

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



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



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Amélioration des performances thermiques d'un
dissipateur de chaleur à micro-canaux à section variable
remplis en mousse métallique**

Devant le jury composé de :Présenté par :

NESSIB Djilani

Président

-BOUARAGUIA Yacine

MEGDOUD Sofien

Examineur

- ALIAT Youcef

AOUN Yacine

Examineur

- MEREGHNI Ahmed Anis

MENECEUR Noureddine

Encadreur

- LEGHDEMSI Djafar

2021-2022

Remerciement

Tout d'abord, nous voulions dire que grâce à ALLAH nous avons pu réaliser ce projet qui est le résultat d'un long travail.

Nos sincères remerciements à nos promoteurs **MENECEUR Nouredine** pour son suivi et conseil durant l'évolution de ce travail.

Nous remercions les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.

Nous tenons également à exprimer notre gratitude à tous les enseignants de département de génie mécanique de L'université d'EchahidHamma Lakhdar d' El-Oued qui ont contribué à notre formation, à mes collègues pour leurs encouragements pendant les années des études.

À tout ce qui a contribué de près ou de loin à notre formation
Licence & Master.

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

YACINE

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

YDUCEF

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

AVIS

Dédicaces

Nous dédions ce modeste mémoire

A ma mère

A mon père

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille

A toute mes amis

DJAFAR

Sommaire

<i>Remerciement</i>	I
<i>Dédicaces</i>	II
Sommaire	I
Liste des figures	IV
Liste des tableaux	VIII
Nomenclature	IX
Résumé:	X
<i>INTRODUCTION GÉNÉRALE</i>	1
Chapter I : Étude Bibliographique	
I.1 Introduction	4
I.2 les dernières nouvelles sur les dissipateurs thermiques	4
I.3 Conclusion	28
CHAPITRE II: Généralités sur les techniques de refroidissement par les dissipateurs de chaleur à micro canaux	
II.1 Introduction	30
II.2 Généralité sur le transfert de chaleur	30
II.2.1 Transfert de chaleur par convection	30
Figure.II.1: Illustration d'échange convectif entre un milieu fluide et une surface	31
II.2.2 Transfert de chaleur par conduction	31
II.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement	32
Figure.II.3 : Principe du rayonnement thermique	33
II.3 Dissipateur de chaleur	33
II.4 Principe du Dissipateur de chaleur	33
II.5 Dissipateur de chaleur à micro-canaux	34
II.5.1 Matériau du dissipateur de chaleur	34
II.5.2 Formes d'ailettes	35
Figure.II.4: différent type des ailettes	35
II.5.3 Efficacité d'ailette	36
II.6 Les différents types des dissipateurs thermiques	36
II.6.1 Dissipateur thermique classé Selon flux d'air	36
II.6.1.1 Dissipateur thermique passif	36
II.6.1.2 Dissipateur de chaleur actif	36
II.6.2 Dissipateurs thermiques classés selon matériau	37

II.6.2.1 Dissipateur de chaleur en aluminium	37
II.6.2.2 Dissipateur de chaleur en cuivre.....	37
II.6.3 Dissipateurs de chaleur classés selon utilisation d'eau	37
II.6.3.1 Dissipateur de chaleur en métal solide	37
II.6.3.2 Dissipateur de chaleur liquide pompé.....	37
II.6.3.3 Dissipateur thermique biphasé.....	38
II.6.4 Dissipateurs thermiques par processus de fabrication	38
II.6.4.1 Dissipateur de chaleur usiné CNC.....	38
II.6.4.2 Dissipateurs thermiques forgés et moulés sous pression	38
II.6.4.3 Dissipateur de chaleur à ailettes	39
II.6.4.4 Dissipateur de chaleur à ailettes biseautées	39
II.6.4.5 Dissipateur thermique à ailettes collées.....	39
II.6.4.6 Dissipateur de chaleur extrudé.....	39
Figure.II.7: de dissipateurs thermiques selon processus de fabrication	39
II.7 Critère de choix du dissipateur	40
II.8 Les principales techniques de refroidissement des composants électroniques.....	40
II.8.1 Les systèmes de refroidissement monophasiques.....	40
II.8.1.1 Système de Refroidissement à air.....	40
II.8.1.1.1 Convectionnaturelledansl'air	41
II.8.1.1.2 Convectionforcéedansl'air	41
II.8.1.2 Système de refroidissement liquid.....	41
Figure.II.8: Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide.	42
II.8.1.2.1 Refroidissement par convection dans des canaux.....	42
II.8.1.2.2 Refroidissement par Spray.....	43
Figure.II.10: Principedefonctionnementdurefroidissementparspray.	44
II.8.1.2.3 Refroidissementparjets	44
Figure.II.11: refroidissement par jet.....	44
II.8.2 Système de refroidissement diphasique.....	44
II.8.2.1 Refroidissement par changement de phase solide-liquide.....	44
Figure.II.12:Utilisation de PCM avec graphite pour refroidir des batteries.	45
II.8.2.2 Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur.....	45
II.8.2.2.1 Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique	46
II.8.2.2.2 Refroidissement par caloducs	46
II.8.2.3 Refroidissementparthermosiphon	48
II.9 Conclusion	48

CHAPITRE III: Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux à section variable Et Présentation de logiciel de simulation

III.1 Introduction.....	50
III.2 Présentation de logiciel de simulation.....	50
III.2.1 Présentation du COMSOL	50
III.2.2 Avantages de travailler sur COMSOL Multiphysics.....	51
III.2.3 Méthodologie de travail sur COMSOL Multiphysics	51
III.2.4 Utilisation COMSOL	52
III.2.4.1 Choix du modèle	52
III.2.4.2 Géométrie de la structure	52
III.2.4.3 modèle physique.....	53
III.2.4.3.1 Définition du matériau	53
III.2.4.3.2 Définition des conditions aux limites	53
III.2.4.3.3 Définitions du chargement extérieur	53
III.2.4.4 Maillage.....	53
III.2.4.5 Simulation	53
III.2.4.6 Visualisation des résultats	54
III.3 Formulation mathématique	54
III.4 Les étapes de simulation	55
III.5 Conclusion.....	65

CHAPITRE IV: Résultats et discussion

IV.1 Introduction.....	67
IV.2 Résultats et discussion	67
IV.2.1. Influence de la nature du métal de la mousse sur les performances thermiques de dissipateur	67
IV.2.1.1. Effet de la nature de métal de la mousse avec le changement de la vitesse d'écoulement	67
IV.2.1.2. Effet de la nature de métal de la mousse avec le changement de la charge thermique	71
IV.2.1.3. Effet la nature de métal de la mousse avec changement de la porosité.....	74
IV.3 Conclusion	77
CONCLUSION GENERALE.....	78
Référence Bibliographique.....	80

Liste des figures

Fig.I.1 : Les champs d'écoulement / configurations de canaux étudiés pour les dissipateurs thermiques.	9
Fig.I.2: Evolution chronologique du flux thermique dans les processeurs Intel depuis 1985, Intel.	10
Fig.I.3 : (a) Mousse métallique, (b) enduite, (c) non enduite et (d) dissipateurs de chaleur novateurs.	12
Fig.I.4 : dissipateur thermique à microcanaux	18
Fig.I.5: Diagrammes des dissipateurs de chaleur à microcanaux ondulés : (a) plan ondulé gauche-droite ; (b) plan ondulé ascendant.	20
Fig.I.6 : (a) Schéma du dissipateur thermique à microcanaux et (b) dimensions géométriques du domaine de calcul (unité : μm).	23
Fig.I.7: Vue CAD d'un VW C DL-MCHS sans chevauchement.	27
Figure.II.1: Illustration d'échange convectif entre un milieu fluide et une surface	31
Figure.II.2: principe de la conduction thermique.	32
Figure.II.3 : Principe du rayonnement thermique	33
Figure.II.4: différent type des ailettes	35
Figure.II.5 Dissipateur de chaleur passive/ Dissipateur de chaleur actif	36
Figure.II.6: Types de dissipateurs thermiques par processus de fabrication (métal solide pompé dissipateurs thermiques biphasés)	38
Figure.II.7: de dissipateurs thermiques selon processus de fabrication	39
Figure.II.8: Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide.	42
Figure.II.9: Refroidissement convection dans des canaux.	43
Figure.II.10: Principe de fonctionnement du refroidissement par spray.	44

Figure.II.11: refroidissement par jet.	44
Figure.II.12:Utilisation de PCM avec graphite pour refroidir des batteries. (a) interne (b.)	45
Figure.II.14: Schémas de principe d'un caloduc.	47
Figure.II.15: Schéma de principe d'un diphasique thermosiphon en tube fermé	48
Fig. III.1: Clip vertical du modèle à étudier. III	50
Fig. III.2: Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.	52
Fig. III.3: La première étape de la création de géométrie.	55
Fig. III.4: Ajouter un flux laminaire (Laminar flow).	56
Fig. III.5: Menu de sélection le type d'étude.	56
Fig. III.6: Définitions des paramètres de modèle (dimensions et caractéristiques).	57
Fig. III.7: Menu d'exécution de géométrie.	57
Fig. III.8: La forme finale de la géométrie dessinée par Comsol.	58
Fig. III.9: Menu des étapes pour la sélection des matériaux.	58
Tab.III.1: Les caractéristiques de l'eau liquide.	59
Tap. III.2: Les Caractéristique de l'aluminium 3003-H18.	59
Tab. III.3: Les Caractéristique pour Steel AISI 4340.	60
Tab. III.4: Les Caractéristique pour Cooper.	60
Fig.III.10: Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée de l'eau (inlet).	61
Fig.III.11: Menu de sélection les conditions aux limites, sortie de l'eau (Outlet).	62
Fig.III.12: Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau (Inlet).	63
Fig.III.13: Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau sortante (Outlet flow).	63

Fig.III.14: La forme finale du modèle physique.	64
Fig.III.15: Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol.	64
Fig.IV.1: Résistance thermique en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	67
Fig.IV.2 : Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	68
Fig.IV.3: Nombre de Nusselt en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	68
Fig.IV.4: La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	69
Fig.IV.5 : Evolution de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	70
Fig.IV.6 : Variation de Nombre de Reynolds en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	70
Fig.IV.7 : Evolution du coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	71
Fig.IV.8: Variation du Nombre de Nusselt en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	72
Fig.IV.9: Evolution de la résistance thermique en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	72
Fig.IV.10: Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	73
Fig.IV.11: Variation du Nombre de Nusselt en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	74

Fig.IV.12: Evolution de la résistance thermique en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	74
Fig.IV.13: La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	76
Fig.IV.14: Evolution de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).	76

Liste des tableaux

Tab.III.1: Les caractéristiques de l'eau liquide.	59
Tap. III.2: Les Caractéristique de l'aluminium 3003-H18.	59
Tab. III.3: Les Caractéristique pour Steel AISI 4340.	60
Tab. III.4: Les Caractéristique pour Cooper.	60

Nomenclature

u Composante axiale de la vitesse (m/s).

U_0 Vitesse d'entrée du fluide (m/s).

n Vecteur normal à la paroi.

ρ Masse volumique de l'air ($Kg \cdot m^{-3}$).

∇ Nabla (W).

P Pression (Pa).

L Longueur globale du radiateur (m).

K Loss coefficient.

μ Viscosité dynamique ($Kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

x Axial/local.

β Coefficient d'expansion thermique (K^{-1}).

F Friction factor.

T Température ($C^0 \cdot K$).

C_f Chaleur spécifique de fluide (J/Kg^0C).

q Flux thermique (W).

Q_b Terme source (W).

C_p Chaleur massique à pression constante (J/kg.k).

Q Puissance du Microprocesseur (W).

K_{eff} Conductivité thermique de la mousse (W/mK).

Résumé:

Le monde assiste à un développement incroyable et rapide dans le domaine de la technologie, car les composants deviennent de plus en plus puissants et plus petits. Par conséquent, la chaleur à évacuer devient très importante dans l'électronique.

Le processus d'échange de chaleur comprend différents systèmes de refroidissement, notamment : Le transfert de chaleur moderne, qui utilise à son tour la mousse métallique comme facteur important pour le transfert de chaleur, car elle est devenue le meilleur moyen de refroidissement dans la plupart des cas.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier l'amélioration des performances thermique d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux à section variable remplis en mousse métallique appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics pour simuler l'effet du changement le type de métal de la mousse sur les performances thermiques, notamment : la vitesse, la porosité de la mousse, coefficient de transfert de chaleur, nombre de Nusselt, résistance thermique, nombre de Reynolds, la chute de pression, puissance de pompage. Les résultats obtenus ont été analysés et discutés.

Mots clés: Simulation numérique, COMSOL Multiphysics, mousse métallique, refroidissement des composants, dissipateur à micro-canaux.

Summary:

The world is witnessing incredible and rapid development in the field of electronics . which in turn has become more efficient and microscopic, which has led to make the heat exchange more important in the electronics field.

The heat exchange process has different cooling systems, including: Modern heat transfer, which in turn uses metal foam as an important factor for heat transfer, as it has become the best cooling medium in most cases.

The main objective of this work is to study the improvement of the thermal performance of a heat sink with variable section micro-channels filled with metallic foam applied for the cooling of a power electronic card. Comsol Multiphysics software was used to simulate the effect of changing the metal type of the foam on thermal performance including: velocity, foam porosity, heat transfer coefficient, Nusselt number, thermal resistance, number of Reynolds, pressure drop, pumping power. The results obtained were analyzed and discussed.

Keywords: Numerical simulation, COMSOL Multiphysics, metal foam, component cooling, micro-channel heatsink.

ملخص:

يشهد العالم تطوراً مذهلاً وسريعاً في مجال الإلكترونيات والتي أصبحت بدورها أكثر كفاءة ومجهرية. مما أدى إلى جعل التبادل الحراري أكثر أهمية في مجال في الإلكترونيات.

تحتوي عملية التبادل الحراري على أنظمة مختلفة من التبريد، منها: نقل الحرارة الحديث والذي يستخدم بدوره الرغبة المعدنية كعامل مهم في انتقال الحرارة ، حيث أصبحت أفضل وسيلة لتبريد في معظم الحالات

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة تحسين الأداء الحراري لمشتت حراري ذو قناة دقيقة متغيرة المقطع مملوءة برغوة معدنية مطبقة لتبريد بطاقة إلكترونية للطاقة. تم استخدام برنامج Comsol Multiphysics لمحاكاة تأثير تغيير نوع المعدن للرغوة على الأداء الحراري بما في ذلك: السرعة ، مسامية الرغوة ، معامل نقل الحرارة ، رقم نسلت ، المقاومة الحرارية ، عدد رينولدز ، انخفاض الضغط ، قوة الضخ. تم تحليل النتائج التي تم الحصول عليها ومناقشتها.

الكلمات المفتاحية: محاكاة عددية ، COMSOL Multiphysics ، رغوة معدنية ، تبريد مكون ، خافض حرارة للقناة الدقيقة

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Il est bien connu depuis plus d'un siècle, que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Celles-ci, s'impliquant dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels. Parmi les différents domaines industriels où l'on trouve leur application on peut citer, par exemple, les processus de dépôt de vapeurs chimiques, de même que le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques. Alors L'étude de transfert de chaleur un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique.

Tous les composants électroniques sont sensibles à leur température: ils ont des caractéristiques médiocres en dehors de certaines limites de température et ils sont détruits si la chaleur dissipée dépasse largement ses limites. Certains composants dissipent beaucoup de chaleur et s'échauffent et afin d'être dans les limites de fonctionnement de ces composants, il faut aménager l'écoulement de cette chaleur à l'extérieur.

Pour maintenir un environnement thermique satisfaisant (avoir un fonctionnement correct et fiable) d'un système électronique, la recherche doit être axée sur les conceptions de systèmes de refroidissement donnant une meilleure capacité de transfert de chaleur tout en gardant le système de refroidissement de l'ensemble petit et moins coûteux. Le refroidissement des composants électroniques est l'un des principaux obstacles au développement des systèmes plus rapides, car l'indispensable extraction de chaleur dissipée (par les composants électroniques) doit être efficace. Ceci, pour éliminer les contraintes de températures élevées

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but de développer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces méthodes figure la méthode classique de refroidissement par convection naturelle et forcée avec flux de gaz et de liquide. Il a été démontré que la convection naturelle est utilisée pour les réseaux électriques et les faibles densités de débit. Le refroidissement des systèmes à grande échelle et à haute puissance nécessite une dissipation thermique plus élevée, c'est pourquoi la charge forcée est la mieux adaptée dans la plupart des cas.

Le refroidissement par eau utilisant des échangeurs de chaleur à micro-canaux (dissipateur thermique à micro-canaux ; nous l'appelons maintenant MCHS) est la solution alternative préférée qui doit maintenant être améliorée.

Certains composants de forte puissance (microprocesseurs, vannes laser...) sont refroidis par circulation de liquide ou remplacement de phase.

Le refroidissement par flux d'air est largement utilisé, et ce type de refroidissement convient aux composants de moyenne et faible puissance (les processeurs de cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveurs, etc.).

L'objectif principal de ce travail est d'étudier l'amélioration des performances thermique d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux à section variable remplis en mousse métallique appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le logiciel ComsolMultiphysics pour simuler l'effet du changement le type de métal du mousse métallique sur les performances thermiques, notamment ,le coefficient de transfert de chaleur , nombre de Nusselt ,résistance thermique, nombre de Reynolds ,La chute de pression ,puissance de pompage , et on change à chaque fois soit la vitesse d'écoulement d'eau soit la porosité de la mousse soit la charge thermique . Les résultats obtenus ont été analysés et discutés.

Pour atteindre cet objectif, le présent mémoire est divisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les dissipateurs thermiques à micro canaux, les travaux de recherche qui ont été étudiés et expérimenté par certains chercheurs.
- Le deuxième chapitre fournit des informations générales sur les trois modes de transfert de chaleur et aussi informations sur le dissipateur de chaleur à micro canaux ,Ensuite nous présenterons les différentes technologies de refroidissement du composant électronique.
- Le troisième chapitre est consacré à l'étude numérique du dissipateur thermique par le logiciel COMSOL Multiphysics software, avec l'explication de quelques étapes de la simulation numérique utilisée et les équations mathématiques décrivant les processus de transfert de chaleur à travers un dissipateur thermique à micro canaux à canal
- Au quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation obtenus à l'aide du modèle numérique créé par Comsol ; ces résultats sont présentés sous forme de courbes et ont été analysés et discutés.

Chapiter I :
Étude Bibliographique

I.1 Introduction

Ce chapitre décrit certains modèles de transfert de chaleur qui ont été examinés dans tous les micro-échangeurs. La perte de chaleur partielle de l'échangeur est déterminée par la géométrie et l'état du canal, qui peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés. Les nombreuses investigations physiques à l'intérieur du canal sont très petites; ces phénomènes indiquent la différence entre le débit dans le canal et le débit dans le petit canal en raison de la vitesse élevée du fluide et le petit diamètre du canal.

I.2 les dernières nouvelles sur les dissipateurs thermiques

Les mousses métalliques présentent des caractéristiques particulières permettant une forte augmentation des performances thermiques sans accroître notablement les pertes de charges ; de plus, ces structures présentent des propriétés mécaniques intéressantes ainsi que des surfaces spécifiques importantes qui permettent des échanges de puissances de fortes densités. Par exemple l'utilisation de telles matrices solides, pour la réalisation de reformeurs, permet simultanément, d'augmenter l'efficacité thermique de ces dispositifs, de contribuer à la tenue mécanique et d'assurer une forte surface de dépôt pour les catalyseurs. Ceci conduit à une grande compacité de ces dispositifs et à des réductions de coûts de fabrication.

A l'heure actuelle, de nombreux travaux concernent l'amélioration des procédés de fabrication des mousses ainsi que leurs propriétés mécaniques [31]. Par contre, les études concernant la caractérisation thermique et hydrodynamique de ces matériaux, et de l'impact de leur géométrie sur ces propriétés de transport restent limitées [34-36]. La topologie des mousses est approchée par des cellules élémentaires « représentatives » (cubique, dodécaédrique, tétrakaédrique) de la structure de ces matrices solides. Pour caractériser ces mousses, on associe à ces choix de forme de cellule, des paramètres tels que porosité, diamètres des pores et des brins, densité linéique de pores, surface spécifique, etc [31-18].

Les travaux pionniers de **Tuckerman et Pease** [4] au début des années 1980 ont suscité un intérêt sans précédent pour l'utilisation de dissipateurs de chaleur à micro-canaux comme moyen de dissiper une grande quantité de chaleur provenant de petits appareils à flux élevé dans diverses applications informatiques et aérospatiales. Alors que leurs travaux étaient entièrement axés sur les dissipateurs de chaleur monophasés, les recherches récentes se sont tournées vers les dissipateurs de chaleur biphasés, qui offrent des avantages importants par rapport à leurs homologues monophasés. L'un des principaux inconvénients des dissipateurs de chaleur monophasés est le grand gradient de température (et souvent nuisible) de l'appareil résultant d'une élévation de la température du liquide de refroidissement dans le sens du cours

d'eau. Les dissipateurs de chaleur biphasés capitalisent sur l'échange de chaleur latent, ce qui augmente le coefficient de transfert de chaleur convectif à l'intérieur du dissipateur de chaleur et aide à maintenir une température de surface plus uniforme, dictée principalement par la température de saturation du liquide de refroidissement.

Malgré ces attributs, la dissipation de flux de chaleur très importants peut conduire à des températures inacceptables des appareils. Cela est dû à la fois à la résistance convective du réfrigérant lui-même, ainsi qu'à la résistance à la diffusion de la chaleur associée à la structure métallique du dissipateur de chaleur, du dispositif et de l'agent de liaison intermédiaire. Il est possible d'éviter les températures élevées dans les appareils sensibles à la température de flux élevé en réduisant considérablement la température du liquide de refroidissement, c.-à-d. par réfrigération. Un moyen simple d'atteindre cet objectif est d'incorporer le dissipateur thermique comme évaporateur dans un cycle de réfrigération standard. C'est précisément le système examiné dans la présente étude.

Le défi de la mise en œuvre de ce schéma de refroidissement est la compréhension relativement faible des phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur en deux phases dans un microcanal, sans parler des dissipateurs de chaleur refroidis par réfrigérant. La première partie de la présente étude [44] a examiné les caractéristiques de chute de pression du R134a dans un dissipateur thermique biphasé et a démontré les avantages pratiques de l'incorporation d'un dissipateur thermique comme évaporateur dans un cycle de réfrigération. La présente étude explore les caractéristiques de transfert de chaleur du même dissipateur thermique.

Le mécanisme dominant de transfert de chaleur dans un petit canal reste une question ouverte. De nombreuses études récentes sur le transfert de chaleur bouillante dans les petits canaux et les micro-canaux montrent un différend à ce sujet. Les chercheurs sont divisés en deux groupes. Le premier partage le point de vue selon lequel l'ébullition nucléaire est courante et dicte donc la transmission globale de la chaleur à l'intérieur du canal, notant que le module local de transfert de chaleur dépend du flux de chaleur, mais non de la vitesse ou de la qualité de la masse [5,9,28,29,13,39]. Le second groupe partage l'observation selon laquelle le coefficient local de transfert de chaleur est fonction de la qualité et de la vitesse de masse ainsi que du flux thermique des murs [15-20,32,33,37-49]. Les résultats expérimentaux de ce deuxième groupe montrent généralement que le coefficient local de transfert de chaleur diminue avec la qualité accrue. Cela indique que l'évaporation annuelle du film (parfois appelée ébullition thermique) est le principal mécanisme de transfert de chaleur. La différence entre les deux groupes peut s'expliquer par des frigorigènes différents, des conditions de

fonctionnement et la taille des canaux utilisés par différents chercheurs, qui donnent des mécanismes dominants différents.

Bien qu'une grande partie de la littérature existante sur le refroidissement concerne les petits canaux longs ($L > 10$ cm) ($d > 2$ mm), l'étude actuelle concerne un dissipateur de chaleur court ($L = 25,27$ mm) utilisant de petits canaux parallèles (231 ml 713 ml). En outre, le bassin thermique examiné dans cette étude agit comme un évaporateur à flux thermique élevé (plaque froide pour les dispositifs électroniques ou électriques) soumis à un flux thermique relativement uniforme, tandis que la grande majorité des recherches antérieures sur le refroidissement dans les petits canaux concernent les évaporateurs à faible flux de chaleur chauffés par convection externe. Le but principal de cette étude est de développer une compréhension de base des mécanismes dominants et de recommander un moyen précis de prédire les performances de transfert de chaleur de ce système de refroidissement unique.

Suite aux travaux pionniers de **Tuckerman et Pease**, des recherches considérables ont été menées sur les dissipateurs thermiques à échelle mini et micro. Bon nombre de ces études se sont concentrées sur dissipateurs de chaleur monocouche fabriqués à partir de matériaux conducteurs, tels que le cuivre, l'aluminium ou le silicium, avec rangées de petits canaux fabriqués dans la surface par précision usinage ou gravure chimique. Un examen approfondi des dissipateurs thermiques à une seule couche et à micro canaux a été présenté par **Sobhan et Garimella**[30] Les dissipateurs thermiques multicouches ou empilés se composent de réseaux répétitifs de canaux monocouche. Une conductivité thermique élevée est particulièrement important dans les structures multicouches où la chaleur peut être conduite dans les couches inférieures, réduisant ainsi la surface Température. **Kern et Kraus**[7] ont analysé le simple et le double empiler les plaques froides en utilisant une formulation par éléments finis où les deux les charges thermiques symétriques et asymétriques ont été analysées. En utilisant une méthode des éléments finis, **Pieper et Kraus**[17] a montré que les plaques froides à double empilement avaient de meilleures performances par rapport à une conception de canal monocouche pour un débit fixe le volume. Leur analyse comprenait également la couverture de tous les régimes des charges thermiques asymétriques. **Vafai et Zhu**[23] ont montré qu'un micro canal à deux couches la structure à contre-courant réduit la température dans le sens du courant monter le long de la surface de l'appareil par rapport à celui d'une dissipatrice thermique monocouche équivalent. Il y a eu également une réduction de la perte de charge pour le dissipateur thermique à deux couches. Le la performance thermique a été examinée numériquement en utilisant une méthode d'élément et une

optimisation des paramètres de conception a également été réalisée. **Beh et al.** [40] ont analysé les performances transitoires de simples, plaques froides à double et triple pile utilisant l'élément fini méthode où la plaque froide à triple pile a montré la meilleure performance. Les résultats ont été reproduits en sans dimension formulaire afin que l'analyse puisse être utilisée pour d'autres dimensions de pile. **Wei et Joshi**[50], [42] ont évalué les performances thermiques de dissipateurs thermiques à micro canaux empilés à rapport d'aspect élevé à l'aide d'un simple réseau de résistance thermique. La résistance thermique du dissipateur de chaleur a été obtenue en supposant une température de surface moyenne et itération. Une étude paramétrique approfondie a été réalisée pour rapport hauteur / largeur de canal optimal, conductivité, nombre de couches, et la puissance de pompage par unité de surface. Caractérisation expérimentale et numérique de deux couches dissipatrices de chaleur à micro canaux en silicium en parallèle et à contre-courant les configurations ont été étudiées par **Patterson et al.** [45]. Il a conclu que la configuration à contre-courant entraînait plus température de surface uniforme tandis que l'écoulement parallèle la configuration a montré une température de surface maximale inférieure. **Bower et al.** [53] ont effectué des travaux expérimentaux sur le thermique et les caractéristiques hydrauliques du silicium monocouche et multicouche dissipateurs de chaleur en carbure (Sic). Le diamètre hydraulique de la chaleur les éviers variaient de 0,335 mm à 2,03 mm Cela a été trouvé expérimentalement que les dissipateurs de chaleur multicouches Sic ont une meilleure performance thermique que celle monocouche malgré la faible conductivité thermique du Sic utilisé. Il a également été constaté que le la chute de pression à travers le canal pour différents dissipateurs de chaleur était compatible avec la prédiction de la théorie laminaire. **Lei et al.** [64] ont mené des expériences sur le cuivre multicouche dissipateurs de chaleur à mini-canaux et forme fermée bidimensionnelle modèle de réseau de résistance analytique basé sur une surface isotherme la condition de température a été proposée pour évaluer la chaleur moyenne résistance thermique du puits. Les prédictions du modèle analytique d'accord avec les données expérimentales à des débits élevés mais sous-estimé la résistance thermique du dissipateur thermique à faible débit en raison de la variation de température de surface dans le sens de la courante direction. Cet article prolonge les travaux antérieurs des auteurs et explore les performances thermiques du cuivre et du Sic dissipateurs de chaleur à mini-canaux. Un modèle numérique 3D détaillé a été introduit pour optimiser la conception des dissipateurs thermiques en cuivre et en Sic.

Actuellement, les dissipateurs de chaleur refroidis par air sont les solutions les plus viables pour refroidir les appareils électroniques, principalement en raison de leur faible coût et haute fiabilité [55]. Grand nombre de recherches sur la chaleur refroidie par air puits a été publié au cours des dernières décennies, et des améliorations de la conception des dissipateurs thermiques ont été réalisées sur la base de la CFD analyses [83],[86] et investigations expérimentales [68]et[8]. Pour l'électronique à dégagement de chaleur élevé [8], les méthodes de refroidissement par air ont a été jugée insuffisante ces dernières années. Pour améliorer la chaleur flux de dissipation par unité de surface dans un dissipateur de chaleur, le refroidissement liquide devient de plus en plus populaire [75]e[85]. Pour les piles à combustible et les panneaux solaires à concentration, le refroidissement liquide est la principale option disponible. Les liquides ont généralement une capacité thermique et une conductivité thermique plus élevées que l'air, et peut donc améliorer considérablement le transfert de chaleur et abaissez le niveau de température maximum sur un dissipateur thermique. Quelques les liquides peuvent également être gérés de manière à profiter du changement de phase transfert de chaleur, ce qui peut considérablement améliorer la capacité de refroidissement de dissipateurs de chaleur [3], [57]. Avec l'avancement des technologies de fabrication, des échangeurs de chaleur à micro canaux ont été développés au cours des deux dernières décennies. Les échangeurs de chaleur à micro-canaux permettent au liquide de s'écouler à travers des canaux d'un diamètre hydraulique de 100e1000 mm et le la surface de transfert de chaleur peut être considérablement augmentée. Dissipateurs de chaleur avec micro-canaux conviennent pour une dissipation thermique à flux élevé une large gamme d'électronique haute performance [54]. Un nombre important de travaux de recherche sur les dissipateurs thermiques utilisant des micro canaux a été publié [46]e[84], et le transfert de chaleur les caractéristiques et les améliorations ont été étudiées. Cependant, ces les travaux ont accordé une attention insuffisante à une question importante : la mauvaise distribution d'un flux à plusieurs canaux sur une plaque plane [88]. Dissipateurs de chaleur fabriqués avec des canaux d'écoulement micro et miniaturisés utilisent souvent plusieurs canaux d'écoulement parallèles pour le transfert de chaleur. Les plus petits canaux fournir une surface de transfert de chaleur accrue ; cependant, l'entrée et Les collecteurs de sortie sont également très importants car ils facilitent la distribution de fluide et fournir des connexions à l'entrée externe et conduits de sortie. Une distribution de débit moins uniforme réduit souvent la chaleur l'efficacité de l'évier en provoquant des températures locales élevées (et des contraintes thermiques) ainsi que la création de pertes de pression globales élevées qui se traduisent par une consommation d'énergie de pompage accrue pour la dissipatrice thermique

opération. Il existe plusieurs publications qui ont abordé la question de la mauvaise distribution des flux dans une perspective de mécanique des fluides [25]e[62]. Ces travaux ont tenté de comprendre la mauvaise répartition des flux sous quelques configurations d'écoulement très courantes, telles que le type U et connexions de collecteur de type Z aux canaux parallèles.

