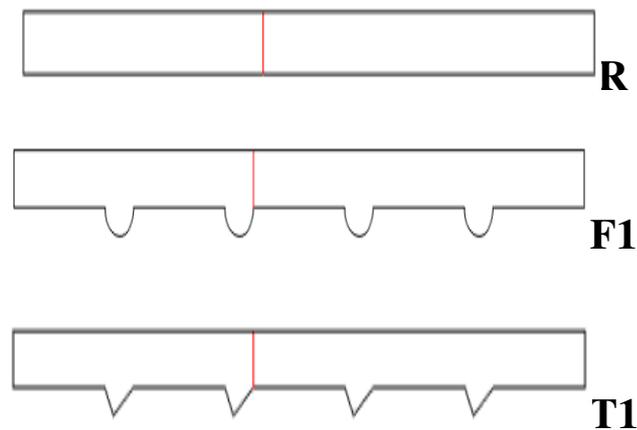


Figure IV.14 : Position de $x=0.00168(\text{mm})$

La Figure IV.15 montre la Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.00168\text{m}$

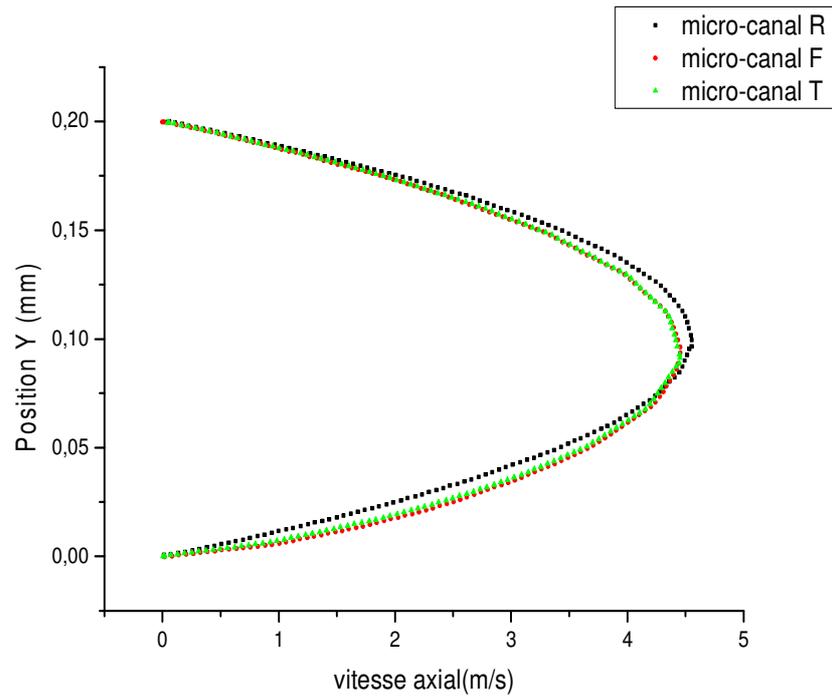


Figure IV.15 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.00168m$

On remarque que pour les deux micros canaux (Fet T), la valeur de la vitesse au voisinage de la paroi inférieure sont très importantes que celles de la paroi supérieure, ce qui est expliqué par l'influence des sections additives sur la vitesse.

IV.5.2 Nombre de Nusselt

La figure suivante présente les variations du nombre de Nusselt pour les cas avec et sans fossettes.

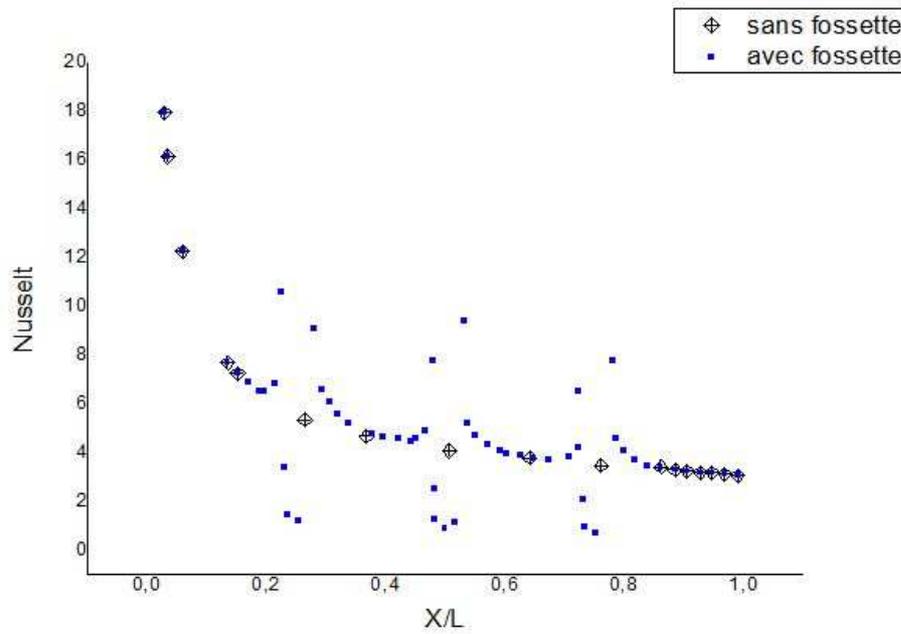
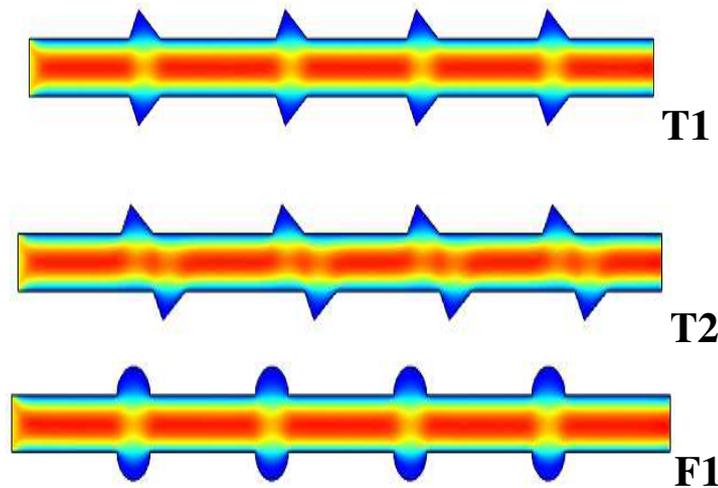


Figure IV.16 : Nusselt avec et sans fossettes

IV.5.2.1.2 Pour géométries T1, T2, F1, F2

On constate d’après la figure IV.17

- L’écoulement se ralentit dès qu’il arrive à la section additive.
- la vitesse d’écoulement s’accroît au milieu, et s’annule au voisinage des sections additives.
- La vitesse maximale de l’écoulement au milieu du micro-canal s’apparait comme une tranche continue, qui se rétrécit un peu au niveau des sections additives.



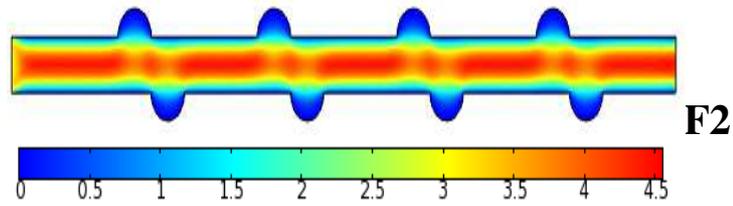


Figure IV.17 : La distribution de la vitesse dans les micro-canaux (T1, T2, F1 et F2)

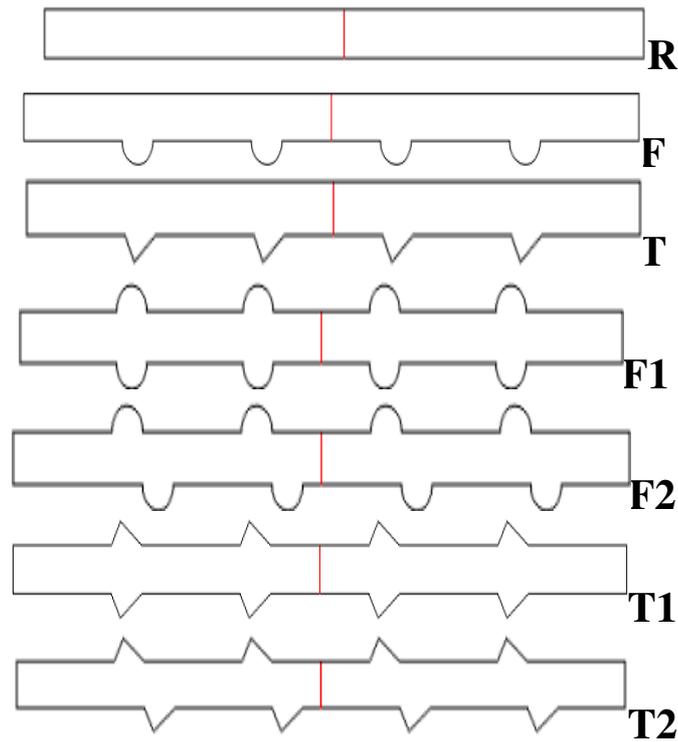
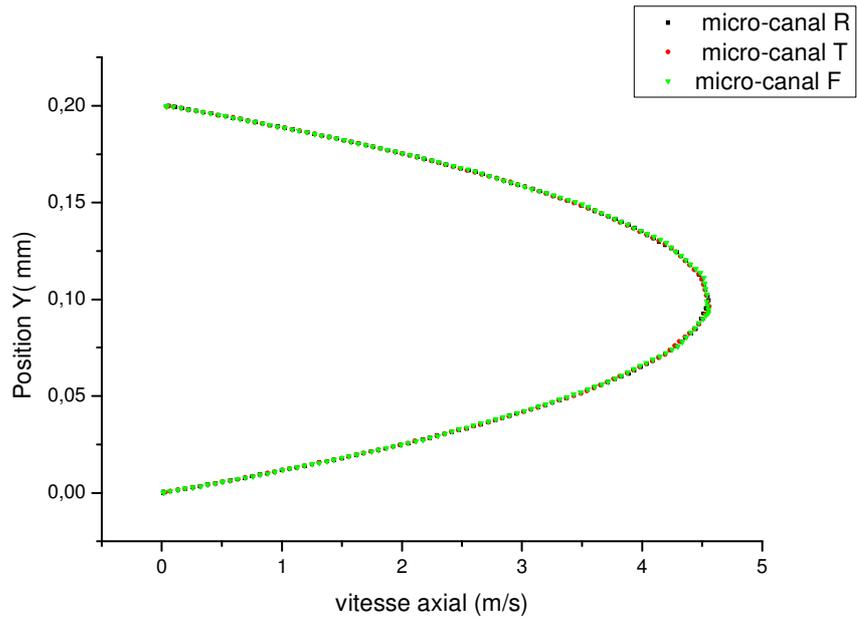


Figure IV.18 : Position de $x=0.002(\text{mm})$

La Figure IV.19 montre la Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.002\text{m}$ pour les micro canaux (R,Tet F).



