



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد

معهد الصيانة والأمن الصناعي

Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique Industrielle

Thème

Amélioration des performances de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique

Présenté et soutenu publiquement par :

AZZI M'hamed Amine & BENHAFSSA Moncef

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Mr A.Adjeloua	MCA	UNIV. D'ORAN 2	Président
Mr BOUHAMRI Nouredine	MCA	UNIV. D'ORAN 2	Encadrant
Mr M.Bouhafess	MCA	UNIV. D'ORAN 2	Examineur

Année 2025/2026

Remerciement

En premier lieu, je remercie Allah le Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la force et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce modeste travail.

Ma gratitude la plus profonde s'adresse à mes chers parents. Aucun mot ne saurait exprimer ma reconnaissance pour leur amour inconditionnel, leurs sacrifices et leur soutien indéfectible tout au long de mes études. Que Dieu les protège.

J'exprime mes sincères remerciements à mon encadrant, M. N. Bouhamri, pour sa disponibilité, sa rigueur scientifique et ses précieux conseils qui ont grandement guidé la réalisation de ce mémoire.

Je tiens également à saluer le Docteur Dehimi Imad Eddine pour son accompagnement, ses orientations judicieuses et l'aide technique précieuse qu'il m'a apportée au cours de ce projet.

Enfin, je témoigne toute ma reconnaissance aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail, ainsi qu'à l'ensemble du corps enseignant et à mes amis pour leur soutien.

Nomenclature

A : Section transversale / Surface d'échange

Ab : Surface de la base

Dh : Diamètre hydraulique du microcanal

f : Facteur de friction

F : Vecteur sollicitation / Vecteur charge global

H : Hauteur du microcanal / de la nervure

K : Matrice de conductivité globale / Matrice de rigidité

L : Longueur du canal

N : Fonctions de forme (géométriques / d'interpolation)

P : Pression

P_p : Puissance de pompage

q : Densité de flux thermique

Q : Débit volumique du fluide

R_{th} : Résistance thermique globale

T : Température

u, v, w : Composantes du vecteur vitesse suivant les axes x, y, z

u_{in} : Vitesse d'entrée du fluide

U : Vecteur des inconnues nodales (Températures)

W : Largeur du microcanal

x, y, z : Coordonnées cartésiennes spatiales

Symboles grecs

α : Rapport de forme du canal (H/W)

Δ : Différence ou variation (ex. ΔP : Perte de charge)

η, ξ : Coordonnées locales / naturelles de l'élément parent

λ (ou k) : Conductivité thermique

μ : Viscosité dynamique du fluide

ρ : Masse volumique

∇ : Opérateur gradient ou divergence

Nombres adimensionnels

Nu : Nombre de Nusselt (Rapport entre le transfert convectif et le transfert conductif)

Pr : Nombre de Prandtl (Rapport des diffusivités cinématique et thermique)

Re : Nombre de Reynolds (Rapport des forces d'inertie et des forces de viscosité)

FOM (ou THPP) : Figure de Mérite / Facteur de Performance Thermo-hydraulique

Indices

0 : Condition de référence / Canal lisse

amb (ou ∞) : Ambiant / Condition à l'infini

e : Élémentaire

f : Fluide caloporteur

in : Entrée (Inlet)

out : Sortie (Outlet)

P : Relatif au Pôle (pour les éléments infinis)

s : Solide (Substrat / Silicium)

w : Paroi (Wall)

Sommaire

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction Générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralités sur les dissipateurs thermiques

I.1. Introduction et Contexte Technologique	4
I.1.1. L'évolution de la densité de puissance : de la Loi de Moore au Mur Thermique.....	4
I.1.2. Le défi thermique moderne : l'ère des flux thermiques élevés dans les processeurs et l'IA	6
I.1.3. L'objectif de l'amélioration : le compromis thermo-hydraulique.....	9
I.2. Le concept de dissipateur thermique à microcanaux (MHS).....	10
I.2.1. Définition et principes fondamentaux : l'avantage de l'échelle micrométrique.....	10
I.2.2. Matériaux de fabrication : Silicium, Cuivre et Aluminium.....	13
I.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur (ATE).....	16
I.3.1. L'ajout de Nervures (Ribs) et de Rainures (Grooves).....	16
I.3.2. L'intégration d'Ailettes et de Micro-plots (Pin-fins).....	18
I.3.3. Analyse de la performance thermo-hydraulique globale.....	19
I.4. Amélioration par structures complexes : Rainures et Nervures.....	19
I.4.1. Mécanismes physiques de l'amélioration thermique.....	20
I.4.2. Influence de la morphologie des nervures et rainures.....	20

I.4.3.	Optimisation par l'inclinaison et l'arrangement spatial.....	20
I.4.4.	Synthèse du compromis Thermo-Hydraulique.....	21
I.5.	Amélioration par ailettes latérales.....	21
I.5.1.	Le rôle des ailettes carrées : forcer le mélange du fluide.....	22
I.5.2.	Impact de la taille et de l'espacement sur la trajectoire du fluide.....	23
I.5.3.	Le compromis thermique/hydraulique : la perte de charge.....	23
I.6.	Innovations géométriques spécifiques : Nervures circulaires saillantes.....	23
I.6.1.	Concept de Circular Protrusion Ribs et angle de secteur.....	23
I.6.2.	Création de vortex périodiques et écoulements secondaires.....	24
I.6.3.	Performance globale et efficacité.....	25
I.7.	Critères d'évaluation des performances (Indicateurs clés).....	25
I.7.1.	Le Nombre de Nusselt (Nu) : L'efficacité convective.....	25
I.7.2.	La Résistance Thermique (Rth) : L'indicateur final.....	25
I.7.3.	Facteur de Friction (f) et Puissance de Pompage (PP).....	26
I.7.4.	La Figure de Mérite (FOM) et le THPP.....	26
I.8.	Conclusion du chapitre.....	26

Chapitre II : Modélisation mathématique et procédure numérique

II.1	Introduction du Chapitre.....	28
------	-------------------------------	----

II.2	Description du domaine physique et géométrie.....	28
II.2.1	Présentation du microcanal de référence (géométrie lisse).....	28
II.2.2	Modélisation des structures d'amélioration (Nervures, Rainures, Ailettes).....	29
II.2.3	Volume de contrôle et domaine de calcul (Unité de symétrie).....	29
II.3	Hypothèses simplificatrices.....	29
II.3.1	Régime permanent et écoulement laminaire.....	29
II.3.2	Fluide incompressible et Newtonien.....	29
II.3.3	Propriétés thermophysiques.....	30
II.3.4	Négligence des effets de radiation et de dissipation visqueuse.....	30
II.4	Équations gouvernantes.....	30
II.4.1	Équation de conservation de la masse (Continuité).....	30
II.4.2	Équations de conservation de la quantité de mouvement (Navier-Stokes).....	31
II.4.3	Équation de conservation de l'énergie (Transfert conjugué).....	32
II.5	Conditions aux limites.....	33
II.5.1	Conditions d'entrée (Inlet).....	33
II.5.2	Conditions de sortie (Outlet).....	33
II.5.3	Conditions aux parois et interface solide-fluide.....	34
II.5.4	Conditions de symétrie et de périodicité.....	34
II.6	Procédure numérique et maillage.....	35

II.6.1	Discrétisation par la méthode des volumes finis.....	35
II.6.2	Discrétisation par la méthode des éléments finis.....	35
II.6.3	Algorithme de résolution et schémas spatiaux.....	36
II.6.4	Critères de convergence.....	37
II.6.5	Génération du maillage et raffinement.....	37
II.6.6	Étude d'indépendance du maillage (Grid Independence Test).....	37
II.7	Validation du modèle numérique.....	37
II.7.1	Choix du cas de référence.....	37
II.7.2	Paramètres comparaison.....	38
II.7.3	Analyse de l'erreur relative.....	38
II.8	Conclusion du Chapitre.....	39

Chapitre III : Résultats et Discussion

III.1.	Introduction.....	41
III.2.	Géométrie de notre étude.....	41
III.2.1.	Description du problème.....	41
III.2.2.	Conditions aux limites.....	42
III.3.	Maillage.....	44
III.3.1.	Choix du Maillage.....	45

III.3.2.	Test de Convergence.....	45
III.4.	Sensibilité du Maillage.....	46
III.4.1.	Résultats de maillage.....	47
III.5.	Validation des résultats.....	48
III.6.	Étude des Performances avec Ailettes.....	50
III.7.	Résultats et discussion.....	52
III.7.1.	Etude du profil de température.....	52
III.7.2.	Variation Résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds.....	53
III.7.3.	Variation de la température moyenne de la paroi inférieure en fonction de sa longueur.....	55
III.7.4.	Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds.....	57
III.7.5.	Variation de la température maximale de la base du dissipateur.....	59
III.7.6.	Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds.....	61
III.8.	Comparaison globale des cinq modèles du dissipateur thermique.....	63
III.8.1.	Température moyenne de la paroi inférieure en fonction de sa longueur.....	63
III.8.2.	Coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds.....	64
III.9.	Conclusions.....	66
	Conclusion Générale.....	67
	Resumé.....	68

Liste de figures

Figure I.1 Croissance du nombre de transistors dans les microprocesseurs Intel par rapport à la loi de Moore	5
Figure I.2 Station de travail pour l'IA NVIDIA DGX Station	7
Figure I.3 Serveurs HPC	7
Figure I.4 Échangeur de chaleur à microcanaux	9
Figure I.5 Schéma du dissipateur thermique à microcanaux	11
Figure I.6 Mécanisme du transfert de chaleur en microcanaux	12
Figure I.7 Dissipateur thermique en silicium microfabriqué	13
Figure I.8 Dissipateur thermique en Cuivre	14
Figure I.9 Dissipateur thermique en Aluminium	15
Figure I.10 Microcanal nervuré	17
Figure I.11 Vue schématique des réseaux de micro-ailettes carrées	18
Figure I.12 Dissipateur thermique à ailettes	19
Figure I.13 Ailerons latéraux	21
Figure I.14 Ailerons latéraux dans un microcanal	22
Figure I.15 Microcanal de génération de vortex	24

Figure III .1 Géométrie étudiée	42
Figure III.2 Test de convergence	46
Figure III .3 Maillage normal	46
Figure III .4 Maillage fine	47
Figure III .5 Maillage finer	47
Figure III .6 Géomètre étudié	48
Figure III .7 Validation de résultats de température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction le long de sa longueur	49
Figure III .8 Géomètre de dissipateur thermique à ailettes	51
Figure III .9 Géométrie du dissipateur thermique avec un seul microcanal	51
Figure III .10 Distribution de température au long de dissipateur thermique	52
Figure III (11.1) Variation de la résistance thermique (R_{th}) du dissipateur thermique en fonction nombre de Reynolds	53
Figure III (11.2) Variation de la résistance thermique (R_{th}) du dissipateur thermique en fonction nombre de Reynolds	54
Figure III (12.1) Variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction le long de sa longueur	55
Figure III (12.2) La variation de la température moyenne de la paroi inférieure de dissipateur en fonction le long de sa longueur	56
Figure III (13.1) Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds	57
Figure III (13.2) Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds	58

Figure III (14.1) Variation de la température maximale de la base du dissipateur en fonction nombre de Reynolds	59
Figure III (14.2) Variation de la température maximale de la base du dissipateur en fonction nombre de Reynolds	60
Figure III (15.1) Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds pour le dissipateur thermique	61
Figure III (15.2) Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds pour le dissipateur thermique	62
Figure III .16 Variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction le long de sa longueur dans tous les modèles	63
Figure III .17 Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds dans tous les modèles	64

Liste de tableaux

Tableau III. 1 Propriétés des matériaux	43
Tableau III. 2 Les résultats de maillage	47
Tableau III. 3 Comparaison des résultats de validation	49

Introduction Générale

L'évolution rapide des technologies de l'information, stimulée par les avancées de l'intelligence artificielle, du calcul haute performance (HPC) et des centres de données de nouvelle génération, repose sur une miniaturisation incessante des composants électroniques. Cette densification des transistors, bien qu'elle permette d'atteindre des puissances de calcul sans précédent, entraîne également une augmentation significative des densités de flux thermiques. À l'heure actuelle, la gestion thermique a émergé comme le principal goulot d'étranglement technologique : un refroidissement insuffisant peut provoquer une dégradation des performances, une surconsommation d'énergie, voire entraîner la destruction prématurée des processeurs.

Face à des flux thermiques qui dépassent largement les capacités des systèmes de refroidissement par air traditionnels, le refroidissement liquide via des dissipateurs thermiques à microcanaux (MHS) s'est imposé comme l'une des solutions les plus prometteuses. Grâce à un rapport surface/volume exceptionnel et à des coefficients de transfert de chaleur remarquablement élevés, les microcanaux permettent d'évacuer la chaleur à proximité immédiate de la source.