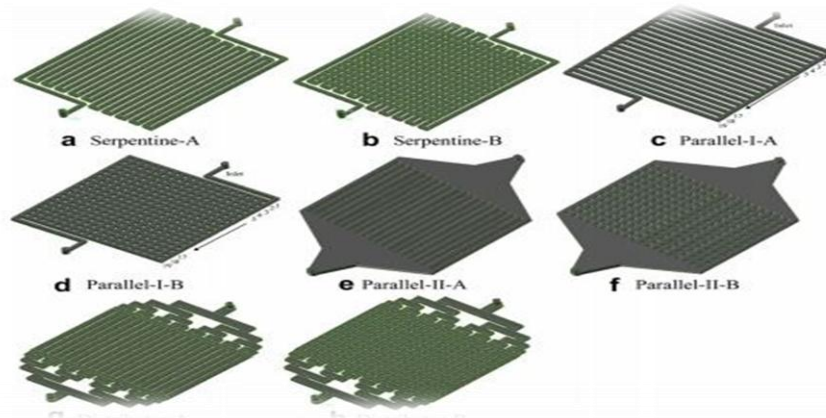


Fig.I.1 : Les champs d'écoulement / configurations de canaux étudiés pour les dissipateurs thermiques[189].

Les avantages des échangeurs de chaleur compacts et des épandeurs de chaleur basé sur des microcanaux ont attiré beaucoup d'attention de universitaires et de l'industrie depuis au moins deux décennies. Dans leur aperçu concernant la littérature scientifique et les applications industrielles, **Ribatski et al.**[44] ont abordé les principaux avantages des échangeurs de chaleur sur les microcanaux sur ceux basés sur de grands canaux. Selon aux auteurs, le rapport entre la surface en contact direct avec le réfrigérant et le volume de l'échangeur de chaleur augmente avec réduction du diamètre du canal. Ces caractéristiques minimisant la taille de l'échangeur de chaleur, d'où la quantité de matériel utilisé dans la fabrication de l'échangeur de chaleur. En outre, le frigorigène l'inventaire peut également être réduit. Tous ces aspects impact sur le coût mais aussi les aspects environnementaux.

En 1965, **Moore** [1] a suggéré que le nombre de transistors dans un microprocesseur doublerait environ tous les 2 ans, ce qui connut comme la loi de Moore. Comme le nombre de transistors augmente, la consommation d'énergie par le microprocesseur, ainsi la dissipation de la chaleur augmente également. Fig. 3, basé sur les données fournies par **Intel** [100], illustre l'évolution de la quantité de flux de chaleur dissipé par les processeurs informatiques de 1985 à aujourd'hui. Actuellement, en raison de la capacité de refroidissement limitée, du coût élevé et de l'excès de bruit les dissipateurs de chaleur basés sur le refroidissement de l'air sont ne convient pas à la gestion thermique de haute performance microprocesseurs. Dans ce contenu

dans un dissipateur thermique faisant partie d'un système de compression de vapeurs est apparue comme une solution prometteuse. Cependant, comme indiqué par **Harirchian et Garimella** [99], une meilleure compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et les comportements d'écoulement biphasique pendant l'ébullition convective à l'intérieur des microcanaux est encore nécessaire pour la conception de dispositifs fiables.

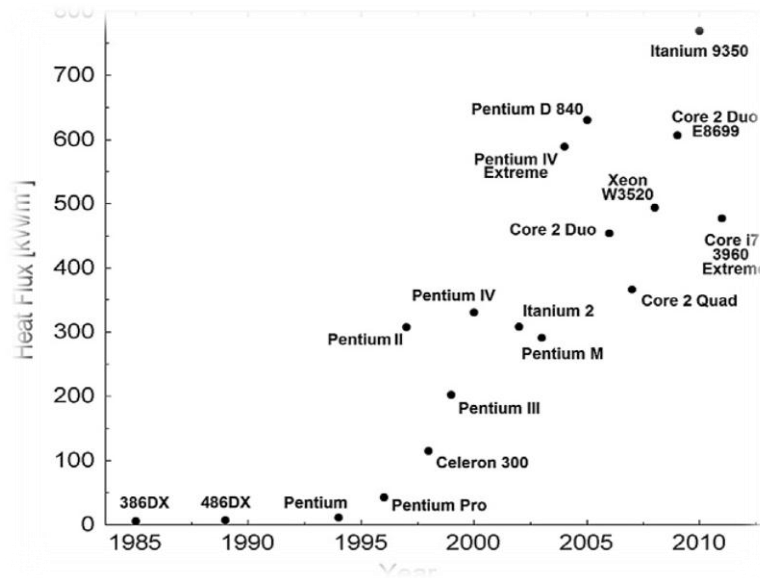


Fig.I.2: Evolution chronologique du flux thermique dans les processeurs Intel depuis 1985, Intel[99].

Au cours des vingt dernières années, les phénomènes de transport dans les mousses métalliques et les nano-revêtements ont bénéficié d'améliorations croissantes [51–16]. Des mousses métalliques à haute porosité ont été appliquées dans de nombreuses technologies d'appareils [50]. Par exemple, une grande variété de mousses métalliques ont été utilisées dans les systèmes géothermiques, aérospatiaux et pétroliers réservoirs [2]. Les applications thermiques des mousses consistent en échangeurs de chaleur compacts pour tours de condenseur refroidies à l'air, équipement aéroporté, et dissipateurs de chaleur pour appareils électroniques [3]. Des mousses métalliques ont également été utilisées comme amplificateurs de conductivité thermique des matériaux de changement de phase (PCM) dans l'équipement de contrôle thermique [60]. La porosité élevée ouverte (habituellement 0,9), la conductivité thermique élevée des ligaments solides, la grande surface embarquée, et la capacité d'effectuer un mélange de haut niveau dans le fluide de refroidissement sont les paramètres les plus importants qui caractérisent des échangeurs de chaleur en mousse efficaces, compacts et légers [60,11]. En général, les mousses métalliques à cellules ouvertes comprennent un écoulement de forme irrégulière à travers les passages [11]. Le transfert de chaleur par convection se produit entre le refroidissement du fluide et la surface. Le flux circule de nouveau à l'arrière du

ligament. La complexité géométrique et l'orientation aléatoire des matériaux foamsolides font les solutions des équations de transport gouvernant des pores difficiles [55-66].

Différentes études ont porté sur le rendement des dissipateurs de chaleur et mousses métalliques. **Fiedler et al.** [103] ont étudié la résistance thermique de M pore mousse de cuivre numériquement et expérimentalement. Analyse des éléments finis a été utilisé pour calculer la résistance du matériau thermique. La même échantillons ont été utilisés pour des analyses expérimentales. Les résultats ont montré que la résistance thermique dépend de la taille et de la forme particulière de les spécimens. **De Jaeger et al.** [102] ont étudié résistance de contact pour quatre méthodes de collage dans un aluminium à cellules ouvertes mousse. Ils ont minimisé la différence entre les données expérimentales et transfert de chaleur calculé via un modèle d'ordre **Zeroth**. **Wang et al.** [71] a étudié la résistance thermique d'un dissipateur thermique à encastrement horizontal de chaleur. Ils ont mesuré le rendement thermique d'un caloduc et également la performance thermique d'un dissipateur de chaleur avec et sans la fonction de caloducs. **Naphon et Wiriyasart** [87] ont étudié six mini rectangulaires dissipateurs de chaleur à ailettes avec deux types de matériaux différents et trois largeurs de canaux différentes. Ils ont considéré l'influence de la largeur du canal, débit du liquide de refroidissement, type de dissipateur thermique et état de fonctionnement du PC sur la température CPU dans le but d'améliorer le taux de refroidissement de l'équipement électronique. **Lin et al.** [58,74] ont étudié l'effet de la vitesse du ventilateur sur la résistance thermique. Les résultats qu'un dissipateur de chaleur avec une vitesse maximale du ventilateur de 4000 RPM a une valeur de résistance thermique totale optimale de $0,33 \text{ }^\circ\text{C/O}$. **Xie et al.** [21] ont mené une expérience combinant un caloduc de 4 mm de diamètre et un dissipateur de chaleur, obtenant une résistance thermique totale de $0,29 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

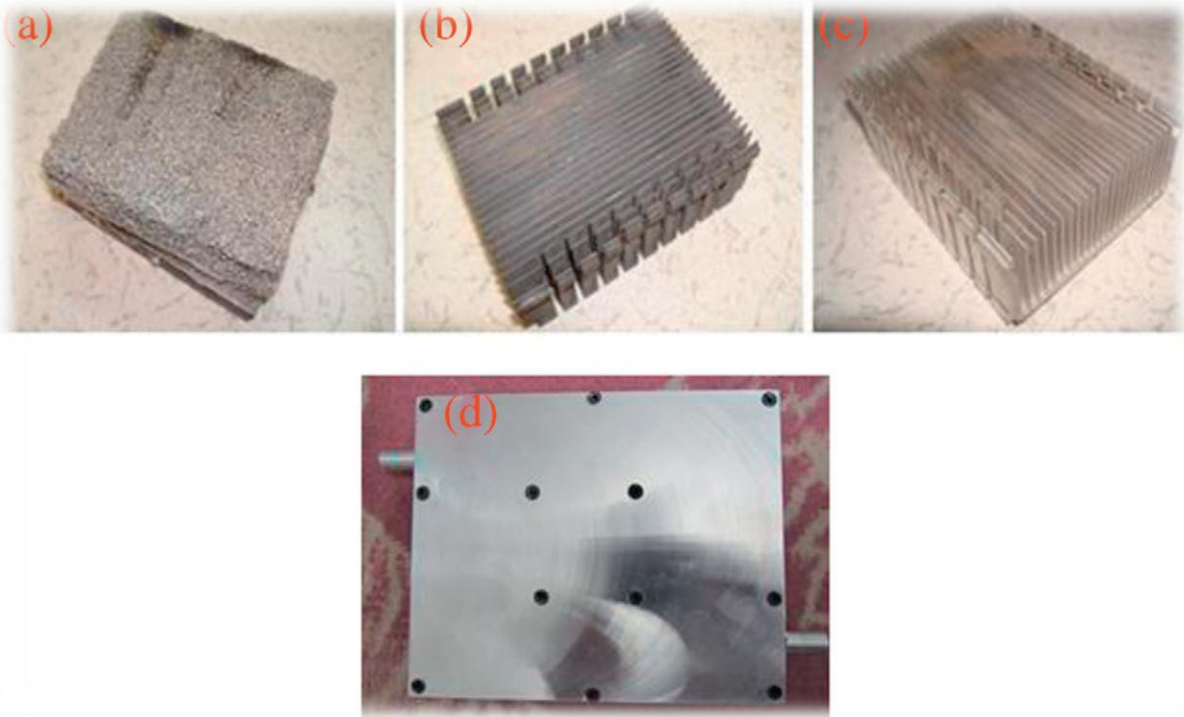


Fig.1.3 : (a) Mousse métallique, (b) enduite, (c) non enduite et (d) dissipateurs de chaleur novateurs[21].

La réduction de la taille des systèmes thermiques a été l'un des principaux sujets de recherche au cours de la dernière décennie. De nos jours, avec le développement rapide de la technologie de fabrication, un intérêt croissant pour la conception de différents types de dissipateurs de chaleur microcanaux est apparu en raison de leurs applications larges dans le refroidissement des appareils électroniques. Les microcanaux de taille relativement petite peuvent transférer de grandes quantités de flux de chaleur, ce qui promet une approche de refroidissement efficace, en particulier dans le cas des appareils électroniques. Ici, un bref examen est fait sur le flux de fluide dans microchannel multiport.

Wu et Little [6] ont étudié le débit d'azote dans des canaux rectangulaires ayant un diamètre hydraulique compris entre 134 et 164 μm . Ce travail a été l'une des premières études sur le transfert de chaleur en microscale. Ils ont constaté que les modèles classiques ne permettent pas de prédire les nombres de Nusselt, et que la valeur réelle du nombre de Nusselt est plus élevée que celle du nombre prédit. Ils ont présenté une corrélation dérivée de leurs résultats expérimentaux.

Wang et Peng [10] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur convectif monophasé forcé de l'eau et du méthanol dans des microcanaux à section rectangulaire. Ils ont constaté que la corrélation classique de Dittus-Boelter peut être utilisée pour prédire le

nombre de Nusselt pour l'écoulement turbulent si le coefficient constant de la corrélation change de 0,023 à 0,00805. Plus tard, **Peng et al.** [14] ont examiné les comportements de transfert de chaleur par convection forcée monophasée et d'écoulement dans les microcanaux ayant des diamètres hydrauliques de 0,133 à 0,367 mm avec des configurations géométriques différentes de leurs travaux précédents [10]. Ici, ils ont découvert une nouvelle variable sans dimension (Z) pour le transfert de chaleur turbulent lorsque $z = 0,5$, il s'est avéré être la valeur optimale pour le transfert de chaleur turbulente, quel que soit le rapport d'aspect.

Adams et al. [19] ont constaté que les corrélations classiques qui ont été mises au point pour le débit dans les canaux conventionnels ne sont pas utiles pour prédire le nombre de Nusselt en cas de microcanaux. Ils ont présenté de nouvelles corrélations basées sur leurs expériences pour le débit d'eau dans les canaux circulaires avec des diamètres de 0,76 et 1,09 mm. Plus tard, **Adams et al.** [26] ont évalué l'écoulement turbulent monophasé d'un microchannel non circulaire d'un diamètre hydraulique de 1,13 mm. Ils ont indiqué que la corrélation de Gnielinski est une relation fiable pour estimer la valeur du nombre de Nusselt dans ces canaux.

Harms et al. [27] ont examiné le débit d'eau dans les microcanaux pour les régimes laminaires et turbulents (nombres de Reynolds entre 173 et 12,900). Ils ont découvert que les corrélations classiques peuvent prédire le taux de transfert de chaleur dans le puits microchannel où le flux est laminaire.

Agostini et al. [35] ont étudié l'écoulement ascendant monophasé du frigorigène R-134a dans un dissipateur thermique multiport plat en aluminium avec 11 canaux rectangulaires parallèles (3,28 mm 1,47 mm) où le diamètre hydraulique de chaque canal était de 2,01 mm. Ils ont constaté que les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression des minicanaux peuvent être bien prédites avec des corrélations développées pour les tubes conventionnels, en particulier pour les nombres de Reynolds entre 500 et 7000.

Owhaib et Palm. [4] ont analysé le flux monophasé de R134a entrais microcanaux simples ayant des diamètres intérieurs de 1,7- 1,2 et 0,8 mm. Ils ont comparé leurs résultats recueillis avec des corrélations bien connues pour la région laminaire et turbulente. On a vu que les nombres de Nusselt mesurés chevauchaient les corrélations classiques pour le flux laminaire, mais la même situation ne peut être valable pour le flux turbulent.

Lee et al. [56] ont étudié le comportement thermique de l'écoulement monophasé dans des microcanaux rectangulaires de différentes tailles (avec des diamètres hydrauliques de 318 à 903 μm) en utilisant l'eau comme fluide de travail. Le flux de chaleur était de 45 W cm^{-2} et

le nombre de Reynolds variait de 300 à 3500. Les résultats expérimentaux étaient très proches des résultats obtenus par les modèles classiques (un écart moyen de 5%).

Caney et al. [73] ont mené une étude semblable avec **Lee et al.** [56] en utilisant des minicanaux en aluminium. Le flux de chaleur fourni au frigorigène était compris entre 1 et 8 kW m⁻². Ils ont conclu que le profil de température peut être trouvé par des corrélations classiques, mais certaines corrections sont nécessaires pour des conditions de flux de chaleur non uniformes.

Celata et al. [61] ont étudié l'écoulement laminaire monophasé dans des microtubes circulaires de diamètres hydrauliques allant de 120 à 528 µm. Les résultats expérimentaux ont montré une diminution du nombre de Nusselt avec la diminution du diamètre hydraulique, une dépendance axiale associée aux effets d'entrée thermique et une dépendance du nombre de Nusselt également sur le nombre de Reynolds. En outre, pour le plus petit canal examiné (50 µm ID), la sensibilité aux erreurs de mesure est si élevée qu'il est impossible de faire une prévision réaliste du coefficient de transfert de chaleur. Dans l'étape suivante, Celata et al. [70] ont interrogé le transfert de chaleur monophasé pour le débit d'eau dans des microtubes simples en acier inoxydable dont le diamètre varie de 0,5 mm à 0,12 mm. Dans le cas du laminaire, ils ont constaté que la réduction du nombre de Reynolds dans les tubes en verre lisse entraîne une diminution anormale du nombre de Nusselt. On a également constaté que, bien que les tubes en acier inoxydable présentent un comportement diabétique relativement normal dans ce régime, la diminution inattendue du nombre de Nusselt est due à des adhérences périphériques dans la section d'essai avec dissipation de la chaleur extérieure fixée par une couche mince déposée sur la surface extérieure du tube de verre.

Qi et al. [76] ont étudié les caractéristiques de chute de pression monophasée et de transfert de chaleur de l'azote liquide dans quatre microtubes de 1,931, 1,042, 0,834 et 0,531 mm de diamètre. On a constaté que le coefficient de transfert thermique local de l'azote liquide par le micro-tube était de 12,5 % inférieur à celui de l'eau. De plus, la corrélation de Gnielinski a été modifiée en ajoutant l'effet de la rugosité de surface sur le transfert de chaleur le long du microchannel, ce qui leur a permis de calculer les nombres de Nusselt avec une erreur absolue moyenne (MAE) de 6,4 %.

Dai et al. [120] ont étudié les caractéristiques de frottement et de transfert de chaleur de l'éthanol monophasé dans deux microtubes extrudés multi-ports (MPE) d'un diamètre hydraulique de 0,715 mm (rectangulaire). Les valeurs de température d'entrée et de flux de chaleur se situaient entre 5 et 45 °C, et entre 3 et 9 kW m⁻², respectivement. Il a été constaté

que les nombres de Nusselt augmentent avec la diminution de la température d'entrée et du flux de chaleur dans l'étude.

Zhang et al. [122] ont mené une étude expérimentale sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur de six FTMM ayant un diamètre hydraulique variant de 0,48 à 0,84 mm et un rapport d'aspect variant de 0,45 à 0,88. Les résultats des essais ont été obtenus pour le nombre de Reynolds allant de 120 à 3750. Les effets du rapport d'aspect, de la rugosité et de l'effet d'entrée sur le transfert de chaleur ont été analysés dans cette expérience. Il a été constaté que le rapport d'aspect n'a pas d'effet significatif sur le transfert de chaleur.

Kim [135] a réalisé cette expérience pour détecter la résistance à l'écoulement et le comportement thermique de l'écoulement laminaire dans 10 microcanaux rectangulaires différents ayant des diamètres hydrauliques de 155 à 580 μm et des rapports d'aspect de 0,25 à 3,8. Le FC770 et l'eau ont été utilisés comme frigorigène dans l'installation expérimentale. L'étude a montré que pour $Re < 180$, le Nu expérimental est évidemment inférieur aux valeurs obtenues à partir de corrélations théoriques et augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cependant, pour $Re > 180$, les Nu expérimentaux sont apparemment plus élevés que ceux obtenus par la théorie.

Afin de répondre à la demande croissante d'évacuation de la chaleur, l'échangeur de chaleur compact à faible résistance à haut rendement a gagné plus d'attractions dans les applications d'ingénierie. Et, sur la base des études du flux et du mécanisme de transfert de chaleur dans les microcanaux avec multicouches [23,4], forme de section transversale variable [92,91] et formation de canaux différents [94–67], le dissipateur thermique à microcanaux a été vérifié comme une technologie de refroidissement efficace pour un flux de chaleur élevé.

Pour augmenter le taux de transfert de chaleur, on effectue une analyse comparative de la microchannel avec les techniques de contrôle passif du débit, y compris les structures de l'ailette, de la rainure, de la cavité, du dégagement de la pointe, de la nervure, des générateurs de vortex, de la fossette/saillie et la bifurcation. En particulier, microchannel modifié par pin-fin et fossette intéresse plus de chercheurs. **Kosar et al.** [52] ont étudié expérimentalement le débit d'eau forcé dans le microchannel avec un réseau d'ailettes circulaires/diamantées décalées et en ligne, et ont constaté qu'à faible nombre de Reynolds, la densité des ailettes et les effets de paroi d'extrémité et a ensuite proposé une corrélation modifiée pour prédire la chute de pression dans le microchannel. Plus tard, ils ont étudié le nombre de Nusselt, la résistance thermique et le facteur de frottement du débit d'eau dans un microréservoir avec ailettes décalées dans une large gamme de flux de chaleur [59], et ont constaté que le retard de

la séparation du débit dû aux ailettes compactes à un nombre élevé de Reynolds a réduit les effets de paroi terminale. **Marques et Kelly**[43] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et la pénalité de pression d'un micro-échangeur de chaleur à ailettes, et les résultats ont indiqué que les performances de transfert de chaleur dépassaient toutes celles de l'échangeur de chaleur à plaques parallèles correspondant, Ensuite, un modèle de prévision de l'efficacité du refroidissement pour l'échangeur de chaleur à microailettes dans l'application de refroidissement des aubes de turbine à gaz a été proposé. **Vanapalli et al.** [77] ont procédé à l'analyse de la pénalité de pression de la microchannel à ailettes compactes, et les résultats de différentes coupes transversales ont révélé que la goupille à ailettes en forme de sinus présentait les meilleures performances compte tenu de la pénalité de pression. **Wang et al.** [90] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur du microchannel à ailettes dans une large gamme de nombres de Reynolds, et ont constaté que son coefficient de transfert de chaleur était deux fois celui du microchannel à plaques, En outre, l'aileron avec section triangulaire a montré la meilleure performance de transfert de chaleur. **Isaev et al.** [90] ont étudié numériquement l'amélioration du transfert de chaleur dans le microchannel avec fossette ovale, et 10 % d'augmentation du taux de transfert de chaleur et 13 % d'augmentation de l'efficacité thermique ont été atteints. **Lan et al.** [101] ont étudié numériquement le débit et le transfert de chaleur dans le microchannel refroidi à l'eau avec fossette, et les résultats ont montré que la fosse améliorait le taux de transfert de chaleur avec une pénalité de basse pression. **Gong et al.** [143,145] ont étudié le transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement du microchannel avec fossette utilisée pour le refroidissement des micropuces, et les résultats ont révélé que fossette perturbé le développement de la couche limite et améliorer le transfert de chaleur convective, et une augmentation de 15% du nombre de Nusselt a été obtenue en comparant avec le canal lisse. Les auteurs ont comparé les structures d'écoulement et le mécanisme de transfert de chaleur de microchannel modifié par fossette et autres dispositifs de contrôle d'écoulement avec des nanofluides [95,146] et des fluides non newtoniens [147] en tant que réfrigérants, et a constaté que la fossette peut produire une augmentation considérable du transfert de chaleur avec une performance d'économie d'énergie favorable dans les microchannels refroidis par liquide, puis a proposé de nouvelles corrélations pour prédire le nombre de Nusselt et le facteur de frottement Fanning dans ces applications. À partir des littératures mentionnées ci-dessus, l'ailette peut produire une augmentation considérable du transfert de chaleur dans le microchannel, et l'alvéole peut réduire la pénalité de chute de pression pendant l'augmentation du transfert de chaleur. fin et

dimple sur le développement de haute efficacité à faible résistance micro-canal dissipateur de chaleur pour les applications à flux de chaleur élevé devrait être tenté de mener ensuite.

En outre, récemment, les méthodes d'optimisation ont été largement utilisées dans l'amélioration de la performance du dissipateur thermique microchannel refroidi par liquide. **Ryu et al.** [41] ont effectué une optimisation de la configuration tridimensionnelle du dissipateur thermique à microcanaux au moyen de la technique de descente la plus abrupte, et la résistance thermique a été réduite de plus de 50 % aux résultats de l'optimisation. En outre, ils ont obtenu les paramètres clés affectant l'amélioration du transfert de chaleur. **Wei et Joshi** [42] ont utilisé des algorithmes génétiques pour optimiser la résistance thermique dans le dissipateur thermique à microcanaux empilés, et les résultats ont montré que la longueur et la configuration du canal ont fortement influencé la résistance thermique globale. La géométrie l'optimisation des paramètres du dissipateur thermique à microcanaux effectuée par **Li et Peterson** [72] a révélé qu'une augmentation de 20 % de la performance de refroidissement pouvait être obtenue avec un dispositif de pompage fixe. **Husain et Kim** [79] ont utilisé une analyse de substitution et un algorithme évolutif pour optimiser avec succès la profondeur, la largeur et la largeur de la lame d'un dissipateur thermique à microcanaux refroidi à l'eau. **Wang et al.** [98] ont optimisé la configuration et les paramètres géométriques du dissipateur thermique microchannel refroidi à l'eau au moyen de la méthode à problème inverse, et ont obtenu sa résistance thermique optimale. **Lee et al.** [111] ont effectué une optimisation multi-objectifs de la microchannel avec fossette et saillie, et on a obtenu une augmentation de 28 % de la performance de transfert de chaleur en comparant avec le cas correspondant. **Lin et al.** [123] optimisation de la géométrie et de la vitesse du liquide de refroidissement dissipateur thermique microchannel pour favoriser les performances de flux et de transfert de chaleur et atteindre une résistance thermique minimale. Sur la base des littératures précédentes, les structures géométriques ont de grands effets sur la résistance d'écoulement et la performance de transfert de chaleur du dissipateur thermique microchannel, et l'optimisation principale devrait être axée sur les paramètres géométriques, afin d'obtenir les meilleures performances pour le modèle proposé.

dans ce travail, la structure d'écoulement, les caractéristiques de transfert de chaleur et l'analyse des performances de la microcanal refroidie à l'eau avec ailette et fossette sont étudiées en détail, en outre, l'optimisation des paramètres géométriques est menée au moyen d'un algorithme de recherche de modèle, pour obtenir une configuration optimale pour une performance thermique maximale.

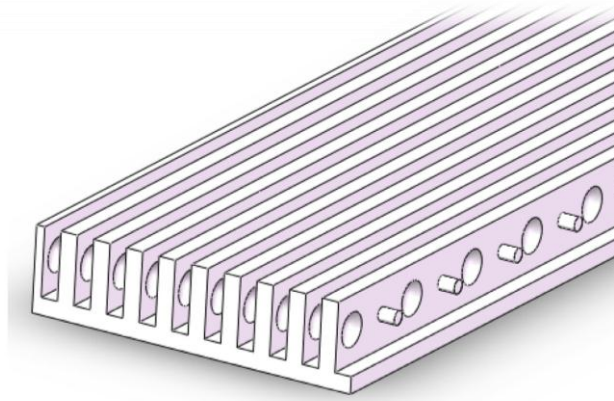


Fig.I.4 :dissipateur thermique à microcanaux[123].

Les dissipateurs thermiques de Microchannel d'abord proposés par **Tuckerman et Pease** [105] peut dissiper le flux de chaleur jusqu'à $\sim 100 \text{ W cm}^{-2}$, et sont donc considérés comme technique de refroidissement prometteuse pour les dispositifs microélectroniques avec flux de chaleur élevés. Outre le taux de dissipation de chaleur élevé, par rapport à techniques de refroidissement conventionnelles, les dissipateurs de chaleur microcanaux offrent également beaucoup d'autres avantages tels que petit volume, poids léger, compact la structure, les faibles besoins en caloporteur, et ainsi de suite [99]. Au cours des dernières décennies, les dissipateurs de chaleur microchannel ont attiré beaucoup d'attention et devenir l'un des sujets de recherche brûlants dans le domaine du transfert de chaleur.

Canaux droits rectangulaires sont couramment utilisés dans microchannel dissipateurs de chaleur. L'écoulement dans les canaux est laminaire en raison de petites pompes des lignes de ligne presque droites. Plusieurs inconvénients pour les canaux droits rectangulaires ont été reconnu. Tout d'abord, le mélange des fluides pauvres en raison des lignes droites conduit à un transfert de chaleur inefficace [93]. Deuxièmement, en raison de la direction unique caractéristiques d'écoulement, les couches limites d'écoulement et de transfert de chaleur s'épaississent le long du circuit, ce qui provoque un gradient de température plus important les canaux, en particulier pour les flux de chaleur élevée [153]. Troisièmement, pour la microélectronique appareils avec des points chauds, les flux de chaleur élevés locaux ne peuvent pas être levés efficacement par les canaux droits rectangulaires [153].

De nombreux efforts ont été consacrés à l'amélioration du débit et de la chaleurtransfert des performances des dissipateurs thermiques à microcanaux par des moyens théoriques,méthodes expérimentales et numériques. Pour réduire la températuregradient le long du circuit d'écoulement, un dissipateur de chaleur à double couche microcanaux a été initialement proposé par **Vafai** [24]. Les études numériques **Xie et al** [108]. Ont démontré que

les dissipateurs thermiques à microcanaux à double couche présenter une résistance thermique plus faible et une capacité de refroidissement plus uniforme que les contreparties monocouches. En outre, double couche microchannelpuits de chaleur avec une configuration à contre-courant montrent une meilleure uniformité du refroidissement par rapport à ceux à écoulement parallèle [109]. Une conception tronquée pour les canaux supérieurs de microchannel à double couche Les dissipateurs de chaleur ont été proposés par le **groupe de Wang** [128]. Ce nouveau design a été réduit considérablement l'effet de chauffage du liquide de refroidissement supérieur, de sorte que ses performances de refroidissement a été grandement améliorée par rapport à l'original conception. La géométrie et les débits dans les microchannels supérieur et inférieur pour les motifs tronqués [129] et originaux [123] à double couche ont été optimisés par le **groupe de Wang** en utilisant une méthode simplifiée-conjuguée-gradient. Diverses formes de canaux telles que demi-cercle [119], en forme de Ω [171], en zigzag [95,134], et canaux avec des nageoires inversées en forme d'arbre [161] ont été conçues pour une conception optimale du dissipateur thermique. Certaines études ont proposé d'insérer des milieux poreux [116,81] ou des matériaux très conducteurs [177] dans des microcanaux pour améliorer le transfert de chaleur des dissipateurs de chaleur microcanaux. Conception de nervures poreuses ont été développées pour remplacer les conceptions conventionnelles de nervures solides pour réduire la chute de pression ou la puissance de pompage d'une seule couche [117] et dissipateurs de chaleur à double couche de microcanaux [166,184]. Outre l'eau, d'autres liquides de refroidissement comme les nanofluides [117,119], R134a [16], le surfactant [8], et dioxyde de carbone transcritique [138], ont également été utilisés dans les microchannelpuits de chaleur. Récemment, **Hajmohammadi et al.** ont proposé un nouvel algorithme pour l'optimisation des voies de conduction basées sur une récursive localisation [178]. Cet algorithme a ensuite été utilisé pour optimiser la géométrie d'un dissipateur de chaleur à double couche microchannel avec un à base d'eau Al_2O_3 nanofluide comme réfrigérant [162]. En outre, l'optimisation des dissipateurs de chaleur microchannel lors des glissements des conditions limites ont été appliquées aux parois du chenal [16].

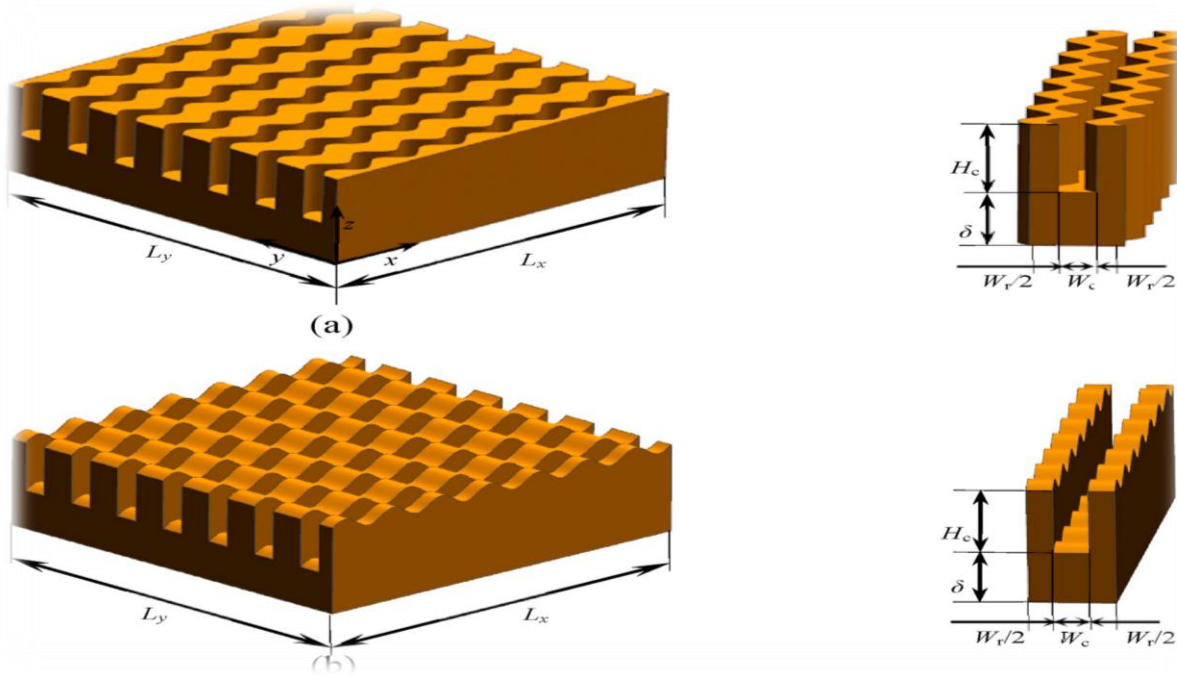


Fig.1.5: Diagrammes des dissipateurs de chaleur à microcanaux ondulés : (a) plan ondulé gauche-droite ; (b) plan ondulé ascendant [16].