-Figure IV.19 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.002m$ pour les micro canaux (R,Tet F)

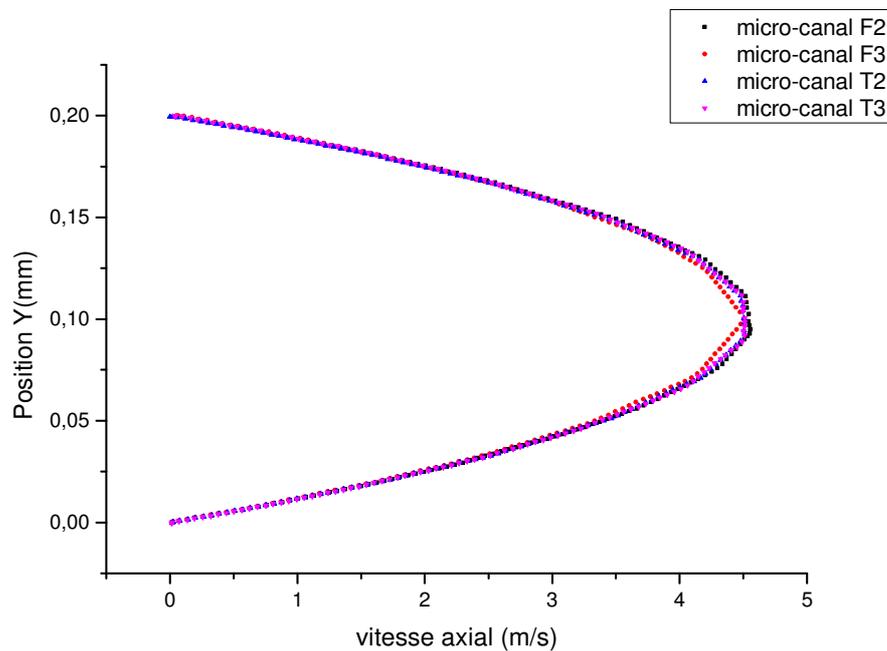


Figure IV.20 : Variation de la vitesse axiale à une section de position $X=0.002m$ pour les micro-canaux (T1, T2, F1 et F2)

Les figures (IV.19) et (IV.20), montrent la variation de la vitesse axiale à une section de $X=0.002m$, ou on remarque que les courbes sont paraboliques et presque confondus, ce qui vérifie la distribution logique de la vitesse le long d'un écoulement entre deux parois fixes, ou

la vitesse diminue au voisinage des parois à cause du frottement due à la viscosité du fluide et la condition de non glissement ; ce qui donne une couche limite hydrodynamique adéquate.

IV.5.2.2 Coefficient de frottement

La variation de coefficient de frottement local est présentée par les figures (IV.21) et (IV.22), qui indique que le coefficient « C_f » local est très important à l'entrée de chaque micro-canal, et qu'il diminue le long du micro-canal avec une augmentation considérable au niveau de chaque section additive.

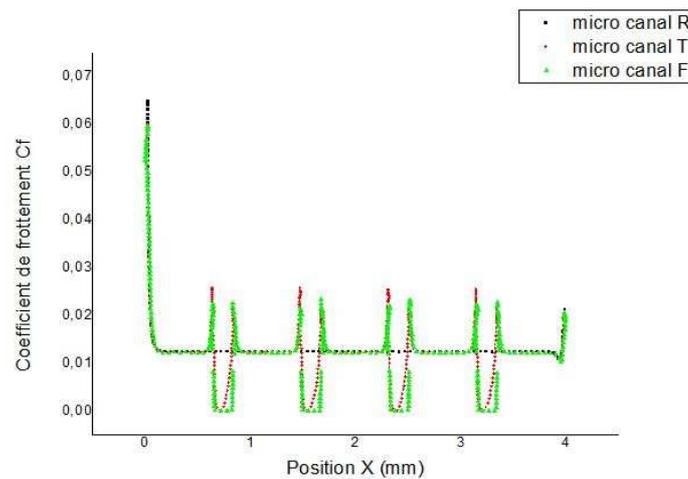


Figure IV.21 : Comportement de coefficient de frottement local le long des micro-canaux (R,T,F)

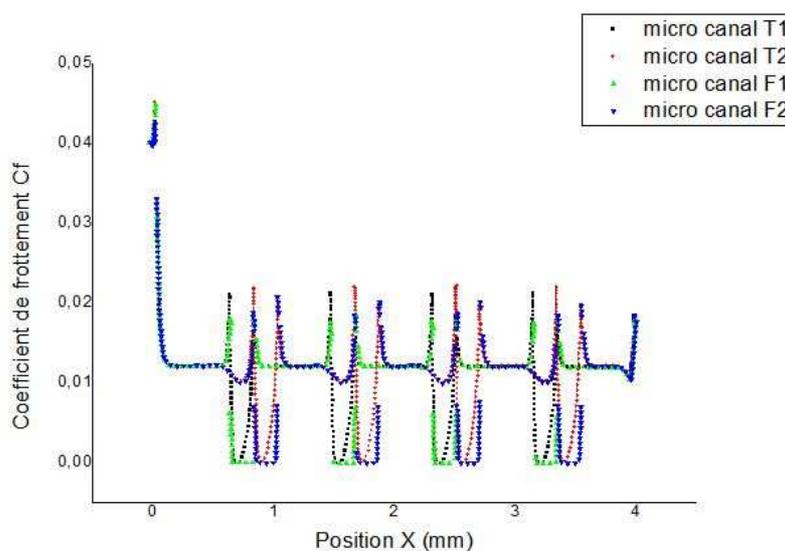


Figure IV.22 : Comportement de coefficient de frottement local le long des micro-canaux (T2, T3, F2et F3)

Le coefficient de frottement des micros canaux munis des sections additives triangulaires, est plus important que celui des microscanaux munis des fossettes, car l'inertie du fluide au niveau des sections triangulaires est très importante que celle au niveau des fossettes, ce qu'il fait que les forces de frottement du fluide avec les parois sont primordiales.

IV.5.2.3 Champs de pression

Les figures suivantes montrent la distribution de pression pour les 3 micro-canaux R, F et ainsi que pour les 4 micro-canaux T1, T2, F1 et F2.

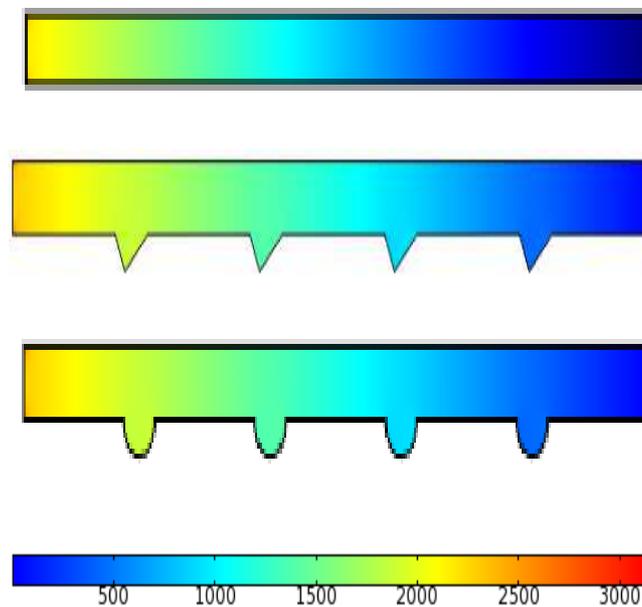
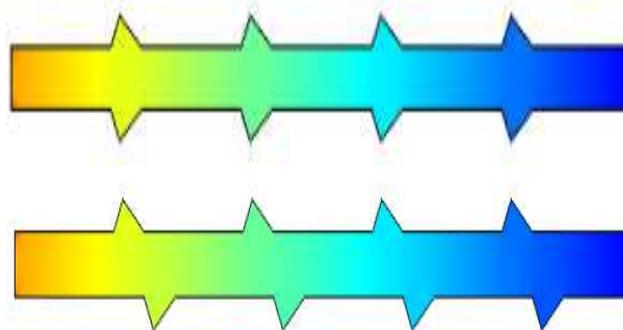


Figure IV.23 : Variation de pression tout le long des micros canaux (R, F et T)



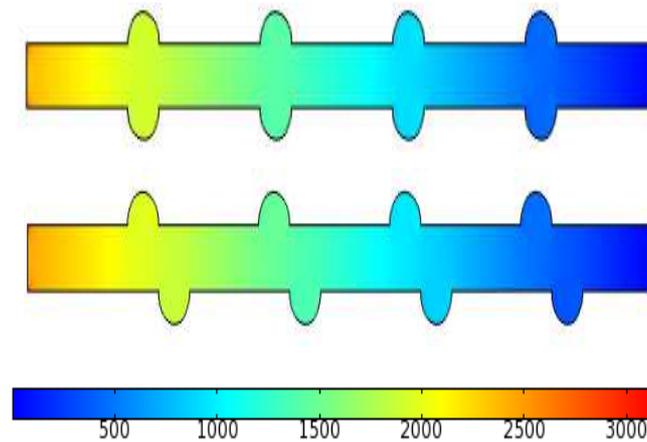


Figure IV.24 : Variation de pression pour les 4 micro canaux T1, T2, F1 et F2

Les figures (IV.23) et (IV.24), illustrent la distribution de la pression ou on remarque des tranches de pression qui se suivent le long de chaque micro-canal.

On peut distinguer trois régimes de pression le long des micro-canaux avec changement de section transversale :

- Zone de pression importante : de l'entrée jusqu'au voisinage de la première section additive.
- Zone de pression faible : qui règne sur la totalité de l'aire du microcanal, jusqu'à la dernière section additive.
- Zone de pression très faible : elle se commence de la dernière section additive jusqu'à la sortie du microcanal.