Cependant, l'utilisation de microcanaux lisses présente certaines limitations, notamment le développement d'une couche limite thermique qui entrave les échanges de chaleur. Pour surmonter cet obstacle, la recherche de la dernière décennie (2016-2026) s'est largement orientée vers l'optimisation géométrique des parois intérieures, à travers l'ajout de nervures, de rainures et de micro-plots, ainsi que l'utilisation de fluides thermiques avancés. L'enjeu majeur de ces innovations est de parvenir à un compromis thermo-hydraulique optimal : maximiser le transfert de chaleur tout en minimisant la perte de charge et, par conséquent, la puissance de pompe requise.

L'étude expérimentale de ces géométries complexes à l'échelle micrométrique s'avérant à la fois coûteuse et difficile à réaliser, la mécanique des fluides numérique (CFD - Computational Fluid Dynamics) est devenue l'outil privilégié des ingénieurs et des chercheurs. Grâce à la simulation, il est possible de visualiser les écoulements, de prédire les performances et d'optimiser les conceptions avant toute fabrication physique.

C'est dans ce contexte que s'inscrit le présent mémoire, dont l'objectif principal est d'étudier et d'optimiser les performances thermo-hydrauliques de dissipateurs thermiques à microcanaux dotés de géométries avancées. Pour mener à bien cette étude, notre travail s'articule autour de trois chapitres principaux :

- **Chapitre 1** : Consacré à des généralités et à une synthèse bibliographique approfondie, il expose les principes fondamentaux des dissipateurs thermiques à microcanaux et met en lumière les avancées scientifiques et technologiques majeures réalisées entre 2016 et 2026 en matière d'amélioration du transfert de chaleur.
- **Chapitre 2** : Détaille la modélisation mathématique du problème. Ce chapitre présente les équations gouvernantes de la mécanique des fluides et des transferts thermiques, notamment celles relatives à la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi que les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites nécessaires à la résolution de notre étude.

- **Chapitre 3** : Dédié à la résolution numérique et à l'analyse des résultats, il décrit la procédure de simulation réalisée avec le logiciel COMSOL Multiphysics, la validation du maillage, et propose une comparaison détaillée des performances thermo-hydrauliques des différentes configurations étudiées, afin d'identifier les designs les plus économiquement viables.

Ce mémoire vise ainsi à contribuer à l'avancement des connaissances dans le domaine des dissipateurs thermiques à microcanaux, en mettant l'accent sur des solutions innovantes et efficaces pour la gestion thermique des systèmes électroniques de pointe.

Chapitre I :

**Généralités sur les dissipateurs thermiques et
avancées récentes (2016-2026)**

I.1 Introduction et Contexte Technologique

I.1.1. L'évolution de la densité de puissance : de la Loi de Moore au Mur Thermique

Depuis l'émergence de l'informatique moderne, l'industrie des semi-conducteurs a été guidée par la célèbre loi de Moore. Énoncée par Gordon Moore en 1965, cette loi prédit que le nombre de transistors pouvant être intégrés sur une puce de silicium double environ tous les deux ans [1]. Cette miniaturisation constante a permis non seulement d'accroître de manière exponentielle les performances de calcul, mais également de réduire la taille physique des dispositifs, rendant possible le développement d'appareils toujours plus puissants et compacts.

Cependant, cette progression fulgurante vers des densités de puissance toujours plus élevées a conduit à l'émergence d'un phénomène désormais bien connu : le "Mur Thermique". Ce concept désigne les limitations grandissantes rencontrées en matière de gestion thermique, qui résultent de l'augmentation des flux thermiques générés par des circuits intégrés toujours plus denses et rapides. À mesure que les performances des processeurs continuent de croître, la dissipation thermique devient un défi majeur, menaçant non seulement l'efficacité énergétique des systèmes, mais également leur fiabilité et leur longévité.

Ainsi, bien que la loi de Moore ait ouvert la voie à des avancées technologiques sans précédent, elle a également mis en lumière la nécessité de développer des solutions innovantes pour la gestion thermique. Les chercheurs et ingénieurs doivent désormais jongler avec l'optimisation des performances de calcul tout en concevant des systèmes de refroidissement efficaces afin d'éviter les effets néfastes d'une surchauffe. Cette problématique souligne l'importance cruciale de l'innovation dans le domaine des technologies de refroidissement, en particulier dans le contexte des dissipateurs thermiques à microcanaux, qui représentent une des pistes prometteuses pour surmonter ces défis thermiques.

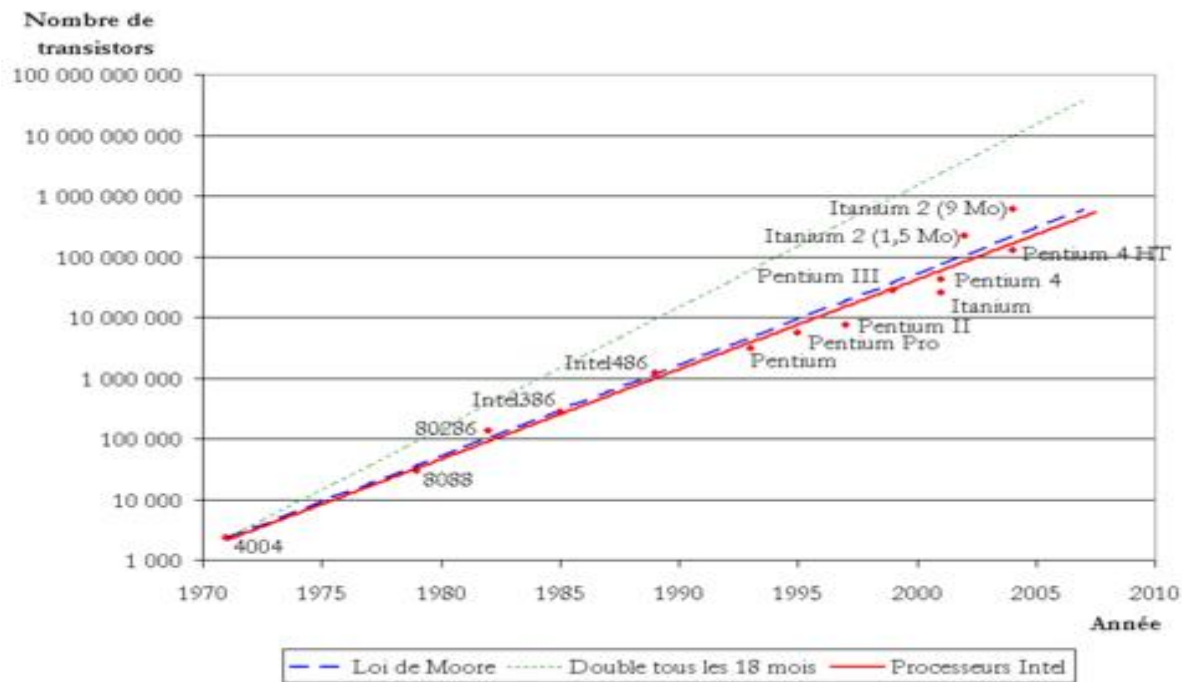


Figure I (1) : Croissance du nombre de transistors dans les microprocesseurs Intel par rapport à la loi de Moore [15]

Cependant, ces avancées se heurtent à d'importantes limitations physiques en matière de dissipation thermique. Jusqu'au début du XXI^e siècle, l'industrie des semi-conducteurs s'est appuyée sur la loi de Dennard, qui stipule que la consommation d'énergie des transistors diminue proportionnellement à leur taille, permettant ainsi de maintenir une densité de puissance constante sur la puce [2].

À partir de 2005, cette loi a commencé à montrer ses limites en raison de l'augmentation des courants de fuite à l'échelle nanométrique. Malgré la miniaturisation continue des transistors, la consommation d'énergie par unité de surface a connu une croissance exponentielle, conduisant à ce que les chercheurs qualifient de « mur thermique » [3].

Aujourd'hui, les puces hautes performances, telles que les processeurs, les GPU destinés à l'intelligence artificielle et les serveurs de centres de données, génèrent des densités de flux thermiques extrêmement élevées, atteignant parfois 300 à 500 W/cm². Ces niveaux de flux dépassent largement les capacités des systèmes de refroidissement par air conventionnels, dont l'efficacité est limitée par la faible conductivité thermique de l'air [4]. Pour illustrer l'ampleur de ce défi, on peut comparer ces flux thermiques à ceux générés par les tuyères lors du lancement d'une navette spatiale, concentrés sur une surface de la taille d'un ongle.

Face à de telles densités, les solutions de refroidissement traditionnelles, telles que les dissipateurs massifs en aluminium ou en cuivre, se révèlent structurellement insuffisantes. Ainsi, le passage à des systèmes de refroidissement liquide à l'échelle micrométrique est devenu impératif. Introduits pour la première fois par Tuckerman et Pease en 1981, les dissipateurs thermiques à microcanaux (MHS) offrent une surface d'échange thermique considérable pour un volume très réduit, ce qui permet de gérer des flux thermiques critiques [5].

Cette évolution a rendu nécessaire l'adoption de technologies de refroidissement liquide haute performance, notamment les dissipateurs thermiques à microcanaux. En exploitant des canaux de l'ordre du micromètre, on maximise la surface de contact entre le fluide et le solide, facilitant ainsi la gestion des flux thermiques critiques associés à la nouvelle génération de dispositifs électroniques.

Au cours de la dernière décennie, la recherche s'est intensifiée pour optimiser ces dispositifs. Les travaux récents portent notamment sur la modification de la géométrie interne des canaux afin de perturber les écoulements et de briser la couche limite thermique. Parmi les solutions les plus prometteuses figurent l'intégration de rainures et de nervures aux formes variées [6], l'analyse numérique approfondie des structures de base pour la gestion thermique [7], ainsi que l'utilisation d'ailettes carrées sur les parois latérales pour maximiser le transfert de chaleur tout en contrôlant la puissance de pompage nécessaire [8].

I.1.2. Le défi thermique moderne : l'ère des flux thermiques élevés dans les processeurs et l'IA

La rupture de l'ajustement de Dennard se traduit directement par une grandeur physique essentielle en ingénierie de refroidissement : le flux thermique, généralement exprimé en W/cm^2 . Cette métrique représente la quantité d'énergie thermique dissipée par unité de surface de la puce en silicium.

Aujourd'hui, l'explosion de l'intelligence artificielle (IA), de l'apprentissage profond (Deep Learning) et du calcul haute performance (HPC) impose des charges de travail colossales aux processeurs multicœurs (CPU) et, plus particulièrement, aux unités de traitement graphique (GPU) [9]. Pour répondre à ces exigences de calcul massives, les concepteurs intègrent non seulement des dizaines de milliards de transistors sur une seule puce, mais recourent également à des architectures d'assemblage avancées, telles que l'intégration 2.5D et 3D, qui consistent à empiler des composants les uns sur les autres. Bien que cette approche réduise les temps de latence et augmente la bande passante des données, elle entraîne une concentration excessive de chaleur au cœur des composants, générant des densités de puissance sans précédent [10].



Figure I (2): Station de travail pour l'IA NVIDIA DGX Station [16]

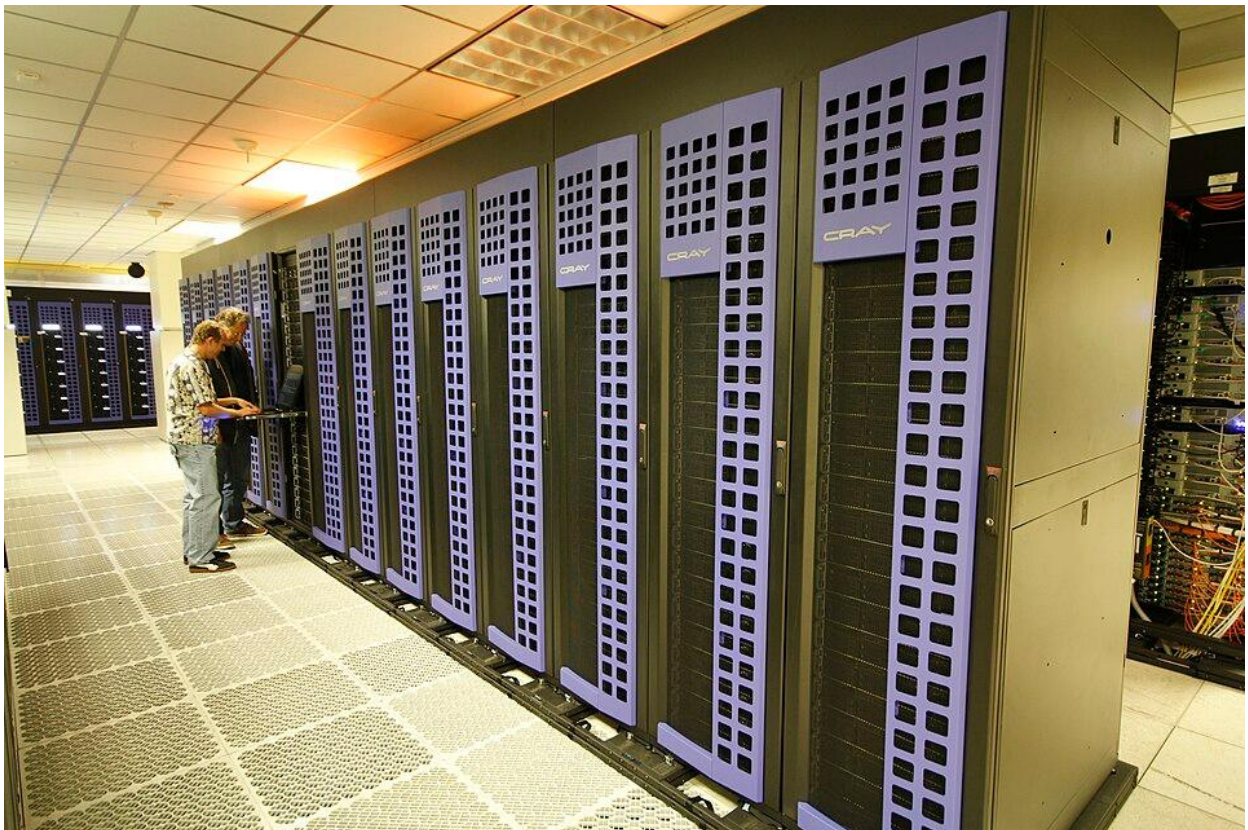


Figure I (3) : Serveurs HPC [17]