Aujourd'hui, la technologie de l'information se développe rapidement, la taille des dispositifs microélectroniques et les puces ont tendance à rétrécir pour la performance d'amélioration, ce qui provoque une production de chaleur extrêmement élevée. L'efficacité de dissipation de chaleur devient une question vitale pour assurer la fiabilité des microprocesseurs et les puces. La gestion thermique des microprocesseurs a été un sujet brûlant suscité des préoccupations d'un nombre croissant de chercheurs. Afin de résoudre le problème de refroidissement des micro-dispositifs, de nombreux nouvelles techniques ont été signalés, par exemple, micro caloduc, micro jetet le dissipateur thermique microchannel (MCHS). Le monophasé refroidissement par liquide des STM est identifié comme l'une des méthodes les plus efficaces de refroidissement de micro-ordinateurs avec les avantages de la compacité, stable fonctionnement et facile à intégrer avec les puces micro ou haute densité systèmes de stockage de données [182]. Encouragés par cela, de nombreuses innovations sont d'améliorer la performance et l'efficacité du Les MSSC, comme l'utilisation de nanofluides comme milieu de travail [183], en remplacement parois solides par des parois poreuses [185], optimisation de la distribution et de l'écoulement de manière [139], créant une perturbation de l'écoulement par une conception nouvelle et microstructures [175–174].

Plusieurs CHSTM nouveaux et sophistiqués sont en mesure d'atteindre une capacité d'évacuation de la chaleur élevée. Les MCHSS avec cavités ou rainures présentent un grand

potentiel pour améliorer le transfert de chaleur. **Chai et al.** [113] ont comparé le transfert de chaleur convectif des MCHS avec différentes cavités expérimentalement et numériquement. La chute de pression, le transfert de chaleur et la résistance thermique dans les nouveaux microcanaux ont été comparés avec le microcanal classique. Le transfert de chaleur a été amélioré par l'interruption de la couche limite thermique et l'écoulement secondaire. **Ahmed et al.** [132] ont étudié la forme et les dimensions géométriques des rainures dans un nouveau microcanal. La conception optimale a été obtenue en faisant varier les paramètres structurels. **Xia et al.** [131] ont exploré la morphologie du transfert de chaleur et de l'écoulement dans les STM avec des cavités en forme d'éventail. Le rendement du microdissipateur thermique a été évalué en fonction de la résistance thermique totale et du facteur d'amélioration thermique. Les résultats ont montré que le STM complexe avait un rendement global supérieur en raison de la zone de transfert de chaleur élargie, de la couche limite réaménagée et de l'advection chaotique.

Les MCHSS avec nervures ou ailettes présentent également une efficacité de transfert de chaleur élevée en raison de la perturbation et de l'accélération de l'écoulement intensifiées. **Chai et al.** [144] ont exposé les caractéristiques thermo-hydrauliques dans les STM avec nervures décalées. La nouvelle conception a amélioré le transfert de chaleur au détriment de l'accroissement de la résistance d'écoulement. Ensuite, ils ont mené une série d'études numériques pour optimiser la géométrie et la disposition des côtes [160,176]. **Wang et al.** [165] ont suggéré que le micro Channel à nervures rectangulaires inclinées sur les surfaces supérieure et inférieure pourrait modifier le schéma d'écoulement et améliorer le transfert de chaleur. Les paramètres géométriques comme la longueur, la largeur, la hauteur, l'angle d'attaque des nervures ont eu une grande influence sur le transfert de chaleur, qui ont été évalués par le nombre de Nusselt (Nu) avec une puissance de pompage identique. **Ghani et al.** [155] ont proposé un STM avec des canaux secondaires et des nervures rectangulaires. L'effet combiné des canaux secondaires et des nervures a été discuté et les paramètres géométriques ont présenté une influence distincte sur le rendement global. **Jia et al.** [168] ont introduit des ailettes en forme de cône au centre du micro Channel. Ils ont conclu que la nouvelle structure améliorerait le transfert de chaleur accompagné d'une forte chute de pression. Et les paramètres géométriques optimaux ont été obtenus en termes d'amélioration thermique facteur.

La structure combinée des cavités et des nervures/ailettes dans les MCHSS a mis en évidence ses avantages pour améliorer davantage le transfert de chaleur. Plusieurs chercheurs ont constaté que les CHSM avec cavités et nervures sur les parois latérales présentaient des performances supérieures en raison des effets de jet/étranglement et des vortex

longitudinaux/transversaux [172,122]. En outre, certains chercheurs ont disposé des ailettes au centre des microchaînes avec des cavités et ont étudié les performances de transfert de chaleur et d'écoulement des nouvelles structures [154-179]. Les dimensions géométriques des microstructures ont été étudiées et évaluées en fonction du facteur de frottement, du facteur Nu et du facteur d'amélioration thermique/critère d'évaluation du rendement (CEE). Les résultats ont montré que la combinaison des cavités et des ailettes a été en mesure d'améliorer le transfert de chaleur évidemment. **Japar et al.** [167] ont proposé un nouveau micro Channel avec cavités, ailettes et canaux secondaires. Le micro Channel complexe a été bénéfique pour le réaménagement de la couche limite thermique et le mélange d'écoulement. Les pertes irréversibles d'écoulement et de transfert de chaleur ont également été réduites en fonction de la génération d'entropie.

Le principe de synergie de champ, proposé d'abord par **Guo et al.** [22], indiquait que le transfert de chaleur convectif était lié à l'angle de synergie entre le vecteur de vitesse et le gradient de température. La relation de synergie entre les champs de température et de vitesse des fluides a été adoptée pour analyser l'essence de l'amélioration du transfert de chaleur et évaluer la performance des micro-dispositifs [12,158-141]. En outre, le mécanisme de génération d'entropie proposé par **Bejan** [12] était également un critère d'évaluation pour le transfert de chaleur par convection dans les micro-dissipateurs de chaleur. L'irréversibilité du flux et du transfert de chaleur pourrait être analysée par génération d'entropie. Les mécanismes de transfert et d'écoulement de chaleur ont pu être révélés par la seconde loi de la thermodynamique. Ainsi, la génération d'entropie a été appliquée pour étudier les caractéristiques thermodynamiques des dispositifs micro dans certaines études [122,170,167,114].

Dans nos travaux précédents [149,157], les microchannels avec cavités et ailettes (cavités disposées sur le flanc et ailettes au centre du canal) ont été conçus pour intensifier la perturbation du fluide dans le flux laminaire. Le transfert de chaleur a été considérablement amélioré au détriment de l'augmentation évidente de la chute de pression et de la perte de frottement. La baisse de pression plus élevée est non seulement défavorable à l'encapsulation et l'intégration de la puce, mais conduit également à une plus grande consommation d'énergie. Ainsi, afin d'améliorer davantage la performance globale de ce type de STM et de réduire sa chute de pression, les nouvelles combinaisons de cavités et d'ailettes ont été proposées et les effets de la forme de l'aileron sur la performance thermohydraulique ont été étudiés numériquement dans ce travail. L'objectif principal de cette étude était d'améliorer le transfert de chaleur avec une chute de pression acceptable, de révéler le mécanisme de transfert de

chaleur du nouveau microchannel du point de vue de la première et deuxième loi de la thermodynamique in-profondeur, évaluer le mérite relatif de différents microcanaux en fonction de différents critères de performance. Tout d'abord, en raison de la faible résistance d'écoulement de l'aile de goupille profilé [168,152,159], les caractéristiques thermiques et hydrauliques dans les MCHS avec cavités triangulaires isocèles et quatre ailettes différentes ont été analysées. Deuxièmement, les mécanismes de l'amélioration du transfert de chaleur dans les nouveaux MCHSS ont été révélés dans la perspective de la synergie de champ et de la seconde loi de la thermodynamique. Enfin, l'effet de la forme de la dérive sur les performances globales des MCHSS a été étudié en adoptant la résistance thermique et la PEC. Une meilleure optimisation et une meilleure compréhension physique de la combinaison des cavités et des ailettes peuvent améliorer l'économie du système de refroidissement des puces et application pratique du refroidissement liquide microchannel.

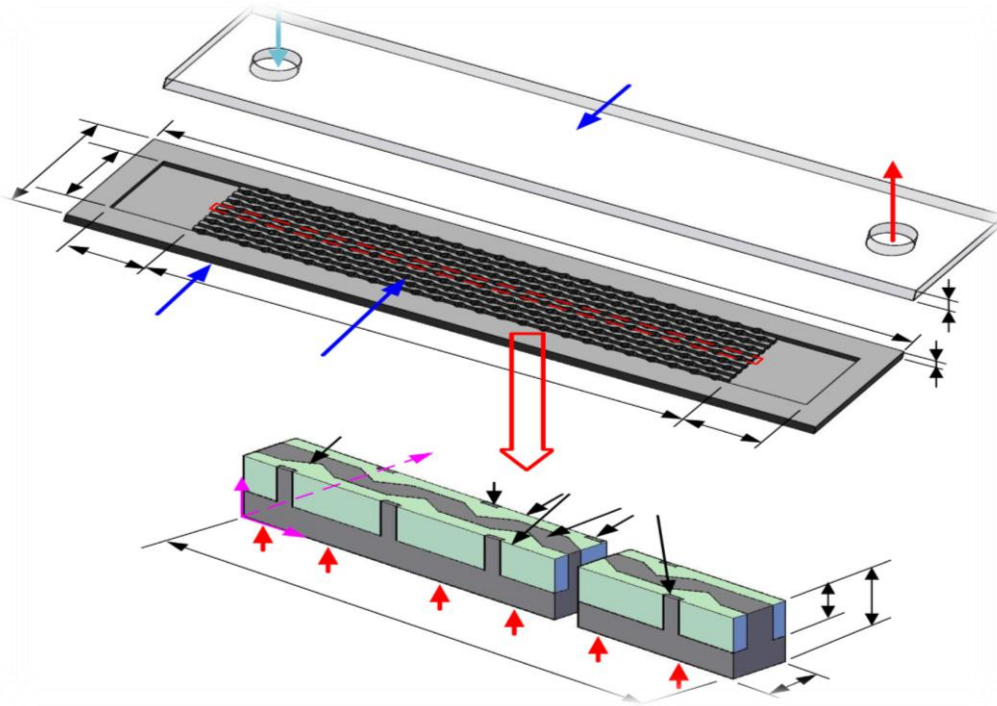


Fig.I.6 : (a) Schéma du dissipateur thermique à microcanaux et (b) dimensions géométriques du domaine de calcul (unité : μm) [189].

La fig. 6 (a) présente le schéma du microdissipateur de chaleur, qui comprend dix microcanaux parallèles. L'eau désionisée et le silicium sont choisis comme milieu de refroidissement et comme substrat solide, respectivement. La couverture de verre de $500 \mu\text{m}$ d'épaisseur est collée au substrat de silicium pour former les passages fermés. L'entrée et la sortie du dissipateur thermique sont fabriquées sur le couvercle en verre. Les dimensions globales du substrat de silicium sont de $14000 \mu\text{m}$ de longueur, $3100 \mu\text{m}$ de largeur et 350

µmde hauteur, respectivement. En raison de la symétrie de l'ensemble du microdissipateur de chaleur, seule une partie symétrique du dissipateur de chaleur est sélectionnée comme domaine de simulation numérique, qui est marqué par une boîte pointillée rouge. La structure et les dimensions du domaine de calcul sont indiquées à la Fig. 6 (b). La longueur (L_{ch}), la largeur (W_{ch}) et la hauteur (H_{ch}) d'une seule microchannel sont respectivement de 10000 µm, 100 µm et 200 µm. Les cavités sont disposées sur les parois des microchannels et les ailettes sont situées au centre des microchannels.

Les progrès incessants de l'innovation en matière de données et de communication au 21^e siècle font apparaître des technologies progressives telles que l'informatique distribuée, le 5 G, le réseau des objets et l'intelligence artificielle (IA). Au contraire, les limites et l'empilage thermique pour les applications de pointe en électronique et en communication continuent d'augmenter. L'intérêt croissant de systèmes électroniques efficaces, plus rapides et plus compacts a conduit à la miniaturisation et à l'intégration de tels appareils électroniques. Les composants microélectroniques plus rapides et avancés intègrent un plus grand nombre de transistors dans un espace confiné, ce qui entraîne la génération continue et énorme de chaleur dans les puces microélectroniques. Cette chaleur doit être évacuée en continu pour maintenir la température de fonctionnement des puces microélectroniques en dessous de la limite admissible ($< 85\text{ °C}$) [164]. Si cette chaleur n'est pas dissipée efficacement, la température des copeaux continue d'augmenter, ce qui entraîne une détérioration des performances et raccourcit la durée de vie des composants microélectroniques. De cette façon, les besoins continus de dissipation de chaleur élevée à partir de l'espace restreint des composants électroniques rendent la gestion thermique difficile et nécessite l'exploration de techniques avancées de dissipation de la chaleur. Pour une meilleure dissipation de la chaleur, les stratégies de refroidissement ordinaires (convection naturelle ou refroidissement à air soufflé par ventilateur) ont été surpassées par des méthodes de refroidissement potentielles telles que les dissipateurs de chaleur micro/mini-canaux (MCHS), l'impaction de jet, les microcaloducs plats et le stockage de l'énergie de changement de phase [65].

Tuckerman et Pease [4] ont pour la première fois procédé au remplacement d'un dissipateur thermique à microcanaux monocouches (SL-MCHS) en 1981. Il trouve ses applications dans le domaine des systèmes thermiques militaires, nucléaires, médicaux, photovoltaïques concentrés et de l'industrie électronique. Il offre de nombreux avantages tels que la compacité, la fiabilité, la légèreté, la faible quantité de liquide de refroidissement et le faible coût d'exploitation [128]. Cependant, un SL-MCHS conventionnel présente les inconvénients d'une non uniformité de la température du substrat et d'une chute de haute

pression à travers les canaux qui conduisent à des points chauds locaux, à une fiabilité réduite et à une durée de vie plus courte des composants électroniques. Pour remédier à ces problèmes, **Vafai et Zhu** [23] ont mis au point le SSCM à double couche (SSCM-DL) en 1999. Avec cette géométrie, ils ont réussi à réduire la non-uniformité de la température dans le substrat. Toutefois, la question de la chute de pression élevée n'a pas été résolue. Par la suite, d'importantes recherches numériques et analytiques sur le DL-MCHS ont été effectuées [45]. Les efforts de recherche ont été principalement mis en œuvre pour améliorer les performances thermiques du DL-MCHS en modifiant les formes des canaux [150–137] et les configurations du MCHS [151-140], en introduisant des liquides de refroidissement avancés tels que les nanofluides [127–173] et en optimisant les paramètres géométriques [189–141]. Pour l'optimisation, diverses techniques ont été proposées et adoptées par les chercheurs. Comme **Mosa-vati et al.** [115] ont proposé une nouvelle technique de solution normalisée de conception de limite inverse non itérative utilisant la méthode de Monte Carlo rétrograde pour résoudre le problème de limite de rayonnement inverse dans une condition d'équilibre radiatif dominant de four 3D. De plus, Mosa-vati et al. ont résolu le problème de la conception de la limite inverse de la convection naturelle – rayonnement en combinant le MCM rétrograde et la méthode du volume fini (FVM) pour le flux de convection libre instable [106] et le four de convection sans rayonnement rempli de réflexion spéculaire et milieux participants [136]. Leurs résultats rapportés démontrent l'efficacité et la précision des méthodes d'optimisation proposées.

La recherche principale sur le DL-MCHS a consisté à améliorer les performances de refroidissement en rompant les couches limites thermiques et hydrodynamiques pour réduire la question de la non-uniformité de la température dans le substrat, qui émane de la pénalité de chute plus élevée. Inversement, on a accordé moins d'importance à l'amélioration de la performance thermique globale du DL-MCHS en réduisant la chute de pression totale à travers le canal. Sur la base des faits ci-dessus, il est observé qu'il y a un plus grand besoin de développer un DL-MCHS compact, efficace et rentable qui peut surmonter les problèmes de non-uniformité de température dans le substrat et de chute de pression élevée simultanément. En outre, la majeure partie de la recherche rapportée sur le DL-MCHS a été réalisée en adoptant des techniques numériques et analytiques qui impliquaient des hypothèses et ne pouvaient pas donner un aperçu des applications réelles. Les études expérimentales sur le DL-MCHS ont été rares et réalisées pour le DL-MCHS classique avec des canaux droits qui offrent une chute de pression plus élevée [78-142]. En résumé, les études sur la conception efficace d'un DL-MCHS, qui offre moins de chute de pression et réduit la non-uniformité de

la température sans perdre beaucoup de transfert de chaleur, sont encore intacts. Par conséquent, des investigations expérimentales systématiques ainsi que le développement d'un nouveau DL-MCHS pour comprendre les instabilités thermiques associées au DL-MCHS, sont très attendus.

Afin de contourner les problèmes de recherche susmentionnés, les auteurs ont proposé le nouveau concept de dissipateur thermique à double couche de largeur de canal variable (VW_C DL-MCHS) [180]. Dans la géométrie VW_C DL-MCHS, les canaux d'écoulement continu du DL-MCHS conventionnel ont été remplacés par des canaux de largeur variable pas à pas dans les couches supérieure et inférieure. Ceci, à son tour, a réduit le diamètre hydraulique des canaux d'écoulement dans le sens du courant. Les auteurs ont réalisé les études numériques sur un VW_C DL-MCHS et comparé les résultats obtenus avec les SL- et DL-MCHS conventionnels [181]. Les résultats ont montré que le contre-flux VW_C DL-MCHS sans chevauchement s'est mieux comporté et a donné une amélioration globale des performances thermiques de 8,68 fois par rapport au SL-MCHS conventionnel et 3,73 fois plus élevé que le DL-MCHS conventionnel. On a observé une diminution de 58,84 % de la non-uniformité de la température dans le substrat d'un DL-MCHS C de VW avec un chevauchement nul ($\lambda=0,8$ dans la couche inférieure) par rapport à un SL-MCHS conventionnel et de 53,67 % par rapport à un DL-MCHS conventionnel. En outre, la chute de pression d'un VW_C DL-MCHS avec un chevauchement nul ($\lambda=0,8$ in the lower layer) a été observée comme une augmentation de 44,04% par rapport à un SL-MCHS conventionnel et de 42,14% par rapport à un DL-MCHS conventionnel.

Les investigations numériques à base d'eau sur VW_C DL-MCHS ont ensuite été étendues avec des liquides de refroidissement efficaces tels que les nanofluides à base d'eau (CuO-water et Al₂O₃-water) et les boues de matériau nano-encapsulé de changement de phase (NEPCM) [187]. Les résultats obtenus ont confirmé le potentiel d'une VW_C DL-MCHS sans chevauchement et ont donné une amélioration maximale de la performance thermique d'environ 2,27 à 3,22 fois supérieure à la DL-MCHS conventionnelle. Pénalité de chute de pression globale d'un VW_C DL-MCHS avec aucun chevauchement en utilisant des liquides de refroidissement avancés sont réduits de 42,4 % à 47,84 % par rapport aux liquides de refroidissement avancés conventionnels DL-MCHS.

En un mot, VW_C DL-MCHS avec aucun chevauchement a émergé comme configuration prééminente. Cependant, l'applicabilité de ce géo-essai est essentielle pour être explorée expérimentalement afin d'obtenir la vie réelle en vue ainsi que de valider l'hypothèse numérique. La présente étude est le travail de recherche en cours des auteurs et visait à valider

expérimentalement le potentiel de cette géométrie VW_C DL-MCHS. La configuration expérimentale a été développée pour étudier l'influence des différents flux de chaleur et du liquide de refroidissement Re sur la performance thermo-hydraulique d'un VW_C DL-MCHS sans chevauchement. Les résultats de recherche des travaux expérimentaux ont été comparés avec les investigations numériques effectuées. Les auteurs estiment que les travaux de recherche sur cette géométrie VW_C DL-MCHS ont un excellent potentiel et serviront de résultats de référence pour les systèmes de refroidissement basés sur MCHS.

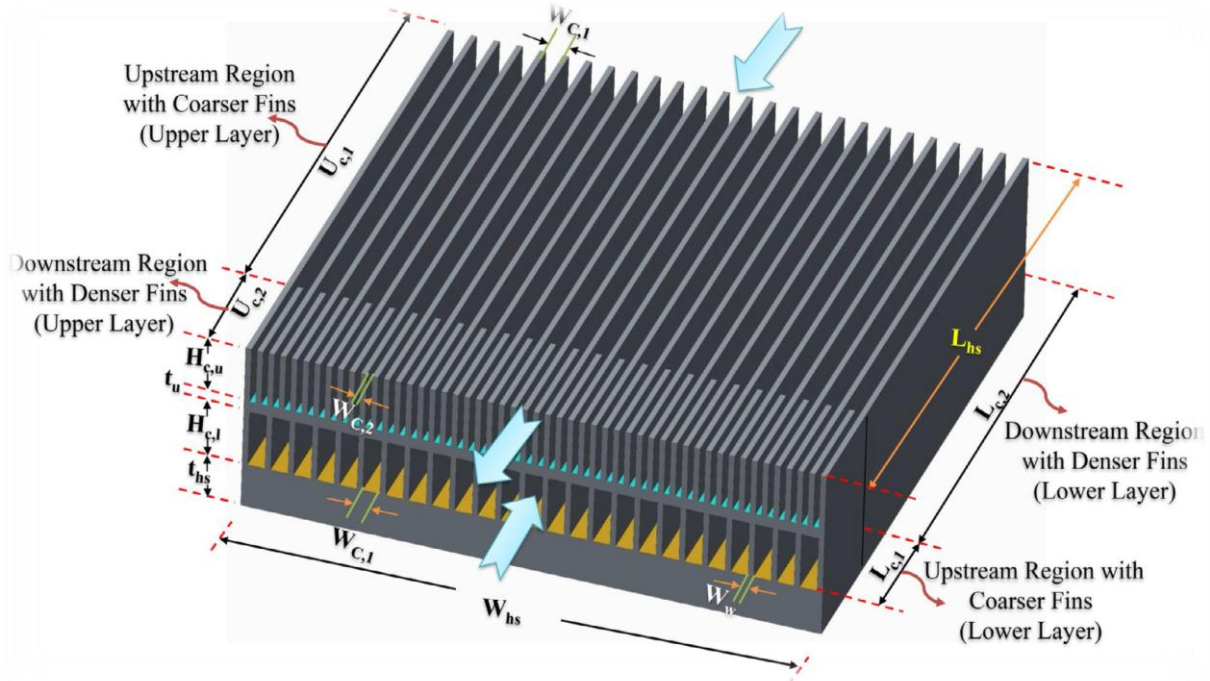


Fig.1.7: Vue CAD d'un VW_C DL-MCHS sans chevauchement[187].

I.3 Conclusion

Plusieurs technologies de réfrigération sont étudiées dans ce chapitre dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de réfrigération. Ces technologies comprennent le refroidissement par convection naturelle et conventionnelle et les systèmes contemporains qui utilisent des courants gazeux et liquides. Pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur, les chercheurs ont mené des expériences analytiques, numériques et expérimentales. Les résultats de leur étude sont parfois très précis, voire contradictoires, en termes de débit et de transfert de chaleur. Selon plusieurs études, les transferts de chaleur augmentent jusqu'à une diminution de la viscosité des fluides, tandis que d'autres se manifestent par une diminution du diamètre du canal. De nombreuses raisons ont été données pour expliquer certaines des différences de comportement, et diverses questions ont été posées pour expliquer ces différences, ainsi que les limites de l'utilisation de systèmes de plus en plus complexes. A cet égard, nous allons mener cette recherche en simulant les flux de chaleur dans les microcanaux.

CHAPITRE II:
**Généralités sur les techniques
de refroidissement par les
dissipateurs de chaleur
à micro anneaux**

II.1 Introduction

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

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

Ce chapitre contient une étude descriptive des trois modes de transfert de chaleur ainsi que des informations sur les dissipateurs thermiques. Nous Étudierons ses différents types et les applications dans l'industrie électronique. Et nous étudierons aussi différentes méthodes de refroidissement utilisant des dissipateurs à micro-canaux

II.2Généralité sur le transfert de chaleur

Un transfert thermique, nommé couramment plusieurs chaleurs, est un transfert d'énergie microscopique désordonnée. Cela correspond en réalité à un transfert d'agitation thermique entre particules, au gré des chocs aléatoires qui se produisent à l'échelle microscopique .

Il y existe trois modes de transfert :

Conduction : la chaleur passe d'un corps à un autre, par contact.

Convection : un corps qui se déplace emmène avec lui, la chaleur qu'il contient. La quantité de chaleur ainsi transportée peut être importante, surtout dans le cas d'un changement de phase.

Rayonnement (radiation) : l'ensemble des corps émettent de la lumière, selon leur température, et sont eux-mêmes aient par la lumière qu'ils absorbent.[166].

II.2.1 Transfert de chaleur par convection

La convection est le mode de transfert de chaleur qui se produit dans les fluides ou gaz. Elle intervient dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection.

- **Convection libre (naturelle)** : au mouvement du fluide est causé par un champ de forces intérieures.
- **Convection forcée** : provoquée par une force mécanique, circulation d'un fluide à

l'aide d'une pompe dans les échangeurs de chaleur.

Le flux de chaleur entre la surface chaude et le liquide est proportionnel. Le coefficient d'échange thermique s'appelle la convection et est noté h .

Considérant la relation suivante :

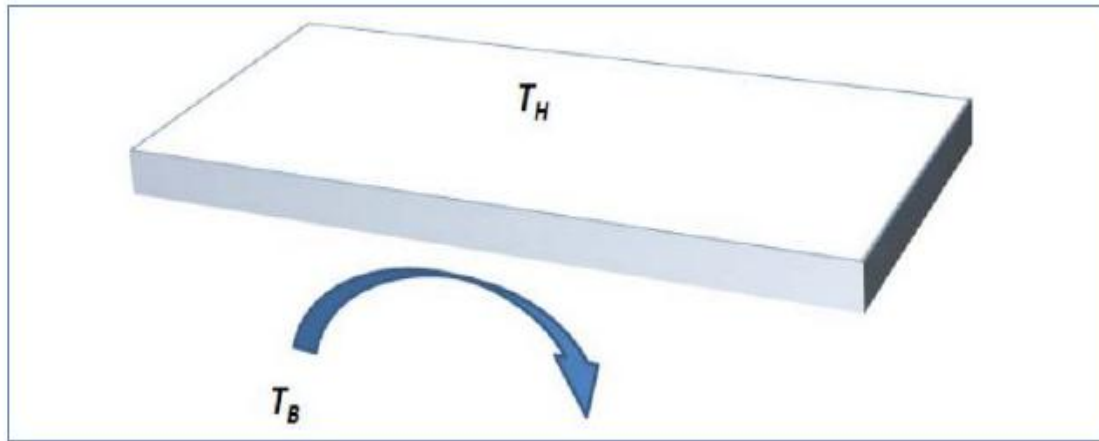


Figure.II.1: Illustration d'échange convectif entre un milieu fluide et une surface[166].

$$\phi = h \cdot S(T_H - T_B) \quad (0-1)$$

ϕ : est flux de chaleur en w

h : Est coefficient de convection en $\frac{w}{m^2} \cdot k$

s : La surface d'échange entre le solide et le fluide en m^2

II.2.2 Transfert de chaleur par conduction

C'est le transfert de chaleur à l'intérieur d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sans l'influence d'une différence de température. La programmation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par électrons libres. Les nano fluides améliorent et amplifient la conductivité thermique.

La conductivité thermique, notée k (W /m. K), est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. La conductivité thermique par rapport aux les performances thermiques d'un fluide caloporteur est une propriété très importante .

La loi de Fourier est la loi principale qui décrit le processus de dégagement de chaleur.

La relation est donnée comme suit :

$$d\phi = -k \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \cdot Dt \quad \text{II-2}$$

$d\phi$: Flux de chaleur transmis par conduction (w)

k : Conductivité thermique du milieu ($wm^{-1}c^{-1}$)

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

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en x en ($k.m^{-1}$)

Le flux de chaleur ϕ en watt qui circule en x : $\phi = \frac{d\phi}{dt} = -k \cdot s \frac{dT}{dx}$

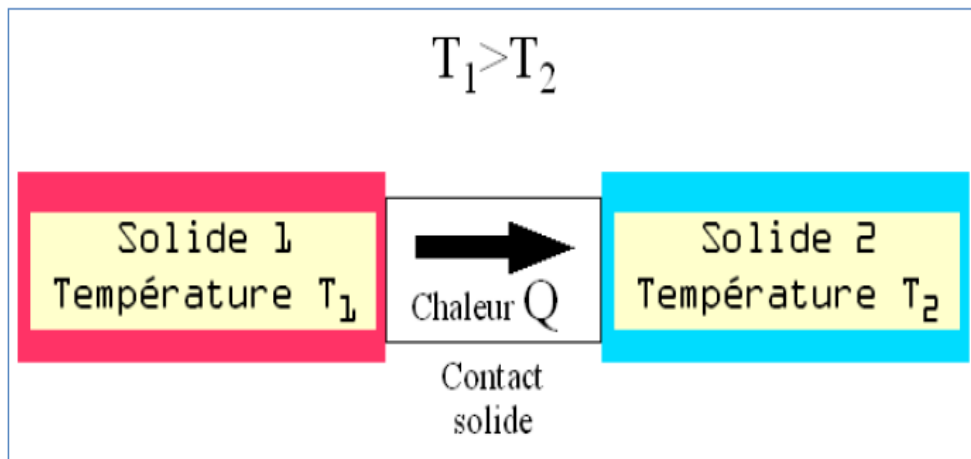


Figure.II.2: principe de la conduction thermique[166].

II.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Le terme rayonnement est appliqué à l'ensemble des échanges d'énergie à distance entre les corps par des ondes électromagnétiques. Les échanges peuvent avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques. L'action d'un rayonnement sur un milieu dépend de sa longueur d'onde. On retiendra que le rayonnement thermique émis par les corps se situe entre k (10^{-7} m et 10^{-4} m) et se divise en deux : le spectre visible, le spectre invisible. Exprimer la relation suivante :

$$\phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S(T_s^4 - T_a^4) \quad \text{II-30}$$

ϕ : Flux de thermique: (w)

σ : Constante de Stéphan Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8} (Wk^{-4}m^{-2})$

ε : Facteur d'émission de la surface.