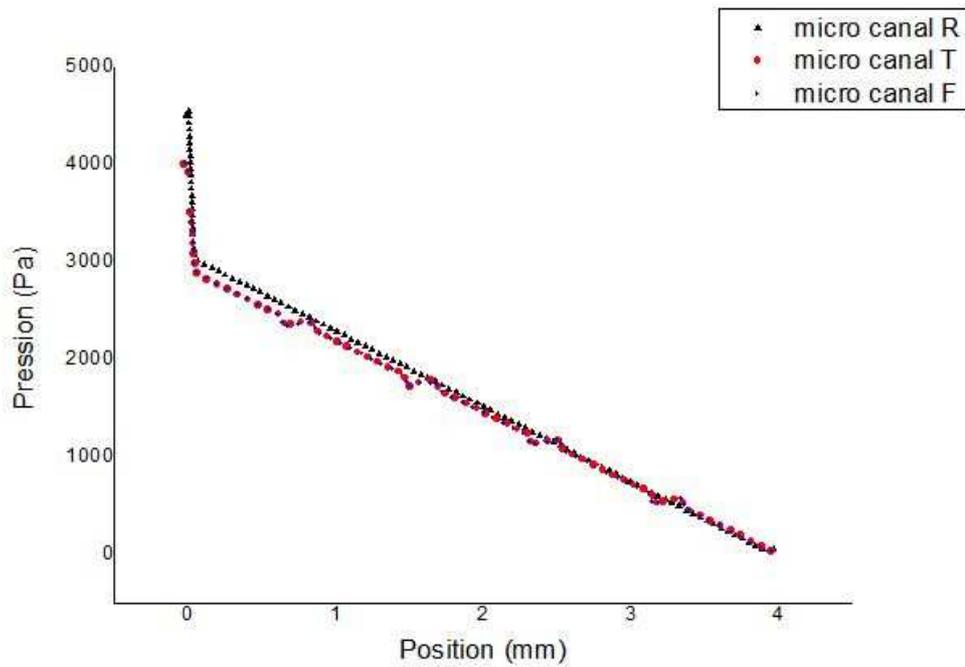
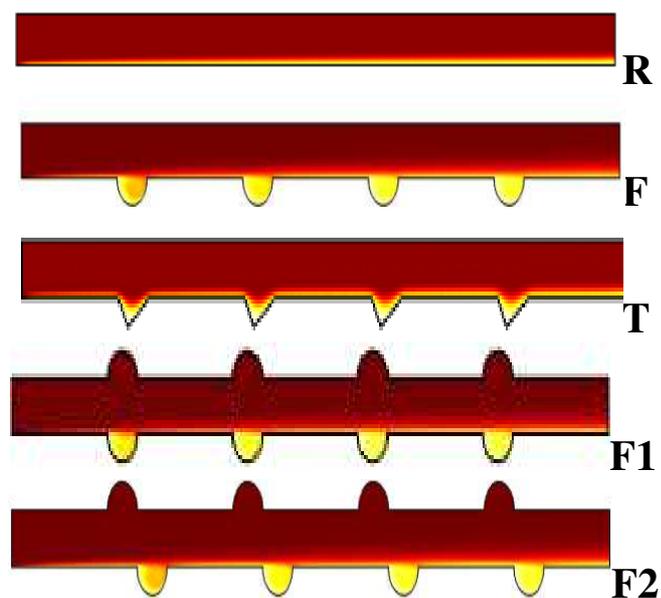


Figure IV.25 : Variation de la pression toute au long des micros canaux (R, T, F)

D'après la figure (IV.25) on constate qu'il y a des pics de pression au niveau des sections additives

IV.5.3 Partie thermique

IV.5.3.1 Champs de températures



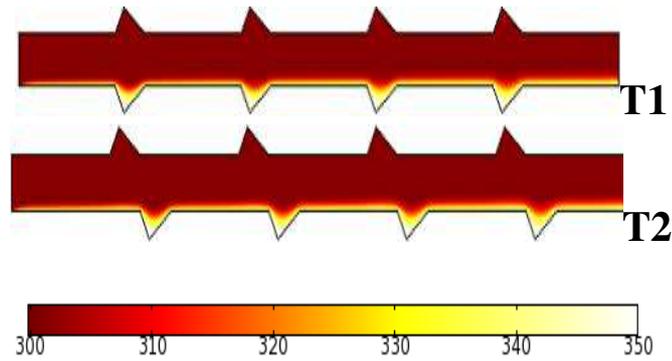


Figure IV.26 : Simulation des champs de températures dans tous les micro-canaux

D'après la figure IV.26 on remarque que la température au niveau des fossettes est complètement chaude, tandis que pour les sections triangulaires, la température chaude règne sur la moitié de l'aire de la section triangulaire.

IV.5.3.2 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un paramètre déterminant pour le phénomène de transfert de chaleur par convection forcée, car il caractérise le rapport entre le transfert convectif et le transfert conductive, la détermination de nombre de Nusselt nous aide à estimer le coefficient de transfert thermique convectif $h(\text{w/m}^2 \cdot \text{K})$, qui est la clé de la convection forcée.

Pour la variation de nombre de Nusselt local, les figures (IV.27), (IV.28) et (IV.29) illustrent sa distribution le long des micro-canaux étudiés, ou on constate que les valeurs minimales du nombre du Nusselt sont observées le long du passage. Les valeurs importantes du nombre de Nusselt sont observées au voisinage de l'entrée du micro-canal, et au voisinage des sections additives à cause de la présence des zones de recirculation.

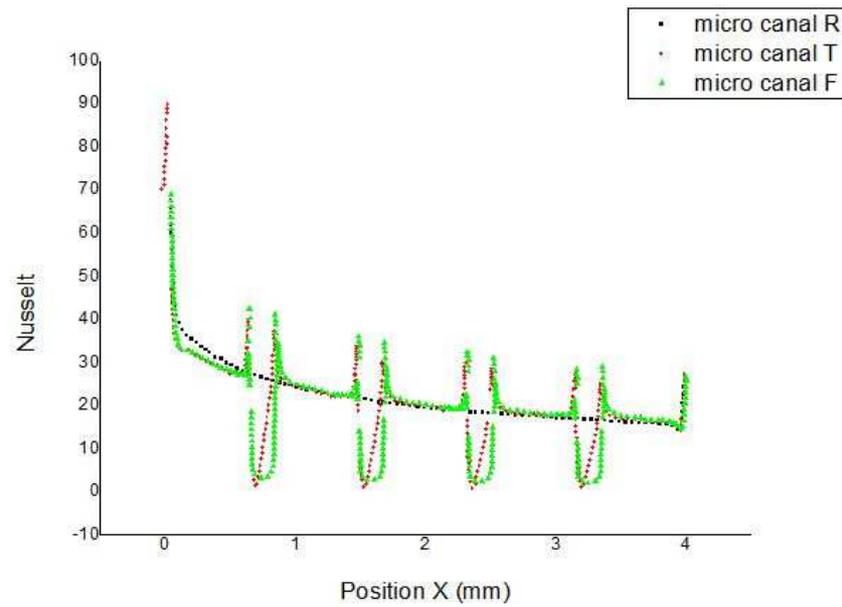


Figure IV.27 : Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les micro canaux(R, T, F).

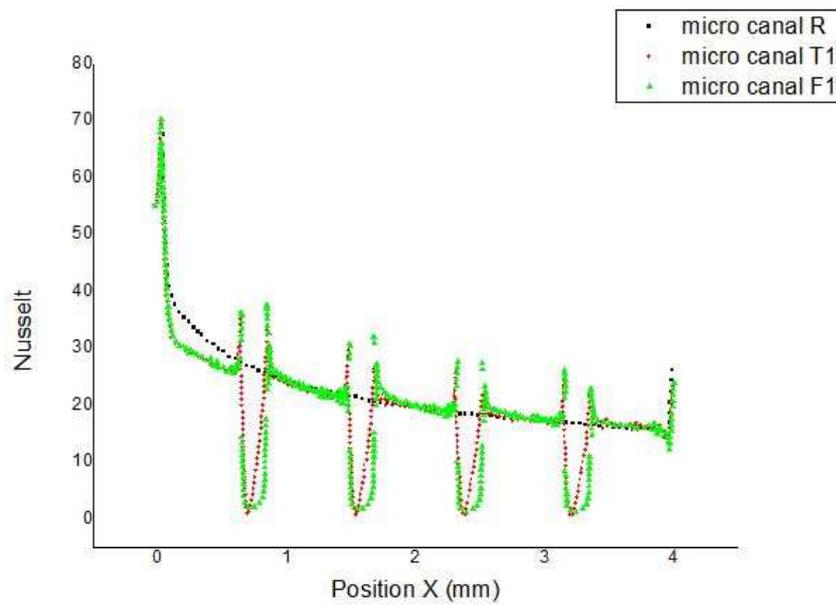


Figure IV.28 : Nombre de Nusselt local en fonction de X pour les micros canaux (R, T1, F1)

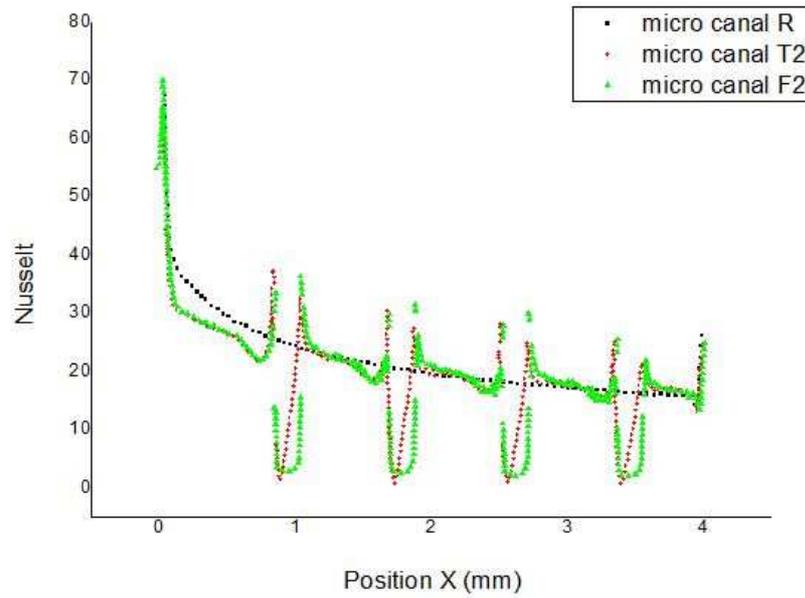


Figure IV.29 : Variation de Nusselt local en fonction de X pour les micro canaux (R, T2, F2)

IV.6 Etude de cas (changement du fluide air)