En conséquence, alors qu'un processeur standard dissipait environ 50 à 100 W/cm² il y a quelques années, les accélérateurs d'intelligence artificielle modernes et les serveurs à haute densité atteignent aujourd'hui des flux thermiques globaux dépassant les 500 W/cm² [11]. Plus problématique encore, cette puissance n'est pas répartie uniformément sur la surface du silicium. Certaines zones, particulièrement sollicitées lors de calculs intensifs, forment des « points chauds » où les concepteurs doivent prévoir des solutions capables d'évacuer des flux thermiques extrêmes pouvant atteindre jusqu'à 1000 W/cm² [12].

Cette accumulation de chaleur présente plusieurs risques critiques pour l'électronique moderne :

1. **Dégradation matérielle** : Des températures excessives accélèrent le vieillissement des matériaux et favorisent l'électromigration, un phénomène qui compromet la fiabilité et la durée de vie des composants.
2. **Cercle vicieux énergétique** : La chaleur générée augmente les courants de fuite (leakage current), ce qui pousse le processeur à consommer encore plus d'électricité pour fonctionner, engendrant ainsi une augmentation supplémentaire de la chaleur [10].
3. **Bridage thermique (Thermal Throttling)** : Lorsque la température d'un processeur d'IA atteint un seuil critique (souvent compris entre 95°C et 100°C), il réduit automatiquement sa fréquence d'opération pour éviter l'autodestruction, annihilant ainsi les gains de performance pour lesquels il a été conçu.

C'est précisément pour surmonter ce défi thermique majeur que les systèmes de refroidissement par air ont dû être abandonnés au profit de liquides caloporteurs, associés à des géométries d'échange thermique hautement optimisées. Cela justifie le recours exclusif aux dissipateurs thermiques à microcanaux (MHS) pour les applications de pointe [11]. Ces dispositifs permettent non seulement de gérer efficacement les flux thermiques extrêmes, mais aussi d'assurer la performance et la fiabilité des systèmes électroniques face à des exigences de plus en plus élevées.



Figure I (4) : Échangeur de chaleur à microcanaux [18]

I .1.3. L'objectif de l'amélioration : le compromis thermo-hydraulique (Résistance vs Pompage)

L'intégration de microcanaux (MHS) permet incontestablement de repousser le mur thermique. Toutefois, l'ingénierie des dissipateurs thermiques ne se limite pas à maximiser l'évacuation de la chaleur ; elle est régie par un compromis strict entre l'efficacité thermique et le coût énergétique de cette opération. L'objectif fondamental de toute amélioration géométrique réside dans la réduction de la résistance thermique (R_{th}) sans accroître de manière démesurée la puissance de pompage (PP) requise.

Dans un dissipateur thermique classique à surface lisse, la couche limite thermique s'épaissit le long du canal, ce qui dégrade le transfert de chaleur. Pour pallier ce problème, les chercheurs introduisent des obstacles passifs, tels que des nervures (ribs), des rainures (grooves) ou des ailettes (pin-fins) sur les parois. Bien que ces modifications structurelles augmentent considérablement le transfert de chaleur en favorisant le mélange du fluide et en générant des turbulences, elles entraînent inévitablement une pénalité hydraulique : la perte de charge (ΔP) augmente significativement en raison du frottement et de la restriction du flux.

Une augmentation excessive de la perte de charge nécessite une puissance de pompage bien plus importante pour propulser le liquide caloporteur à travers les microcanaux. D'un point de vue industriel, une puissance de pompage disproportionnée est inacceptable, car elle impose

des contraintes supplémentaires, telles que des pompes plus volumineuses, plus bruyantes, plus coûteuses et consommant elles-mêmes davantage d'énergie.

Ainsi, évaluer les performances d'un dissipateur thermique uniquement sur la base de son coefficient de transfert thermique ou du nombre de Nusselt (Nu) est désormais jugé insuffisant. Pour déterminer si le gain thermique justifie le coût énergétique hydraulique, la communauté scientifique a développé des indicateurs de performance globaux. Parmi les critères les plus utilisés, on retrouve :

- **La Figure de Mérite (FOM)** : Elle compare la réduction de la résistance thermique à l'augmentation de la puissance de pompage, par rapport à un canal lisse de référence.
- **Le Paramètre de Performance Thermo-Hydraulique (THPP ou η)** : Ce paramètre évalue le rapport entre l'amélioration du transfert de chaleur (via le nombre de Nusselt) et la pénalité de frottement (via le facteur de friction) à puissance de pompage constante.

Une conception de dissipateur thermique n'est considérée comme viable et innovante que si sa valeur de FOM ou de THPP est supérieure à 1. Ainsi, le véritable défi des dix dernières années a été d'identifier la géométrie optimale : une architecture capable de tirer parti de la perturbation du flux pour augmenter le transfert de chaleur tout en minimisant l'obstruction globale de l'écoulement, afin de limiter la perte de pression.

I.2. Le concept de dissipateur thermique à microcanaux (MHS)

I.2.1. Définition et principes fondamentaux : l'avantage de l'échelle micrométrique

Le dissipateur thermique à microcanaux (MHS pour Microchannel Heat Sink) est défini comme un échangeur de chaleur compact dont le diamètre hydraulique (D_h) des canaux de circulation se situe généralement entre 10 μm et 200 μm . Le passage de l'échelle macroscopique à l'échelle micrométrique ne constitue pas simplement une réduction de taille, mais représente un changement radical dans l'efficacité du transfert de chaleur, et ce pour plusieurs raisons physiques majeures :

1. **Surface de contact accrue** : À l'échelle micrométrique, la surface de contact entre le fluide et la paroi est augmentée, ce qui favorise un meilleur transfert de chaleur.
2. **Effets de surface dominants** : Les forces de frottement et les effets de surface prennent une importance prépondérante dans les canaux étroits, ce qui peut améliorer le mélange du fluide et le transfert thermique.
3. **Turbulence contrôlée** : La conception des microcanaux permet de générer des régimes d'écoulement turbulents à faibles débits, augmentant ainsi le coefficient de transfert de chaleur tout en maintenant des pertes de charge raisonnables.
4. **Réduction de la résistance thermique** : La géométrie optimisée des microcanaux permet de minimiser la résistance thermique, ce qui est crucial pour le refroidissement des dispositifs électroniques à haute densité de puissance.

Ces caractéristiques font des dissipateurs thermiques à microcanaux une solution particulièrement adaptée pour gérer les défis thermiques posés par les technologies modernes, rendant leur optimisation et leur développement indispensables pour l'avenir des systèmes électroniques.

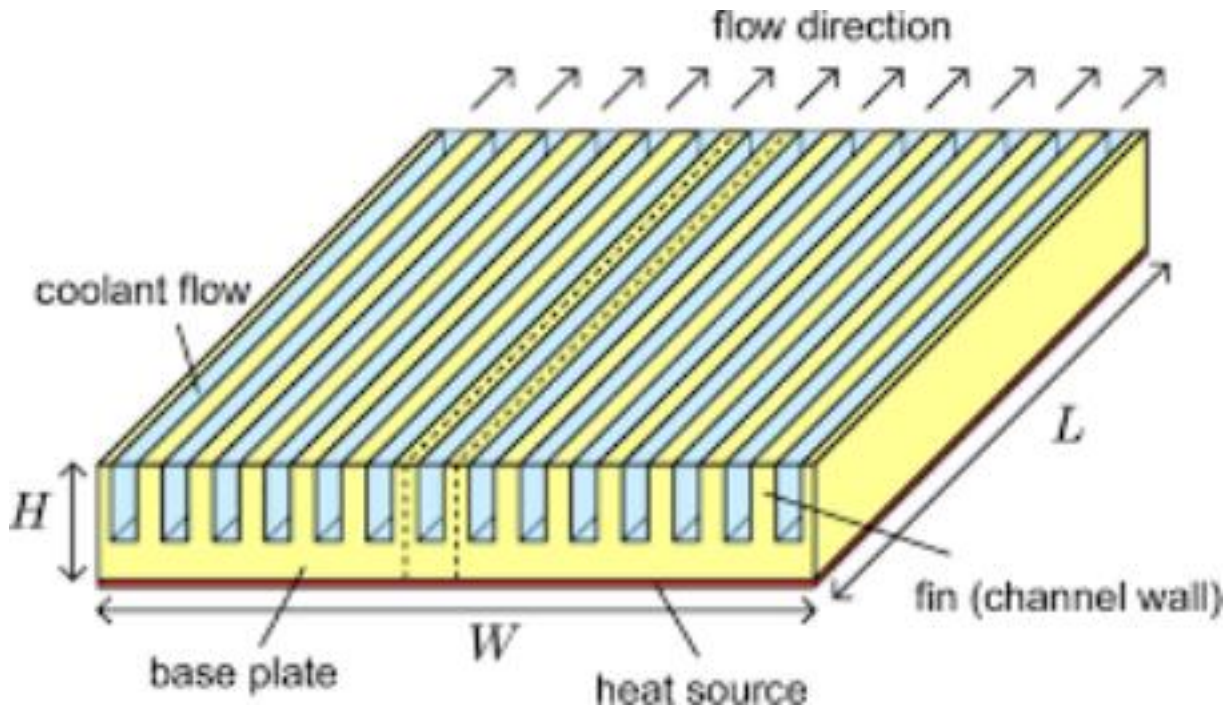


Figure I (5) : Schéma du dissipateur thermique à microcanaux [19]

1. L'augmentation inversement proportionnelle du coefficient h

Le principe physique clé repose sur la relation entre le coefficient de transfert thermique par convection (h) et le diamètre hydraulique (D_h). Dans le régime laminaire, qui prédomine dans les microcanaux en raison de leurs dimensions réduites, le nombre de Nusselt (Nu) est pratiquement constant. La formule qui lie ces paramètres est la suivante :

où (K) représente la conductivité thermique du fluide. Étant donné que (D_h) se trouve au dénominateur, une diminution du diamètre des canaux entraîne une augmentation exponentielle du coefficient (h). En réduisant la taille des canaux à l'échelle du micromètre, on peut ainsi multiplier par dix ou même cent la capacité de refroidissement par rapport à un canal de taille centimétrique.

2. Le rapport surface/volume exceptionnel

La miniaturisation permet d'intégrer un très grand nombre de microcanaux sur une surface très réduite, équivalente à celle d'une puce électronique. Cela génère une surface d'échange thermique totale extrêmement vaste par unité de volume. Cette densité de surface élevée permet de capter le flux thermique au plus près de la source de chaleur, réduisant ainsi la

résistance thermique globale du système [8]. L'interaction entre le fluide et les parois augmente, favorisant un transfert thermique plus efficace.

3. Le contrôle de la couche limite

Dans les canaux conventionnels, la “couche limite thermique” c’est-à-dire la zone de fluide qui s’échauffe près de la paroi s’épaissit, formant une barrière isolante qui freine le transfert de chaleur. Dans les microcanaux, la faible distance entre les parois limite cet épaississement, permettant une meilleure dissipation thermique. De plus, des recherches récentes montrent que l’ajout de structures complexes, telles que des rainures et des nervures, comme l’ont étudié Zhu et al. [6], permet de perturber continuellement cette couche limite. Ce phénomène force le mélange du fluide, maximisant ainsi l’évacuation calorifique [7].