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

T_s : Température de la surface(k)

T_a : Température du milieu environnant la surface (k)

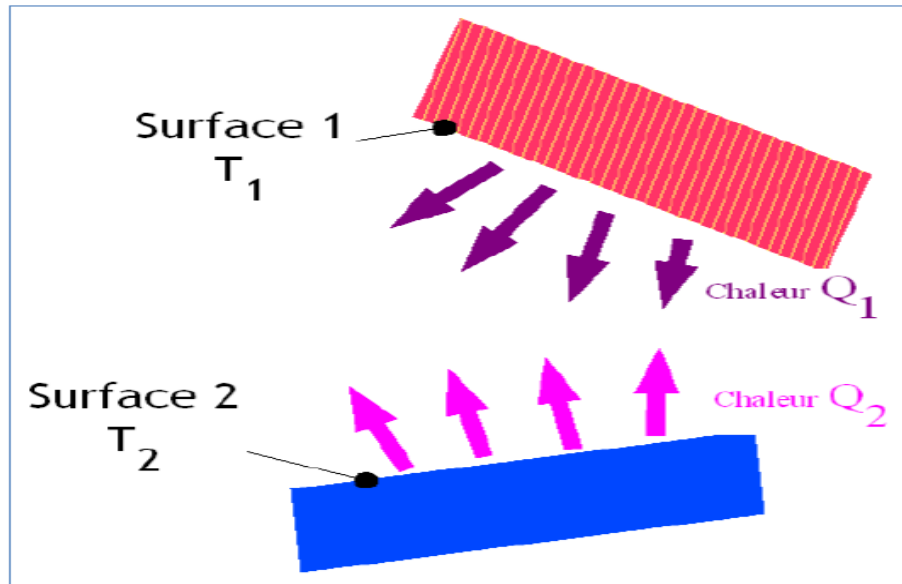


Figure.II.3 :Principe du rayonnement thermique[166].

II.3 Dissipateur de chaleur

Un dissipateur de chaleur est une pièce d'ingénierie qui transfère la chaleur d'un appareil électronique ou mécanique à un milieu fluide, souvent de l'air ou un liquide de refroidissement, où elle est dissipée loin de l'appareil, permettant ainsi la régulation de la température de l'appareil [183].

Dans les ordinateurs, les dissipateurs de chaleur sont utilisés pour refroidir les processeurs, les GPU et certains chipsets et modules de RAM.

Les dissipateurs thermiques sont utilisés avec des dispositifs à semi-conducteurs haute puissance tels que des transistors de puissance et l'optoélectronique comme les lasers et les diodes électroluminescentes (LED), où la capacité de dissipation thermique du composant lui-même est insuffisante pour modérer sa température [187].

II.4 Principe du Dissipateurdechaleur

La loi de Fourier de la conduction thermique stipule que si un gradient de température est présent dans un corps, la chaleur sera transférée d'une région à haute température à une région de température permise. Et, cela peut être réalisé de trois manières différentes, telles que convection, rayonnement et conduction.

Chaque fois que deux objets avec une température différente entrent en contact l'un avec l'autre, la conduction se produit, provoquant la collision des molécules à déplacement rapide de l'objet à haute chaleur avec les molécules à déplacement lent des objets plus froids, et ainsi, transfère l'énergie thermique à l'objet plus froid.et ceci est appelé conductivité thermique.

De même, le dissipateur thermique transfère la chaleur ou l'énergie thermique d'un composant à haute température vers un milieu à basse température comme l'air, l'eau, l'huile, etc. Habituellement, l'air est utilisé comme milieu à basse température et, si l'eau est utilisée comme milieu, alors il est appelé plaque froide.

Dans la thermodynamique, un dissipateur de chaleur est un réservoir de chaleur qui peut absorber une quantité arbitraire de chaleur sans changer de température de manière significative. Les dissipateurs de chaleur pratiques pour les appareils électroniques doivent avoir une température supérieure à l'environnement pour transférer la chaleur par convection, conduction et rayonnement. Les alimentations électriques ne sont pas efficaces à 100%, ce qui entraîne une chaleur supplémentaire qui peut nuire à la fonction de l'appareil. En tant que tel, un dissipateur de chaleur est inclus dans la conception pour disperser la chaleur pour améliorer la consommation d'énergie efficace [187].

II.5 Dissipateur de chaleur à micro-canaux

Les dissipateurs de chaleur à micro-canaux ont fait l'objet de plusieurs investigations, en raison de leurs capacités à dissiper de fortes puissances thermiques dans des espaces relativement réduits. Les fluides de refroidissement les plus souvent utilisés dans les dissipateurs de chaleur sont l'air, l'eau et les fluides frigorigènes[113], Les dissipateurs de chaleur à micro-canaux présentent un coefficient de transfert de chaleur par convection élevé, ce qui est particulièrement bénéfique pour le refroidissement de l'électronique de haute gamme[186].

II.5.1 Matériau du dissipateur de chaleur

Les matériaux de dissipation thermique les plus courants sont les alliages d'aluminium. L'alliage d'aluminium 1050 a l'une des valeurs de conductivité thermique les plus élevées à $229 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ [8] mais il est mécaniquement mou. Les alliages d'aluminium 6060 (faible contrainte), 6061 et 6063 sont couramment utilisés, avec des valeurs de conductivité thermique de 166 et $201 \text{ W / m} \cdot \text{K}$, respectivement. Les valeurs dépendent de l'état de l'alliage. Les dissipateurs de chaleur en aluminium monobloc peuvent être fabriqués par extrusion, moulage, biseautage ou fraisage.

Le cuivre a d'excellentes propriétés de dissipateur thermique en termes de conductivité thermique, de résistance à la corrosion, de résistance à l'encrassement biologique et de résistance aux antimicrobiens (voir aussi Cuivre dans les échangeurs de chaleur). Le cuivre a environ deux fois la conductivité thermique de l'aluminium, environ $400 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ pour le cuivre pur. Ses principales applications sont dans les installations industrielles, les centrales électriques, les systèmes solaires thermiques d'eau, les systèmes CVC, les chauffe-eau au gaz,

les systèmes de chauffage et de refroidissement à air pulsé, le chauffage et le refroidissement géothermiques et les systèmes électroniques.

Le cuivre est trois fois plus dense et plus cher que l'aluminium. Les dissipateurs thermiques en cuivre d'une seule pièce peuvent être fabriqués par biseautage ou fraisage. Les ailettes en tôle peuvent être soudées sur un corps rectangulaire en cuivre. Le cuivre est moins ductile que l'aluminium, il ne peut donc pas être extrudé dans des dissipateurs thermiques [187].

II.5.2 Formes d'ailettes

Il existe plusieurs configurations d'ailettes (voir figure ci-dessous), dont le choix est en pratique, conditionné par de nombreux critères : l'espace disponible dans le système, le poids, la facilité de fabrication, les coûts. Le fait de décaler les ailettes permet d'intensifier l'échange avec l'air qui circulera entre elles en cassant les couches limites qui se forment entre les ailettes. Il faut toutefois pouvoir canaliser le flux d'air circulant entre les ailettes en convection forcée, pour éviter le phénomène de flow-bypass qui réduira les performances thermiques du dissipateur défini

La figure. (II-4): présente quelques exemples de systèmes à ailettes utilisés dans différents domaines d'application [185].

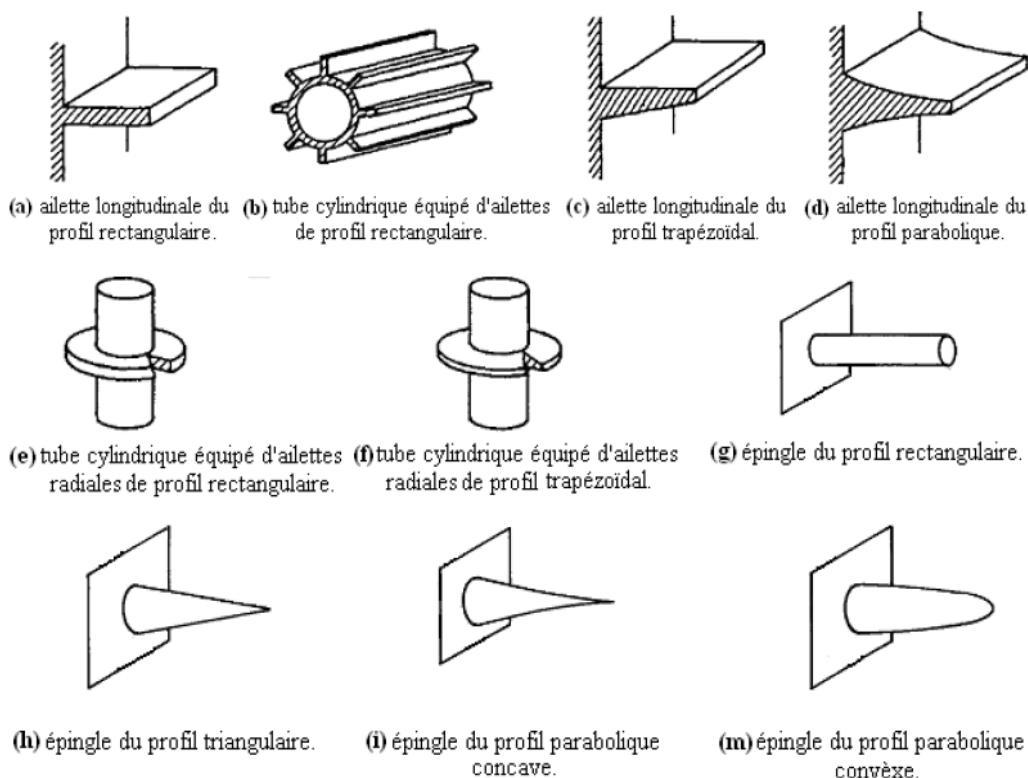


Figure.II.4: différent type des ailettes[185].

II.5.3 Efficacité d'ailette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée par l'ailette à la puissance thermique théorique qu'elle serait capable d'échanger si toute la surface de l'ailette est à la température de sa base T [119].

$$\eta = \frac{q_{réel}}{q_{th}}$$

II.6 Les différents types des dissipateurs thermiques

En voici quelques-uns pour différents types de dissipateurs de chaleur couramment utilisés. Ils se classés selon débit d'air, matériau, utilisation d'eau et processus de fabrication.

II.6.1 Dissipateur thermique classé Selon flux d'air

II.6.1.1 Dissipateur thermique passif

Les dissipateurs thermiques passifs sont ceux qui ne reposent pas sur un flux d'air forcé (ventilateurs) et sont considérés comme plus fiables que les solutions actives. Un bon exemple est un dissipateur de chaleur qui sert également de boîtier de périphérique. Dans cet exemple, la chaleur est déplacée d'un ou plusieurs composants générant de la chaleur vers une ou plusieurs parois de l'enceinte. Ces murs ont généralement un réseau d'ailettes exposé à l'air ambiant extérieur[188].

II.6.1.2 Dissipateur de chaleur actif

Les ensembles dissipateurs thermiques qui ont un dispositif alimenté tel qu'un ventilateur ou une soufflante à proximité immédiate de la surface de l'échangeur thermique sont des dissipateurs thermiques actifs. Ceux-ci incluraient également des dissipateurs de chaleur qui reposent sur le liquide pompé pour éliminer la chaleur latente de la source de chaleur. Étant donné que les dissipateurs thermiques actifs dépendent de l'air forcé pour traverser la zone des ailettes, ils sont plus efficaces, ce qui se traduit par une conception de dissipateur thermique plus petite et plus légère.



Figure.II.5 Dissipateur de chaleur passive/ Dissipateur de chaleur actif [188].

II.6.2 Dissipateurs thermiques classés selon matériau

Le matériau du dissipateur thermique pour les applications de refroidissement électronique est presque toujours en aluminium ou en cuivre.

II.6.2.1 Dissipateur de chaleur en aluminium

L'aluminium est léger, facile à fabriquer et économique, ce qui en fait un choix idéal pour la plupart des dissipateurs thermiques. Les alliages 6061 et 6063 sont les alliages les plus courants tandis que 1050 et 1100 sont plus purs avec une conductivité légèrement plus élevée. Sa capacité à déplacer la chaleur, la conductivité thermique, est d'environ la moitié du cuivre. Cela limite la distance à laquelle la chaleur peut être déplacée, conduite, loin de la source de chaleur à la base d'un dissipateur thermique

II.6.2.2 Dissipateur de chaleur en cuivre

Avec une conductivité thermique d'environ 400 W/m-K, le cuivre est utilisé lorsque les dissipateurs thermiques ont besoin d'être améliorés. Les alliages typiques pour les plaques de cuivre sont le CDA110 (391 w/mK). L'inconvénient est que le cuivre est 3 fois plus lourd et deux fois plus cher que son homologue en aluminium. Il est également légèrement plus lent à travailler que l'aluminium. Certains types de dissipateurs thermiques, comme les ailettes collées, peuvent être constitués des deux matériaux : un pour la base et l'autre pour les ailettes

II.6.3 Dissipateurs de chaleur classés selon utilisation d'eau

Aussi maladroite que cette catégorie puisse paraître, elle ne comprend en réalité que des assemblages de dissipateurs thermiques en métal solide, des dissipateurs thermiques utilisant des dispositifs biphasés et des dissipateurs thermiques à liquide pompé.

II.6.3.1 Dissipateur de chaleur en métal solide

Les dissipateurs thermiques en métal massif se composent d'une base dans laquelle la chaleur est absorbée et d'un réseau d'ailettes à partir duquel la chaleur est dissipée dans l'air ambiant. Selon le processus de fabrication du dissipateur thermique, la base et les ailettes peuvent être fabriquées à partir de différents métaux - cuivre ou aluminium pour le refroidissement de l'électronique. En règle générale, ce sont les types de dissipateurs thermiques les moins chers.

II.6.3.2 Dissipateur de chaleur liquide pompé

Les dissipateurs thermiques utilisant un liquide pompé font généralement référence à une configuration dans laquelle la pompe et le réseau d'ailettes sont éloignés de la source de chaleur. Le liquide est pompé dans une plaque froide fixée à la source de chaleur. Il retourne ensuite au réseau d'ailettes pour être refroidi. Bien que très efficace pour évacuer la chaleur, c'est la méthode la moins fiable pour refroidir l'électronique.

II.6.3.3 Dissipateur thermique biphasé

Les chambres à vapeur et les caloducs sont les dispositifs biphasés les plus courants et peuvent être incorporés dans des ensembles de dissipateurs thermiques pour améliorer les performances. Les performances globales de l'ensemble dissipateur thermique sont améliorées du fait de la conductivité thermique très élevée de ces dispositifs biphasés. En règle générale, les caloducs déplacent la chaleur de la source de chaleur vers un réseau d'ailettes distant tandis que les chambres à vapeur sont utilisées pour diffuser la chaleur à travers la base d'un réseau d'ailettes local. Ces types de dissipateurs thermiques sont presque aussi fiables que ceux en métal massif tout en coûtant un peu plus cher.



Figure.II.6: Types de dissipateurs thermiques par processus de fabrication (métal solide / pompé / dissipateurs thermiques biphasés)[188].

II.6.4 Dissipateurs thermiques par processus de fabrication

Les méthodes de fabrication les plus courantes pour les dissipateurs de chaleur utilisés conjointement avec des caloducs ou des chambres à vapeur sont usinées CNC, forgées, moulées sous pression, à ailettes à glissière, extrudées, collées et biseautées

II.6.4.1 Dissipateur de chaleur usiné CNC

Les options de conception complexes ainsi qu'une conductivité thermique élevée sont les deux principaux avantages des dissipateurs thermiques usinés CNC. Ils sont quelque peu coûteux à fabriquer et ont un débit de fabrication relativement lent, ce qui les élimine comme une option pour les produits bon marché et/ou à volume élevé.

II.6.4.2 Dissipateurs thermiques forgés et moulés sous pression

Comme les dissipateurs thermiques forgés, les dissipateurs thermiques moulés sous pression offrent un faible coût unitaire pour une production à volume élevé. Cependant, le coût initial de l'outillage est prohibitif pour les petites et moyennes quantités. Les dissipateurs thermiques moulés sous pression et forgés à froid offrent de très bonnes performances thermiques. Les dissipateurs thermiques forgés offrent une bonne flexibilité de conception pour les

dissipateurs thermiques complexes, tandis que les dissipateurs thermiques moulés sous pression sont limités à des ailettes plus épaisses, ce qui les rend idéaux pour les couvercles de boîtier utilisés dans les applications à convection naturelle.

II.6.4.3 Dissipateur de chaleur à ailettes

Un favori lorsqu'il est associé à des caloducs ou à des chambres à vapeur, les dissipateurs thermiques à ailettes à glissière sont légers et offrent la possibilité d'ailettes minces et densément emballées et une facilité d'intégration avec des appareils biphasés. Les chambres à vapeur peuvent être utilisées comme base du réseau d'ailettes tandis que les caloducs peuvent traverser le centre des ailettes pour dissiper efficacement la chaleur. Le coût de l'outillage et le prix unitaire sont raisonnables.

II.6.4.4 Dissipateur de chaleur à ailettes biseautées

D'excellentes propriétés thermiques, des ailettes minces, un rapport d'aspect élevé des ailettes et un faible coût d'outillage sont les caractéristiques des dissipateurs thermiques à ailettes biseautées. Cependant, les nageoires peuvent facilement se plier

II.6.4.5 Dissipateur thermique à ailettes collées

Lorsqu'un très grand dissipateur thermique est requis, les ailettes collées sont probablement la solution. Un autre avantage est que la base peut être réalisée dans un matériau différent de celui des ailettes.

II.6.4.6 Dissipateur de chaleur extrudé

Les dissipateurs thermiques extrudés sont incroyablement rentables mais offrent une flexibilité de conception limitée sans opérations secondaires telles que l'usinage CNC.

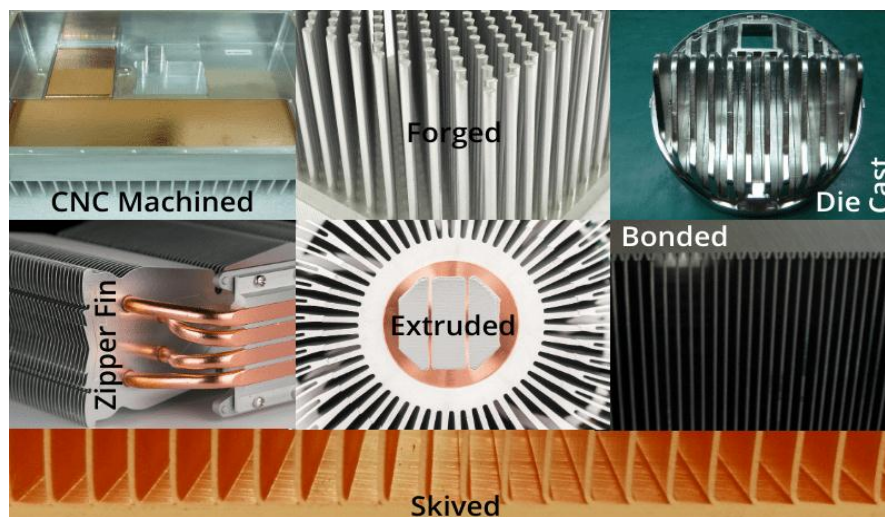


Figure.II.7: de dissipateurs thermiques selon processus de fabrication[188].

II.7 Critère de choix du dissipateur

Pour choisir un dissipateur deux critères de choix sont à prendre en compte :

- ✓ La forme du dissipateur : Il existe des dissipateurs adaptés à chaque forme de boîtier.
- ✓ Sa résistance thermique : Elle s'exprime en degrés par Watt et définit les performances thermiques du dissipateur. Plus elle est petite, plus le dissipateur est meilleur.
- ✓ D'autres critères rentrent en compte dans le choix comme par exemple l'encombrement, son type de montage (clipsage, vissage, collage) et son prix.

Le choix du dissipateur ne peut être effectué qu'en connaissance des éléments suivants:

- Nombre et type des composants à refroidir, donc connaissance du boîtier utilisé pour chaque composant (composant discret, module, presspack...);
- Pertes générées par chaque composant (dépendent du cycle de fonctionnement et de la topologie du montage), surcharges éventuelles;
- Mode de refroidissement souhaité (convection naturelle, ventilation forcée, chambres à eau...);
- Contraintes mécaniques et intégration du système dans son environnement final (contraintes diélectriques, fixation du montage, mise en coffret) [72].

II.8 Les principales techniques de refroidissement des composants électroniques

II.8.1 Les systèmes de refroidissement monophasiques

Les échangeurs monophasiques intègrent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement est réalisé sans changement d'état. La puissance à dissiper est évacuée vers l'extérieur par la conduction, la convection est le transport capacitif. Il existe deux types de système de refroidissement fluide :

- Les systèmes de refroidissement monophasique gazeux (dans la plus part des cas l'air)
- Les systèmes de refroidissement liquide [123].

II.8.1.1 Système de Refroidissement à air

Les systèmes de refroidissement par air sont utilisés pour les appareils électroniques à faible contrainte thermique. Les principaux avantages de ce système de refroidissement sont les suivants :

1. Sa relative simplicité et son faible coût de mise en oeuvre technique.
2. Les échanges entre l'élément électronique qui est la source thermique.

3. L'environnement qui est le dissipateur de chaleur se font par convection et rayonnement

II.8.1.1.1 Convection naturelle dans l'air

L'élément électronique est placé dans l'air ambiant au repos, la différence de température entre le milieu ambiant et l'élément électronique permet un échange dont le coefficient d'échange h est compris entre 5 et 25 ($W.m^{-2}.K^{-1}$). Pour utiliser la convection de puissance pour de plus hauts niveaux de puissance à évacuer, les systèmes de refroidissement à air ont besoin d'ailettes, conférant au refroidisseur une surface d'échange plus importante entre l'élément à refroidir et le milieu ambiant. L'utilisation de ces systèmes permet d'augmenter le coefficient d'échange h jusqu'à un rapport entre 20 et 25 ($W.m^{-2}.K^{-1}$) à 500 ($W.m^{-2}.K^{-1}$) dans le cas d'une convection naturelle et 3000 ($W.m^{-2}.K^{-1}$) dans le cas d'une convection forcée. Dans le cas de convection à l'air utilisant un accroissement de la surface d'échange, il faut ainsi déterminer le point de fonctionnement thermique du refroidisseur pour bénéficier d'un refroidissement optimum (exemple : détermination l'espacement des ailettes) [123].

II.8.1.1.2 Convection forcée dans l'air

Le soufflage d'air forcé grâce à des ventilateurs est la méthode la plus utilisée en refroidissement de composants électroniques de par sa simplicité de mise en œuvre, de son coût et de sa fiabilité. L'air est mis en mouvement par le biais de générateur d'écoulement (ventilateur). Le coefficient d'échange h est de l'ordre de 10 à 500 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

Le refroidissement par ventilateur piézoélectrique est une autre technique de refroidissement basée sur le soufflage d'air. Le principe de fonctionnement réside en une lame en céramique alimentée en courant électrique, se mettant à osciller à de très hautes fréquences. Un mouvement d'air est créé pouvant augmenter le coefficient d'échange convectif jusqu'à 100% comparé à un échange convectif par ventilateur « classique ».

Ces dernières années avec l'augmentation de la densité thermique des composants, les radiateurs ont atteint des dimensions impactant l'encombrement. La limite de la densité thermique des composants est probablement atteinte avec ce type de refroidissement, d'où la nécessité du passage à un refroidissement plus efficace en changeant de liquide caloporteur, notamment. L'exemple classique est le refroidissement liquide grâce à des radiateurs à eau, par analogie avec le refroidissement à air avec radiateurs à air. Le transfert thermique par la chaleur sensible est de l'ordre de 3000 fois supérieure pour l'eau comparée à l'air [123].

II.8.1.2 Système de refroidissement liquide

Le refroidissement par liquide (souvent de l'eau additionnée) est une autre méthode d'évacuation de la chaleur vers le milieu ambiant. Le principal mécanisme de refroidissement

par liquide est le transfert de chaleur par convection tout comme l'air. Dans de nombreux cas, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau. Ceci est dû à sa très bonne capacité calorifique, sa conductivité thermique et à sa simplicité d'utilisation, sans oublier son bas coût et sa disponibilité. Dans d'autres cas, on peut aussi avoir recours à des fluides diélectriques comme les fluorés, le miel, le R12.

Le refroidissement liquide est implémenté dans les composants électroniques sous la forme d'une plaque à eau dans laquelle circule un liquide caloporteur ou de canalisation fluide accolées aux parois à refroidir. Un système composé principalement d'une pompe et d'un échangeur permet d'évacuer la chaleur contenue dans le liquide caloporteur vers l'extérieur du serveur

Nous présentons sur la Figure (II.8) le principe général d'une boucle de refroidissement liquide. La pompe sert à faire circuler le fluide dans la boucle. Ce fluide absorbe la chaleur produite par les composants et la cède au dissipateur à ailette. Comme dans le cas du caloduc, la boucle sert donc seulement d'intermédiaire entre le composant et le dissipateur à air.

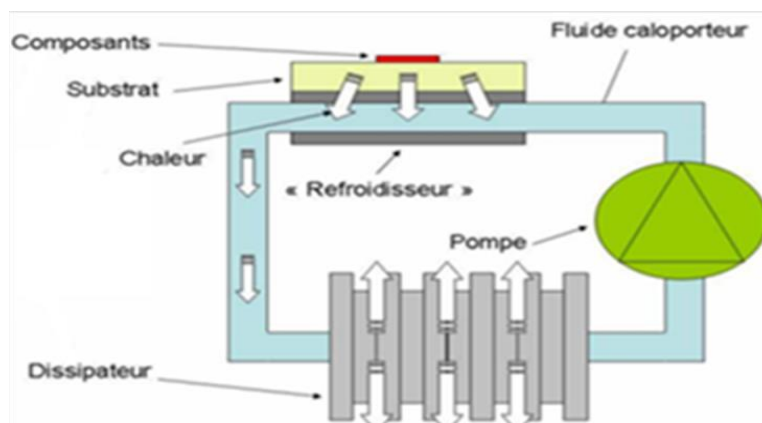


Figure.II.8: Boucle de refroidissement classique avec convection forcée liquide [183].

II.8.1.2.1 Refroidissement par convection dans des canaux

Les micro-canaux qui sont des dispositifs très performants d'échange de chaleur sont venus suppléer les systèmes traditionnels. Les systèmes embarqués liés à l'aérospatiale par exemple, ainsi qu'à l'électronique médicale font largement appel aux échangeurs de chaleur à micro canaux.

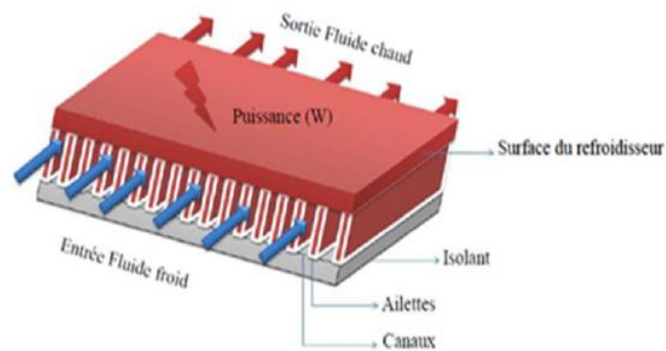


Figure.II.9: Refroidissement convection dans des canaux[104].

Par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels, les échangeurs de chaleur à micro-canaux n'offrent pas seulement un bon coefficient de transfert thermique, mais offre également une excellente robustesse notamment devant la pression du liquide.

Les principaux avantages:

1. Les micro-canaux agissent comme plusieurs micro-plaque-ailettes. Ils augmentent la surface d'échange. La résistance thermique de convection est donc réduite.
2. Pour utiliser les micro-canaux, la semelle est supprimée, donc la résistance thermique de conduction est réduite.
3. En faisant appel à la technologie des micro-canaux on peut réduire la taille de système de refroidissement [104].

II.8.1.2.2 Refroidissement par Spray

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray attiré l'attention des chercheurs pour diverses application de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vue son efficacité à dissiper de grandes flux de chaleur des petite surfaces. Cette technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par orifices très c et dispersé en gouttelettes sur surface de contact.

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont : la vitesse des gouttelettes, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnement, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement.

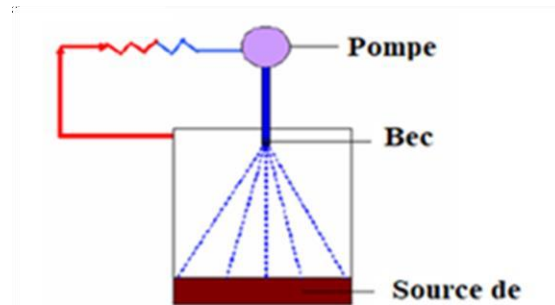


Figure.II.10: Principe de fonctionnement d'un refroidissement par spray[95].

II.8.1.2.3 Refroidissement par jets

Le refroidissement par jet est une solution privilégiée dans les applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire, ou bien à apporter un flux de chaleur intense sur surface. Cette technique est largement utilisée dans le domaine aéronautique pour refroidir les aubes de turbines ou les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations.

L'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes et le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactant. On utilise dans certains cas des jets de fluide diélectrique en projection directe sur les éléments semi-conducteurs

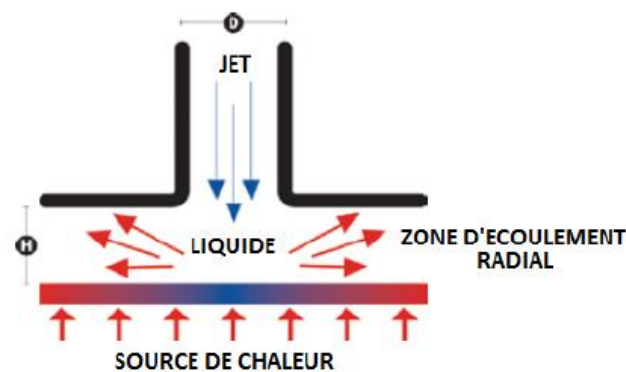


Figure.II.11: refroidissement par jet[95].

II.8.2 Système de refroidissement diphasique

II.8.2.1 Refroidissement par changement de phase solide-liquide

Un matériau à changement de phase (PCM) est une substance avec grande chaleur de fusion et qui, en se liquéfiant ou se solidifiant à une certaine température, est capable de stocker ou de relâcher une grande quantité d'énergies. La chaleur est absorbée lorsque le matériau change de l'état solide à liquide, et elle est relâchée lorsque celui-ci passe de l'état liquide à l'état solide. La grande chaleur latente des PCM est efficace pour absorber la chaleur et ralentir

l'augmentation de température des puces électroniques, son intégration dans un système de refroidissement sera donc idéale pour des appareils qui fonctionnent périodiquement.

La chaleur dégagée par la puce électronique est conduite par le PCM à la bordure extérieure de dissipateur de chaleur et est évacuée par convection naturelle de l'air. Cette convection naturelle étant peu efficace, des techniques de dissipation supplémentaires doivent être déployées pour assurer le fonctionnement de l'équipement électronique. Un PCM utilisée pour gérer thermiquement un système requiert plusieurs spécificités .

- La température de changement de phase doit se situer dans l'échelle voulue.
- Une grande chaleur latente.
- Bonne conductivité thermique.
- Une faible expansion de volume.
- Non inflammable, non explosif, chimiquement stable, non corrosif, et non toxique.
- Faible coût.

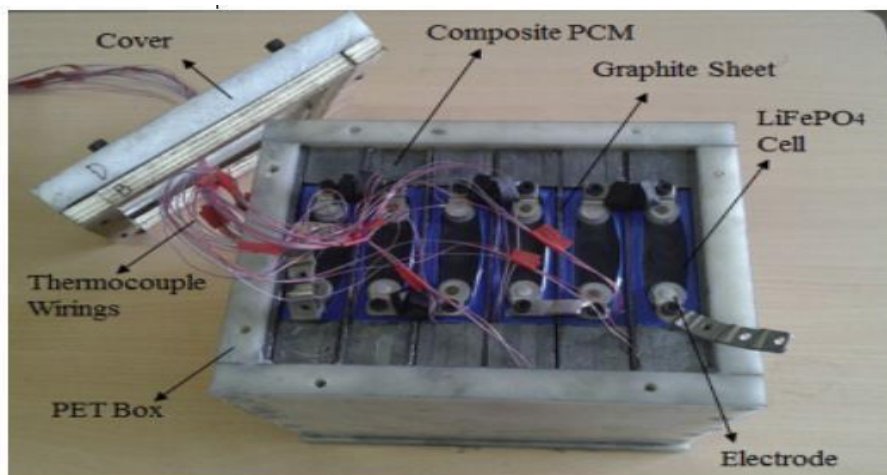


Figure.II.12:Utilisation de PCM avec graphite pour refroidir des batteries[123].