IV.6.1 Partie dynamique

IV.6.1.1 Distribution de la vitesse Pour géométrie R, T, F

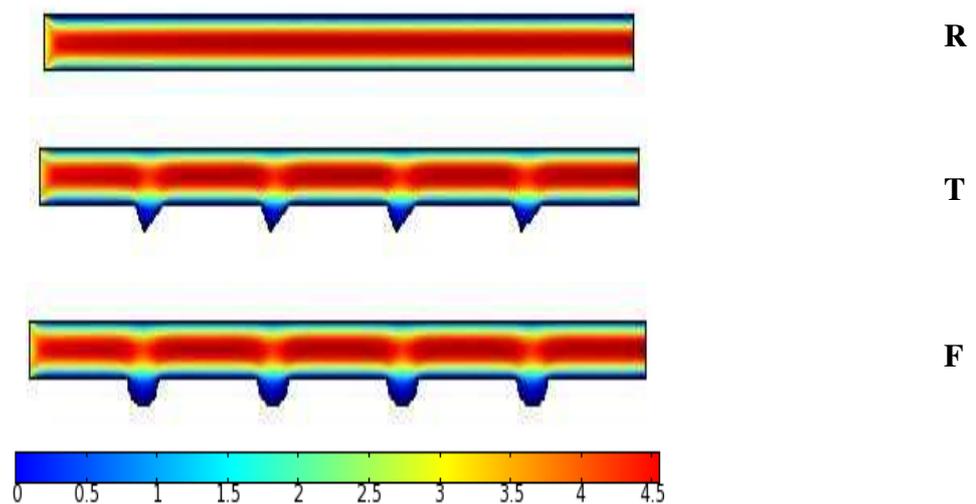


Figure IV.30 : La Distribution des champs de vitesse le long des quatre autres micros canaux étudier (T1 F1 T2 F2)

La figure représente la distribution des champs de vitesse le long des trois micros canaux (R T F), On peut constater que l'écoulement du « AIR » est freiné à l'intérieur des fossettes puis il est ralenti sur son passage.

IV.6.1.2 Coefficient de frottement

La variation du coefficient de frottement « Cf » local est présentée par les figures (IV.31) et (IV.32).

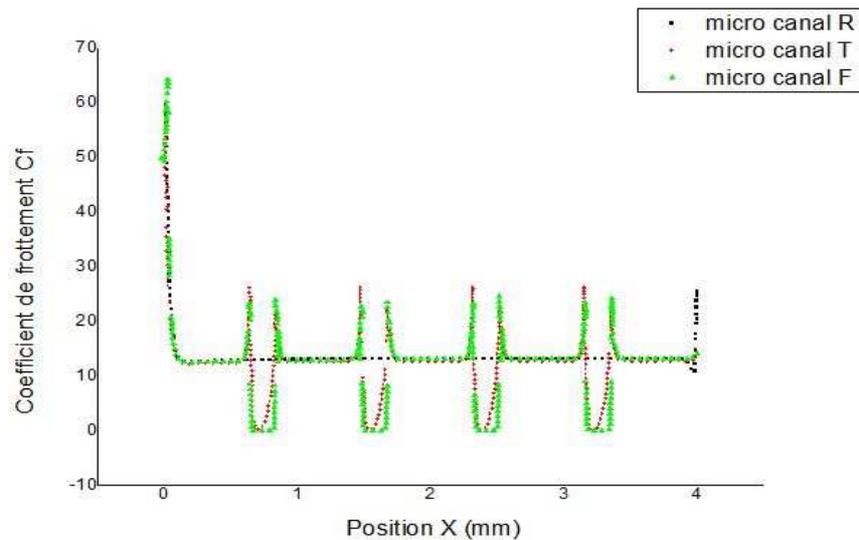
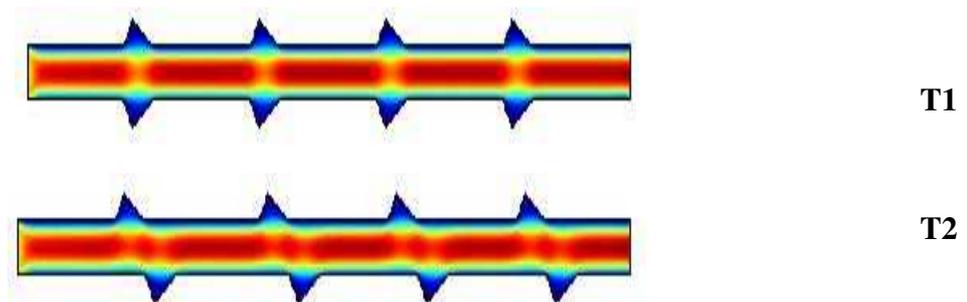


Figure IV.31 : Comportement du coefficient de frottement le long du micro canal pour les géométries (R T F)

On peut conclure une grand augmentation du coefficient de frottement à l'intérieur des fossettes pour les deux géométries (T, F), les valeurs les plus élevées se trouvent dans le micro canal T.

IV.6.1.3. Distribution de la vitesse pour géométries T1, T2, F1, F2



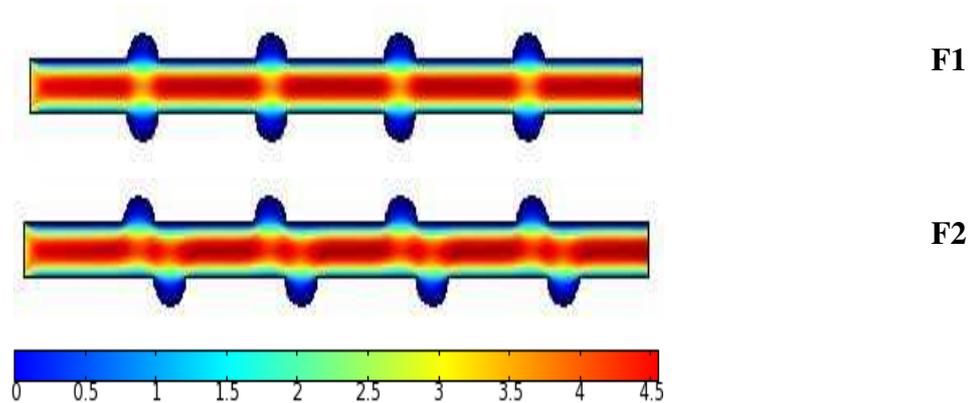


Figure IV.32 : La distribution des champs de vitesse le long des quatre autres micros canaux étudié (T1 F1 T2 F2)

La figure représente la distribution des champs de vitesse le long des quatre autres micros canaux étudié (T1 F1 T2 F2), On peut constater les mêmes résultats obtenu pour les géométries précédent, les différents fossettes freine l'écoulement du « l'AIR » a l'intérieur des fossettes est ralenti sur son passage. Seulement les deux géométries T1 est F1 ralentie mieux le mouvement du fluide « AIR » aux milieux du canal lors du passage au niveau de la fossette.

IV.6.1.4 Coefficient de frottement

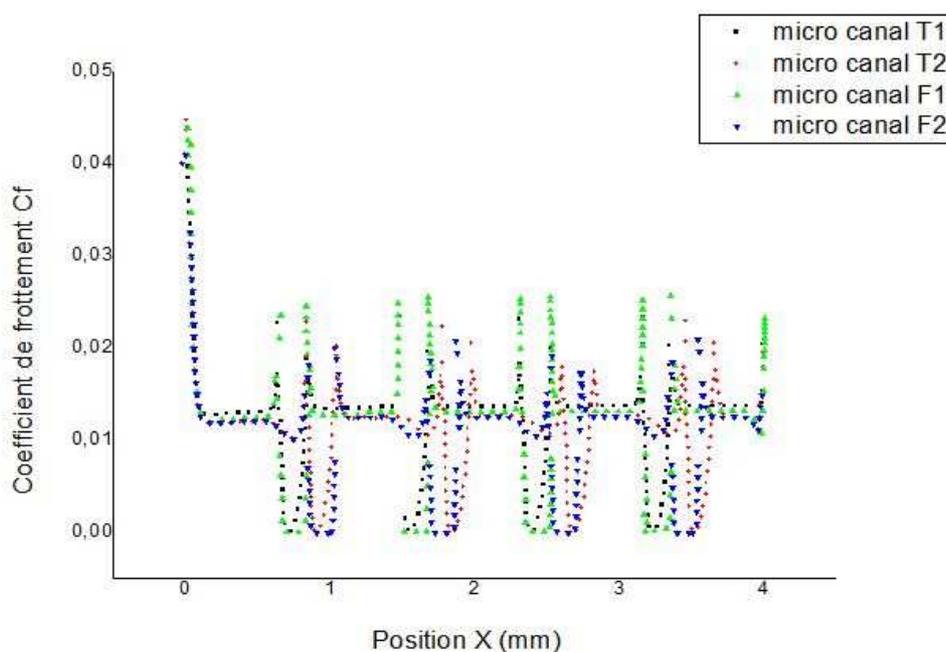


Figure IV.33: Coefficient de frottement le long du micro canal pour les géométries (T1 T2 F1 F2)