En résumé, l’échelle micrométrique transforme le fluide caloporteur en un agent de refroidissement extrêmement “agressif”, capable d’absorber des densités de chaleur que l’air ou les échangeurs thermiques massifs ne peuvent tout simplement pas traiter physiquement. Cette capacité à gérer efficacement des flux thermiques élevés est essentielle pour le refroidissement des dispositifs électroniques de pointe, rendant les dissipateurs thermiques à microcanaux incontournables dans les applications modernes.

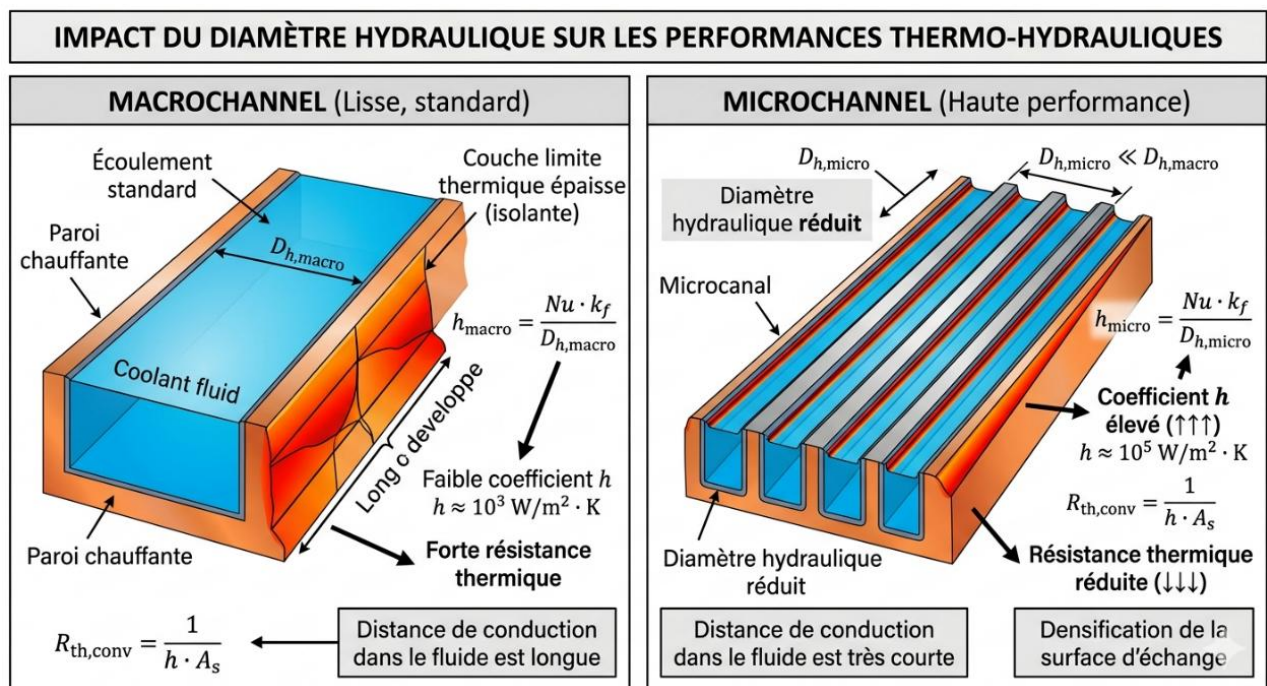


Figure I (6) : Mécanisme du transfert de chaleur en microcanaux [20]

I.2.2. Matériaux de fabrication : Silicium, Cuivre et Aluminium

Le choix du matériau pour un dissipateur thermique à microcanaux (MHS) est un compromis crucial entre la performance thermique (conductivité), les capacités de fabrication à l'échelle micrométrique et le coût. L'efficacité globale du refroidissement repose sur la capacité du substrat solide à conduire la chaleur de la source vers les parois des canaux, où le fluide l'évacue efficacement.

A. Le Silicium (Si)

Historiquement, le silicium a été le premier matériau utilisé pour la fabrication de microcanaux, grâce aux travaux pionniers de Tuckerman et Pease [5].

- **Avantages** : La conductivité thermique du silicium est relativement bonne, s'élevant à environ $148 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Son principal atout réside dans l'utilisation des techniques de microfabrication avancées issues de l'industrie des semi-conducteurs, telles que la lithographie et la gravure chimique. Ces méthodes permettent de créer des canaux d'une précision exceptionnelle et de les intégrer directement sur le dos des puces électroniques, ce qui élimine pratiquement la résistance thermique de contact.
- **Limites** : Malgré son efficacité en tant que matériau de base, la fragilité mécanique du silicium limite son utilisation dans des environnements où des pressions hydrauliques élevées sont présentes. Cela peut entraîner des ruptures ou des déformations, compromettant ainsi l'intégrité du système de refroidissement.

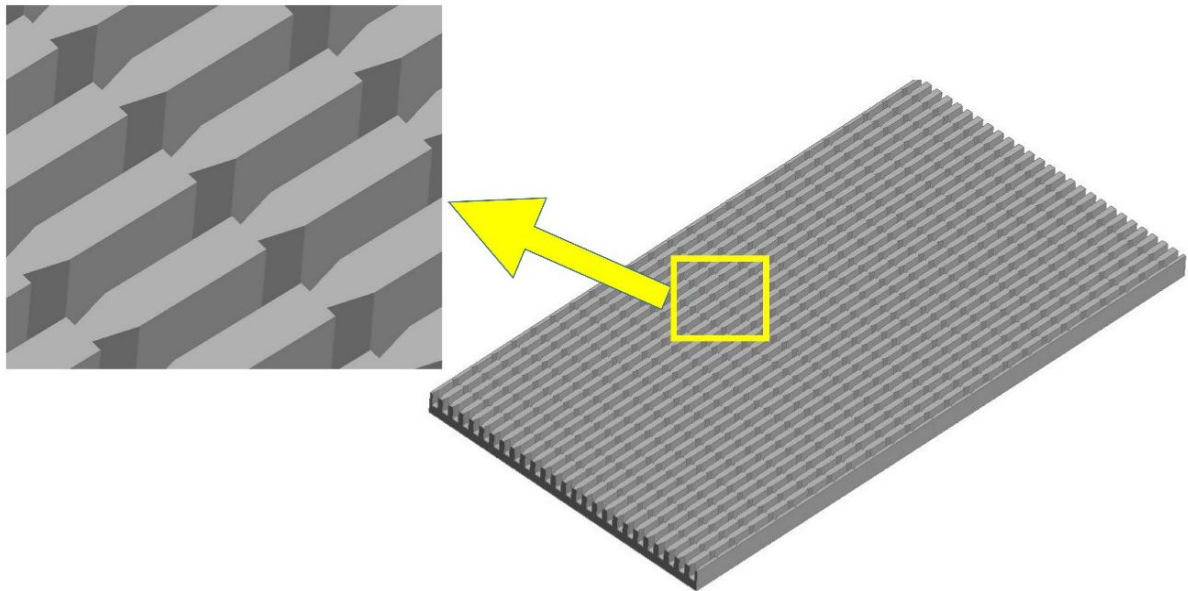


Figure I (7) : Dissipateur thermique en silicium microfabriqué [21]

B. Le Cuivre (Cu)

Le cuivre est un autre matériau couramment utilisé pour les dissipateurs thermiques à microcanaux en raison de ses excellentes propriétés thermiques.

- **Avantages** : Sa conductivité thermique est l'une des plus élevées parmi les métaux, atteignant environ $400 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Cela permet une dissipation thermique très efficace, ce qui est crucial pour les applications à haute puissance. De plus, le cuivre est relativement facile à travailler et peut être usiné avec précision pour créer des structures microcanalées.
- **Limites** : Toutefois, le coût du cuivre est plus élevé que celui du silicium, et il peut également être sujet à la corrosion dans certains environnements, ce qui peut affecter sa durabilité à long terme.

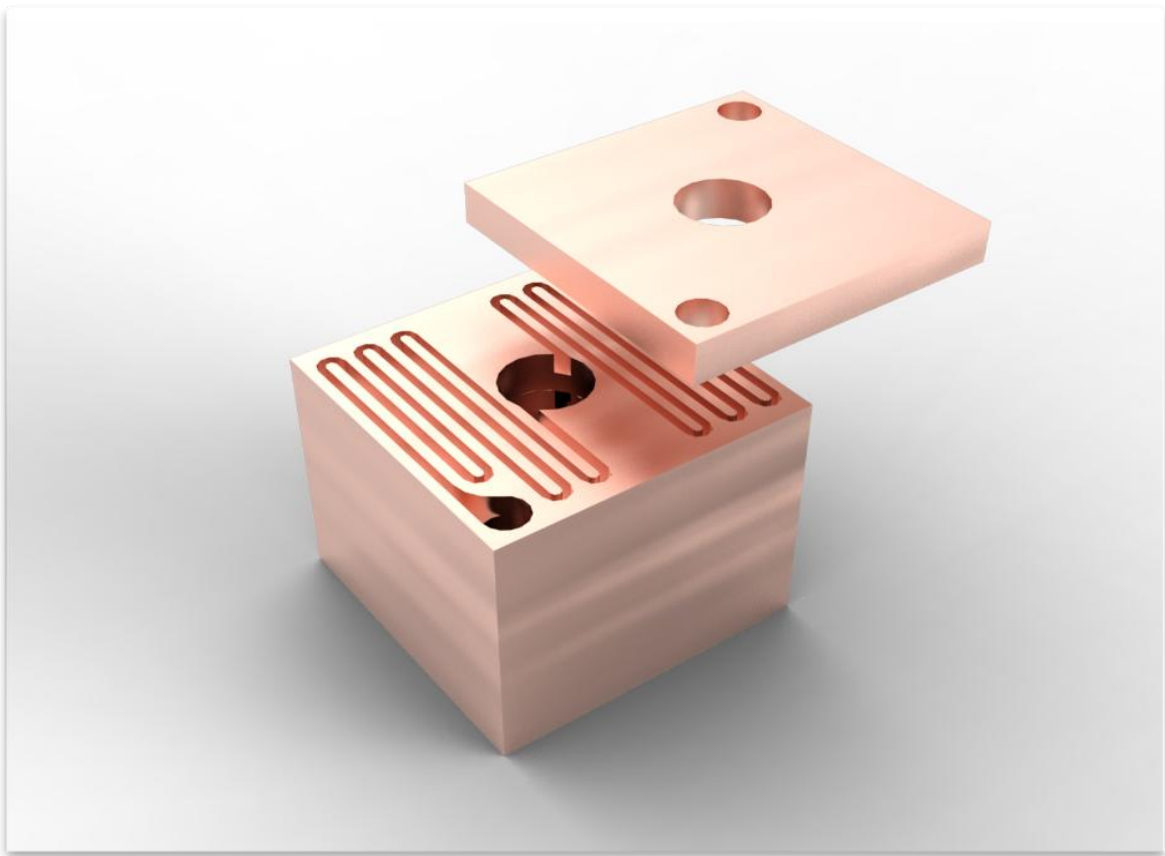


Figure I (8) : Dissipateur thermique en Cuivre [22]

C. L'Aluminium (Al)

L'aluminium est souvent considéré comme une alternative viable pour les dissipateurs thermiques à microcanaux.

- **Avantages** : Avec une conductivité thermique d'environ $237 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, l'aluminium offre une bonne performance thermique tout en étant plus léger que le cuivre. Il est également moins coûteux et résistant à la corrosion, ce qui en fait un choix attrayant pour de nombreuses applications.
- **Limites** : Toutefois, sa conductivité thermique est inférieure à celle du cuivre, ce qui peut limiter son efficacité dans des applications nécessitant une dissipation thermique maximale. De plus, les méthodes de fabrication doivent être adaptées pour garantir des microcanaux de haute précision.

En résumé, le choix entre le silicium, le cuivre et l'aluminium pour la fabrication de dissipateurs thermiques à microcanaux dépendra des exigences spécifiques de l'application, notamment en termes de performance thermique, de coût et de conditions environnementales. Chacun de ces matériaux présente des avantages et des inconvénients qui doivent être soigneusement évalués dans le cadre du design et de l'optimisation des systèmes de refroidissement.



Figure I (9) : Dissipateur thermique en Aluminium [23]

D. Vers des solutions hybrides et avancées

Au-delà des métaux purs, la recherche explore des solutions innovantes pour améliorer encore la performance globale des dissipateurs thermiques. Par exemple, l'ajout de structures complexes, telles que des cylindres circulaires chauffés ou des ailettes triangulaires alternées [13, 14], nécessite des matériaux pouvant être usinés avec une extrême précision. De plus, l'utilisation de revêtements spécifiques ou l'intégration de nanofluides dans ces structures solides permet de compenser les limitations intrinsèques des matériaux classiques [13]. Ces approches hybrides visent à tirer parti des propriétés synergiques des différents matériaux et techniques pour optimiser le transfert de chaleur.