II.8.2.2 Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur

Ce mode de refroidissement par changement de phase liquide-vapeur est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces et les plus adaptables pour refroidir les systèmes énergétiques. En effet la quantité de chaleur dissipée dépend du débit massique du fluide caloporteur et de sa chaleur de vaporisation. L'avantage majeur de ce mode de refroidissement réside dans le fait que le fluide circule sans aucune pompe mécanique. Les inconvénients tels que l'encombrement, le bruit, la consommation énergétique des systèmes actifs sont inexistantes [96].

On peut distinguer quatre classes de refroidissement qui diffèrent de par leur configuration:

- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique.
- Refroidissement par caloducs.
- Refroidissement par thermosiphon.
- Refroidissement par boucle diphasique à deux lignes.

II.8.2.2.1 Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique

Ce système est utilisé depuis 1948 afin de refroidir les équipements de puissance dans les radars mais à partir des années 70, motivés par l'augmentation des puissances des systèmes énergétiques, des chercheurs sont engagés des travaux sur ce mode de refroidissement les composants à refroidir sont placés dans une enceinte étanche partiellement remplie avec le liquide diélectrique.:

L'évacuation de la chaleur s'effectue à l'interface surface-liquide où se produit l'échange de chaleur via l'ébullition du liquide caloporteur. La vapeur produite est condensée dans un échangeur de chaleur refroidi par air en convection naturelle ou par un liquide en convection forcée. Cet échangeur, aussi appelé condensateur peut être externe ou interne (**Figure II.13**).

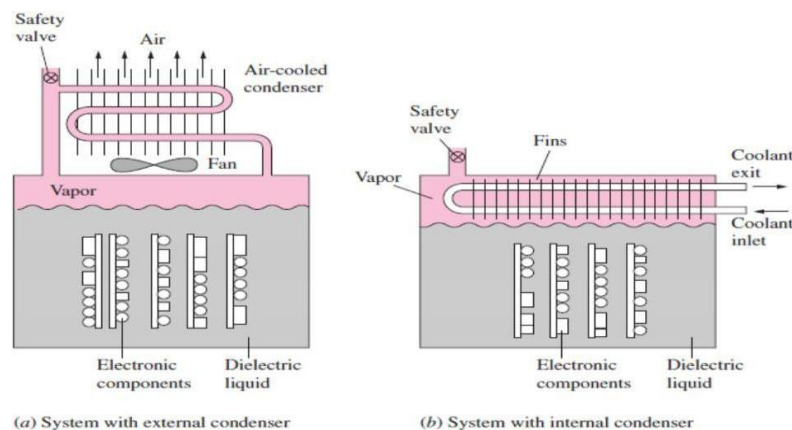


Figure.II.13: Système de refroidissement par fluide diélectrique avec condensateur externe (a) interne (b.) [123].

II.8.2.2.2 Refroidissement par caloducs

Un caloduc est un système qui prélevé de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce à un changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique [95]. Les caloducs caractérisés par

- Une conductivité thermique très élevée.
- Un fonctionnement quasi isotherme.

- Un contrôle de température.
- Les caloducs sont simples à concevoir et peuvent être réalisés dans une gamme de géométrie très diversifiée.

Dans ce caloduc, il y a trois grandes zones : Evaporateur, zone adiabatique, condenseur. Le caloduc est un mince tube à deux parois métalliques fermées. Un liquide est injecté à l'intérieur. Plusieurs types de liquide peuvent servir de fluide caloporteur, ce qui inclut le potassium, le sodium, l'indium, le césium, le lithium, le bismuth, le mercure, l'eau, l'alcool de bois, l'acétone, les réfrigérants (fréons) l'azote, l'oxygène et d'autres sels inorganiques. L'échange thermique suit cinq étapes principales :

4. Dans l'évaporateur, la chaleur extraite de la source traverse la paroi du tube et fait chauffer le liquide enfermé.
5. Dans l'évaporateur, le liquide est vaporisé. Un gaz se forme.
6. Comme la température d'évaporateur (T_H) est plus grande que celle du condenseur (T_B), la pression dans l'évaporateur est plus grande que celle du condenseur. La vapeur s'écoule donc vers condenseur en traversant la zone adiabatique.
7. Quand la vapeur atteint la zone du condenseur, celle-ci se liquéfie.
8. Le liquide retourne par capillarité à l'évaporateur pour subir une nouvelle évaporation.

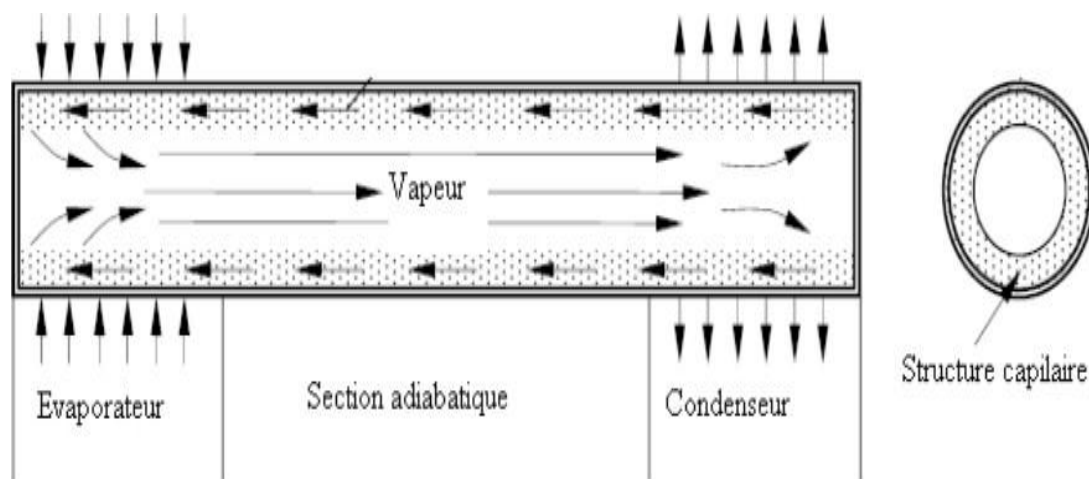


Figure.II.14: Schémas de principe d'un caloduc[96].

II.8.2.3 Refroidissement par thermosiphon

La différence majeure entre un caloduc et un thermosiphon réside dans le fait qu'un tube thermosiphon fonctionne sans mèche poreuse. Le retour du condensat vers l'évaporateur s'effectue uniquement via les forces de gravitationnelles. C'est un système simple et peu coûteux qui permet de transférer la chaleur du système vers l'extérieur. Le mouvement de la vapeur depuis l'évaporateur vers le condenseur s'effectue sous l'effet des forces de flottabilité causé par la variation de densité du fluide caloporteur.

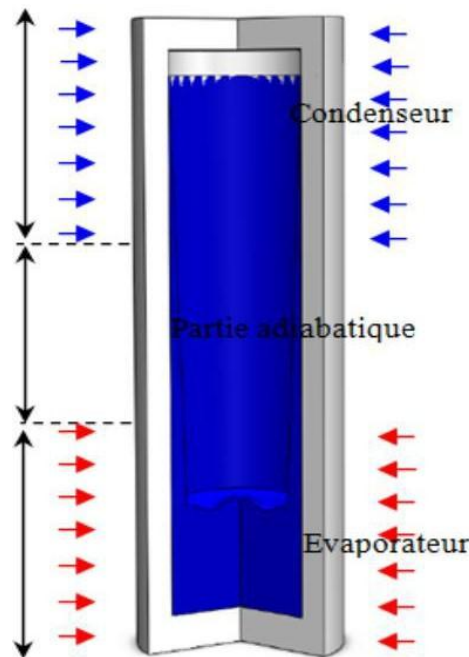


Figure.II.15: Schéma de principe d'un diphasique thermosiphon en tube fermé [96].

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une revue sur les trois modes de transfert de chaleur, par convection, par conduction et par rayonnement. Ainsi qu'on a information sur les dissipateurs thermiques à micro-canaux. Nous avons étudié ses différents types et les applications. Comme on a aussi détaillé les différentes méthodes de refroidissement des composants électroniques, en utilisant le dissipateur à micro-canaux. Dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement

CHAPITRE III

**Simulation d'un dissipateur de
chaleur à micro-canaux à section
variable Et Présentation de logiciel de
simulation**

III.1 Introduction

L'examen ou l'utilisation de modèles pour un système donné pour comprendre son comportement dans un environnement spécifique et améliorer ses performances est définie comme une simulation. Il s'agit de l'un des outils d'aide à la décision les plus efficaces accessibles aux concepteurs et aux gestionnaires de systèmes complexes. Il s'agit de créer un modèle de système du monde réel, puis de faire des expériences sur ce modèle.

La simulation ne remplace pas, mais complète l'expérimentation. Elle permet d'analyser le problème dans des situations réelles. Alternativement, dans des conditions d'essai sévères (climat rude ...). Parce que cela ne peut pas être accompli par expérimental (en raison des dépenses, etc.), la simulation élargit la gamme de tests disponibles pour un système. Presque habituellement, la simulation prend la forme d'un programme ou d'outils informatiques.

Dans ce chapitre, nous reproduisons le phénomène du transfert de chaleur du dissipateur à canal de précision en mousse d'aluminium, seel AISI et copper, à un canal sous forme de dix facettes (voir figure III.1). En utilisant le logiciel ComsolMultiphysics pour dessiner l'ingénierie et simuler le comportement dans des conditions de fonctionnement réelles.

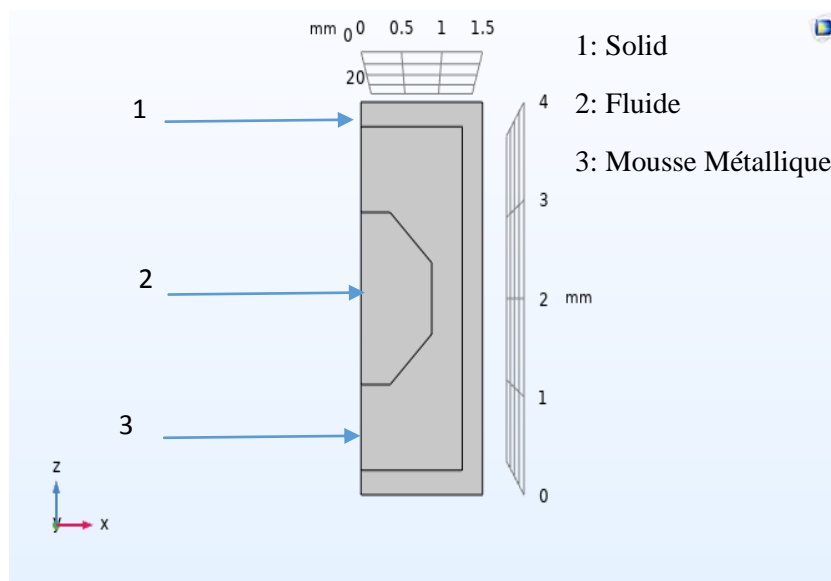


Fig.III.1: Clip vertical du modèle à étudier. III

III.2 Présentation de logiciel de simulation

III.2.1 Présentation du COMSOL

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation générale pour la conception de modèles, de dispositifs et de processus dans tous les domaines de l'ingénierie, de la fabrication et de la recherche scientifique. En plus d'utiliser la modélisation multi-physique pour leurs projets, l'utilisateur du logiciel peut également convertir leurs modèles en applications simulées pour

utilisation par d'autres équipes de conception, départements de fabrication, laboratoires de recherche, clients, etc.

COMSOL est un environnement simulé conçu pour des applications réelles. Le but de toutes les simulations, examiner les effets déjà observés autant que possible. Si nous pouvons intégrer tout ce qui se passe réellement dans un projet d'ingénierie ou scientifique dans une simulation. En fait, la simulation se rapproche de plus en plus du modèle réel. Pour ce faire, vous avez besoin de quelques physiciens ou de COMSOL Multiphysics.

La physique multiple peut inclure de nombreux modèles scientifiques qui comptent pour vous ou qui sont importants dans vos calculs. Certains de ces facteurs comprennent le son, électromagnétique, les réactions chimiques, la mécanique, l'écoulement des fluides et la transmission de la chaleur. Puisque le monde réel comprend tous ces effets, l'environnement de simulation devrait l'être aussi. C'est ce que COMSOL cherche à faire, et il fait une interface facile à utiliser pour rendre les scientifiques et les ingénieurs plus efficaces dans leur travail quotidien.

III.2.2 Avantages de travailler sur COMSOL Multiphysics

Les ingénieurs conçoivent de meilleurs produits plus rapidement et moins chers, les scientifiques découvrent de nouveaux sujets, les médecins cherchent des traitements innovants, les enseignants communiquent avec les étudiants, et la liste continue indéfiniment. De cette façon, la simulation multiphysique de Comsol peut rendre le monde réel de plus en plus proche de la simulation.

Travailler avec COMSOL est très simple, car c'est un logiciel convivial, ce qui signifie que vous pouvez faire vos propres simulations sur COMSOL en apprenant des bases simples. Il ya aussi de nombreux exemples inclus dans le logiciel que vous pouvez utiliser pour concevoir votre système.

III.2.3 Méthodologie de travail sur COMSOL Multiphysics

Nous allons procéder étape par étape dans notre projet, en commençant par la production de la géométrie du modèle à construire. Après avoir conçu notre modèle, nous devons ajouter les propriétés du matériau à chacune des formes. Les paramètres du modèle et les conditions limites sont ajoutés. La modélisation avec COMSOL Multiphysics peut être divisée en 6 étapes.

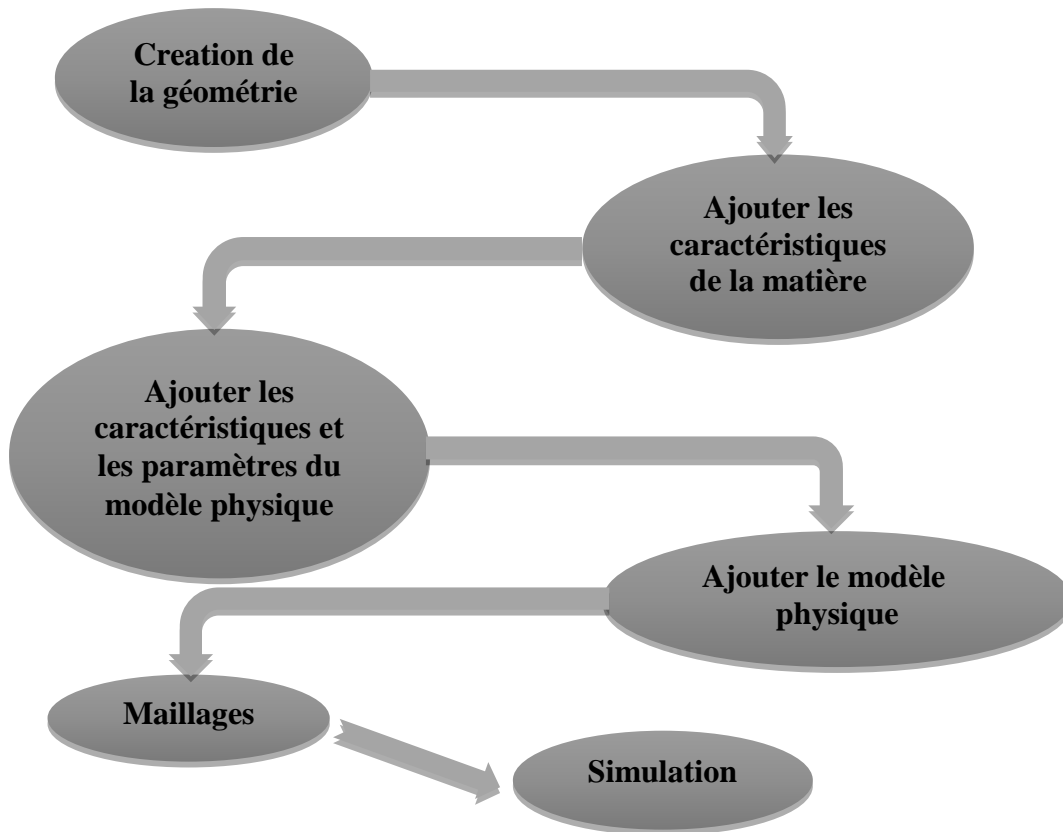


Fig. III.2: Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.

III.2.4 Utilisation COMSOL

III.2.4.1 Choix du modèle

Lorsque vous utilisez COMSOL pour la première fois, vous devez spécifier le type de simulation que vous souhaitez exécuter afin de limiter le nombre de calculs, Nous choisissons d'abord d'exécuter des simulations avec un modèle 3D qui, tout en prenant beaucoup plus de temps à calculer qu'un modèle 2D, produit des résultats plus réalistes. Ensuite, nous sélectionnons un modèle mécanique de matière solide, en commençant par un modèle d'analyse statique, puis en utilisant l'analyse de fréquence subjective une deuxième fois.

Le modèle mécanique est un modèle dans lequel les variables sont les déplacements (u , v , w) de chacun des éléments principaux que COMSOL doit résoudre en fonction du système dont nous allons discuter.

III.2.4.2 Géométrie de la structure

L'application a des fonctions créatives étendues (éléments élémentaires tels que les domaines, cylindres, blocs, et ainsi de suite) ainsi que l'édition d'ingénierie (opérations logiques). Les opérations sont structurées dans un arbre qui est affiché dans l'une des fenêtres du programme.

Les capacités avancées comprennent un module d'importation technique qui vous permet de travailler avec les géométries existantes développées dans d'autres applications de conception.

III.2.4.3 modèle physique

III.2.4.3.1 Définition du matériau

Chaque volume identifie le matériel utilisé. La bibliothèque est utilisée pour identifier brièvement toutes les constantes physiques du matériel. Nous utiliserons l'aluminium, seel AISI et copper dans ce cas.

III.2.4.3.2 Définition des conditions aux limites

Cette étape cruciale facilite la déclaration des valeurs connues de variables spécifiques au système à des endroits précis. Par exemple, le logiciel contrôle les conditions de symétrie, le cas échéant, comme l'imposition de variables dépendantes (comme le déplacement dans un état structurel) ou d'un type naturel (force qui s'applique dans un état structurel).

En général, des contraintes aux limites sont exercées sur les surfaces de la structure examinée.

III.2.4.3.3 Définitions du chargement extérieur

Une charge externe peut être donnée en plus de la condition limite, qui donne directement la valeur des variables dans les zones spécifiées, et doit être pris en considération lors de la résolution des équations du système. Par exemple, si une force est appliquée au centre de l'électrode, la structure se déformera.

Attention, des forces sont appliquées à un endroit et des pressions sont données aux surfaces : dans les deux situations, si nécessaire, équilibrer les moments de forces correctement de sorte que la structure ne se tord pas.

III.2.4.4 Maillage

Le programme fournit des outils de couplage automatisés et semi-automatiques 1D, 2D et 3D avec des paramètres contrôlables par l'utilisateur. Il a également des fonctions pour importer des réseaux dans différents formats (exemple NASTRAN). Il a des éléments de formes différentes (tétraédrique, prismatique ou hexaédrique) et des contrôles (linéaire, quadratique, etc.) Dans les régions qui changent rapidement, la grille peut être améliorée, et dans les zones légèrement déformées, la grille peut être élargie. Pour vérifier si la grille est "assez bonne", essayez de l'affiner et de voir si les résultats changent.

III.2.4.5 Simulation

Nous lançons la simulation sur le modèle exact ... et on attend!

III.2.4.6 Visualisation des résultats

Les fonctionnalités de visualisation comprennent divers types de graphiques, notamment des graphiques en surface, en coupe, isométriques, flèches et des organigrammes. En outre, le programme fournit un certain nombre d'instruments de post-traitement pour l'évaluation et l'intégration. Les résultats peuvent être exportés dans une variété de formats.

III.3 Formulation mathématique

□ Les équations de solide:

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q + Q_{ted} \quad (\text{III.1})$$

$$\mathbf{q} = -K \nabla T \quad (\text{III.2})$$

□ Les équations de fluide:

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (\text{III.3})$$

$$\mathbf{q} = -K \nabla T \quad (\text{III.4})$$

□ Les équations Isolation Thermique:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (\text{III.5})$$

□ Les équations Milieu poreux:

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (\text{III.6})$$

$$\mathbf{q} = -K_{eff} \nabla T \quad (\text{III.7})$$

$$K_{eff} = \theta_p K_p + (1 - \theta_p) K + K_{disp} \quad (\text{III.8})$$

□ Les équations Source de chaleur limite:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = Q_b \quad (\text{III.9})$$

□ Les équations des propriétés de fluide:

$$\rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-\rho \mathbf{I} + \mathbf{k}] + \mathbf{F} \quad (\text{III.10})$$

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (\text{III.11})$$

$$\mathbf{K} = \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (\text{III.12})$$

□ Les conditions aux limites à l'entrée:

$$\mathbf{u} = -U_0 \mathbf{n} \quad (\text{III.13})$$

□ Les conditions aux limites à la sortie:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0 \quad (\text{III.14})$$

□ Les équation de propriétés de fluides et de la matrice:

$$\frac{1}{\epsilon_p} \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \frac{1}{\epsilon_p} = \nabla \cdot [-\rho \mathbf{I} + \mathbf{K}] - \left(\mu x^{-1} + \beta \epsilon_p \rho |\mathbf{u}| + \frac{Q_m}{\epsilon_p^2} \right) \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (\text{III.15})$$

$$\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = Q_m \quad (\text{III.16})$$

$$\mathbf{K} = \mu \frac{1}{\epsilon_p} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} \mu \frac{1}{\epsilon_p} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad (\text{III.17})$$

$$\beta = \frac{C_F}{\sqrt{x}} \quad (\text{III.18})$$

III.4 Les étapes de simulation

Etape 01

Création de la géométrie

La première étape consiste à concevoir la géométrie :

*Lors de l'ouverture d'un programme COMSOL Nous cliquons sur New Model Wizard (1).

Après cela, il nous apparaît Select Space Dimension, Nous cliquons sur 3D (2).

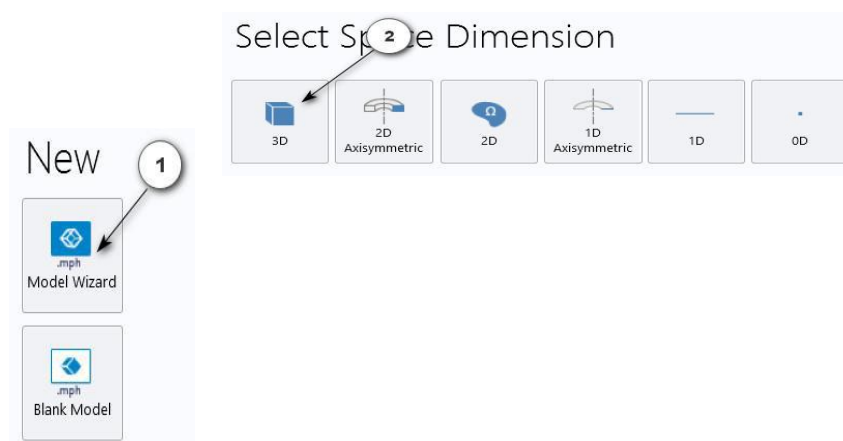


Fig. III.3: La première étape de la création de géométrie.

Puis une page apparaît Select Physics (3). Nous cliquons sur Conjugate(Heat Transfer) et (Laminar Flow) Ensuite, nous cliquons sur Study.

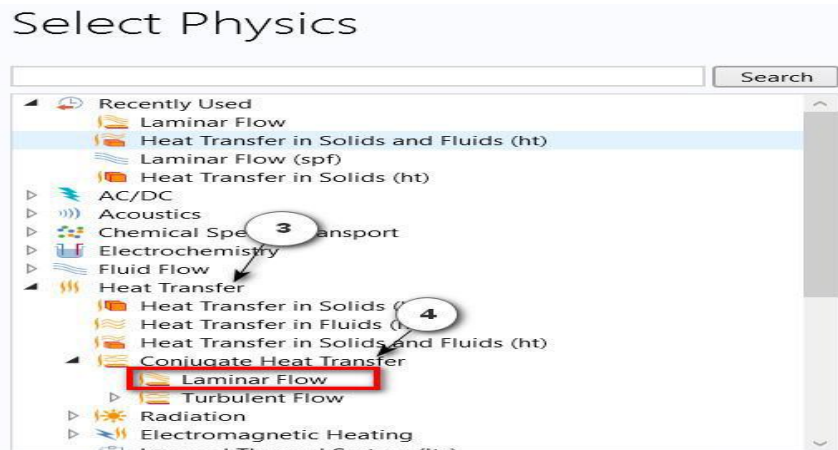


Fig. III.4: Ajouter un flux laminaire (Laminar flow).

Après avoir sélectionné Etude, la boîte de dialogue suivante apparaît (voir Fig.III.5), nous décidons du type d'étude et nous concentrons sur l'étude stationnaire.

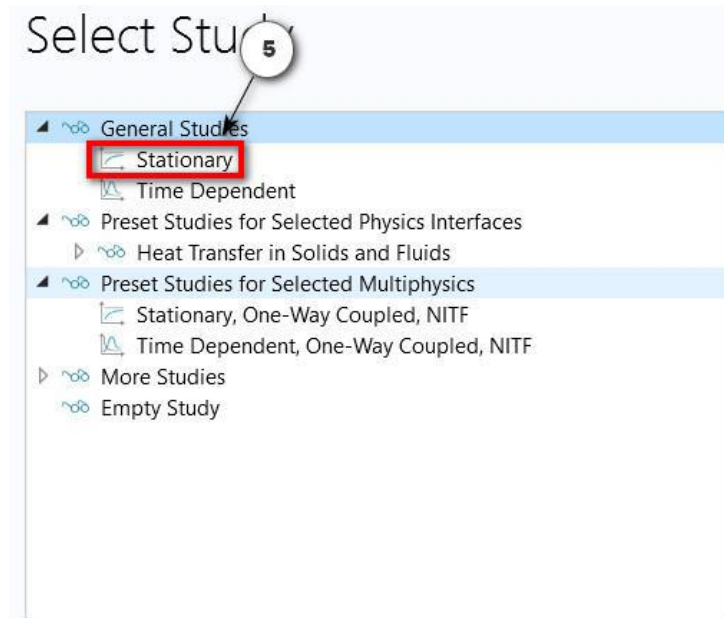
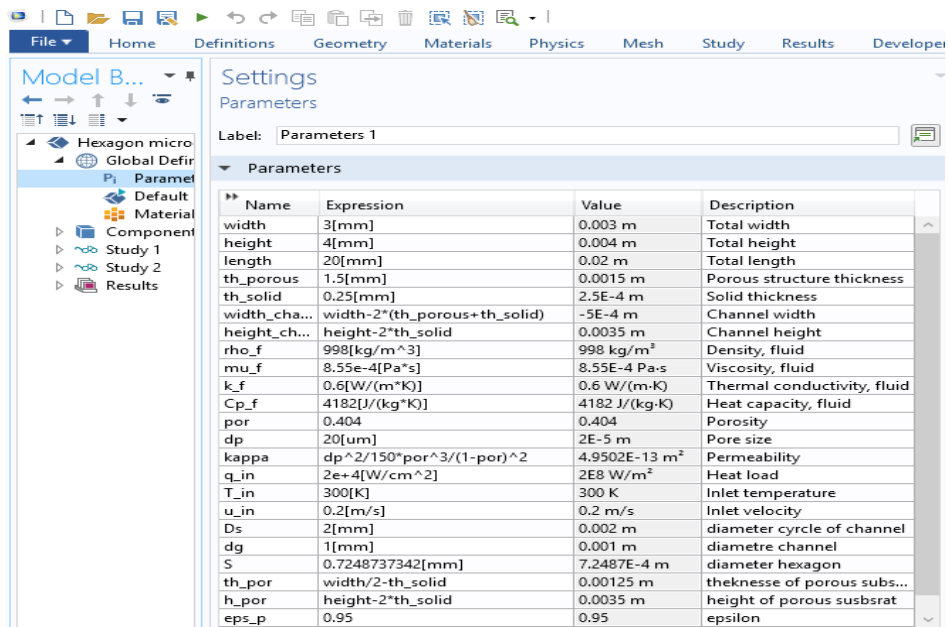


Fig. III.5: Menu de sélection le type d'étude.

*En outre, (clic droit) Définitions globales et sélectionnez Paramètres (voir Fig.III.6). Une nouvelle variable peut avoir des unités attachées à elle quand elle est définie. Les unités doivent être incluses entre parenthèses.



Name	Expression	Value	Description
width	3[mm]	0.003 m	Total width
height	4[mm]	0.004 m	Total height
length	20[mm]	0.02 m	Total length
th_porous	1.5[mm]	0.0015 m	Porous structure thickness
th_solid	0.25[mm]	2.5E-4 m	Solid thickness
width_cha...	width-2*(th_porous+th_solid)	-5E-4 m	Channel width
height_ch...	height-2*th_solid	0.0035 m	Channel height
rho_f	998[kg/m^3]	998 kg/m ³	Density, fluid
mu_f	8.55e-4[Pa*s]	8.55E-4 Pa·s	Viscosity, fluid
k_f	0.6[W/(m*K)]	0.6 W/(m·K)	Thermal conductivity, fluid
Cp_f	4182[J/(kg*K)]	4182 J/(kg·K)	Heat capacity, fluid
por	0.404	0.404	Porosity
dp	20[um]	2E-5 m	Pore size
kappa	dp^2/150*por^3/(1-por)^2	4.9502E-13 m ²	Permeability
q_in	2e+4[W/cm^2]	2E8 W/m ²	Heat load
T_in	300[K]	300 K	Inlet temperature
u_in	0.2[m/s]	0.2 m/s	Inlet velocity
Ds	2[mm]	0.002 m	diameter cyrcle of channel
dg	1[mm]	0.001 m	diametre channel
S	0.7248737342[mm]	7.2487E-4 m	diameter hexagon
th_por	width/2-th_solid	0.00125 m	theknesse of porous subs...
h_por	height-2*th_solid	0.0035 m	height of porous susbrat
eps_p	0.95	0.95	epsilon

Fig. III.6: Définitions des paramètres de modèle (dimensions et caractéristiques).

*Dans la liste (Model Builder) nous sélectionnons (Geometry) Une mini liste dont nous sélectionnons (Work Plane) puis clic droit sur la souris et choisissons (PlaneGeometry) Voir Fig.III.7. Sur Planet Geometry nous avons dessiné la structure à étudier (voir Fig.III.8).

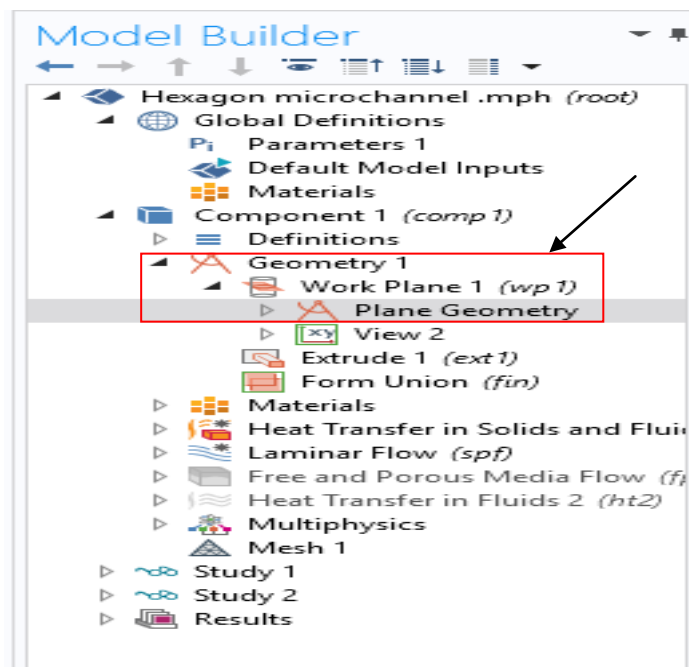


Fig.III.7: Menu d'exécution de géométrie.