IV.6.1.5 Champs de pression

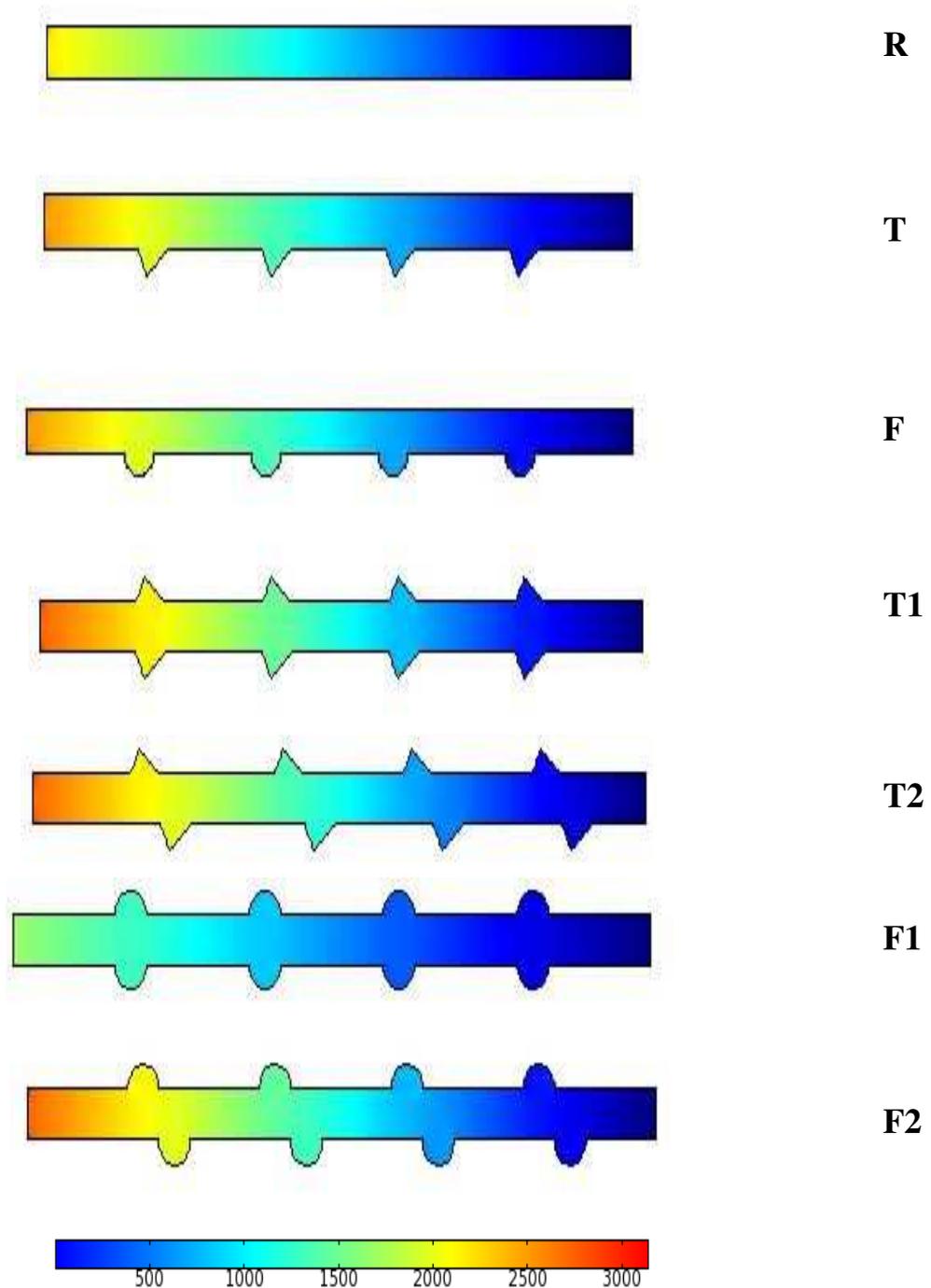


Figure IV.34 : Distributions des champs de pression pour les différentes géométries étudiées

La figure IV.34 représente la distribution du champ de pression dans les micro-canaux étudiés, on peut constater que la pression de sortie est négligeable par rapport à l'entrée, ainsi que la géométrie « F1 » remporte sur les autres géométries en termes de refroidissement.

IV.6.2 Partie thermique

IV.6.2.1 Champs de températures Pour géométries R, T, F

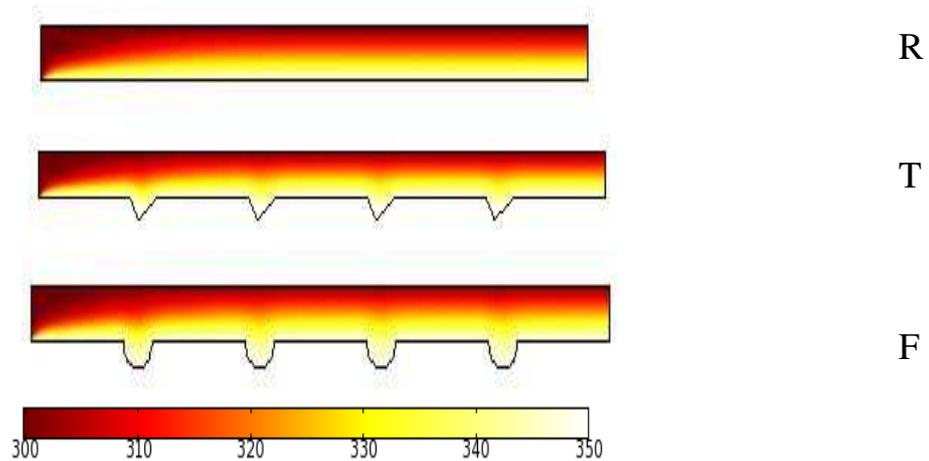


Figure IV.35 : Distribution du champs de température pour les trois géométrie (R,T,F)

La figure dessus représente la distribution du champ de température le long des trois micros canaux étudié (R T F), on peut constater que la puissance du flux de chaleur ne se limite pas a l'intérieur des différents fossettes comme le cas avec eau mais ils atteindre la moitié du canal.

IV.6.2.2 Nombre de Nusselt pour géométries R, T, F

Nous présentons le nombre de Nusselt des géométries R, T, F

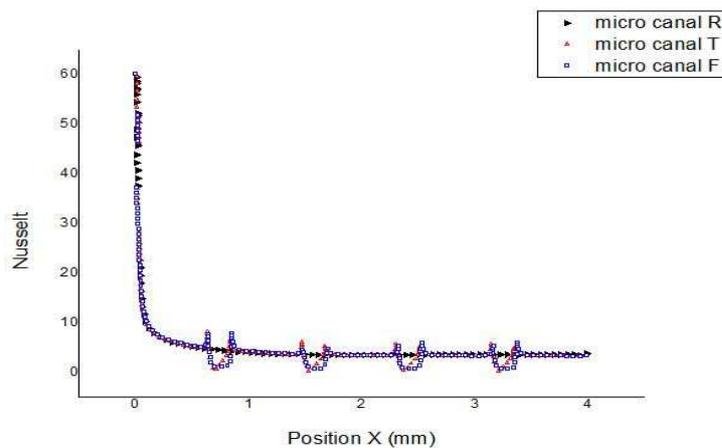


Figure IV.36: Les valeurs du nombre de Nusselt le long du canal pour les trois géométries (R T F)

La figure ci dessus représente les valeurs du nombre de Nusselt le long du canal pour les trois géométries (R T F) on peut dire que on a la même allure que le graphe de Nusselt avec l'eau, sauf que les valeurs maximales est minimales sont bien plus faible.

IV.6.2.3 Champs de températures pour géométries T1, T2

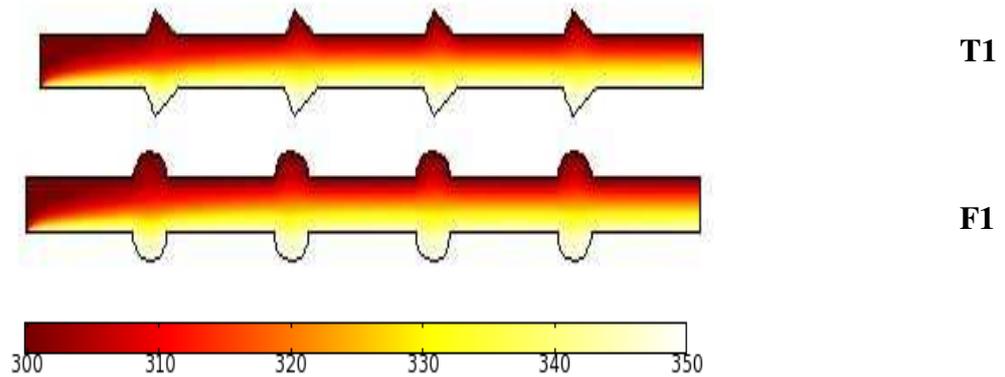


Figure IV.37 : Distribution du champs de température pour les deux géométrie (T1 F1)

La figure dessus représente la distribution du champ de température le long des deux micros canaux étudié (T1, F1), on peut voire le flux de chaleur le plus élevé se dissipe dans les même zone pour les deux géométries a comparer.

IV.7.3.2 Nombre de Nusselt pour géométries T1, F1

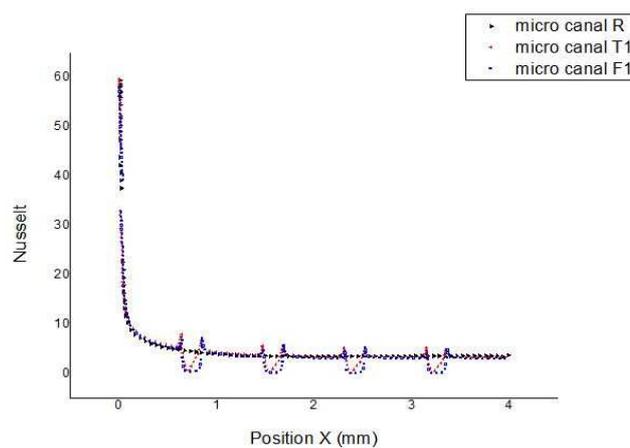


Figure IV.38 : Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi pour les trois géométries (R T1 F1)

La figure (IV.38) représente les valeurs du nombre de Nusselt le long du canal pour les trois géométries (R T1 F1).

On peut voir a première vue que le nombre de Nusselt augmente a l'intérieur des fossettes pour les géométries a fossette, cela est due aux différences de pression qui existe a l'entres et a la sortie de la fossette

IV.6.2.5 Champs de températures pour géométries T2, F2

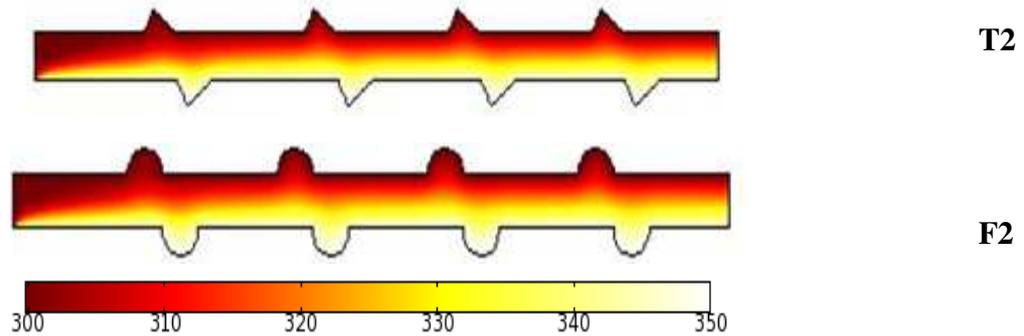


Figure IV. 39: Distribution du champs de température pour les deux géométrie (T2 F2)

La figure dessus représente la distribution du champ de température le long des deux micros canaux étudiés (T1 F1), on peut voire le flux de chaleur le plus élevé se dissipe dans les même zone pour les deux géométries a comparé malgré le chevauchement des fossettes de l'étage inférieur est supérieur.