I.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur (ATE)

Bien que les microcanaux lisses démontrent de bonnes performances en matière de dissipation thermique, ils atteignent une limite due au développement d'une couche limite thermique qui agit comme un isolant. Pour pallier ce problème, des techniques d'amélioration basées sur des méthodes passives, telles que des modifications géométriques, sont mises en œuvre. L'objectif principal est de créer des perturbations locales dans l'écoulement (vortex, recirculation) pour favoriser le mélange du fluide chaud près des parois avec le fluide froid au centre du canal.

I.3.1. L'ajout de Nervures (Ribs) et de Rainures (Grooves)

L'une des stratégies les plus efficaces pour améliorer le transfert de chaleur consiste à combiner des évidements sur les parois (rainures) et des obstacles dans l'écoulement (nervures).

- **Effet des formes de nervures** : L'étude menée par Zhu et al. [6] démontre que la forme des nervures, qu'elle soit rectangulaire, diamant, triangulaire ou elliptique, influence de manière significative le transfert de chaleur. Les nervures créent des zones de jet et de sillage qui "brisent" la couche limite, favorisant une meilleure interaction entre le fluide et les parois et augmentant ainsi l'efficacité du transfert thermique. Ces modifications géométriques permettent de générer des écoulements turbulents à des débits relativement faibles, optimisant le refroidissement des systèmes électroniques.

En résumé, l'exploration de solutions hybrides et l'application de techniques d'amélioration du transfert de chaleur sont essentielles pour surmonter les limitations des systèmes de refroidissement traditionnels. Ces approches innovantes permettent d'atteindre des performances thermiques optimales dans un paysage technologique en constante évolution.

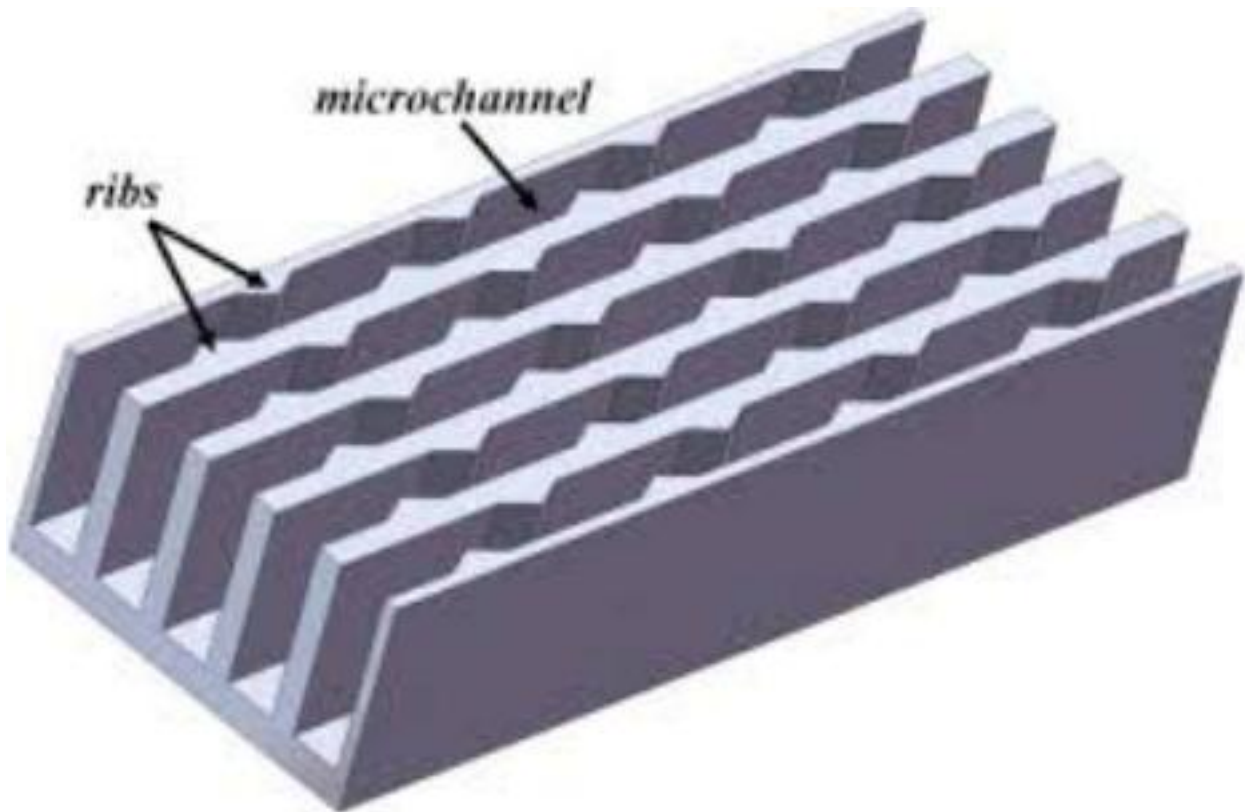


Figure I (10) : Microcanal nervuré [24]

- **Optimisation de l'angle** : La recherche menée par Singupuram et al. [7] met en évidence que l'angle d'inclinaison des nervures constitue un paramètre critique dans la conception des dissipateurs thermiques. Des nervures circulaires inclinées, notamment à un angle de 80° , offrent un compromis optimal en générant des écoulements secondaires puissants. Cela permet d'augmenter le nombre de Nusselt tout en limitant la perte de charge excessive, améliorant ainsi l'efficacité globale du système de refroidissement.

I.3.2. L'intégration d'Ailettes et de Micro-plots (Pin-fins)

Une autre approche innovante consiste à insérer des structures verticales ou latérales dans les microcanaux pour accroître la surface d'échange thermique et forcer le fluide à contourner des obstacles.

- **Ailettes carrées latérales** : Alnaimat et al. [8] ont étudié l'utilisation d'ailettes carrées positionnées sur les parois latérales (sidewall square pin-fins). Ces structures augmentent la turbulence locale et favorisent un meilleur transfert thermique. L'étude souligne que, bien que les grandes ailettes maximisent le transfert thermique, les petites ailettes offrent souvent une meilleure Figure de Mérite (FOM) car elles obstruent moins le passage du fluide, réduisant ainsi la perte de charge.
- **Obstacles cylindriques et structures alternées** : L'insertion de cylindres chauffés dotés d'ailettes verticales [13] permet de créer des zones de recirculation complexes, augmentant ainsi l'efficacité du transfert de chaleur. De plus, l'adoption de configurations en disposition alternée (alternating layout) pour des ailettes triangulaires [14] favorise un meilleur mélange thermique par rapport aux alignements classiques, optimisant ainsi la performance globale du dissipateur. Ces configurations innovantes permettent de maximiser l'interaction entre le fluide et les surfaces chaudes, conduisant à une dissipation thermique plus efficace.

En résumé, l'intégration de structures telles que des ailettes et des micro-plots, ainsi que l'optimisation de l'angle des nervures, représente des stratégies prometteuses pour améliorer le transfert de chaleur dans les dissipateurs thermiques à microcanaux, répondant ainsi aux défis thermiques posés par les technologies modernes.

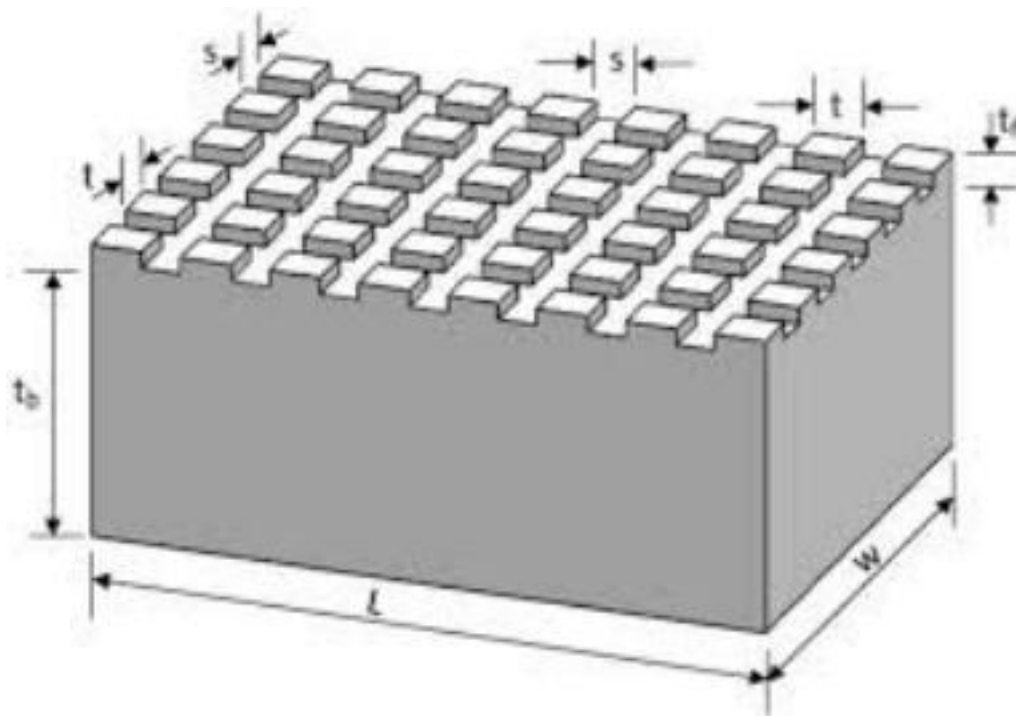


Figure I (11) : Vue schématique des réseaux de micro-ailettes carrées [25]

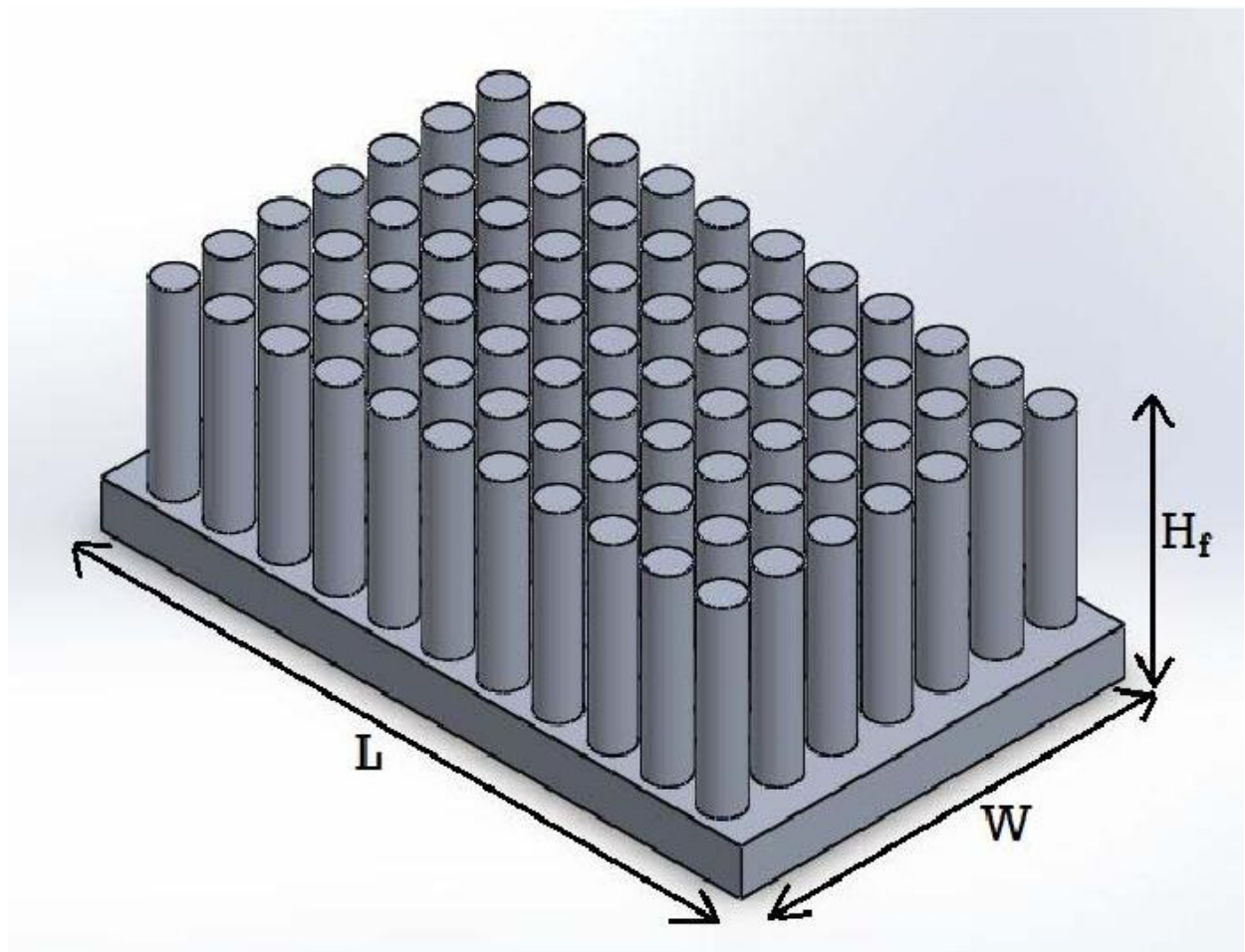


Figure I (12) : Dissipateur thermique à ailettes [26]

I.3.3. Analyse de la performance thermo-hydraulique globale

Toutes ces techniques, incluant les nervures, les rainures et les ailettes, visent un objectif commun : réduire la résistance thermique totale du système. Toutefois, comme l'indiquent les études de Zhu [6] et Alnaimat [8], chaque obstacle ajouté entraîne une augmentation de la friction, ce qui nécessite davantage de puissance de pompage. Ainsi, la performance finale est toujours validée par le facteur d'amélioration thermo-hydraulique (THPP) ou la Figure de Mérite (FOM). Un design ne peut être retenu que si le gain en refroidissement est proportionnellement supérieur au coût énergétique associé au pompage.