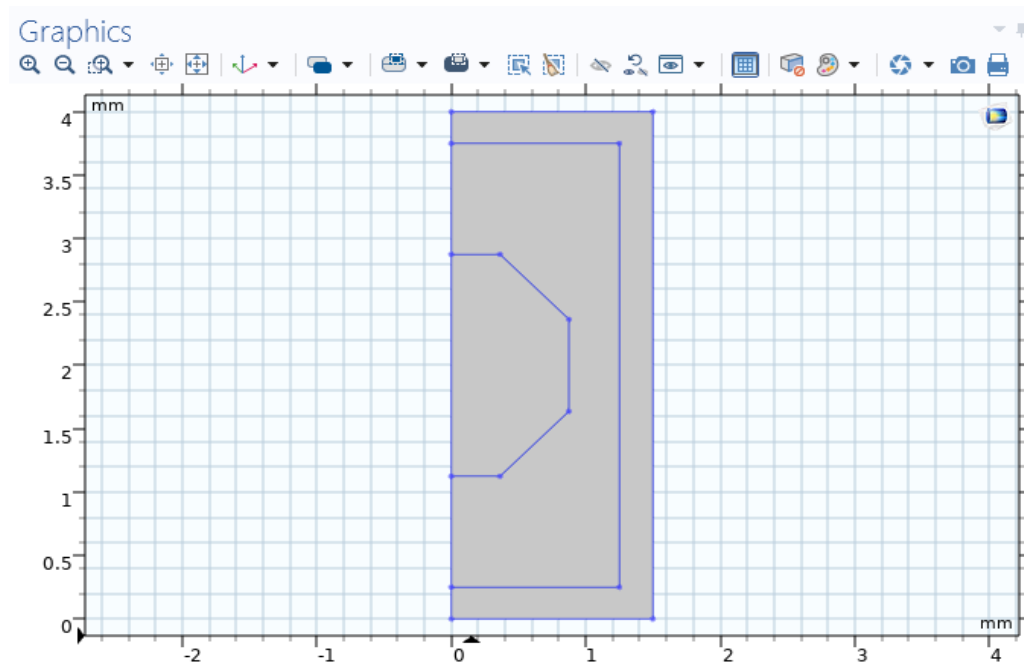


Fig. III.8: La forme finale de la géométrie dessinée par Comsol.

Etape 02

Les caractéristiques de la matière

*A partir de la liste (Model Builder) on appuie sur le bouton gauche de la souris sur (Materials), une fenêtre apparaît à partir de laquelle on sélectionne (AddMaterialsfromlibrary), puis on recherche Water, liquid et Steel AISI 4340 et Aluminium 3003-H18 et Copper. Reliez ensuite chaque matériau à son domaine, voir Fig.III.10.

Remarque : Notre projet est de changer le type de matériau de mousse métallique, le matériau Acier AISI 4340 et Aluminium 3003-H18 et Copper c'est un mousse métallique, nous ajoutons un matériau à chaque étape de l'expérience.

Le Copper existe comme mousse métallique ainsi que comme matériau pour l'extérieur du modèle.

Material	Selection
Water, liquid (mat2)	Domain 3
Copper (mat3)	Domain 1
Aluminum 3003-H18 (...)	No domains
Steel AISI 4340 (mat5)	No domains
Copper 1 (mat7)	Domain 2

Fig. III.9: Menu des étapes pour la sélection des matériaux.

Pour représenter correctement le phénomène de transfert de chaleur dans le dissipateur thermique et le rapprocher de la réalité, nous avons choisi le type de matériau Water, liquide et Steel AISI 4340 et Aluminium 3003-H18 et Copper. Les propriétés et les caractéristiques sont représentées sur les tableaux suivants :

- Les caractéristiques de l'eau liquide:

Property	Variable	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Dynamic viscosity	mu	mu_f	Pa·s	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Ratio of specific heats	gamma	1	1	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pre...	Cp	Cp_f	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	rho_f	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k_iso ;...	k_f	W/(m...	Basic
Coefficient of thermal expans...	alpha...	alpha_p...	1/K	Basic
Bulk viscosity	muB	muB(T)	Pa·s	Basic
Electrical conductivity	sigma...	5.5e-6[S...	S/m	Basic
Speed of sound	c	cs(T)	m/s	Basic
Permeability	kappa...	1.65e-7	m ²	Basic
Porosity	epsilon	0.95	1	Basic

Tab.III.1: Les caractéristiques de l'eau liquide.

- Les Caractéristique de l'aluminium 3003-H18:

Property	Variable	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/> Heat capacity at constant pressu...	Cp	893[J/(kg...	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Density	rho	2730[kg/...	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Thermal conductivity	k_iso ;...	155[W/(...	W/(m·K)	Basic
Relative permeability	mur_is...	1.65e-7	1	Basic
Electrical conductivity	sigma_...	2.326e7[...	S/m	Basic
Coefficient of thermal expansion	alpha_i...	23.2e-6[1...	1/K	Basic
Relative permittivity	epsilo...	0.95	1	Basic
Young's modulus	E	69e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Pois...
Poisson's ratio	nu	0.33	1	Young's modulus and Pois...

Tap. III.2: Les Caractéristique de l'aluminium 3003-H18.

- Les Caractéristique pour Steel AISI 4340 :

»	Property	Variable	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/>	Heat capacity at constant pre...	Cp	475[J/(k...	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/>	Density	rho	7850[kg...	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/>	Thermal conductivity	k_iso ;...	44.5[W/...	W/(m...	Basic
	Relative permeability	mur_i...	1	1	Basic
	Electrical conductivity	sigma...	4.032e6[...	S/m	Basic
	Coefficient of thermal expans...	alpha...	12.3e-6[...	1/K	Basic
	Relative permittivity	epsilo...	1	1	Basic
	Young's modulus	E	205e9[Pa]	Pa	Young's modulus and P...
	Poisson's ratio	nu	0.28	1	Young's modulus and P...

Tab. III.3:Les Caractéristique pour Steel AISI 4340.

- Les Caractéristique pour Cooper:

»	Property	Variable	Value	Unit	Property group
<input checked="" type="checkbox"/>	Heat capacity at constant pressure	Cp	385[J/(kg...	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/>	Density	rho	8960[kg/...	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/>	Thermal conductivity	k_iso ;...	400[W/(...	W/(m·K)	Basic
	Relative permeability	mur_is...	1	1	Basic
	Electrical conductivity	sigma_...	5.998e7[S...	S/m	Basic
	Coefficient of thermal expansion	alpha_i...	17e-6[1/K]	1/K	Basic
	Relative permittivity	epsilon...	1	1	Basic
	Dynamic viscosity	mu	mu_f	Pa·s	Basic
	Porosity	epsilon	0.95	1	Basic
	Permeability	kappa_...	1.65e-7	m ²	Basic
	Young's modulus	E	110e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Poiss...
	Poisson's ratio	nu	0.35	1	Young's modulus and Poiss...
	Reference resistivity	rho0	1.72e-8[o...	Ω·m	Linearized resistivity
	Resistivity temperature coefficient	alpha	0.0039[1/K]	1/K	Linearized resistivity
	Reference temperature	Tref	298[K]	K	Linearized resistivity

Tab. III.4:Les Caractéristique pour Cooper.

Etape 03

Les caractéristiques et les paramètres du modèle physique

Il existe deux modèles physiques (flux laminaire et transfert de chaleur). Le programme informatique suppose qu'il y a quatre murs qui retiennent le fluide dans le modèle.

Passons maintenant au débit laminaire. Nous utilisons le bouton droit de la souris pour appliquer des restrictions aux limites d'entrée et de sortie du liquide de refroidissement (eau). L'option de sélection de la géométrie du dissipateur est affichée dans les figures III.10 et III.11.

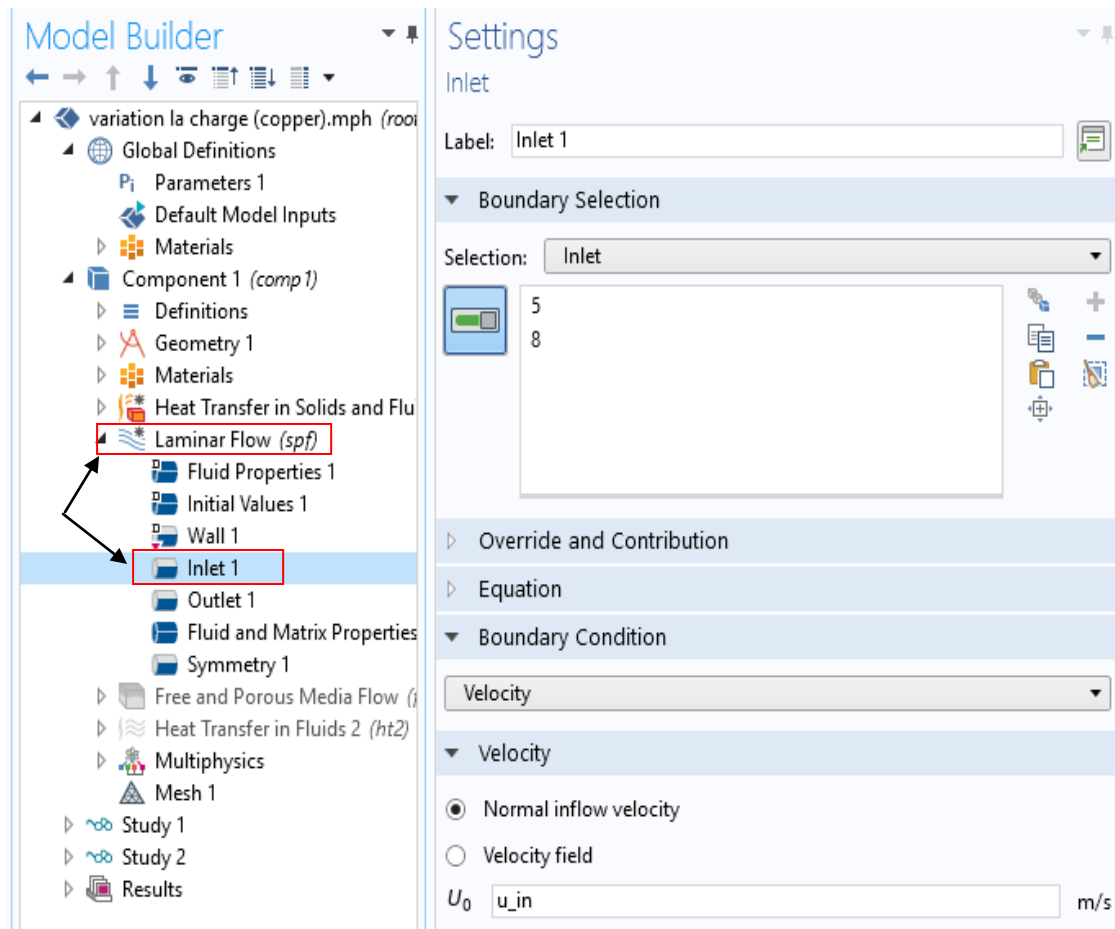


Fig.III.10: Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée de l'eau (inlet).

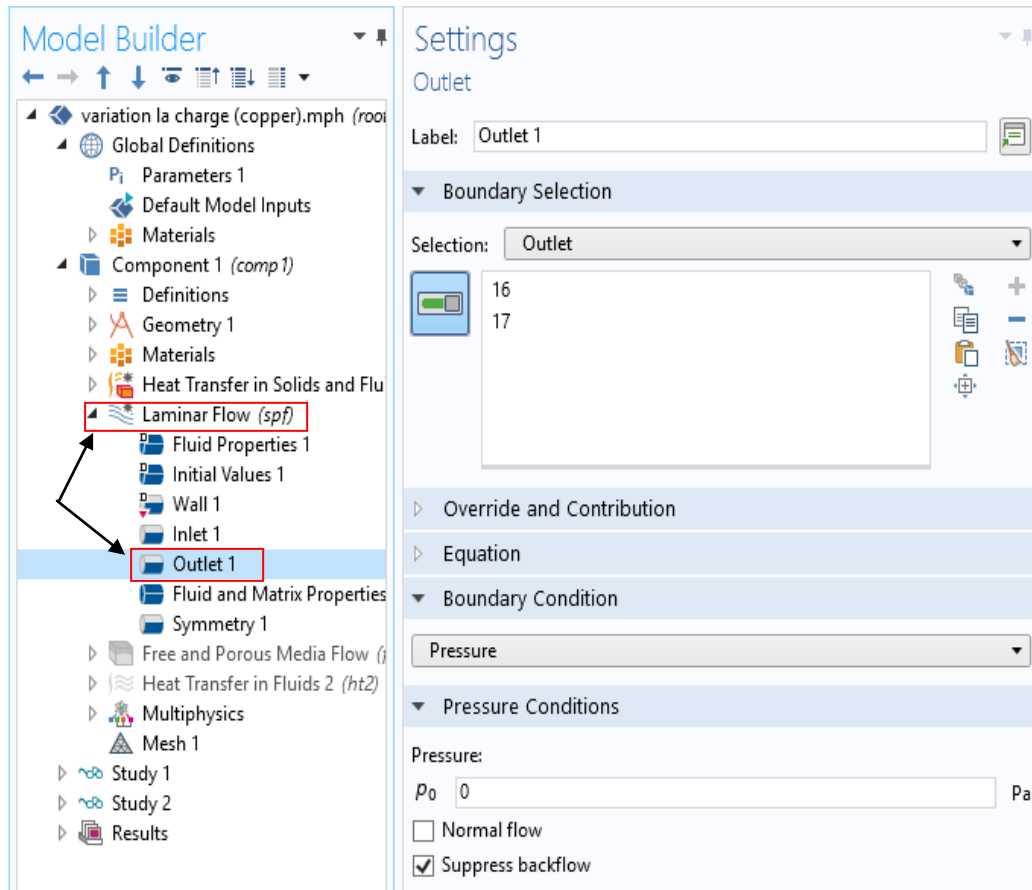


Fig.III.11: Menu de sélection les conditions aux limites, sortie de l'eau (Outlet).

Le programme est identique à celui qui est appliqué dans le module pour le flux laminaire (4 murs). Supposons que les quatre côtés sont isolés pour le module de transfert de chaleur. Nous avons un fluide qui est chauffé à un niveau donné. Nous sélectionnons Température, ajoutons des points d'entrée et ajoutons ses spécificités après avoir cliqué sur l'icône Transfert de chaleur. Les figures III.12 et III.13 représentent le menu de sélections de ces étapes.

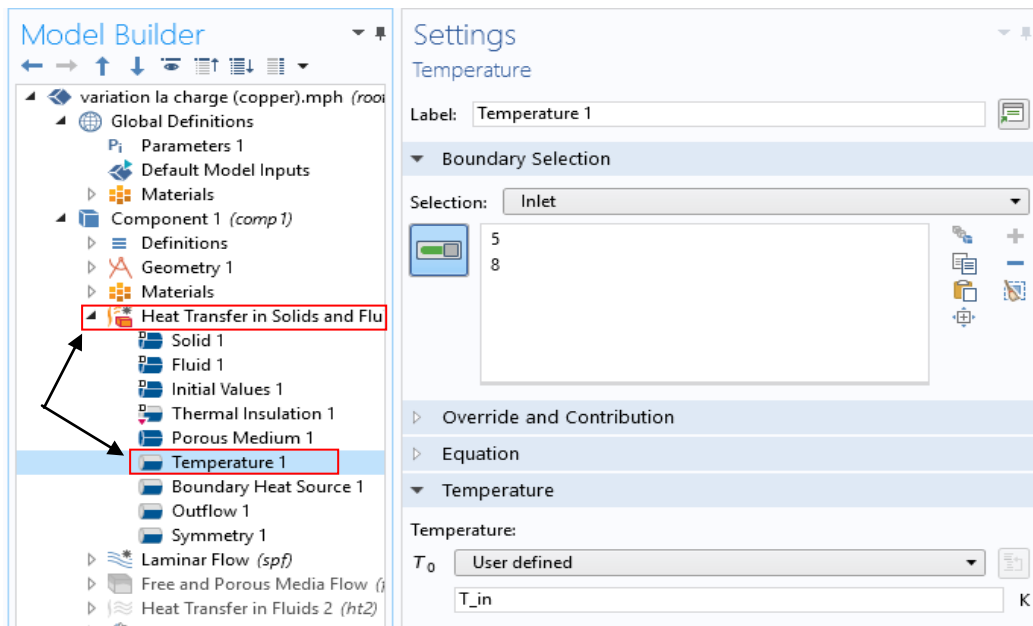


Fig.III.12: Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau (Inlet).

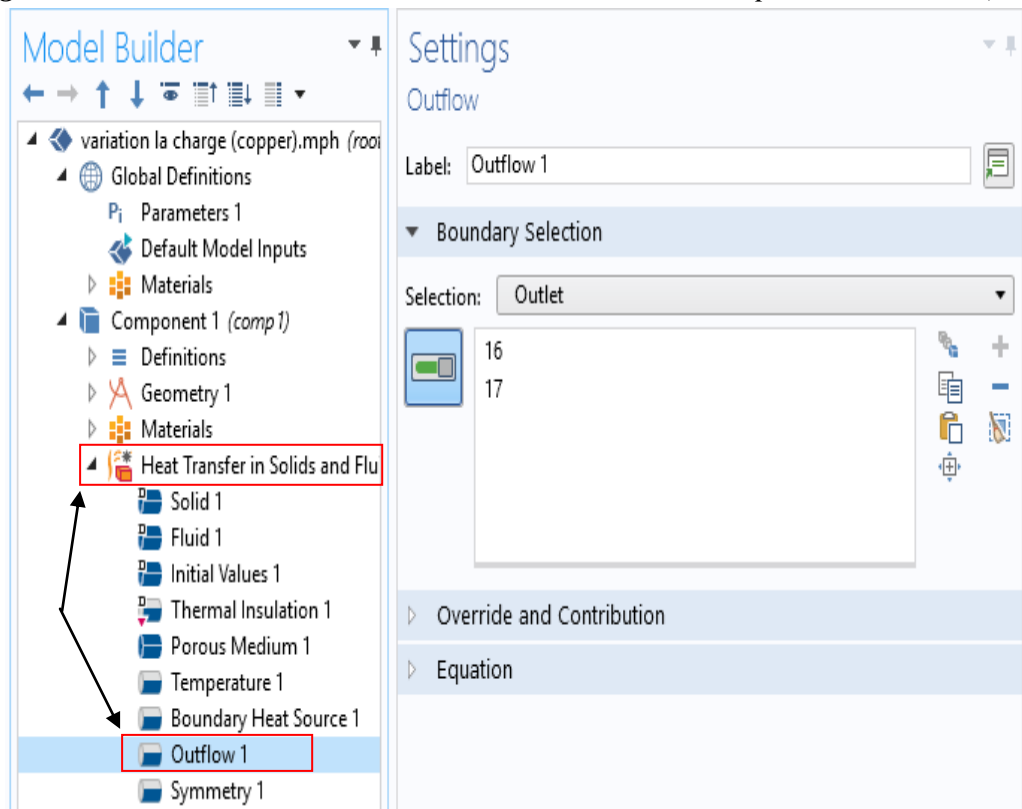


Fig.III.13: Menu de sélection les conditions aux limites, Température de l'eau sortante (Outlet flow).

Après l'exécution des étapes précédente on obtient la géométrie de dissipateur suivante :

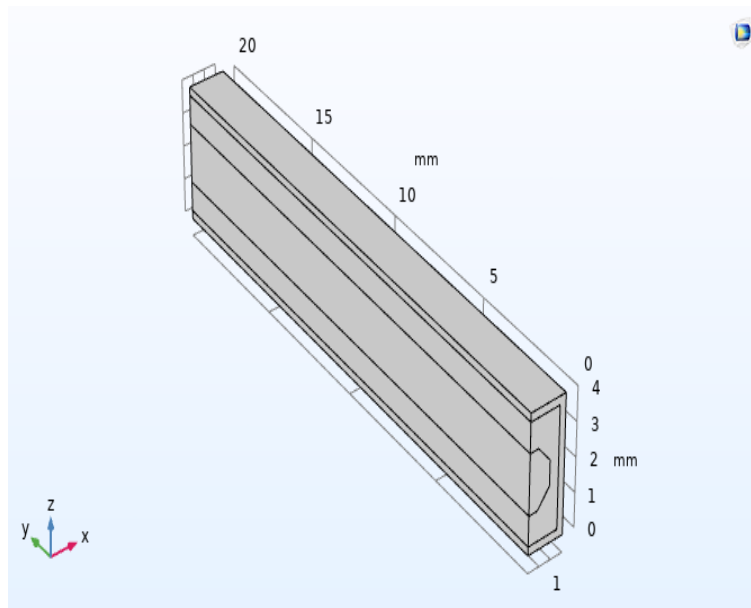


Fig.III.14: La forme finale du modèle physique.

Etape 04

Maillages

Une grille qui nécessite moins de temps de calcul a été choisie pour notre modèle de simulation sous COMSOL Multiphysics, et nous avons choisi une grille triangulaire ordinaire simple avec 41304 éléments (voir Figure III 15).

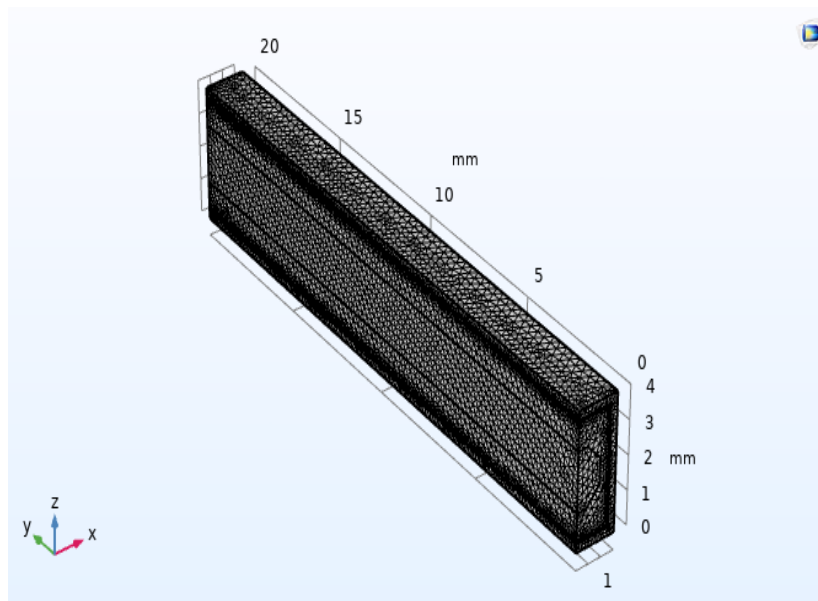


Fig.III.15: Schéma de génération du Maillage triangulaire par Comsol.

III.5 Conclusion

Ce chapitre décrit le programme ComsolMultiphysics. En outre, le processus de simulation du logiciel Comsol a été clarifié, du début de la modélisation à la présentation des résultats de simulation.

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les résultats de simulations numériques du dissipateur thermique à micro canaux , en analysant plusieurs paramètres tels que l'effet du changement de la nature de métal de la mousse, (copper , aluminium, Steel AISI) sur la coefficient de transfert de chaleur , nombre de Nusselt , la résistance thermique, le nombre de Reynolds , la chute de pression , la puissance de pompage , et on change à chaque fois soit la vitesse d'écoulement d'eau soit la porosité de la mousse soit la charge thermique. Les résultats obtenus représentés sous forme des figures présentés ci-dessous.

IV.2 Résultats et discussion

IV.2.1. Influence de la nature du métal de la mousse sur les performances thermiques de dissipateur

IV.2.1.1. Effet de la nature de métal de la mousse avec le changement de la vitesse d'écoulement

La figure IV.1 montre la variation de la résistance thermique en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois métaux différents de la mousse (Copper-Aluminium -Steel AISI). On remarque que la résistance thermique elle diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement. Pour une vitesse d'écoulement d'eau est inférieure à 0,6 m/s, la résistance de dissipateur prend des valeurs comprises de $[1.13 \times 10^{-5}$ à 3.6×10^{-5} Km^2/W]. Au-delà de 0,6 m/s de vitesse, cette résistance légèrement diminuée et puis stabilisée d'une façon linéaire à une vitesse d'écoulement supérieur à 0,6 m/s. On peut dire que les trois matériaux de mousse ont une bonne résistance thermique.

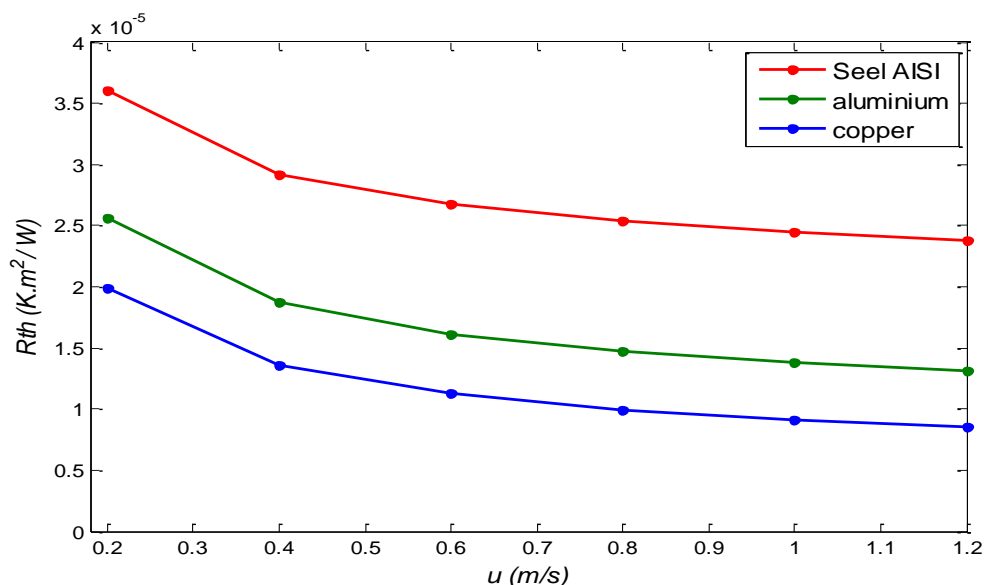


Fig.IV.1: Résistance thermique en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.2 montre que la variation du coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau pour trois matériaux différents de la mousse. D'après cette figure, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée de canal pour tous les trois matériaux de la mousse, cela est expliqué par l'augmentation de la conductivité thermique des trois matériaux, mais le Copper est plus conducteur que l'aluminium et le Steel AISI donc le copper est plus efficace qu'eux.

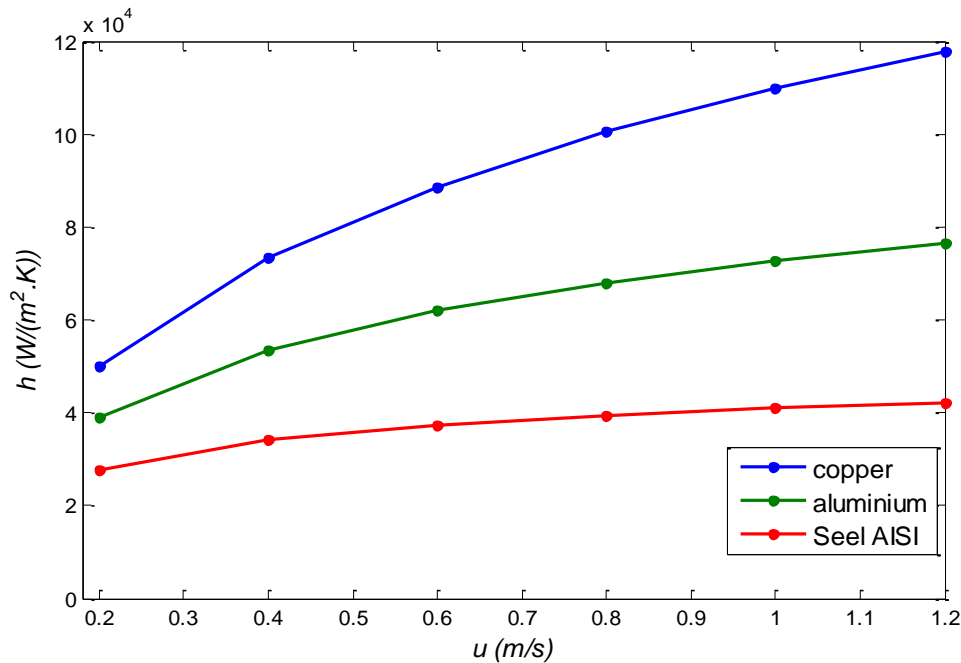


Fig.IV.2 : Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.3 montre la variation de nombre de Nusselt en fonction du changement de vitesse d'écoulement à travers le dissipateur thermique à micro canaux pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI). On observe que, la valeur du nombre de Nusselt est plus grande dans le copper comparé avec aluminium et le Steel AISI, on observe aussi que le nombre de Nusselt est augmenté avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau dans les trois métaux, jusqu'à atteindre une valeur presque constante. On peut dire que les trois matériaux ont favorisé le phénomène de transfert de chaleur par convection à la conduction et cela permet d'augmenter ou de diminuer le nombre de Nusselt au sein de dissipateurs.

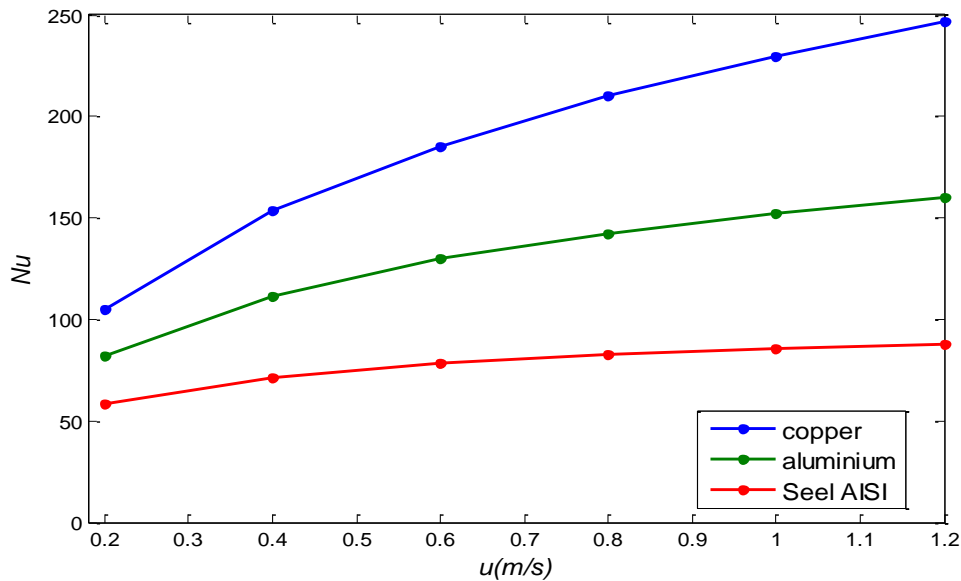


Fig.IV.3: Nombre de Nusselten fonction du changement de vitesse d'écoulement pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.4: montre la chute de pression au sein de dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée, pour trois matériaux différents de la mousse (Copper-Aluminium -Steel AISI). On a même graphe dans tous les trois matériaux, on remarque que la valeur de la chute de pression est augmentée d'une façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau. En effet, la chute de pression à travers le dissipateur est traduite par la perméabilité de matériau de la mousse, ce paramètre est influencée sur le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'améliorer leur l'efficacité.

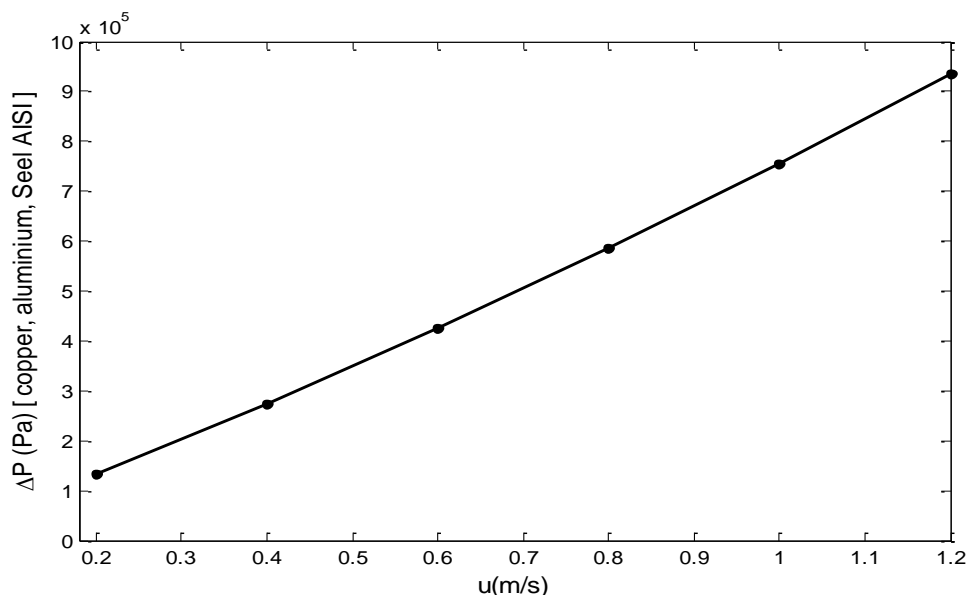


Fig.IV.4: La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.5: présente l'évolution de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée, pour trois matériaux différents de la mousse (Copper-Aluminium -Steel AISI). On à même graphe dans tous les trois matériaux de mousse, C'est la preuve qu'ils ont la même puissance de pompage, on remarque aussi que la puissance de pompage est augmentée progressivement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée de dissipateur. Ainsi, on peut dire que la vitesse d'écoulement d'eau a une influence sur la puissance de pompage.