IV.6.2.6 Nombre de Nusselt pour géométries T2, F2

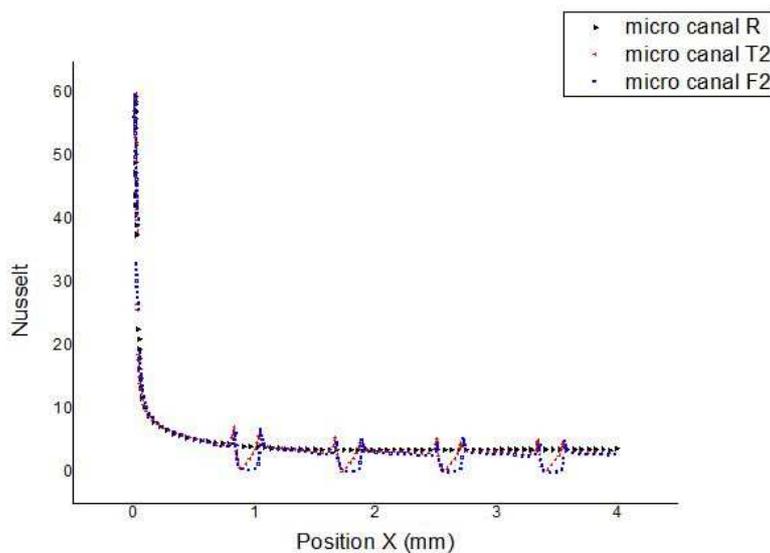


Figure IV.40 : Variation du nombre de Nusselt le long de la paroi pour les trois géométries (R,T2, F2)

IV.7 Etude de cas (Comparaison entre air, vapeur, eau)

Dans cette partie, nous allons voir l'effet de changement de fluides, il s'agit de :
Air, vapeur, et l'eau.

La géométrie (F) et les conditions aux limites restent les mêmes.

IV.7.1 Partie dynamique

IV.7.1.1 Distribution de la vitesse

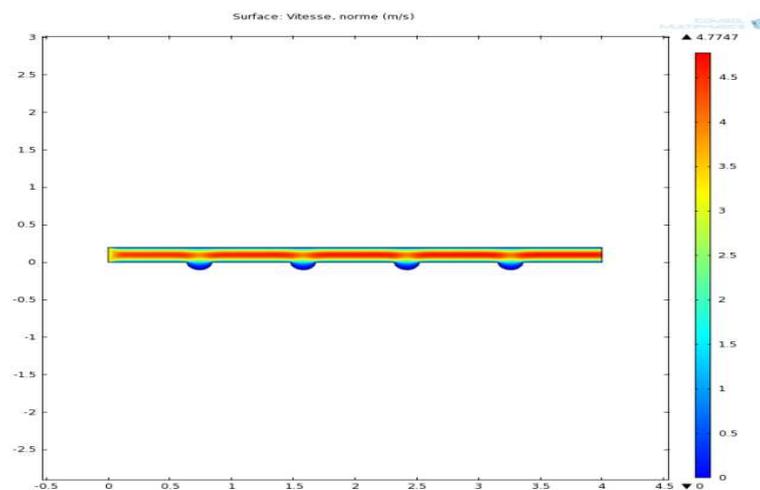


Figure IV.41 : Distribution de la vitesse du fluide vapeur le long du micro canal F

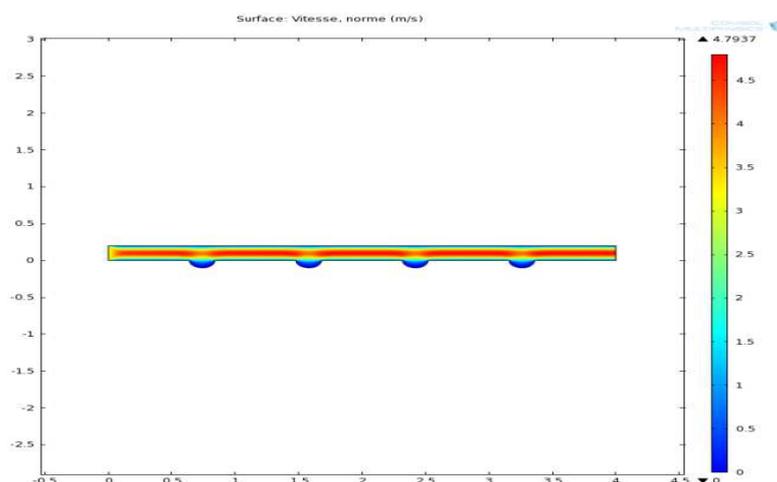


Figure IV.42 : Distribution de la vitesse du fluide Air le long du micro canal F

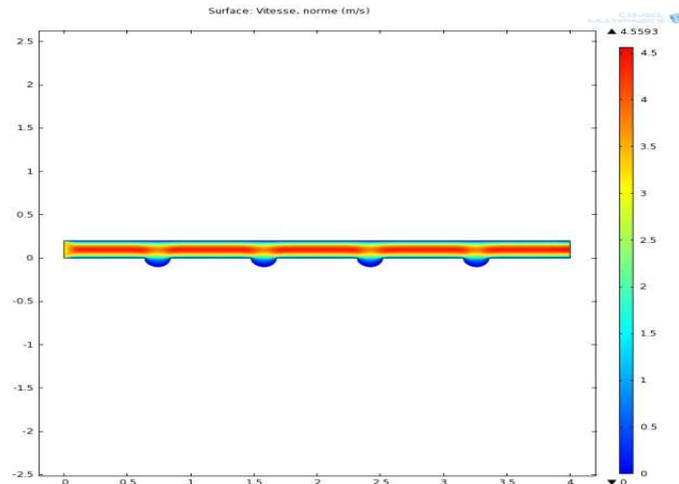


Figure IV.43 : Distribution de la vitesse du fluide Eau le long du micro canal F

D'après les résultats numériques trouvés, on remarque que les valeurs de la vitesse sont très faibles au voisinage des parois, en raison de la présence des forts gradients de frottement. Cette variation change d'un cas à l'autre à cause la variation de conductibilité thermique λ et la viscosité dynamique μ et les autres propriétés de chaque fluide, l'air et la vapeur ont une grande vitesse que l'eau.

IV.7.1.2. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du micro-canal

Pour bien étudier l'évolution de la vitesse axiale dans le micro-canal, on a tracé des courbes de vitesse axiales pour ces positions axiales : $x=1.48\text{mm}$ (en aval de la première fossette), $x=2\text{mm}$ (entre les deux fossettes).

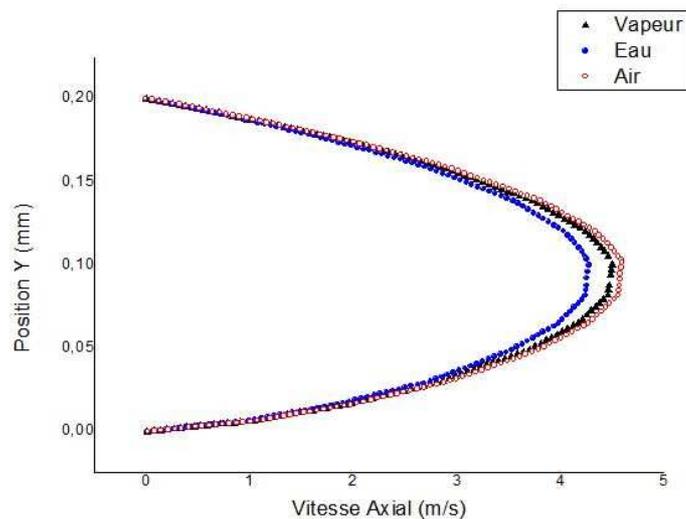


Figure IV.44 : Profils de la vitesse axiale à $x=1.48\text{mm}$

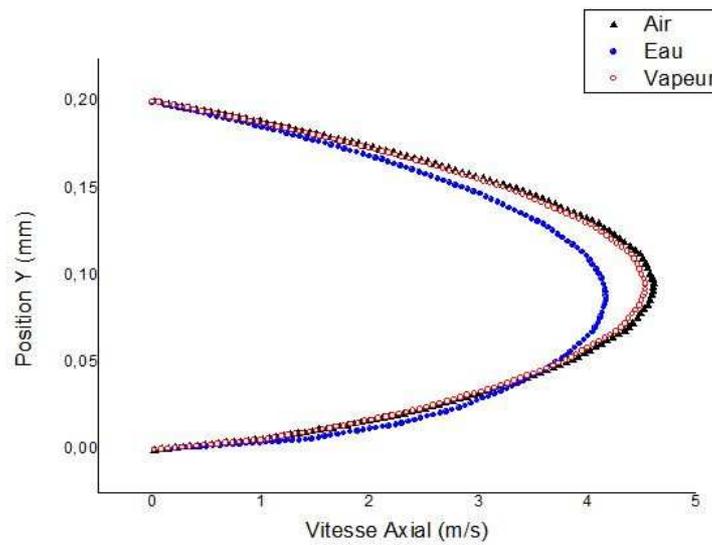


Figure IV.45 : Profils de la vitesse axiale à x=2mm

Sur les figures (IV.44) et (IV.45) les courbes des fluides (air, vapeur et l’eau) sont semblables, elles ont une forme parabolique. Les vitesses prennent des valeurs nulles près de la paroi à l’effet de contrainte de cisaillement, et augmente jusqu’à prendre des valeurs maximale à l’axe du micro-canal. D’après la loi $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$ de contrainte de frottement à la paroi, alors cette variation dépend de la viscosité dynamique de chaque fluide étudié. Les valeurs maximales de la vitesse des différents fluides (air, vapeur, et l’eau) sont : 4.79, 4.77, 4.55 m/s.

IV.7.1.3 Coefficient de frottement

La figure IV.47 montre le comportement du coefficient de frottement le long du micro canal F pour les deux fluides étudiés vapeur et l’eau.

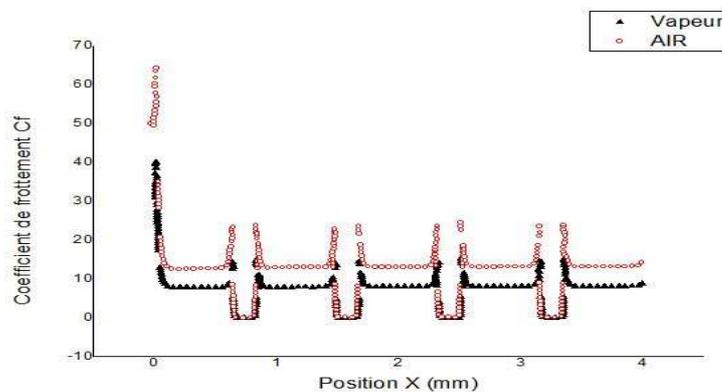


Figure IV.46: Comportement de coefficient de frottement local le long du micro-canal

On peut remarque d'après la figure IV.47 que le coefficient de frottement augment a l'intérieur du fossette pour les deux cas étudier eaux est vapeur mais le fluide air a une valeur de coefficient de frottement plus élever que eaux.