I.4. Amélioration par structures complexes : Rainures et Nervures

L'utilisation de microcanaux à parois lisses présente une limite intrinsèque : le développement d'une "couche limite thermique" épaisse le long du canal. Cette couche de fluide chauffée agit comme un isolant, empêchant la chaleur de la paroi d'atteindre le fluide plus froid au centre du canal. Pour surmonter cette barrière, la recherche actuelle préconise l'utilisation de structures passives complexes, principalement les rainures (grooves) et les nervures (ribs).

I.4.1. Mécanismes physiques de l'amélioration thermique

L'intégration de ces structures a pour but de modifier la dynamique des fluides selon trois principes fondamentaux :

1. **Rupture et redéveloppement de la couche limite** : En intégrant des obstacles (nervures) ou des cavités (rainures), on force la couche limite à se rompre. À chaque obstacle, une nouvelle couche limite, beaucoup plus fine et donc plus conductrice, commence à se reformer [6].
2. **Effet de jet et de sillage** : Lorsqu'un fluide rencontre une nervure, la réduction de la section transversale provoque une accélération locale (effet de jet). En aval de l'obstacle, une zone de sillage se forme, générant des vortex qui mélangent vigoureusement le fluide chaud près des parois avec le fluide froid au centre [7].
3. **Induction d'écoulements secondaires** : Des structures inclinées ou asymétriques génèrent des tourbillons transversaux (vortex de Dean ou de type hélicoïdal). Ces écoulements secondaires transportent continuellement le fluide frais vers les zones les plus chaudes du dissipateur.

I.4.2. Influence de la morphologie des nervures et rainures

Les travaux de Zhu et al. [6] montrent que la géométrie précise de ces structures détermine l'efficacité du système. Ils ont comparé plusieurs formes de nervures insérées dans des canaux avec des rainures rectangulaires :

- **Nervures rectangulaires** : Bien qu'elles offrent le transfert de chaleur le plus élevé, elles génèrent également une perte de charge (pression) très importante en raison de leur face frontale abrupte.
- **Nervures en diamant et triangulaires** : Ces formes présentent un meilleur profil hydrodynamique, permettant de réduire la résistance thermique tout en limitant l'augmentation de la puissance de pompage.
- **Nervures elliptiques** : D'après l'étude, elles offrent souvent le meilleur compromis, car leur forme profilée minimise les zones de stagnation à l'arrière de l'obstacle tout en perturbant efficacement l'écoulement.

I.4.3. Optimisation par l'inclinaison et l'arrangement spatial

L'efficacité des structures dépend également de leur disposition. Singupuram et al. [7] ont mis en évidence que l'angle d'inclinaison des nervures circulaires, notamment autour de 80° , est crucial pour maximiser le nombre de Nusselt. De plus, des arrangements non conventionnels sont explorés :

- **Dispositions alternées (Alternating layout)** : Comme l'ont montré les travaux de Chu et al. [14], l'alternance des structures, telles que les ailettes triangulaires, permet de briser la symétrie de l'écoulement, favorisant un mélange thermique plus homogène que les alignements droits traditionnels.
- **Synergie avec les nanofluides** : L'efficacité de ces structures complexes est démultipliée lorsqu'elles sont utilisées avec des nanofluides (par exemple, Fe_3O_4 -eau).

La présence d'obstacles cylindriques ou de nervures accentue le mouvement brownien des nanoparticules, augmentant ainsi la conductivité thermique apparente du fluide [13].

I.4.4. Synthèse du compromis Thermo-Hydraulique

Le défi ultime de ces structures complexes est de maintenir un indice de performance (PEC ou THPP) supérieur à 1. L'objectif est de garantir que l'augmentation du transfert de chaleur (gain en température) ne soit pas annulée par une consommation électrique excessive de la pompe. Les études d'Alnaimat et al. [8] et de Zhu et al. [6] s'accordent à dire que l'optimisation de la taille et de l'espacement des nervures est essentielle pour obtenir un refroidissement haute performance énergétiquement viable.

I.5. Amélioration par ailettes latérales

Une autre approche prometteuse pour intensifier le transfert de chaleur consiste à modifier la morphologie des parois latérales du canal par l'insertion d'ailettes. Contrairement aux nervures, qui traversent souvent tout le canal, les ailettes latérales agissent spécifiquement sur les zones de l'écoulement proches des parois, où la résistance thermique est la plus forte. Cette stratégie permet d'améliorer le transfert de chaleur dans les zones critiques, optimisant encore davantage l'efficacité des dissipateurs thermiques à microcanaux.

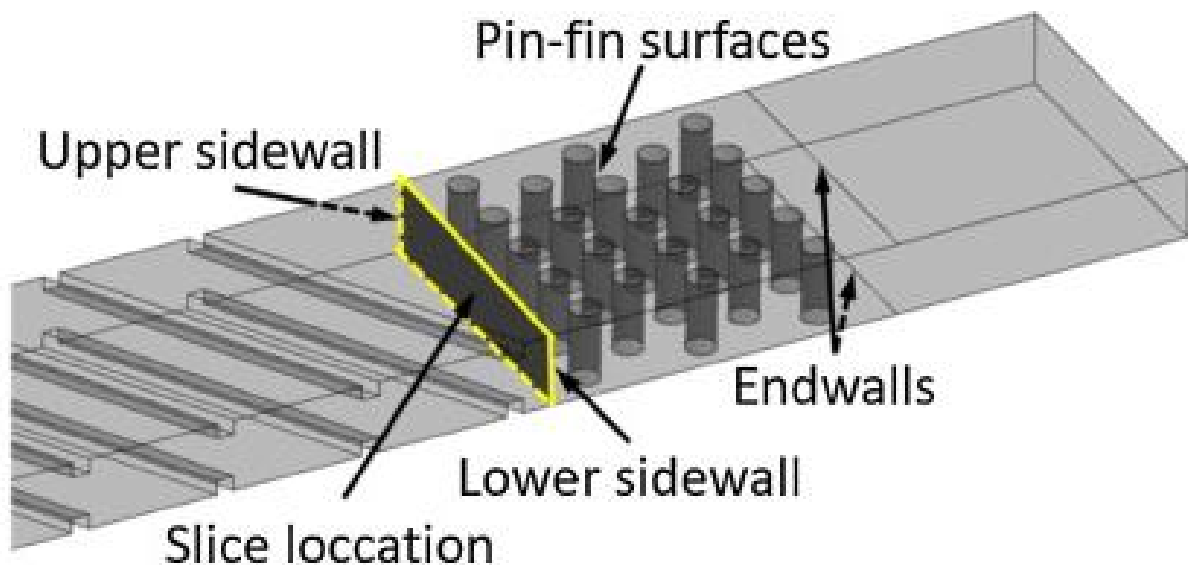


Figure I (13) : Ailerons latéraux [27]

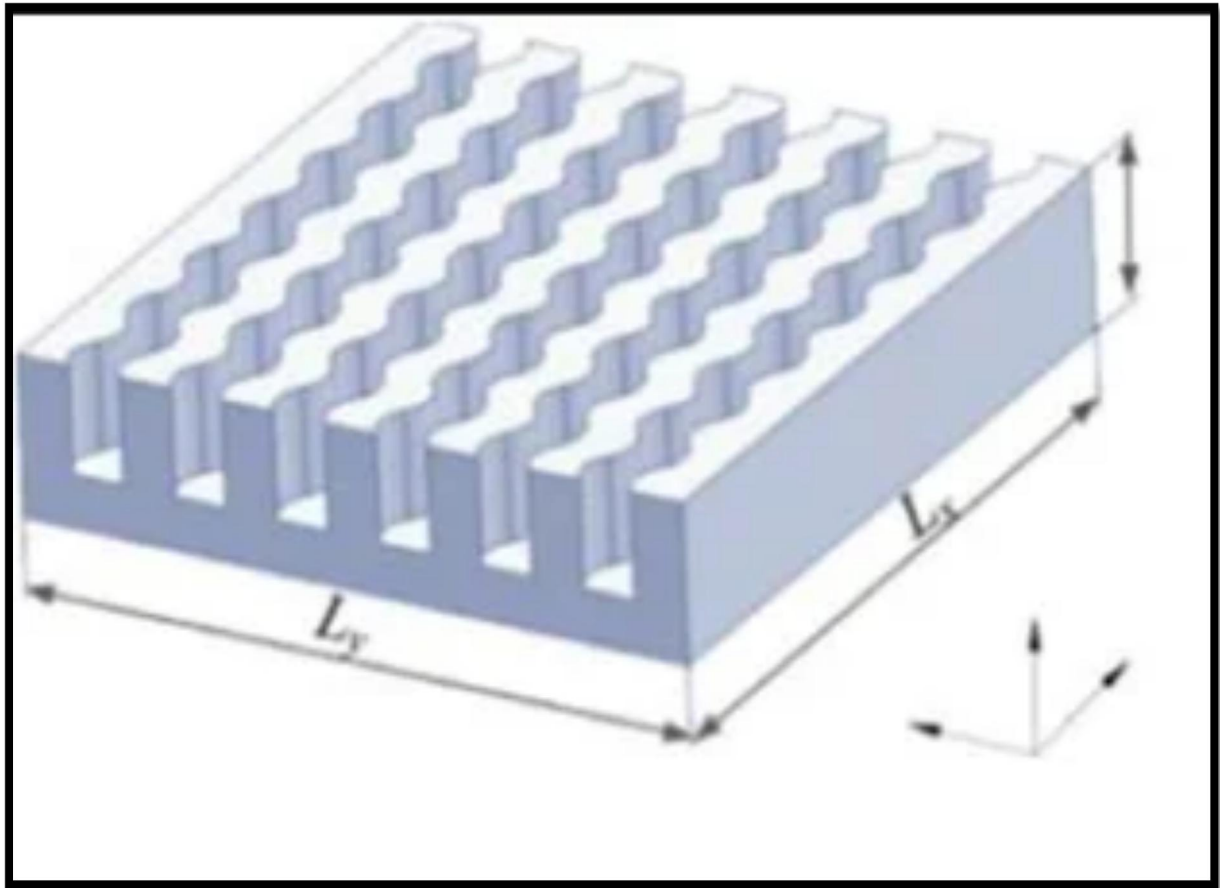


Figure I (14) : Ailerons latéraux dans un microcanal [28]

I.5.1. Le rôle des ailettes carrées : forcer le mélange du fluide

L'insertion d'obstacles de forme carrée sur les parois latérales transforme radicalement la dynamique interne du microcanal. Selon l'étude de Alnaimat et al. [8], ces structures remplissent deux fonctions essentielles :

- **Expansion de la surface d'échange** : Les ailettes carrées augmentent la surface solide en contact avec le fluide, permettant ainsi de dissiper davantage de chaleur par conduction vers le fluide.
- **Perturbation de l'écoulement** : Les coins vifs des ailettes forcent le fluide à se détacher de la paroi, créant des micro-vortex et des zones de recirculation. Ce mouvement chaotique assure un mélange constant entre le fluide frais du centre et le fluide chaud stagnant près des parois, réduisant ainsi l'épaisseur de la couche limite thermique.

I.5.2. Impact de la taille et de l'espacement sur la trajectoire du fluide

La performance d'un dissipateur à ailettes dépend étroitement de la géométrie choisie, notamment la hauteur, la largeur et l'espacement entre les ailettes. La trajectoire du fluide est modifiée de la manière suivante :

- **L'effet d'obstruction** : Des ailettes plus larges pénètrent plus profondément dans le flux, augmentant la turbulence mais réduisant la section de passage. Cela force le fluide à accélérer dans la zone centrale du canal.
- **Réattachement du flux** : L'espacement entre deux ailettes successives est crucial. S'il est bien dimensionné, il permet au flux de se "réattacher" à la paroi entre deux obstacles, maximisant ainsi l'échange thermique local à chaque nouvel impact. En revanche, si l'espacement est trop réduit, le fluide risque de stagner entre les ailettes, créant des "zones mortes" qui pénalisent le refroidissement [8].