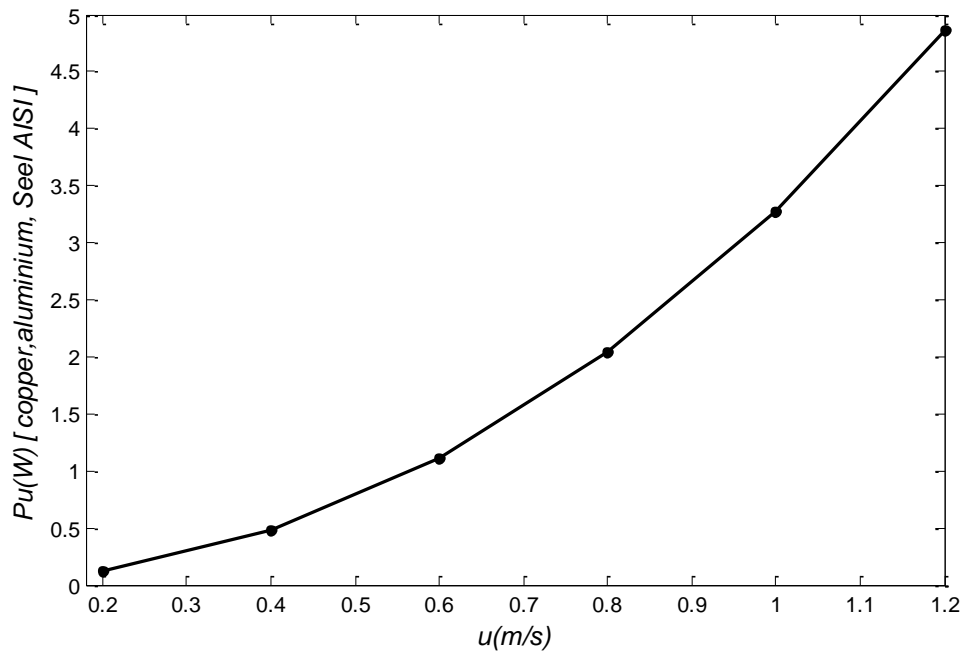


Fig.IV.5 : Evolution de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La variation le nombre de Reynolds en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI) présenté à la figure IV.6. On a le même graphe dans les trois matériaux, c'est la preuve qu'ils ont le même nombre de Reynolds, on remarque aussi que la valeur de nombre de Reynolds est augmentée d'une façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'eau à l'entrée de dissipateur, on peut dire que la vitesse d'écoulement d'eau a une grande influence sur le nombre de Reynolds.

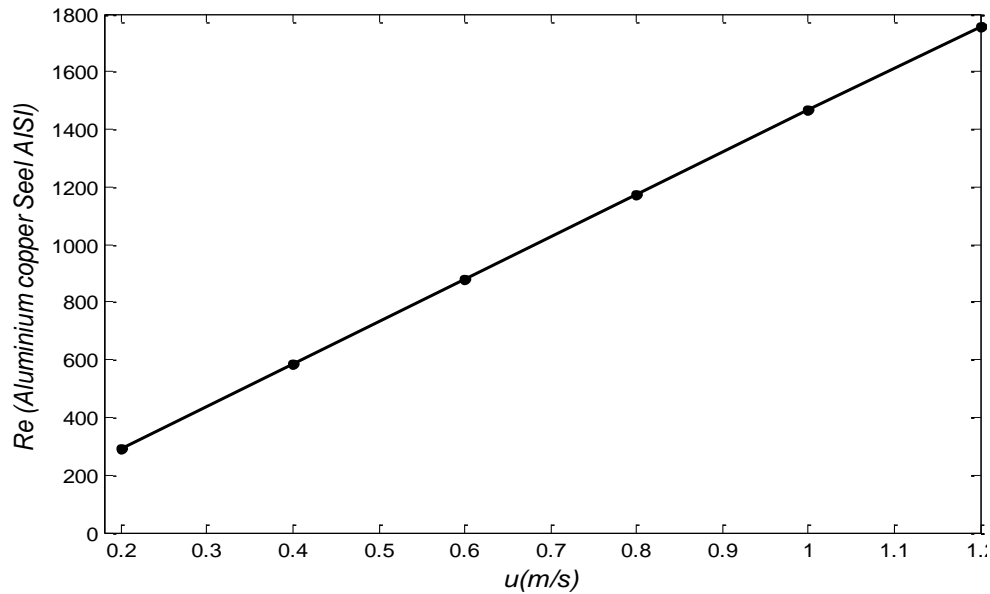


Fig.IV.6 : Variation de Nombre de Reynolds en fonction de la vitesse d'écoulement d'eau, pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

IV.2.1.2. Effet de la nature de métal de la mousse avec le changement de la charge thermique

La figure IV.7 donne l'évolution du coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents de la mousse. D'après cette figure, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté d'une façon linéaire avec l'augmentation de la charge thermique pour tous de trois matériaux de la mousse. Cette augmentation est clairement remarquable pour le Copper par-rapport à l'aluminium et le Steel AISI, et cela est dû à l'augmentation de la conductivité thermique dans ce métal par rapport les autres matériaux.

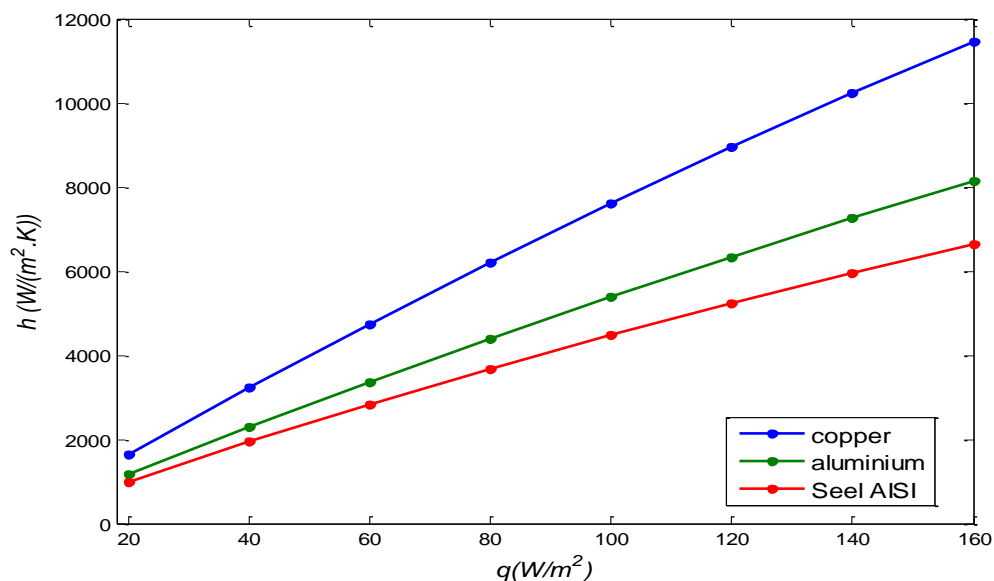


Fig.IV.7 : Evolution du coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure.IV.8 présente la variation du nombre de Nusselt en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents de la mousse. D'après cette figure, on remarque que le nombre de Nusselt est augmenté d'une façon linéaire avec l'augmentation de la charge thermique pour tous les trois métaux de mousse. On remarque aussi les valeurs de nombre de Nusselt sont plus grandes dans le Copper par rapport à l'aluminium et le Steel AISI, donc, On peut dire que la nature métallique de la mousse influencée sur le nombre de Nusselt de dissipateur et cela permet d'augmenter ou de diminuer le nombre de Nusselt au sein de dissipateurs.

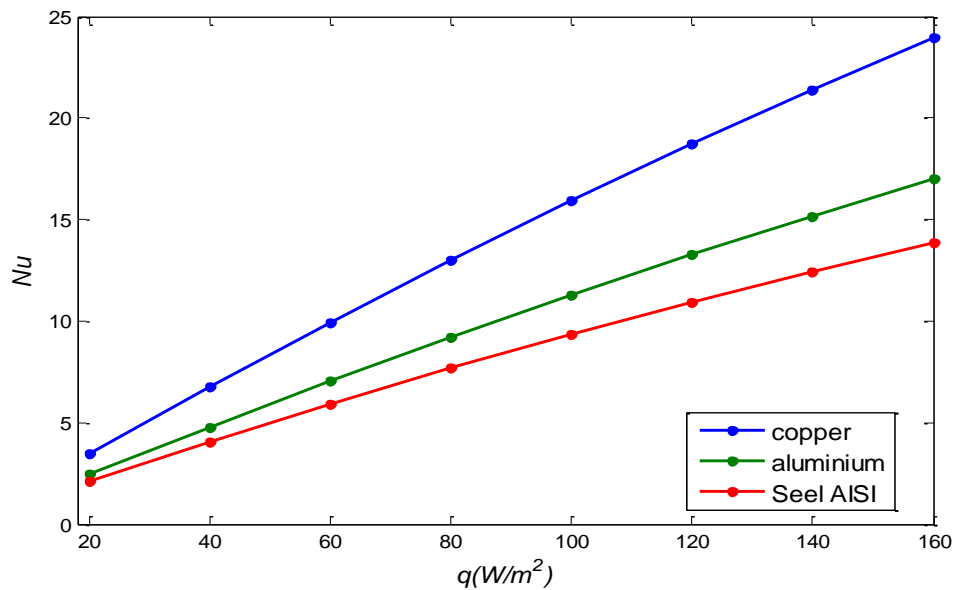


Fig.IV.8: Variation du Nombre de Nusselt en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI)

La figure IV.9 montre la variation de la résistance thermique de dissipateur en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents de la mousse. D'après cette figure, on remarque que la résistance thermique elle diminue progressivement avec l'augmentation de la charge thermique dans chacun des trois matériaux de la mousse, Pour une charge thermique est inférieure à 60 w/m^2 , la résistance de dissipateur prend des valeurs comprises de $[0,6 \text{ à } 1 \text{ K.m}^2/\text{W}]$. Au-delà de 60 w/m^2 de charge thermique, cette résistance légèrement diminuée et puis stabilisée d'une façon linéaire à une charge thermique supérieure à 60 w/m^2 , Cette phénoménologie est remarquable pour tous trois métaux de mousse.

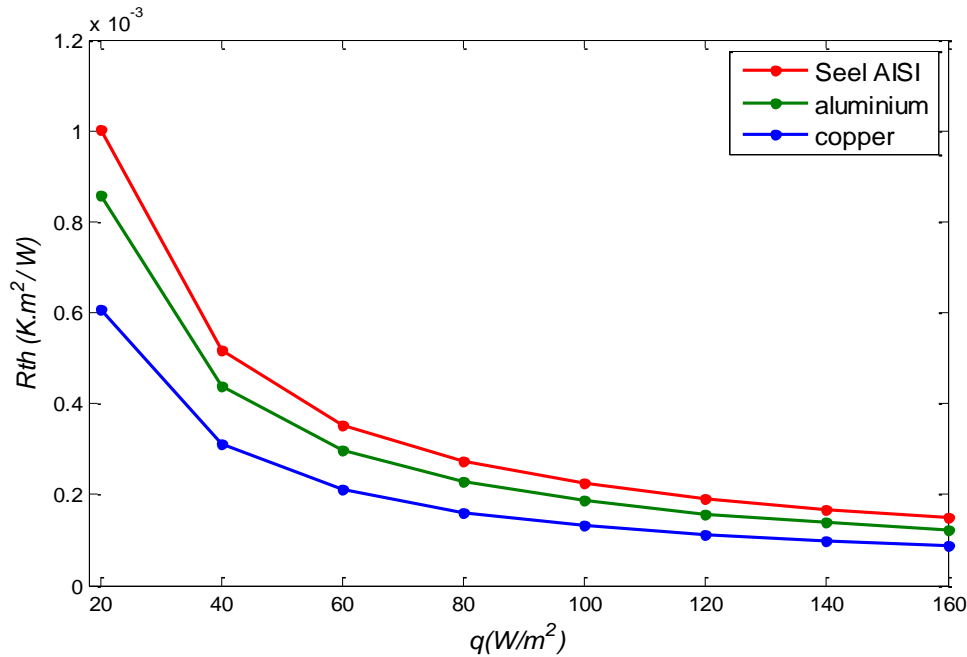


Fig.IV.9: Evolution de la résistance thermique en fonction de la charge thermique pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La variation de coefficient de transfert de chaleur de dissipateur en fonction de la porosité du mousse pour trois matériaux différents de la mousse est représentée à La figure IV.10. D'après cette figure, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur diminue progressivement avec l'augmentation de la porosité dans chacun des trois matériaux de la mousse, Pour une porosité est inférieure à 0.6, le coefficient de transfert de chaleur prend des valeurs comprises de $[2.46 \times 10^4$ à $4.5 \times 10^4 W/(m^2.K)]$, mais à une porosité supérieure 0.6, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur diminuée d'une façon rapide dans tous trois matériaux de mousse, cela montre que la nature métallique de la mousse et la porosité ont influé sur le coefficient de transfert de chaleur, on peut donc dire qu'ils ont un rôle important dans l'amélioration de l'efficacité du dissipateur

On peut dire que les trois matériaux de la mousse ont une bonne résistance thermique.

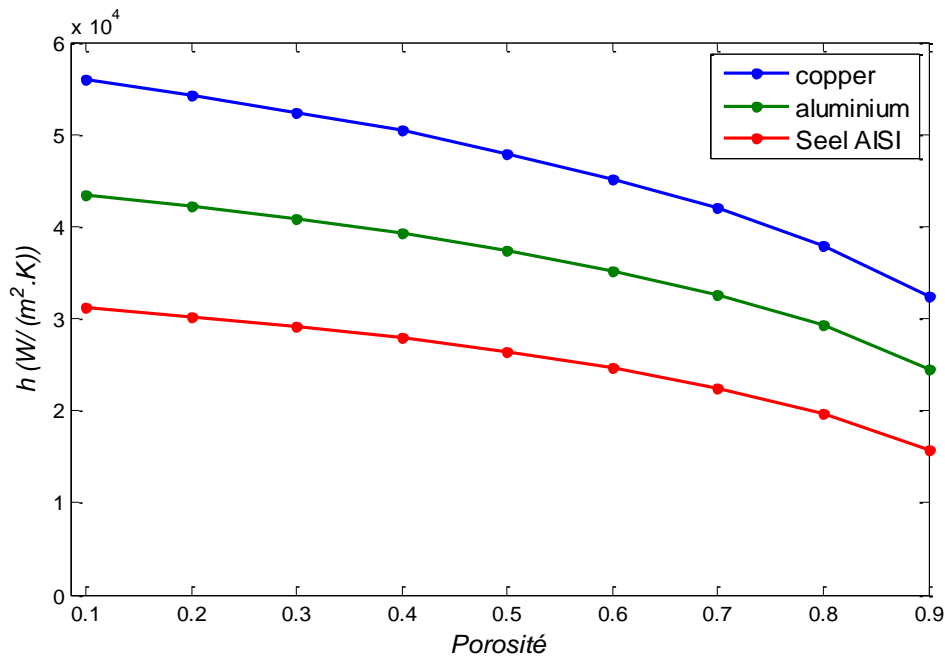


Fig.IV.10: Coefficient de transfert de chaleur à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois métaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

IV.2.1.3. Effet la nature de métal de la mousse avec changement de la porosité

La figure IV.11: montre la variation de nombre de Nusselt en fonction de la porosité du mousse pour trois matériaux différents. Dans cette figure, on remarque que la nombre de Nusselt diminue progressivement avec l'augmentation de la porosité pour les trois matériaux de la mousse, Pour une porosité est inférieure à 0.6, le nombre de Nusselt prend des valeurs comprises de [51.57 à 94.51], mais à une porosité supérieure de 0.6, on remarque que le nombre de Nusselt diminuée rapidement dans les trois matériaux de la mousse, donc cela signifie que la nature métallique de la mousse et la porosité ont influé sur le nombre de Nusselt et cela permet d'augmenter ou de diminuer le nombre de Nusselt au sein de dissipateurs.

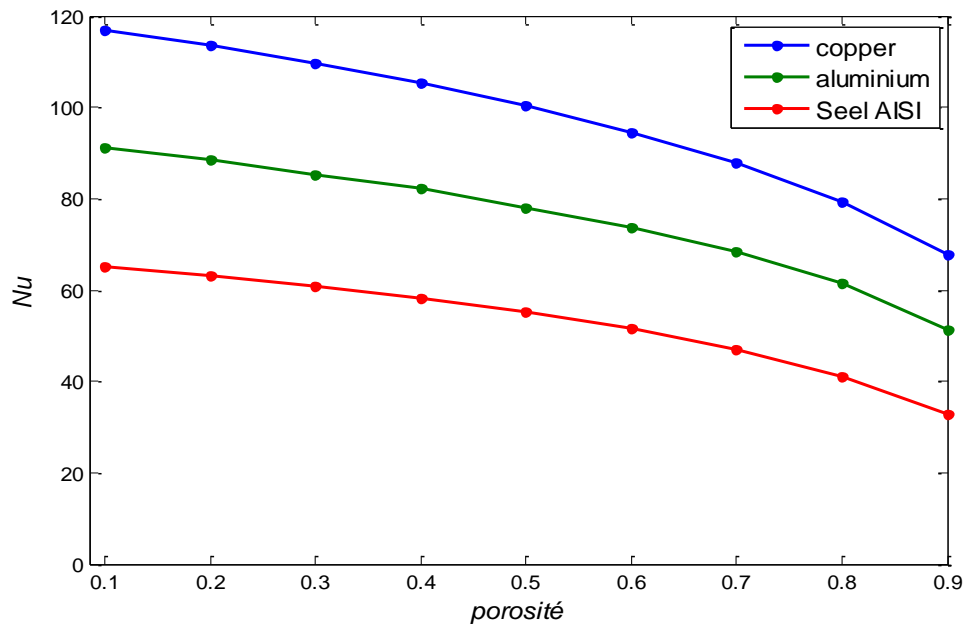


Fig.IV.11: Variation du Nombre de Nusselten fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

L'évolution de la résistance thermique en fonction de la porosité du mousse pour trois matériaux différents de la mousse est présentée à la figure IV.12. Dans cette figure, on remarque que la résistance thermique est augmentée progressivement avec l'augmentation de la porosité dans les trois matériaux de la mousse, pour une porosité est inférieure à 0.6, la résistance thermique prend des valeurs comprises de $[2.2 \times 10^{-5}$ à $4 \times 10^{-5} \text{ k.m}^2/\text{w}]$, mais lorsque la porosité dépasse la valeur 0.6, on remarque que la résistance thermique augmenté rapidement pour les trois matériaux de la mousse. Donc on peut dire que la nature du métal de la mousse et la porosité ont une grande influence sur la résistance thermique, ainsi, les deux ont un rôle important dans l'amélioration de l'efficacité du dissipateur thermique.

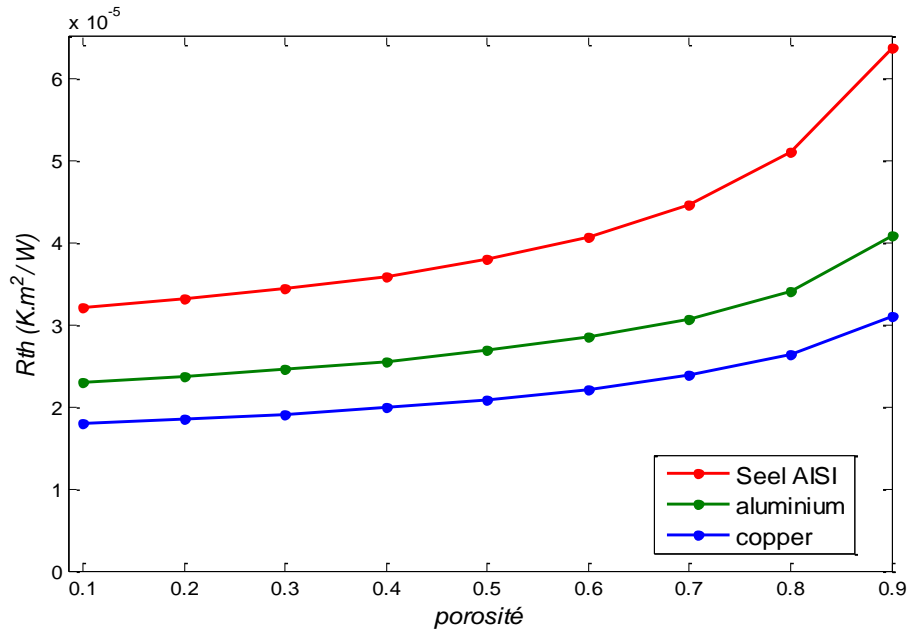


Fig.IV.12: Evolution de la résistance thermique en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.13 montre la variation de la chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la porosité du mousse pour trois matériaux différents de la mousse. On a même graphe dans tous les trois matériaux, c'est la preuve qu'ils ont les mêmes valeurs la chute de pression, on remarque aussi que la chute de pression est diminuée progressivement avec l'augmentation de la porosité de la mousse, en effet, la chute de pression de la dissipateur est traduite par la perméabilité de matériau de la mousse, ce paramètre est influencé le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'améliorer leur l'efficacité.

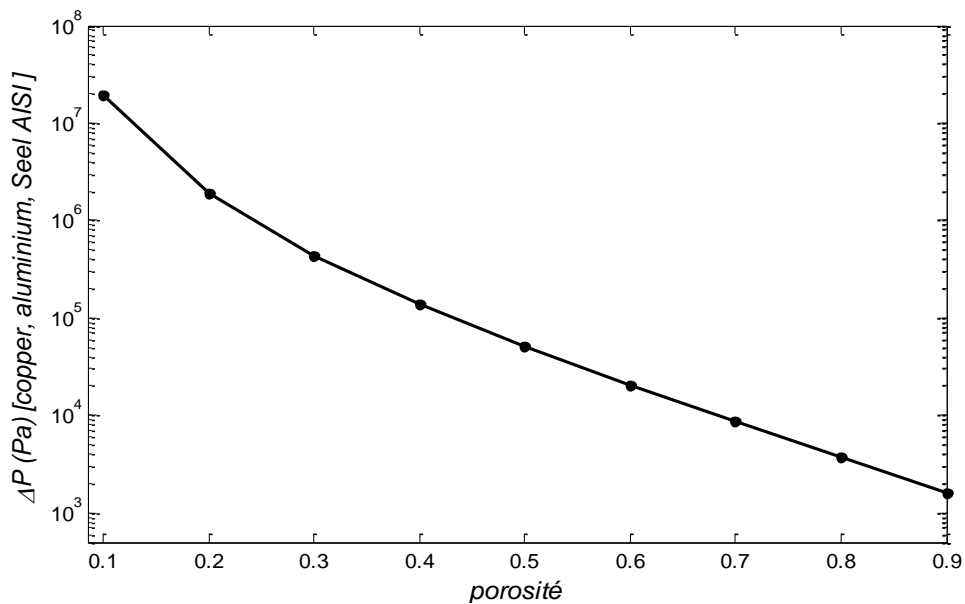


Fig.IV.13: La chute de pression à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

La figure IV.14: montre la variation de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la porosité du mousse pour trois matériaux différents. On a les mêmes graphes pour les trois matériaux, c'est la preuve qu'ils ont les mêmes valeurs de la puissance de pompage, dans cette figure on remarque que, la puissance de pompage est diminuée progressivement avec l'augmentation de la porosité de la mousse, ainsi on peut dire que la porosité de la mousse à travers le dissipateur est un paramètre très important peut influencer directement sur le comportement thermique et d'accélérer le processus de refroidissement de dissipateur.

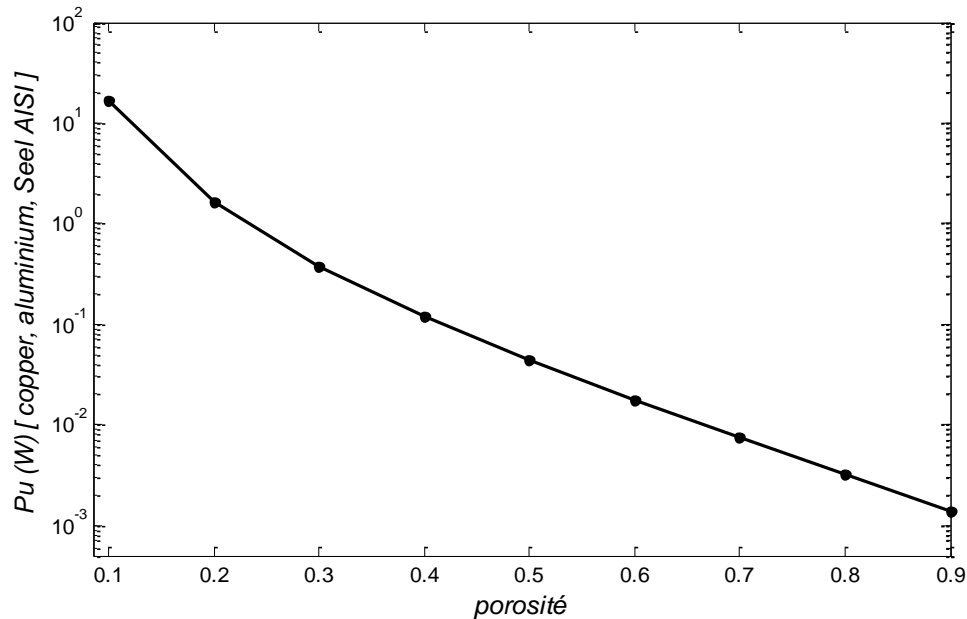


Fig.IV.14: Evolution de la puissance de pompage à travers le dissipateur en fonction de la porosité pour trois matériaux différents (Copper-Aluminium -Steel AISI).

IV.3 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats de simulations numériques du dissipateur thermique à micro canaux pour trois mousses métalliques à différents matériaux (Copper, aluminium, Steel AISI), ces simulations ont été réalisées avec différents paramètres :

- ✓ Variation de la vitesse d'écoulement d'eau.
- ✓ Variation de la Porosité de la mousse.
- ✓ Variation de la charge thermique.

Les résultats obtenus montrent que les performances du dissipateur thermique sont affectées par de nombreux facteurs, notamment : La nature métallique de la mousse puisque chaque métal a des propriétés différentes des autres métaux, en plus la porosité de la mousse, tels que de l'augmentation de ce paramètre peuvent être améliorées l'efficacité de dissipateur.

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans ce mémoire est l'étude de l'amélioration des performances thermique d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux à section variable remplis en mousse métallique pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance.

Dans cette approche numérique, une simulation CFD en 3D par logiciel software Comsol-Multiphysics a été présentée. Un modèle de dissipateur thermique à micro-canaux en mousse métallique a été dessiné. Les données de ce modèle numérique développé sont basées sur des données réelles tirées par les littératures. Ce modèle permet d'évaluer l'effet de quelques paramètres de fonctionnement tels que :

- Variation de la vitesse d'écoulement d'eau.
- Variation de la charge thermique.
- Porosité de la mousse.

Nous avons utilisé le programme Matlab pour tracer les résultats obtenus par le logiciel de simulation, parmi ceux : résistance thermique, coefficient de transfert de chaleur, Nombre de Nusselt, La chute de pression, puissance de pompage ...etc. Les principaux résultats obtenus au cours de l'étude de ce mémoire peuvent être résumés dans les points suivants :

- Les résultats obtenus montrent que une augmentation de la vitesse d'écoulement entraîne une augmentation progressive du coefficient de transfert de chaleur au sein du dissipateur et peu diminuée la résistance thermique et cela influencé l'efficacité de dissipateur.
- l'augmentation de la charge thermique entraîne une augmentation progressive du coefficient de transfert de chaleur au sein du dissipateur et peu diminuée la résistance thermique et cela influencé l'efficacité de dissipateur.
- On a constaté par les résultats que l'augmentation de la vitesse d'écoulement et la charge thermique entraîne une augmentation progressive du nombre de Nusselt, tandis que l'augmentation de la valeur de porosité entraîne une diminution du nombre de Nusselt.
- La porosité de la mousse est un paramètre très important, qui peut avoir un impact direct sur le comportement thermique et accélérer le processus de refroidissement du dissipateur et permet d'améliorer son l'efficacité.

- D'après les résultats, l'augmentation de la vitesse d'écoulement entraîne une augmentation progressive des valeurs du: nombre de Reynolds, et la puissance de pompage, et La chute de pression, tandis que l'augmentation de la valeur de porosité entraîne une diminution des valeurs du: Puissance de pompage, et la chute de pression
- La nature de matériau de la mousse influence sur l'efficacité du dissipateur thermique (Le cuivre est meilleur que l'aluminium et l'acier)

Enfin, On peut conclure de ce travail de recherche que pour améliorer l'efficacité du dissipateur thermique dans la carte électronique, doivent être à prendre en compte quelques points importants :

- l'effet la forme géométrie du canal: Une forme différente du canal doit être étudiée par exemple, rectangulaire, triangulaire ou hexagonal.
- Le matériau en mousse a un effet sur les performances thermiques de dissipateur de chaleur et c'est pourquoi il est recommandé d'utiliser du cuivre pour les mousses métalliques
- Il est recommandé de changer le type de fluide, par exemple air ou autre réfrigérant

Référence Bibliographique

- [1] G.E. Moore, Cramming more components onto integrated circuits, *Electronics* 38 (1965) 114–117.
- [2] Bastawros, A. Evans, G., Characterization of open-cell aluminum alloy foams as heat sinks for high power electronic devices, *Symposium on the application of Heat Transfer in Microelectronics Packaging*, IMECE, 1977.
- [3] K.A. Afimiwala, R.W. Mayne, R.K. Shah, Heat exchanger optimization, *Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference*, Toronto, Canada, 4 1978, pp. 185–191.
- [4] D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease, High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron Dev. Lett.* 2 (1981) 126–129.
- [5] G.M. Lazarek, S.H. Black, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (1982) 945–959.
- [6] P. Wu, W.A. Little, Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for micro miniature refrigerators, *Cryogenics* 24 (1984) 415–420.
- [7] R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelkar, *Heat transfer equipment design*, CRC Press, 1988.
- [8] D. Wadsworth, I. Mudawar, Cooling of a multichip electronic module by means of confined two-dimensional jets of dielectric liquid, (1990).
- [9] M.W. Wambsganss, D.M. France, J.A. Jendrzeczyk, T.N. Tran, Boiling heat transfer in a horizontal small diameter tube, *J. Heat Transfer* 115 (1993) 963–972.
- [10] B.X. Wang, X.F. Peng, Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 37 (1994) 73–82.
- [11] M. Kaviany, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Second ed. Springer-Verlag, New York, 1995. 18–51.
- [12] A. Bejan, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York, 1996.
- [13] T.N. Tran, M.W. Wambsganss, D.M. France, Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 485–498.
- [14] X.F. Peng, G.P. Peterson, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, *Int. J. Heat Mass Transf.* 39 (1996) 2599–2608.
- [15] P.A. Kew, K. Cornwell, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *App. Therm. Eng.* 17 (1997) 705–715.
- [16] D.G. Morris, *Mechanical Behavior of Nanostructured Materials*, Trans. Tech. Publications, Uetikon-Zurich, Switzerland, 1998. 1–86.