IV.7.2Partie thermique

IV.7.2.1 Etude de champ thermique

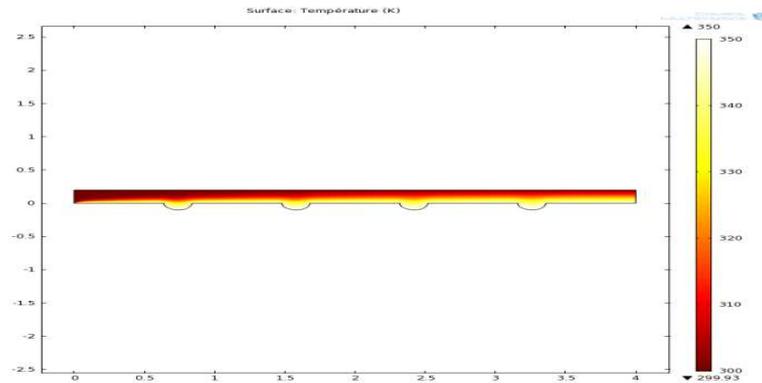


Figure IV.47 : Distribution du champ de température du fluide Vapeur le long du micro canal « F »

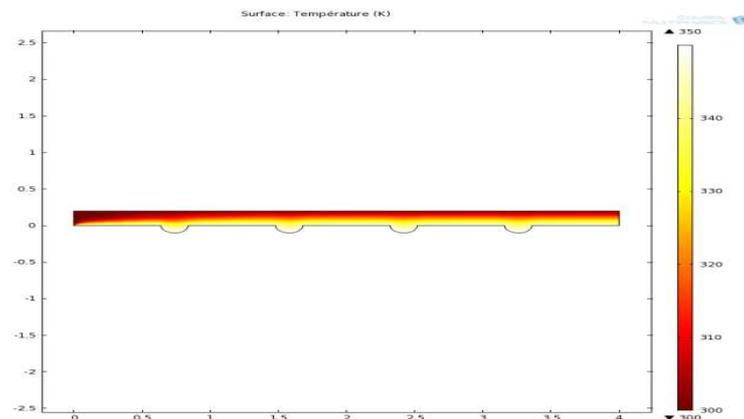


Figure IV.48: Distribution du champ de température du fluide Air le long du micro canal « F »

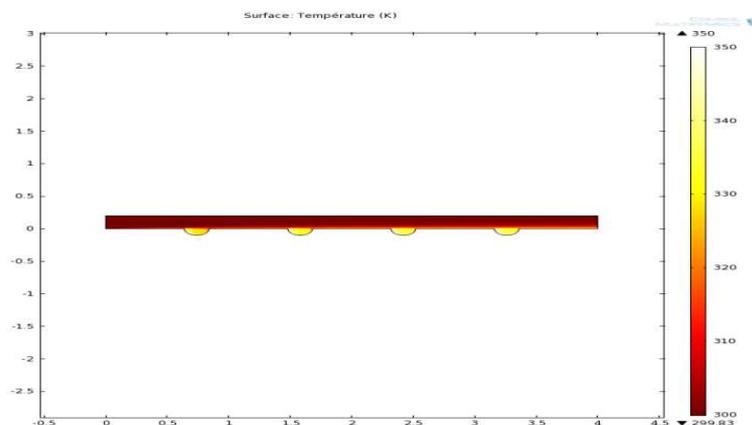


Figure IV.49 : Distribution du champ de température du fluide Eaux le long du micro canal « F »

Les figures (IV.47, IV.48 IV.49) montre la distribution du champ de température le long du micro canal F pour les trois fluides différents (Eau, Vapeur, Air). On peut constater à premier vue que la dissipation de température est plus élevée l'intérieur des fossettes que a l'extérieur.

La vapeur et l'air représente presque la même surface contrairement a l'eau qui ne permet pas une meilleure dissipation de température est que sa valeur maximal se limite a l'intérieur des fossettes.

IV.7.2.2 Nombre de Nusselt

La figure IV.51 montre la variation du nombre de Nusselt le long du micro canal F pour les trois fluides différents (Eaux, Vapeur, Air).

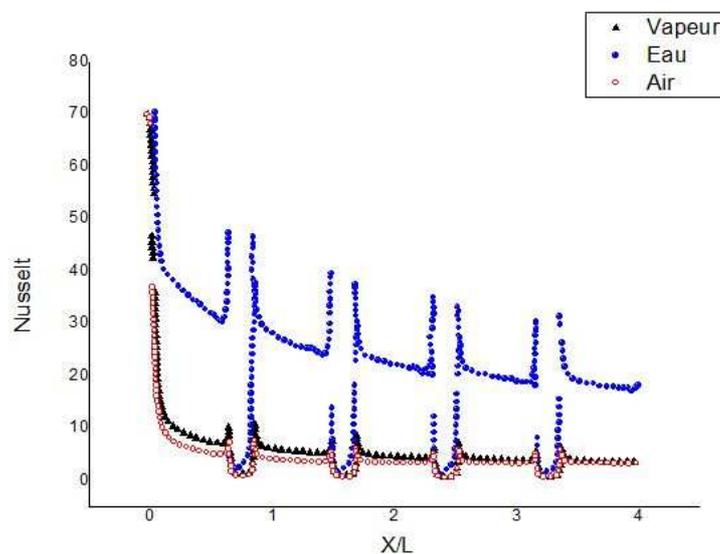


Figure IV.50 : Nombre de Nusselt local en fonction de X/L

Les valeurs importantes du nombre de Nusselt sont observées au voisinage de l'entrée du micro-canal, et au voisinage de la section additive à cause de la présence des zones de recirculation.

Pour la variation de nombre de Nusselt local, les figures illustrent sa distribution le long du micro-canal étudié, ou on constate que les valeurs minimales du nombre du Nusselt sont observées le long du passage pour l'air et la vapeur tandis qu'il est important pour le cas de l'eau.

IV.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous pouvons dire que le logiciel Comsol Multiphysics version 4.2 nous a permis un traitement numérique assez bénéfique au point de vue des résultats obtenus des différents paramètres tel que la température et le profil de vitesse vis-à-vis de ceux trouvés par le logiciel Fluent. Le logiciel Comsol Multiphysics 4.2 a montré à plusieurs reprises ses qualités numériques, qu'on souhaite l'exploiter au maximum pour développer encore plus ce travail, aussi même l'appliquer à d'autres travaux numériques.

Cette étape nous a permis encore de voir le comportement de fluide et par la même occasion d'étudier l'influence du changement adapté à la géométrie. Les résultats numériques montrent clairement que les performances dynamiques et thermiques sont dépendantes de la forme de sections additives.

Le travail présenté dans les chapitres antérieurs a comme objectif principal d'étudier le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un micro-canal grâce à l'outil de simulation numérique Comsol Multiphysics4.2 .

On a étudié trois types de micro-canaux : dotés de deux types de changement de la section transversale : avec des fossettes (micro-canaux F, F1,F2) et avec des sections triangulaires (micro-canaux T, T1, T2), ces deux changements forment ce qu'on appelle une expansion – constriction ou bien encore un divergent-convergent.

En premier lieu l'étude est effectuée en utilisant l'eau et l'air comme fluide d'où on a constaté pour :

Le premier type de micro-canaux étudiés (F et T) muni des sections additives uniquement dans la paroi inférieure :

- Le nombre de Nusselt local le long de la paroi inférieure est très important à l'entrée de chaque micro-canal, et il diminue le long du micro-canal avec une augmentation considérable au niveau de chaque section additive, a donné une augmentation de transfert en comparant avec un micro-canal sans sections additives.
- Cette augmentation thermique est expliquée par le ralentissement de l'écoulement l'intérieur des sections additives, cela a permis au fluide d'avoir suffisamment le temps à se chauffer.
- L'étude dynamique nous a expliqué ce gain thermique, en effet, le coefficient de frottement le long de la paroi inférieure est très important à l'entrée de chaque micro-canal, et il diminue le long du micro-canal avec une augmentation considérable au niveau de chaque section additive. A noter que le micro-canal (T) donne le meilleur coefficient de frottement car les sections triangulaires additives présentent un élargissement –rétrécissement tangentielle à l'aérodynamique de l'écoulement du fluide, ce qui n'est pas le cas pour les fossettes (micro-canal F) qui sont courbés.

La deuxième géométrie étudiée est un micro-canal muni des sections additives parallèles dans les deux parois inférieure et supérieure (micro-canaux F1 et T1), et la troisième géométrie consiste à chevaucher les sections additives dans la paroi inférieure de celles de la paroi supérieure (micro-canaux F2 et T2) :

- Le transfert thermique augmente fortement, et ce qui donne une supériorité de ces

deux dernières géométries par rapport à la première.

- En comparant entre les deux dernières géométries eux-mêmes, on a pu observer l'effet de l'addition des sections à la paroi supérieure qui a épaissi les nappes de l'advection régulière, et l'effet de chevauchement des sections à la paroi inférieure qui ont étendu ces nappes chaudes.

Pour les différents micro-canaux on a constaté que le transfert de chaleur s'améliore au voisinage de chaque changement de section transversal surtout en aval des sections triangulaires additives pour les micro-canaux (T, T1 et T2).

En tenant compte de tous ces paramètres on peut déduire que les micro-canaux avec les sections triangulaires (T, T1 et T2) sont les plus efficaces que celles avec les fossettes (F, F1 et F2), et que le micro-canal (F2) est le plus rendable par rapport aux autres, donc on a réussi à améliorer le transfert de chaleur dans les micro-canaux.

En 2eme lieu l'étude est effectuée sur le micro-canal (F) en utilisant 3 fluides différents l'eau l'air et la vapeur :

- Les profils et la distribution de la vitesse montrent que la vitesse dépend de μ la viscosité dynamique du fluide.
- la variation de nombre de Nusselt local dépend de λ la conductivité thermique du fluide.
- Coefficient de frottement local dépend de la masse-volumique du fluide.

Et d'après les résultats obtenus on peut dire que l'air est le meilleur car il a une conductivité thermique λ et une viscosité dynamique μ qui sont faible et qui aussi un meilleur coefficient de transfert de chaleur par convection h .

Le principe de ce travail est donc l'étude dynamique du flux thermique à l'intérieurs des micro-canaux de géométries complexe et avec des fluides différents afin d'avoir un effet amplificateur du transfert thermique.