I.5.3. Le compromis thermique/hydraulique : la perte de charge

L'amélioration thermique par l'ajout d'ailettes n'est jamais gratuite d'un point de vue énergétique. Toute structure qui "casse" l'écoulement pour créer de la turbulence génère une résistance au mouvement.

- **La pénalité hydraulique** : L'insertion d'ailettes carrées augmente le facteur de friction. Le fluide doit surmonter une résistance plus importante, ce qui se traduit par une chute de pression (ΔP) plus significative entre l'entrée et la sortie du canal.
- **La puissance de pompage** : Une perte de charge élevée exige l'utilisation d'une pompe plus puissante. Comme le soulignent les travaux récents [8], le succès d'une géométrie se mesure par la Figure de Mérite (FOM). Une conception optimale est celle qui parvient à abaisser la température du processeur tout en maintenant une perte de charge acceptable, garantissant ainsi que le système reste énergétiquement efficace.

I.6. Innovations géométriques spécifiques : Nervures circulaires saillantes

Au-delà des formes classiques telles que les rectangles et les triangles, la recherche s'oriente vers des géométries bio-inspirées ou aérodynamiques plus complexes. L'une des innovations les plus récentes et efficaces est l'utilisation de nervures circulaires saillantes (Circular Protrusion Ribs), qui permettent de manipuler le flux de manière extrêmement précise.

I.6.1. Concept de "Circular Protrusion Ribs" et angle de secteur

Le concept repose sur l'insertion de protubérances circulaires sur les parois du microcanal. Contrairement à une nervure pleine, cette structure est définie par un angle de secteur (noté souvent α ou θ), qui détermine la courbure et l'étendue de la saillie dans le flux.

- **Optimisation par l'angle (45° à 80°)** : L'étude de Singupuram et al. [7] démontre que l'efficacité du refroidissement est fortement corrélée à cet angle. En faisant varier l'angle de secteur de 45° à 80°, on modifie la surface d'attaque du fluide.

- **Résultats clés** : Il a été observé qu'un angle plus élevé (proche de 80°) augmente significativement le nombre de Nusselt. En effet, une saillie plus prononcée force le fluide à dévier plus brutalement, ce qui intensifie l'échange thermique global au prix d'une perte de charge contrôlée.

I.6.2. Création de vortex périodiques et écoulements secondaires

La supériorité des nervures circulaires réside dans leur capacité à transformer un écoulement laminaire simple en un écoulement complexe et turbulent à petite échelle.

- **Génération de tourbillons** : Lorsque le fluide rencontre la courbure de la nervure saillante, un phénomène de décollement se produit. Cela génère des vortex périodiques (tourbillons) juste en aval de chaque nervure.
- **Évacuation de la chaleur** : Ces tourbillons agissent comme des "pompes" locales, aspirant le fluide froid du centre du canal et le projetant contre la paroi chaude, tout en expulsant le fluide chauffé vers le cœur de l'écoulement.
- **Écoulements secondaires** : La forme circulaire induit également des écoulements secondaires hélicoïdaux. Ces mouvements transversaux garantissent que le fluide ne reste jamais longtemps en contact avec la même zone chaude, optimisant ainsi l'évacuation calorifique de manière beaucoup plus homogène qu'un canal lisse [7].

Ces innovations géométriques, telles que les nervures circulaires saillantes, représentent des avancées prometteuses pour améliorer les performances thermiques des dissipateurs à microcanaux, répondant ainsi aux exigences croissantes des technologies modernes.

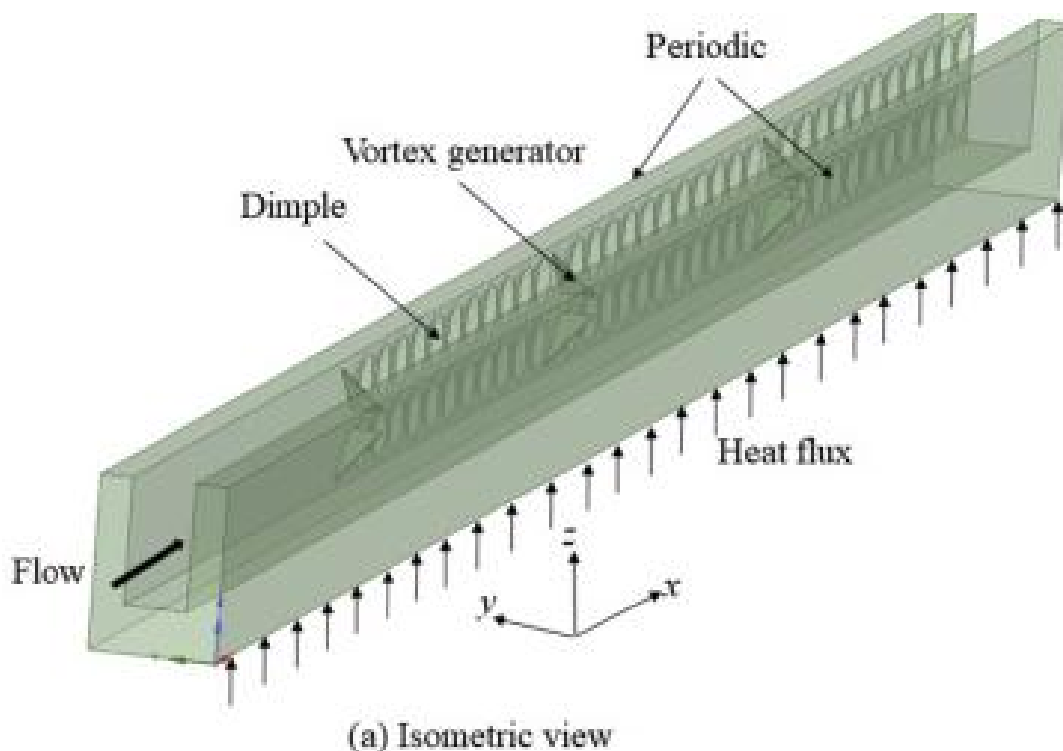


Figure I (15) : Microcanal de génération de vortex [29]

I.6.3. Performance globale et efficacité

L'avantage majeur des nervures circulaires saillantes réside dans leur capacité à offrir un Facteur de Performance Thermo-hydraulique (THPP) élevé. En optimisant l'angle de secteur, les chercheurs parviennent à briser la couche limite thermique tout en minimisant la traînée hydraulique, faisant de cette solution un choix privilégié pour le refroidissement des composants électroniques de haute densité.

I.7. Critères d'évaluation des performances (Indicateurs clés)

Pour quantifier l'efficacité d'un dissipateur thermique à microcanaux et comparer objectivement différentes géométries (nervures, rainures, ailettes), la communauté scientifique s'appuie sur quatre indicateurs fondamentaux. Ces critères permettent d'évaluer le gain thermique par rapport au coût hydraulique.

I.7.1. Le Nombre de Nusselt (Nu) : L'efficacité convective

Le nombre de Nusselt est un nombre sans dimension qui exprime le rapport entre le transfert de chaleur par convection et le transfert de chaleur par conduction seule à travers le fluide :

$$Nu = \frac{h.Dh}{k_f} \quad (I.1)$$

où (h) est le coefficient de convection et (k_f) la conductivité du fluide. Un nombre de Nusselt élevé signifie que le mouvement du fluide, intensifié par les nervures ou les vortex, évacue la chaleur de manière beaucoup plus efficace que dans un canal lisse [6]. C'est l'indicateur primaire de la performance du transfert de chaleur.

I.7.2. La Résistance Thermique (Rth) : L'indicateur final

La résistance thermique est la mesure la plus concrète pour un ingénieur en électronique. Elle exprime la capacité du système à limiter l'augmentation de la température de la puce pour une puissance donnée :

$$R_{th} = \frac{T_{max} - T_{in}}{Q.A_b} \quad (I.2)$$

Elle englobe la résistance de conduction (matériau), la résistance de convection (fluide) et la résistance capacitive (échauffement du fluide). L'objectif ultime de toute innovation géométrique est de minimiser cette valeur pour maintenir le processeur sous son seuil critique de température [8].

I.7.3. Facteur de Friction (f) et Puissance de Pompage (PP) : Le coût énergétique

L'amélioration thermique a un coût : la pénalité hydraulique. Le facteur de friction (f) mesure la résistance imposée par les parois et les obstacles au passage du fluide. Une augmentation de (f) entraîne une hausse de la perte de charge (ΔP) ce qui impacte directement la Puissance de Pompage (PP) :

$$PP = \frac{dV}{dt} \cdot \Delta P \quad (I.3)$$

Une puissance de pompage excessive rendrait le système inexploitable industriellement, car elle nécessiterait des pompes trop volumineuses et énergivores [7].

I.7.4. La Figure de Mérite (FOM) et le THPP : L'outil de comparaison universel

Dans les études récentes de Zhu [6], Singupuram [7] et Alnaimat [8], le succès d'un design est validé par le Facteur de Performance Thermo-Hydraulique (THPP), souvent appelé Figure de Mérite (FOM). Cet indice combine les gains thermiques et les pertes hydrauliques en un seul ratio, généralement normalisé par rapport à un canal lisse (noté par l'indice 0) :

$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (I.4)$$

- Si $\eta > 1$: L'amélioration du transfert de chaleur compense largement l'augmentation de la puissance de pompage. Le design est considéré comme rentable et efficace.
- Si $\eta < 1$: La pénalité hydraulique est trop forte par rapport au gain thermique, et le design n'est pas viable.

I.8 Conclusion du chapitre

Ce premier chapitre a posé les bases théoriques indispensables. Nous avons vu que face à l'augmentation des flux thermiques dans les processeurs modernes, le passage à l'échelle micrométrique est inévitable. Bien que les microcanaux lisses offrent déjà des performances élevées, l'intégration de structures complexes (nervures, rainures, ailettes) permet de repousser les limites du refroidissement. Toutefois, la viabilité de ces solutions repose sur un équilibre délicat entre l'abaissement de la résistance thermique et la maîtrise de la puissance de pompage, un équilibre mesuré par la Figure de Mérite.

Chapitre II :

Modélisation Mathématique

II.1. Introduction du Chapitre

Ce deuxième chapitre est dédié à l'établissement du cadre théorique et mathématique essentiel à la simulation numérique des phénomènes de transfert thermique et de dynamique des fluides dans les dissipateurs à microcanaux. La conception de systèmes de refroidissement efficaces pour la microélectronique requiert une compréhension approfondie des mécanismes de transport à l'échelle micrométrique, où les interactions entre le fluide et les parois solides jouent un rôle prépondérant.

L'objectif principal de ce chapitre est de traduire les phénomènes physiques observés tels que la perturbation de la couche limite par des nervures ou des rainures, ainsi que l'accélération du fluide en un système d'équations aux dérivées partielles. Ce processus de modélisation repose sur les lois fondamentales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, qui sont les piliers de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur.

Le modèle choisi intègre le transfert de chaleur conjugué, permettant ainsi de résoudre simultanément la conduction thermique dans le substrat (silicium ou cuivre) et la convection forcée dans le fluide caloporteur. Ce formalisme mathématique constitue une base rigoureuse et indispensable avant toute implémentation numérique dans des logiciels tels que COMSOL Multiphysics ou ANSYS Fluent. Une telle approche est cruciale pour garantir la validité des résultats obtenus et la précision des prédictions concernant la performance thermo-hydraulique des systèmes étudiés.

En somme, ce chapitre vise à poser les fondations théoriques qui permettront d'explorer en profondeur les comportements thermiques et hydrauliques des dissipateurs à microcanaux, tout en assurant que les simulations numériques reflètent fidèlement les réalités physiques du système.

II.2. Description du domaine physique et géométrie

La modélisation physique du système repose sur la définition d'un micro-dissipateur thermique (MCHS) composé de canaux parallèles. Pour optimiser les ressources de calcul, les études s'accordent sur l'utilisation d'une cellule élémentaire représentative du système complet [1, 3].

II.2.1. Présentation du microcanal de référence (géométrie lisse)

Le modèle de base, utilisé comme référence pour évaluer les performances, est constitué d'un microcanal rectangulaire droit aux parois lisses. Selon les configurations de référence [1], la longueur (L) du canal est généralement fixée à 10 mm, tandis que la section transversale est définie par une largeur de canal (W_c) variant de 0,1 mm à 0,2 mm et une hauteur (H_c) de 0,4 mm [1, 3]. Ce canal est gravé sur un substrat solide, souvent en silicium ou en cuivre, dont l'épaisseur de la base (H_b) est calibrée pour garantir une distribution uniforme du flux thermique provenant du composant électronique [2].