-
- [17] R. Pieper, A. Kraus, Performance analysis of double stack cold plates covering all conditions of asymmetric heat loading, (1998).
- [18] T.J. Lu, H. A. Stone, M. F. Ashby, Heat transfer in open-cell metal foam, *Acta. Mater.* 46 (1998) 3619-3635.
- [19] T.M. Adams, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, Z.H. Qureshi, An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 41 (1998) 851–857.
- [20] Y.-Y. Yan, T.-F. Lin, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer* 41 (1998) 4183–4194.
- [21] X. Hong, A. Ali, R. Bhatia, The use of heat pipes in personal computers, *Int. Society Conference on Thermal Phenomena 1998*, pp. 442–448.
- [22] Z.Y. Guo, D.Y. Li, B.X. Wang, A novel concept for convective heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Transf.* 41 (1998) 2221–2225.
- [23] K. Vafai, L. Zhu, Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling, *Int. J. Heat Mass Transf.* 42 (12) (1999) 2287–2297.
- [24] K. Vafai, L. Zhu, Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling, *Int. J. Heat Mass Transf.* 31 (1999) 1176–1186.
- [25] S. Lalot, P. Florent, S. Lang, A. Bergles, Flow maldistribution in heat exchangers, *Applied thermal engineering*, 19 (1999) 847-863.
- [26] T.M. Adams, M.F. Dowling, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 4411–4415.
- [27] T.M. Harms, M.J. Kazmierczak, F.M. Gerner, Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 20 (1999) 149–157.
- [28] S.S. Mehendale, A.M. Jacobi, Evaporative heat transfer in mesoscale heat exchangers, *ASHRAE Transactions: Symposia*, Dallas, TX, 2000, pp. 445–452.
- [29] Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000) 3347–3358.
- [30] C.B. Sobhan, S.V. Garimella, A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels, *Microscale Thermophysical Engineering*, 5 (2001) 293-311.
- [31] J. Banhart, Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams, *Prog. Mater.Sci* 46 (2001) 559-632.
- [32] H.J. Lee, S.Y. Lee, Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios, *Int. J. Multiphase Flow* 27 (2001) 2043–2062.

-
- [33] S. Lin, P.A. Kew, K. Cornwell, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *Int. J. Refrige.* 24 (2001) 51–56.
- [34] A. Bhattacharya, V. V. Calmidi, R. L. Mahajan, Thermophysical properties of high porosity metal foams, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (5) (2002) 1017-1031.
- [35] B. Agostini, B. Watel, A. Bontemps, B. Thonon, Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1821–1834.
- [36] L. Tadrist, M. Miscevic, O. Rahli, F. Topin, About the Use of Fibrous Materials in Compact Heat Exchangers, *Int. Symp. on compact heat exchangers*, pp 283-288, Grenoble, Aout 2002.
- [37] G.R. Warriar, V.K. Dhir, L.A. Momoda, Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26 (2002) 53–64.
- [38] S.H. Ching, K.T Ooi, T.N. Wong, Optimization of single and double layered counter flow microchannel heat sinks, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1569–1585.
- [39] W. Yu, D.M. France, M.W. Wambsganss, J.R. Hull, Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube, *Int. J. Multiphase Flow* 28 (2002) 927–941.
- [40] G. Quadir, S. Beh, K. Seetharamu, A. Hassan, Steady state finite element analysis of a double stack cold plate with heat losses, *Heat and mass transfer*, 39 (2003) 519-528.
- [41] J.H. Ryu, D.H. Choi, S.J. Kim, Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf.* 46 (9) (2003) 1553– 1562.
- [42] X. Wei, Y. Joshi, Optimization study of stacked micro-channel heat sinks for micro-electronic cooling, *IEEE transactions on components and packaging technologies*, 26 (2003) 55-61.
- [43] C. Marques, K.W. Kelly, Fabrication and performance of a pin fin micro heat exchanger, *J. Heat Transfer* 126 (3) (2004) 434–444.
- [44] J. Lee, I. Mudawar, Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I—Pressure drop characteristics, *Int. J. Heat Mass Transfer* (in press).(2004)
- [45] M.K. Patterson, X. Wei, Y. Joshi, R. Prasher, Numerical study of conjugate heat transfer in stacked microchannels, in: *The Ninth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena In Electronic Systems* (IEEE Cat. No. 04CH37543), IEEE, 2004, pp. 372-380.
- [46] T. Bello-Ochende, A. Bejan, Maximal heat transfer density: Plates with multiple lengths in forced convection, *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (2004) 1181-1186.
- [47] W. Owhaib, B. Palm, Experimental investigation of single phase convective heat transfer in circular microchannels, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 28 (2004) 105–110.

-
- [48] X. Wei, Y. Joshi, Stacked microchannel heat sinks for liquid cooling of microelectronic components, *J. Electron. Packag.* 126 (1) (2004) 60–66.
- [49] X. Huo, L. Chen, Y.S. Tian, T.G. Karayiannis, Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, *App. Therm. Eng.* 24 (2004) 1225–1239.
- [50] X. Wei, Y. Joshi, Stacked microchannel heat sinks for liquid cooling of microelectronic components, *J. Electron. Packag.*, 126 (2004) 60-66.
- [51] Ángel R. Álvarez Hernández, Combined flow and heat transfer characterization of open cell aluminum foams (MSc. Thesis) University of Puerto Rico Mayaguez Campus, 2005.
- [52] A. Kosar, C. Mishra, Y. Peles, Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins, *J. Fluids Eng.* 127 (3) (2005) 419–430.
- [53] C. Bower, A. Ortega, P. Skandakumaran, R. Vaidyanathan, T. Phillips, Heat transfer in water-cooled silicon carbide milli-channel heat sinks for high power electronic applications, *J. Heat Transfer*, 127 (2005) 59-65.
- [54] D. Klein, G. Hetsroni, A. Mosyak, Heat transfer characteristics of water and APG surfactant solution in a micro-channel heat sink, *International Journal of Multiphase Flow*, 31 (2005) 393-415.
- [55] M.B. Dogruoz, M. Urdaneta, A. Ortega, Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 5058-5071.
- [56] P.S. Lee, S.V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 48 (2005) 1688–1704.
- [57] R. Akhilesh, A. Narasimhan, C. Balaji, Method to improve geometry for heat transfer enhancement in PCM composite heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 2759-2770.
- [58] S.C. Lin, F.S. Chuang, C.A. Chou, Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 29 (2005) 591–600.
- [59] A. Kosar, Y. Peles, Thermal-hydraulic performance of MEMS-based pin fin heat sink, *J. Heat Transfer* 128 (2) (2006) 121–131.
- [60] Donald A. Nield, Adrian Bejan, *Convection in Porous Media*, Springer-Verlag, New York, LLC, 2006. 1–38.
- [61] G.P. Celata, M. Cumo, V. Marconi, S.J. McPhail, G. Zummo, Microtube liquid singlephase heat transfer in laminar flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49 (2006) 3538–3546.
- [62] J. Wen, Y. Li, A. Zhou, K. Zhang, An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006) 1667-1678.

-
- [63] K. Nayak, S. Saha, K. Srinivasan, P. Dutta, A numerical model for heat sinks with phase change materials and thermal conductivity enhancers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006) 1833-1844
- [64] N. Lei, P. Skandakumaran, A. Ortega, Experiments and modeling of multilayer copper minichannel heat sinks in single-phase flow, in: *Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems*, 2006. IThERM 2006., IEEE, 2006, pp. 9-18.
- [65] S.V. Garimella, Advances in mesoscale thermal management technologies for microelectronics, *Microelectron. J.* 37 (11) (2006) 1165–1185.
- [65] W.A. Khan, J.R. Culham, M.M. Yovanovich, The role of fin geometry in heat sink performance, *ASME J. Electron. Packag.* 128 (12) (2006) 324–330.
- [66] X.Q. Wang, A.S. Mujumdar, C. Yap, Thermal characteristics of tree-shaped microchannel nets for cooling of a rectangular heat sink, *Int. J. Therm. Sci.* 45 (11) (2006) 1103–1112.
- [67] E. Walsh, R. Grimes, Low profile fan and heat sink thermal management solution for portable applications, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (2007) 1182-1190.
- [68] G.P. Celata, M. Cumo, S.J. McPhail, G. Zummo, Single-phase laminar and turbulent heat transfer in smooth and rough microtubes, *Microfluid. Nanofluid.* 3 (2007) 697–707.
- [69] G. Ribatski, H.A. Navarro, L. Cabezas-Gómez, J.M. Saiz-Jabardo, The advantages of evaporation in micro-scale channels to cool microelectronic devices, *Thermal Engineering* 6 (2007) 34–39.
- [70] Jung-Chang Wang, Hsiang-Sheng Huang, Sih-Li Chen, Experimental investigations of thermal resistance of a heat sink with horizontal embedded heat pipes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 34 (2007) 958–970.
- [71] J. Li, G.P. Peterson, 3-Dimensional numerical optimization of silicon-based high performance parallel microchannel heat sink with liquid flow, *Int. J. Heat Mass Transf.* 50 (15–16) (2007) 2895–2904.
- [72] N. Caney, P. Marty, J. Bigot, Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 1715–1721.
- [73] Roche, J. F , Définition d'un dissipateur de chaleur en milieu industriel, Ed. Techniques Ingénieur, 2007.
- [74] S.C. Lin, C.A. Chou, Blockage effect of axial-flow fans applied on heat sink assembly, *Appl. Therm. Eng.* 24 (2007) 2375–2389.
- [75] S.-C. Tzeng, Spatial thermal regulation of aluminum foam heat sink using a sintered porous conductive pipe, *International journal of heat and mass transfer*, 50 (2007) 117-126.

-
- [76] S.L. Qi, P. Zhang, R.Z. Wang, L.X. Xu, Single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 1993–2001.
- [77] S. Vanapalli, H.J.M. Ter Brake, H.V. Jansen, et al., Pressure drop of laminar gas flows in a microchannel containing various pillar matrices, *J. Micromech. Microeng.* 17 (7) (2007) 1381–1386.
- [78] X. Wei , Y. Joshi , M.K. Patterson , Experimental and numerical study of a stacked microchannel heat sink for liquid cooling of microelectronic devices, *J. Heat Transf.* 129 (10) (2007) 1432–1444.
- [79] A. Husain, K.Y. Kim, Optimization of a microchannel heat sink with temperature dependent fluid properties, *Appl. Therm. Eng.* 28 (8) (2008) 1101–1107.
- [80] G.D. Xia, Q.M. Liu, J.Z. Qi, J.L. Xu, Influence of surfactant on friction pressure drop in a manifold microchannel, *Int. J. Therm. Sci.* 47 (2008) 1658–1664.
- [81] K. Hooman, Heat and fluid flow in a rectangular microchannel filled with a porous medium, *Int. J. Heat Mass Transf.* 51 (2008) 5804–5810.
- [82] P. Chen, *Manufacturing of Porous Surfaces with Micro-Scale Features for Advanced Heat Transfer*, the University of Michigan, USA, 2008.
- [83] Y.-T. Yang, H.-S. Peng, Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008) 4788-4796.
- [84] A. Husain, K.-Y. Kim, Thermal optimization of a microchannel heat sink with trapezoidal cross section, *Journal of Electronic Packaging*, 131 (2009).
- [85] M.K. Sung, I. Mudawar, Single-phase and two-phase hybrid cooling schemes for high-heat-flux thermal management of defense electronics, *Journal of Electronic Packaging*, 131 (2009).
- [86] P. Naphon, S. Klangchart, S. Wongwises, Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (2009) 834-840.
- [87] Paisarn Naphon, Songkran Wiriyasart, Liquid cooling in the mini-rectangular fin heat sink with and without thermoelectric for CPU, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 36 (2) (2009) 166–171.
- [88] S. Kandlikar, Z. Lu, W. Domigan, A. White, M. Benedict, Measurement of flow maldistribution in parallel channels and its application to ex-situ and in-situ experiments in PEMFC water management studies, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009) 1741-1752.
- [89] T. Harirchian, S.V. Garimella, Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels, *International Journal of Multiphase Flow* 35 (2009) 349–362.

-
- [90] S.A. Isaev, E. Leonardi, V. Timchenko, et al., Vortical intensification of heat transfer in microchannels with oval dimples, *Heat Transfer Res.* 41 (4) (2010) 413–424.
- [91] S.M. Kim, I. Mudawar, Analytical heat diffusion models for different microchannel heat sink cross-sectional geometries, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (19–20) (2010) 4002–4016.
- [92] P. Gunnasegaran, H.A. Mohammed, N.H. Shuaib, et al., The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 37 (8) (2010) 1078–1086.
- [93] Y. Sui, C.J. Teo, P.S. Lee, Y.T. Chew, C. Shu, Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (2010) 2760–2772.
- [94] H.A. Mohammed, P. Gunnasegaran, N.H. Shuaib, Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (1) (2011) 63–68.
- [95] H.A. Mohammed, P. Gunnasegaran, N.H. Shuaib, Influence of channel shape on the thermal and hydraulic performance of microchannel heat sink, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 38 (2011) 474–480.
- [96] T. Mansour, Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un mouvement d'un fluide électrique, Thèse de Doctorat, Université de Grenoble.2011
- [97] B. MECHERI , Refroidissement d'une armoire de Télécommunication avec Bouche Diphasique, Thèse en vue d'obtention du doctorat de l'université de Belfort-Montbéliard, 2011
- [98] Z.H. Wang, X.D. Wang, W.M. Yan, et al., Multi-parameters optimization for microchannel heat sink using inverse problem method, *Int. J. Heat Mass Transf.* 54 (13–14) (2011) 2811–2819.
- [99] Z.H. Wang, X.D. Wang, W.M. Yan, Y.Y. Duan, D.J. Lee, J.L. Xu, Multi-parameters optimization for microchannel heat sink using inverse problem method, *Int. J. Heat Mass Transf.* 54 (2011) 2811–2819.
- [100] C. Intel, Products datasheet. <<http://www.intel.com>>, 2012, (accessed 16.02.12).
- [101] J.B. Lan, Y.H. Xie, D. Zhang, Flow and heat transfer in microchannels with dimples and protrusions, *J. Heat Transfer* 134 (2) (2012) 021901
- [102] P. De Jaeger, C. T'Joel, H. Huisseune, B. Ameel, S. De Schampheleire, M. De Paepe, Assessing the influence of four bonding methods on the thermal contact resistance of open-cell aluminum foam, *Int. J. HeatMass Transf.* 55 (21-22) (2012) 6200–6210.
- [103] T. Fiedler, I.V. Belova, G.E.Murch, Critical analysis of the experimental determination of the thermal resistance of metal foams, *Int. J. HeatMass Transf.* 55 (15-16) (2012) 4415–4420.
- [104] T.C. Hung , W.M. Yan , X.D. Wang , Y.X. Huang , Optimal design of geometric parameters of double-layered microchannel heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (11) (2012) 3262–3272 .

-
- [105] ZHANG.Z, Gestion thermique des composants d'électronique de puissance -Utilisation du diamant CVD, Thèse en vue d'obtention du doctorat de l'université de Toulouse, 2012.
- [106] B. Mosavati, M. Mosavati, F. Kowsary, Solution of radiative inverse boundary design problem in a combined radiating-free convecting furnace, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 45 (2013) 130–136.
- [107] F.J. Do Nascimento, H.L.S.L. Le~ao, G. Ribatski, An experimental study on flow boiling heat transfer of R134a in a microchannel-based heat sink, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 45 (2013) 117–127.
- [108] G.N. Xie, Z.Y. Chen, B. Sunden, W.H. Zhang, Numerical predictions of the flow and thermal performance of water-cooled single-layer and double-layer wavy microchannel heat Sinks, *Numer. Heat Transf., Part A: Applications* 63 (2013) 201–225.
- [109] G.N. Xie, Z.Y. Chen, B. Sunden, W.H. Zhang, Comparative study of the flow and thermal performance of liquid-cooling parallel-flow and counter-flow double-layer wavy microchannel heat sinks, *Numer. Heat Transf., Part A: Applications* 64 (2013) 30–55.
- [110] J. Lee, K.S. Lee, Correlations and shape optimization in a channel with aligned dimples and protrusions, *Int. J. Heat Mass Transf.* 64 (2013) 444–451.
- [111] L. Chai, G.D. Xia, L. Wang, et al., Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion-constriction cross-sections, *Int. J. Heat Mass Transf.* 62 (2013) 741–751
- [112] M. Li, A.C.K. Lai, Thermodynamic optimization of ground heat exchangers with single U-tube by entropy generation minimization method, *Energy Convers. Manage.* 65 (2013) 133–139.
- [113] M. Mosavati , F. Kowsary , B Mosavati , A novel, noniterative inverse bound- ary design regularized solution technique using the backward Monte Carlo Method, *J. Heat Transf.* 135 (4) (2013) 1–7.
- [114]S. Halelfadl, N. Mohd-Ghazali, T. Maré, and P. Estellé, "Optimisation des performances thermiques et hydrauliques d'un nanofluide à base de nanotubes de carbone dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires," in XIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 2013, pp. -.
- [115] T.C. Hung, Y.X. Huang, W.M. Yan, Thermal performance analysis of porous-microchannel heat sinks with different configuration designs, *Int. J. Heat Mass Transf.* 66 (2013) 235–243.
- [116] X.D. Wang, B. An, L. Lin, D.J. Lee, Inverse geometric optimization for geometry of nanofluid-cooled microchannel heat sink, *Appl. Therm. Eng.* 55 (2013) 87–94.
- [117] X.D. Wang, A. Bin, J.L. Xu, Optimal geometric structure for nanofluid-cooled microchannel heat sink under various constraint conditions, *Energy Convers. Manag.* 65 (2013) 528–538.

-
- [118] Y. Wang, F. Houshmand, D. Elcock, et al., Convective heat transfer and mixing enhancement in a microchannel with a pillar, *Int. J. Heat Mass Transf.* 62 (1) (2013) 553–561.
- [119] Z.Y. Zheng, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Laminar heat transfer simulations for periodic zigzag semicircular channels: chaotic advection and geometric effects, *Int. J. Heat Mass Transf.* 62 (2013) 391–401.
- [120] B. Dai, M. Li, C. Dang, Y. Ma, Investigation on convective heat transfer characteristics of single phase liquid flow in multi-port micro-channel tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 70 (2014) 114–118.
- [121] H. REZIK , Etude des transferts de chaleur et de masse de l'ailette humide, mémoire de magistère, Université de Batna, 2014.
- [122] J. Zhang, Y.H. Diao, Y.H. Zhao, Y.N. Zhang, An experimental study of the characteristics of fluid flow and heat transfer in the multiport microchannel flat tube, *Appl. Therm. Eng.* 65 (2014) 209–218.
- [123] L. Lin, Y.Y. Chen, X.X. Zhang, et al., Optimization of geometry and flow rate distribution for double-layer microchannel heat sink, *Int. J. Therm. Sci.* 78 (1) (2014) 158–168.
- [124] P. Li, D. Zhang, Y.H. Xie, Heat transfer and flow analysis of Al₂O₃-water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion, *Int. J. Heat Mass Transf.* 73 (2014) 456–467.
- [125] Y.L. Zhai, G.D. Xia, X.F. Liu, et al., Heat transfer in the microchannels with fanshaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis, *Int. J. Heat Mass Transf.* 68 (2014) 224–233.
- [126] Louahlia, H., &Yon, S , Dissipation Thermique dans les Composants/Systèmes Electroniques. NormandieAeroEspace , 2015.
- [127] B Rajabifar , Enhancement of the performance of a double layered microchannelheatsink using PCM slurry and nanofluid coolants, *Int. J. Heat Mass Transf.* 88 (2015) 627–635.
- [128] C. Leng, X.D. Wang, T.H. Wang, An improved design of double-layered microchannel heat sink with truncated top channels, *Appl. Therm. Eng.* 79 (2015) 54–62.
- [129] C. Leng, X.D. Wang, T.H. Wang, W.M. Yan, Multi-parameter optimization of flow and heat transfer for a novel double-layered microchannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf.* 84 (2015) 359–369.
- [130] C. Leng, X.D. Wang, T.H. Wang, W.M. Yan, Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 65 (2015) 52–57.
- [131] G.D. Xia, D.D. Ma, Y.L. Zhai, et al., Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in microchannel heat sink with complex structure, *Energy Convers. Manage.* 105 (2015) 848–857.

-
- [132] H.E. Ahmed, M.I. Ahmed, Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 66 (2015) 47–57.
- [133] T. Dixit, I. Ghosh, Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 41 (2015) 1298–1311.
- [134] Z.H. Dai, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 83 (2015) 382–398.
- [135] B. Kim, An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels, *Int. J. Heat Fluid Flow* 62 (2016) 224–232.
- [136] B. Mosavati , M. Mosavati , F. Kowsary , Inverse boundary design solution in a combined radiating-free convecting furnace filled with participating medium containing specularly reflecting walls, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 76 (2016) 69–76.
- [137] B. Osanloo, A. Mohammadi-Ahmar, A. Solati, M. Baghani, Performance enhancement of the double-layered micro-channel heat sink by use of tapered channels, *Appl. Therm. Eng.* 102 (2016) 1345–1354.
- [138] C. Leng, X.D. Wang, W.M. Yan, T.H. Wang, Heat transfer enhancement of microchannel heat sink using transcritical carbon dioxide as the coolant, *Energy Convers. Manag.* 110 (2016) 154–164.
- [139] D.D. Ma, G.D. Xia, Y.F. Li, et al., Design study of micro heat sink configurations with offset zigzag channel for specific chips geometrics, *Energy Convers. Manage.* 127 (2016) 160–169.
- [140] D. Ansari , K.Y. Kim , Double layered microchannel heat sink with transverse flow configuration, *J. Electron. Packag.* 138 (3) (2016) 031005-1 –031005-13.
- [141] G.D. Xia, Y.F. Li, J. Wang, et al., Numerical and experimental analyses of planar micromixer with gaps and baffles based on field synergy principle, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 71 (2016) 188–196.
- [142] H.E. Ahmed , M.I. Ahmed , I.M.F. Seder , B.H. Salman , Experimental investigation for sequential triangular double-layered microchannel heat sink with nanofluids, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 77 (2016) 104–115.
- [143] L. Gong, H. Lu, H. Li, et al., Parametric numerical study of the flow and heat transfer in a dimpled wavy microchannel, *Heat Transfer Research* 47 (2) (2016) 105–118.
- [144] L. Chai, G.D. Xia, H.S. Wang, Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls, *Appl. Therm. Eng.* 92 (2016) 32–41.
- [145] M. Xu, H. Lu, L. Gong, et al., Parametric numerical study of the flow and heat transfer in microchannel with dimples, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 76 (2016) 348–357.

-
- [146] P. Li, Y.H. Xie, D. Zhang, et al., Heat transfer enhancement and entropy generation of nanofluids laminar convection in microchannels with flow control devices, *Entropy* 18 (4) (2016) 134.
- [147] P. Li, D. Zhang, Y.H. Xie, et al., Flow structure and heat transfer of non-Newtonian fluids in microchannel heat sinks with dimples and protrusions, *Appl. Therm. Eng.* 94 (2016) 50–58.
- [148] S. Lu, K. Vafai, A comparative analysis of innovative microchannel heat sinks for electronic cooling, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 76 (2016) 271–284.
- [149] Y.F. Li, G.D. Xia, D.D. Ma, et al., Characteristics of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with triangular cavities and rectangular ribs, *Int. J. Heat Mass Transf.* 98 (2016) 17–28.
- [150] Y. Zhai, Z. Li, H. Wang, J. Xu, Analysis of field synergy principle and the relationship between secondary flow and heat transfer in double-layered microchannels with cavities and ribs, *Int. J. Heat Mass Transf.* 101 (2016) 190–197.
- [151] Y. Zhai, G. Xia, Z. Li, H. Wang, A novel flow arrangement of staggered flow in double-layered microchannel heat sinks for microelectronic cooling, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 79 (2016) 98–104.
- [152] D. Yang, Z. Jin, Y. Wang, et al., Heat removal capacity of laminar coolant flow in a micro channel heat sink with different pin fins, *Int. J. Heat Mass Transf.* 113 (2017) 366–372.
- [153] G. Lu, J. Zhao, L. Lin, X.D. Wang, W.M. Yan, A new scheme for reducing pressure drop and thermal resistance simultaneously in microchannel heat sinks with wavy porous fins, *Int. J. Heat Mass Transf.* 111 (2017) 1071–1078.
- [154] I.A. Ghani, N. Kamaruzaman, N.A.C. Sidik, Heat transfer augmentation in a microchannel heat sink with sinusoidal cavities and rectangular ribs, *Int. J. Heat Mass Transf.* 108 (2017) 1969–1981.
- [155] I.A. Ghani, N.A.C. Sidik, R. Mamat, et al., Heat transfer enhancement in microchannel heat sink using hybrid technique of ribs and secondary channels, *Int. J. Heat Mass Transf.* 114 (2017) 640–655.
- [156] L. Lin, J. Zhao, G. Lu, X.D. Wang, W.M. Yan, Heat transfer enhancement in microchannel heat sink by wavy channel with changing wavelength/amplitude, *Int. J. Therm. Sci.* 118 (2017) 423–434.
- [157] Y.F. Li, G.D. Xia, Y.T. Jia, et al., Effect of geometric configuration on the laminar flow and heat transfer in microchannel heat sinks with cavities and fins, *Numer. Heat Transfer A* 71 (5) (2017) 528–546.
- [158] Y.L. Zhai, Z.H. Li, H. Wang, et al., Thermodynamic analysis of the effect of channel geometry on heat transfer in double-layered microchannel heat sinks, *Energy Convers. Manage.* 143 (2017) 431–439.

-
- [159] A. Sakanova, K.J. Tseng, Comparison of pin-fin and finned shape heat sink for power electronics in future aircraft, *Appl. Therm. Eng.* 136 (2018) 364–374.
- [160] L. Chai, L. Wang, X. Bai, Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls - Part 1: Local fluid flow and heat transfer characteristics, *Int. J. Heat Mass Transf.* 127 (2018) 1124–1137.
- [161] M.R. Hajmohammadi, Optimal design of tree-shaped inverted fins, *Int. J. Heat Mass Transf.* 116 (2018) 1352–1360.
- [162] M.R. Hajmohammadi, I. Toghraei, Optimal design and thermal performance improvement of a double-layered microchannel heat sink by introducing Al₂O₃ nanoparticles into the water, *Phys. A Stat. Mech. Appl.* 505 (2018) 328–344.
- [163] M.R. Hajmohammadi, P. Alipour, H. Parsa, Microfluidic effects on the heat transfer enhancement and optimal design of microchannels heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.* 126 (2018) 808–815.
- [164] N.H. Naqiuddin, L.H. Saw, M.C. Yew, F. Yusof, T.C. Ng, M.K. Yew Overview of micro-channel design for high heat flux application, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82 (2018) 901–914.
- [165] R.J. Wang, J.W. Wang, B.Q. Lijin, et al., Parameterization investigation on the microchannel heat sink with slant rectangular ribs by numerical simulation, *Appl. Therm. Eng.* 133 (2018) 428–438.
- [166] S.L. Wang, X.Y. Li, X.D. Wang, G. Lu, Flow and heat transfer characteristics in double-layered microchannel heat sinks with porous fins, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 93 (2018) 41–47.
- [167] W.M.A.A. Japar, N.A.C. Sidik, S. Mat, A comprehensive study on heat transfer enhancement in microchannel heat sink with secondary channel, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 99 (2018) 62–81.
- [168] Y.T. Jia, G.D. Xia, Y.F. Li, et al., Heat transfer and fluid flow characteristics of combined microchannel with cone-shaped micro pin fins, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 92 (2018) 78–89.
- [169] ABD EDDAIM, A. M. A. L. Gestion des échanges thermiques des éléments électroniques., , mémoire de master, Université de Mohamed Khider (Biskra), 2019
- [170] A. Datta, V. Sharma, D. Sanyal, et al., A conjugate heat transfer analysis of performance for rectangular microchannel with trapezoidal cavities and ribs, *Int. J. Therm. Sci.* 138 (2019) 425–446.
- [171] D.X. Deng, G. Pi, W.X. Zhang, P. Wang, T. Fu, Numerical study of double-layered microchannel heat sinks with different cross-sectional shapes, *Entropy* 21 (2019) 16.
- [172] E. Bayrak, A.B. Olcay, M.F. Serincan, Numerical investigation of the effects of geometric structure of microchannel heat sink on flow characteristics and heat transfer performance, *Int. J. Therm. Sci.* 135 (2019) 589–600.

-
- [173] E. Khodabandeh , S.A. Rozati , M. Joshaghani , O.A. Akbari , S. Akbari , D. Toghraie , Thermal performance improvement in water nanofluid/GNP–SDBS in novel design of double-layer microchannel heat sink with sinusoidal cavities and rectangular ribs, *J. Therm. Anal. Calorim.* 136 (3) (2019) 1333–1345.
- [174] H.L. Liu, D.H. Qi, X.D. Shao, et al., An experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement in annular microchannel heat sinks, *Int. J. Therm. Sci.* 142 (2019) 106–120.
- [175] J.F. Zhang, L. Jia, W.W. Yang, et al., Numerical analysis and parametric optimization on flow and heat transfer of a microchannel with longitudinal vortex generators, *Int. J. Therm. Sci.* 141 (2019) 211–221.
- [176] L. Chai, L. Wang, X. Bai, Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls - Part 2: Average fluid flow and heat transfer characteristics, *Int. J. Heat Mass Transf.* 128 (2019) 634–648.
- [177] M.R. Hajmohammadi, M. Ahmadian, S.S. Nourazar, Introducing highly conductive materials into a fin for heat transfer enhancement, *Int. J. Mech. Sci.* 150 (2019) 420–426.
- [178] M.R. Hajmohammadi, E. Rezaei, Proposing a new algorithm for the optimization of conduction pathways based on a recursive localization, *Appl. Therm. Eng.* 151 (2019) 146–153.
- [179] M.A. Alfellag, H.E. Ahmed, O.T. Fadhil, et al., Optimal hydrothermal design of microchannel heat sink using trapezoidal cavities and solid/slotted oval pins, *Appl. Therm. Eng.* 158 (2019) 113765.
- [180] Mehta H.B. and Patel Nirav, Stacked Minichannel Heat sink, The filed design patent is granted and published in the Indian Patent Journal No. 28/2019 with Application No. 303545.
- [181] Nirav Patel , H.B. Mehta , Investigations on a variable channel width double layered minichannel heat sink, *IEEE transactions on components, Packag. Manuf. Technol.* 09 (10) (2019) 2036–2045.
- [182] S. Li, H. Zhang, J. Cheng, et al., A state-of-the-art overview on the developing trend of heat transfer enhancement by single-phase flow at micro scale, *Int. J. Heat Mass Transf.* 143 (2019) 118476.
- [183] T. Ambreen, M.H. Kim, Effect of fin shape on the thermal performance of nanofluidcooled micro pin-fin heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.* 126 (2018) 245–256.
- [184] X.Y. Li, S.L. Wang, X.D. Wang, T.H. Wang, Selected porous-ribs design for performance improvement in double-layered microchannel heat sinks, *Int. J. Therm. Sci.* 137 (2019) 616–626.
- [185] X.Y. Li, S.L. Wang, X.D. Wang, et al., Selected porous-ribs design for performance improvement in double-layered microchannel heat sinks, *Int. J. Therm. Sci.* 137 (2019) 616–626.

[186] LALA Abdallah, Simulation CFD avec ComsolMultiphysics d'un dissipateur thermique pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance, mémoire de master université d'El-Oued, 2020.

[187] N. Patel, H.B. Mehta, Investigations on a variable channel width double-layered minichannel heat sink using advanced coolants, J. Therm. Anal. Calorim. (2020) <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09904-4>

[188] Z. Fatma ,Z. Asma,Refroidissement de modules électroniques par ailettes, mémoire de master université Akli Mohand Oulhadj (Bouira) , 2020

[189] D. Nadhir, C. SAadok, A. Mohammed Ilyasser, Simulation Numérique du Comportement Thermique d'un Dissipateur Thermique à Micro-canaux en Mousse Métallique, mémoire de master université d'El-Oued, 2021.

[190] "Document numérique,"<https://stringfixer.com/fr/Heatsink>", consulté en mai 2022."

[191] Document numérique,"<https://celsiainc.com/technology/heat-sink/> ", consulté en mai 2022."