En fin, nous pourrions dire que grâce à l'outil de simulation numérique qui est Comsol Multiphysics, nous avons pu atteindre à identifier quelque phénomènes physiques.

Références Bibliographiques

- [1] HAMOUCHE .A[2012], thèse doctotat « Étude de la Convection Mixte dans un Canal Contenant des Sources de Chaleur ».
- [2] SOUIADI .L,thèse magistre « la convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffes » *Année : 2012- 2013*.
- [3] Tuckerman D.B. and Pease R.F.W. (1981a). High-performance heat sinking for VLSI. IEEE Electron Device Letters, Vol. EDL-2, N 0.5 May1981, 126-129.
- [4] Derosiaux D. (2004). Les water blocks à microstructures (Rapport publié le lundi 26 janvier 2004.), <http://www.presence-pc.com/tests>.
- [5] Tuckerman D.B. and Pease R.F.W. (1981b). Errata, IEEE Electron Device Letters, EDL-2,213
- [6] Tuckerman D.B. and Pease R.F.W. (1981C). Ultrahigh thermal conductance microstructures for cooling integrated cuircuits, Proc 32nd Electronics Components Conf, 145-149.
- [7] Tuckerman D.B and Pease R.F.W. (1982). Optimized convective cooling using micromachined structures, Electrochemical Society Extended Abstract, 92,197-199.
- [8] Fields S.W. (1982). Grooved substrate boosts IC cooling, Electronics, 55, (1982) 46-47.
- [9] Tuckerman David Bazeley (1984). Heat-Transfer Microstructures for Integrated Circuits, Stantbrd University, PHD Thesis (Feb 1984)..
- [10] Pease R.F., Tuckerman D.B. and Swanson R. (1986). Heat skin and method of attaching heat skin to semiconductor intergrated circuit and the like, U.S. Patent 4,567 ,505. Means for iproved heat removal in compact semiconductor intergrated circuits. Patent 4,573,067
- [11] Tuckerman D.B and Pease R.F.W. (1983). Microcapillarity thermal interface technology for VLSI packaging, Symp VLSI Technology Digest of Technical Papers, 60-61.
- [12] Goldberg N. (1984). Narrow channel forced air heat sink, IEEE Transaction on Components, Hybtid, and Manufacturing Technology, GHMT-7,154- 159. V 1
- [13] KEYES R.W. (1984). Heat transfer in forced convection through fins, IEEE Transaction on Electronic Devices, E D-31 (1984)1218-1221..

Références Bibliographiques

- [14] Acosta R.E., Muller R.H. and Tobias C.W. (1985). Transport process in narrow (capillary) channels, *AICHE J*, 31473-482.
- [15] Mahalingam M. (1985). Thermal management in semiconductor device packing, *IEEE Proc.* 73,1396-1404.
- [16] Mahalingam M. and Andrews J. (1987). High performance air cooling for microelectronics, Honolulu. HI, 608-625.
- [17] Koh J.C.Y. and Colony R. (1986). Heat Transfer of Microstructures for Integrated Circuit, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* vol. 13,89-98.
- [18] Vafai K. and Tien C.L. (1980). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 24,195-203.
- [19] Kishimoto T. and Ohsak T. (1986). VLSI packaging technique using liquid-cooled channels, *Pro. 1986 IEEE Electronic Component Conf.*, 595- 601.
- [20] Kishimoto T. and Saaki S. (1987). Cooling characteristics of diamond-shaped interrupted cooling tin for high-power LSI devices, *Electronics Letters*, 23,456-457
- [21] Sasaki S. and Kishimoto T. (1986). Optimal structure for microgrooved cooling tins for high-power LSI devices, *Electronics Letters*, 22,1332-1334
- [22] Tien C.L. and Kuo S.M. (1997). Analysis of forced convection microstructures for electronic system cooling, *Proc Int. Symp., Co Technology for Electronic Equipment*, Honolulu, HI, 217-26.
- [23] Vafai K. and Tien C.L. (1981). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37 Suppl. I, 73-82.
- [24] Phiuijs R.J. (1987). Forced-convection, liquid-cooled, microchannel heat sinks, *Master Thesis*, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA.
- [25] Phiuijs R.J. (1988a). Microchannel heat sinks, *The Lincoln Laboratory J*, I, 31.
- [26] Phiuijs R.J. (1999b) Errata. *The Lincoln Laboratory J*, I, 258-259
- [27] Phiuijs R.J., Glicksman L. and Larson R. (1987). Forced-convection,

Références Bibliographiques

- liquid- cooled, microchannel heat sinks for high power density microelectronics, Proc. Intl Symp. Cooling Technology for Electronics Equipment, Honolulu, HI, 227-248.
- [28] Nayak D., Hwang L.T., Turlik I. and Reisman A. (1987). A high performance thermal module for computer packing, *J Electronic Materials*, 16,357-364. 33
- [29] Hwang L.T., Turlik I. and Reisman A. (1987). A thermal module design for advanced packaging, *J Electronic Materials*, 16,347-355.
- [30] Samalam V.K. (1989). Convective heat transfer in microchannels, *Journal of Electronic Materials*, Vol. 18. No. 5,611-18
- [31] Knight R.W., Goodling J.S. and Hall D.J. (1991). Optimal Thermal Design of Forced Convection Heat Sink-Analytical, *ASME Journal of Electronic Packaging*, Vol. 113, pp. 313-321.
- [32] Weisberg A., Bau H.H. and Zamel J.N. (1992). Analysis of microchannels for integrated cooling, *Int. J. heat Mass Transfer*, Vol. 35, No.10, 2465-2474.
- [33] Knight R.W., Hau D.J., Goodling J.S. and Jaeger R.C. (1992A). Heat sink optimization with application to microchannels, *IEEE Transactions, Hybrids, and Manufacturing technology*, Vol. 15, No. 5,832-842
- [34] Knight R.W., Goodling J.S. and Gross B.E. (1992b). Optimal thermal design of air cooled forced convection finned heat sinks-experimental verification, *IEEE Transactions on components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, Vol. 15, N 0.5, (October 1992), 754-760
- [35] Yu S.P. and Xin M.D. (1994). Analysis and experiment on Gas Convection Microchannel heat Exchangers, *Proceedings of the tenth International Heat Transfer Conference*, Vol. 4,459-464.
- [36] Wang B.X. and Peng X.F. (1994). Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through microchannels, *Int. J. heat Mass. Transfer*, Vol. 37 suppl. I (1994)73-82.
- [37] Peng X.F. and Peterson G.P. (1995). The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No.4, pp. 755-758.

Références Bibliographiques

- [38] Peng X.F. and Peterson G.P. (1996). Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, 2599-2608.
- [39] Copeland D., Behnia M., and Nakayama W. (1997). Manifold Microchannel Heat Sinks: Isothermal Analysis, *IEEE Transaction on Packaging and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 20, No. 2, June 1997.
- [40] Zhimin W and Fah C.K. (1997). The optimum thermal design of microchannel heat sinks, *IEEE/CPMT Electronic Packaging Technology Conference*, 123-129
- [41] Kim S.J. and Kim D. (1999). Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, 639-45
- [42] Quadir G.A., Mydin A. and Seetharamu K.N. (2001). Analysis of microchannel heat exchangers using FEM, *Int. J. Num. Meth. Heat and fluid flow*, vol. 11, No. 1, 59-75.
- [43] Leng C.S. (1997). Electronic cooling using microchannels, Final year project, B.S. School of Mechanical Eng., USM (KCP), Malaysia.
- [44] Wu H.Y. and Cheng P. (2003). An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (14), 2547-2556.
- [45] Croce G., D'Agaro P. (2004). Numerical analysis of roughness effect on microtube heat transfer, *Superlattices and Microstructures* 35, 601-616
- [46] Li J., Peterson G.P. and Cheng P. (2004). Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sinks with single phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 4215-4231.
- [47] Zhang H.Y., Pinjala D., Wong T.N., Toh K.C., and Joshi Y.K. (2004). Single-phase liquid cooled microchannel heat sink, for electronic packages, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, Issue 10, 1472-1487.
- [48] Copeland D. (2000). Optimization of parallel plate heat sinks for forced convection, in : *Proceedings of 16th IEEE SEMITHERM, Symposium*, San Jose, pp. 266-272
- [49] Bahrami M., Yovanovich M.M. and Culham J.R. (2005). Pressure drop

Références Bibliographiques

- of fully-developed, laminar flow in rough microtubes, Proceedings of MICROMINI 2005, 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels. June 13-15.2005. Toronto. Ontario, Canada.
- [50] Abdelall F. et Hahn G., Ghiaasiaan S.M., Abdel-Khalik S.I., Jeter S.S., Yoda M. and Sadowski D.L. (2005). Pressure drop caused by abrupt flow area changes in small channels, *Experimental Thermal and Fluid Science* 29, pp 425-434.
- [51] Ferguson A.D., Bahrami M. and Culham J.R. (2005). Review of experimental procedure for determining liquid flow in microchannels, Proceedings of ICMM 2005, 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels, June 13-15,2005, Toronto, Ontario, Canada.
- [52] DAVEAU CHRISTIAN :méthode des éléments finis. Université de CergyPontoise,.
- [53] Michel KERN, Introduction à la méthode des éléments finis, École Nationale Supérieure des mines de Paris, 2004–2005.
- [54] David JUGIEU, Conception et réalisation d'une matrice de microéjecteur thermique adressable individuellement pour la fonctionnalisation de biopuce, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique, Toulouse, mars 2005.
- [55] Sylvaine MURATET, Conception, caractérisation et modélisation, Fiabilité prédictive de MEMS à actionnement électrothermique, Thèse doctorat de l'Institut National des Sciences, Toulouse, Novembre 2005
- [56] Hakim BENS Aidane, Modélisation de systèmes micro-électromécaniques (MEMS) en régime dynamique par la méthode des éléments finis, Mémoire magistère, université MOULOUD MAMMARI, 2006.
- [57] Rafic YOUNES, Modélisation numérique sous MATLAB, Enseignant, Chercheur à la Faculté de Génie, Université Libanaise., Responsable du DEA Mécanique E2M., Beyrouth 2005.
- [58] TAHANOUT Cherifa : Etude, Simulation électrothermique d'un Micro Capteur de Gaz à Base d'Oxyde semi-conducteur, Mémoire

Références Bibliographiques

- magistère, Université M'hamedBougara ,Boumerdes 2010.
- [59] Suabsakul Gururatana Numerical Simulation of Micro-Channel Heat Sink with Dimpled Surfaces American Journal of Applied Sciences 9 (3): 399-404, 2012 ISSN 1546-9239 2012