II.2.2. Modélisation des structures d'amélioration (Nervures, Rainures, Ailettes)

Pour intensifier le transfert de chaleur, la géométrie lisse est modifiée par l'insertion de structures passives destinées à perturber la couche limite :

- **Les Rainures (Grooves)** : Des cavités rectangulaires sont pratiquées dans les parois latérales du canal. Elles créent des zones d'expansion et de contraction qui favorisent le mélange du fluide [3].
- **Les Nervures (Ribs)** : Des obstacles sont placés au centre du flux. Les travaux de Zhu et al. [3] comparent plusieurs formes (rectangulaire, diamant, triangulaire et elliptique) pour maximiser le détachement des tourbillons.
- **Les Ailettes ou Micro-plots (Pin-fins)** : Des structures saillantes, telles que des micro-plots carrés fixés sur les parois latérales, sont utilisées pour augmenter la surface d'échange et générer une turbulence locale [2].

II.2.3. Volume de contrôle et domaine de calcul (Unité de symétrie)

Le domaine de calcul numérique est restreint à une unité de symétrie (ou cellule unitaire) afin de réduire le temps de simulation [1]. Ce volume de contrôle comprend la moitié de la largeur du canal de fluide et la moitié de la paroi solide adjacente. En appliquant des conditions de symétrie sur les plans centraux, on considère que le comportement thermique et hydraulique de cette unité est identique à celui de l'ensemble du dissipateur [3]. Le transfert de chaleur est dit "conjugué" car le volume de contrôle englobe à la fois le domaine fluide (convection) et le domaine solide (conduction) [2]. Les conditions aux limites imposées sur ce volume incluent un flux de chaleur constant à la base et des parois externes isolées (adiabatiques) pour simuler un environnement de travail réel [1].

II.3. Hypothèses simplificatrices

La modélisation des phénomènes de transport dans les micro-dissipateurs thermiques nécessite l'adoption de plusieurs hypothèses simplificatrices. Ces approximations permettent de réduire la complexité du système d'équations tout en préservant la précision des résultats physiques indispensables à l'ingénierie [1, 3].

II.3.1. Régime permanent et écoulement laminaire

L'analyse est effectuée en régime permanent ($d/dt = 0$), ce qui signifie que les champs de vitesse et de température ne dépendent pas du temps une fois l'équilibre atteint [2]. Compte tenu des dimensions microscopiques et des débits pratiqués, le nombre de Reynolds (Re) reste généralement inférieur au seuil critique de transition vers la turbulence ($Re < 2300$). L'écoulement est donc traité comme strictement laminaire [1, 3].

II.3.2. Fluide incompressible et Newtonien

Le fluide caloporteur est considéré comme un milieu continu, incompressible et Newtonien [2, 14]. La masse volumique est supposée constante dans l'équation de continuité, et la contrainte de cisaillement est linéairement proportionnelle au taux de déformation. Cette hypothèse est

valide pour l'eau et la plupart des nanofluides dilués circulant dans des conduits micrométriques sans effets de raréfaction [3].

II.3.3. Propriétés thermophysiques

Concernant les propriétés du fluide et du solide (conductivité thermique, capacité calorifique, viscosité) :

- Dans les modèles simplifiés, ces propriétés sont supposées constantes et évaluées à la température d'entrée du fluide [3].
- Toutefois, pour capturer les gradients thermiques importants, la dépendance de la viscosité (μ) et de la conductivité thermique (k) par rapport à la température peut être intégrée selon les corrélations empiriques standards [1].
- Le substrat solide est considéré comme isotrope et homogène [2].

II.3.4. Négligence des effets de radiation et de dissipation visqueuse

Afin de focaliser l'étude sur le transfert de chaleur conjugué, les phénomènes suivants sont négligés :

- **Radiation thermique** : Les échanges par rayonnement entre les parois sont omis car les niveaux de température absolue restent modérés [2, 3].
- **Dissipation visqueuse** : La chaleur générée par le frottement interne du fluide est négligée, le nombre de Brinkman (Br) étant très faible dans ces configurations [3].
- **Forces de gravité** : L'effet de la flottabilité est considéré comme négligeable devant les forces de pression, la convection forcée étant dominante [14].

II.4. Équations gouvernantes

En se basant sur les hypothèses d'un écoulement tridimensionnel, laminaire, incompressible et en régime permanent, les équations générales de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur sont considérablement simplifiées. Ces équations décrivent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie au sein du domaine de calcul [1, 3]. Pour formuler ces équations, on définit le vecteur vitesse $V = (u, v, w)$ selon les coordonnées cartésiennes (x, y, z) .

II.4.1. Équation de conservation de la masse (Continuité)

Pour un fluide incompressible en régime permanent, l'équation de continuité indique que la masse entrant dans le volume de contrôle est égale à la masse qui en sort. Sa forme vectorielle et cartésienne s'écrit [3] :

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.2})$$

II.4.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement

(Navier-Stokes)

L'équation de Navier-Stokes représente le principe fondamental de la dynamique appliqué aux fluides. Cette équation fondamentale décrit le mouvement des fluides en tenant compte des forces en présence. Dans le cas des microcanaux, nous négligeons les forces de volume, telles que la gravité, en raison des faibles échelles de dimension et des débits impliqués [14]. L'équation de Navier-Stokes, dans ce contexte, exprime l'équilibre entre les forces d'inertie (qui proviennent du mouvement du fluide ou de la convection), le gradient de pression, et les forces visqueuses de cisaillement qui résultent de la viscosité du fluide [1].

Pour les conditions d'écoulement laminaire dans les microcanaux, cette équation peut être simplifiée pour ne conserver que les termes pertinents, reflétant ainsi les dynamiques spécifiques du système étudié. L'analyse des solutions de ces équations permet de comprendre comment le fluide interagit avec les parois du canal et comment il se comporte sous différentes conditions de fonctionnement, ce qui est essentiel pour optimiser le transfert thermique dans les dissipateurs à microcanaux.

$$\rho_f (\mathbf{V} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{V} = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 \cdot \mathbf{V} \quad (\text{II.3})$$

En coordonnées cartésiennes, elle se décompose selon les trois axes x , y et z :

- **Axe x :**

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

- **Axe y :**

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

- **Axe z :**

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

Où ρ_f est la masse volumique du fluide, P est la pression statique, et μ_f est la viscosité dynamique.

II.4.3. Équation de conservation de l'énergie (Transfert conjugué)

Dans un micro-dissipateur thermique, la chaleur est générée à la base, puis elle est conduite à travers le substrat solide avant d'être évacuée par convection dans le fluide. Pour modéliser ce processus, il est nécessaire de résoudre l'équation de l'énergie dans les deux domaines séparément, formant ainsi ce que l'on appelle un problème de transfert de chaleur conjugué [1, 2].

a) Dans le domaine fluide :

En négligeant la dissipation visqueuse et la radiation spatiale [2, 3], le transfert d'énergie dans le fluide est principalement dominé par la convection et la conduction interne. L'équation de conservation de l'énergie peut être exprimée comme suit :

$$\rho_f \cdot C_{p,f} (V \cdot \nabla) T_f = k_f \nabla^2 T_f \quad (\text{II.7})$$

$$\rho_f \cdot C_{p,f} \left(u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = k_f \left(\mu_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \right) \quad (\text{II.8})$$

Où $C_{p,f}$ est la capacité thermique massique et k_f la conductivité thermique du fluide.

Cette équation décrit comment la chaleur est transportée par convection à travers le fluide tout en tenant compte des variations de température qui peuvent se produire au cours du temps. La résolution de cette équation permettra de déterminer les profils de température dans le fluide caloporteur et d'évaluer l'efficacité de dissipation thermique dans le système.

En résumé, la modélisation du transfert de chaleur conjugué dans un micro-dissipateur implique une approche intégrative qui considère à la fois les mécanismes de conduction dans le solide et ceux de convection dans le fluide, garantissant ainsi une représentation précise des phénomènes thermiques en jeu.

b) Dans le domaine solide (Substrat et structures d'amélioration) :

Dans le domaine solide, où le substrat et les structures d'amélioration sont immobiles (avec $(u = v = w = 0)$), le terme de convection disparaît, et l'équation de conservation de l'énergie se simplifie. Dans ce cas, l'équation se réduit à l'équation de la chaleur de Fourier en régime permanent, qui décrit le transfert de chaleur par conduction [1].

$$k_s \nabla^2 T_s = 0 \quad (\text{II.9})$$

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{II.10})$$

Où k_s est la conductivité thermique du matériau solide (ex: Silicium ou Cuivre) et T_s sa température locale.

Les conditions aux limites doivent être spécifiées pour résoudre cette équation, notamment des conditions de température constante ou de flux de chaleur à la surface du substrat en contact avec le fluide.

L'application de cette équation permet de modéliser la distribution de température à l'intérieur du substrat et d'évaluer l'efficacité de la conduction thermique dans le système. En intégrant ces résultats avec ceux obtenus dans le domaine fluide, on peut analyser le transfert de chaleur conjugué et optimiser la conception des dissipateurs thermiques à microcanaux.

II.5. Conditions aux limites

Pour résoudre les équations de Navier-Stokes et de l'énergie, il est essentiel d'imposer des conditions aux limites précises sur toutes les frontières du domaine de calcul. Ces conditions permettent de simuler fidèlement les conditions réelles de fonctionnement d'un micro-dissipateur thermique [1, 2].

II.5.1. Conditions d'entrée (Inlet)

À l'entrée du microcanal ($x = 0$), un profil de vitesse uniforme et une température constante sont imposés. Le fluide pénètre dans le domaine avec une vitesse axiale (u_{in}), qui correspond à la valeur du nombre de Reynolds étudié, tandis que les composantes de vitesse transversales sont nulles.

- $u = u_{in} = \frac{Re \cdot u_f}{\rho_f \cdot D_h}$ (II.11)
- $v = w = 0$
- $T = T_{in}$ (généralement fixée à 293,15 K ou 300 K selon les standards [1]).

Ces conditions d'entrée permettent de modéliser le comportement du fluide au début du microcanal, garantissant que le profil de vitesse et la température sont conformes aux conditions réelles observées lors de l'utilisation du dissipateur thermique. L'établissement de ces conditions est crucial pour le bon fonctionnement de la simulation et pour obtenir des résultats fiables concernant le transfert de chaleur et la dynamique des fluides au sein du système.

II.5.2. Conditions de sortie (Outlet)

À la sortie du canal ($x = L$), une condition de pression est appliquée pour modéliser correctement le comportement du fluide à cette extrémité. La pression statique est supposée égale à la pression atmosphérique, ce qui permet de simuler une sortie ouverte du microcanal. Mathématiquement, cela se traduit par :

- $P = P_{out} = P_{atm}$
- $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$
- $\frac{\partial T_f}{\partial x} = 0$

De plus, pour représenter un écoulement pleinement développé à la sortie, les gradients des autres variables telles que la vitesse et la température sont supposés nuls. Cela signifie que :

Ces conditions indiquent que, à la sortie, le profil de vitesse et le champ de température ne changent pas en fonction de la position le long du canal, ce qui est caractéristique d'un

écoulement pleinement développé. L'application de ces conditions de sortie est cruciale pour garantir que les simulations reflètent avec précision les dynamiques du fluide et le transfert de chaleur au sein du dissipateur thermique, en particulier dans des configurations de fonctionnement réelles.

II.5.3. Conditions aux parois et interface solide-fluide

Le réalisme de la simulation repose sur le traitement des interactions aux parois [2, 3] :

- **Condition de non-glissement** : Sur toutes les parois solides en contact avec le fluide, la vitesse est nulle, ce qui se traduit par ($u = v = w = 0$).
- **Interface conjuguée** : À l'interface entre le solide et le fluide, la continuité du flux thermique et de la température est assurée :

$$T_s = T_f \text{ et } k_s \cdot \left(\frac{\partial T_s}{\partial n} \right) = k_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial n} \right) \quad (\text{II.12})$$

Où n est la normale à la paroi.

- **Flux thermique à la base** : Une densité de flux de chaleur uniforme (q'') est appliquée à la surface inférieure du substrat pour simuler la charge thermique du composant électronique [1, 2].
- **Parois externes** : Les surfaces extérieures du dissipateur (à l'exception de la base et des plans de symétrie) sont considérées comme adiabatiques, ($\frac{\partial T}{\partial n} = 0$), négligeant les pertes vers l'air ambiant [3].

II.5.4. Conditions de symétrie et de périodicité

Pour les parois latérales de la cellule unitaire qui ne sont pas des parois physiques mais des découpes de calcul, des conditions de symétrie sont appliquées [1, 3] :

- **Conditions de symétrie** : La vitesse normale et les gradients normaux des variables scalaires (température, pression) sont nuls. :

$$V \cdot n = 0 \text{ et } \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (\text{II.13})$$

- **Conditions de périodicité** : Dans le cas de géométries avec des structures répétitives (nervures ou rainures), des conditions de périodicité peuvent être utilisées pour simuler un canal infiniment long à partir d'un seul module [3]. Cela permet de réduire le temps de calcul tout en conservant la représentativité des phénomènes physiques.

II.6. Procédure numérique et maillage

La résolution du modèle mathématique est réalisée à l'aide d'un code de calcul de mécanique des fluides numérique (CFD), tel qu'ANSYS Fluent ou COMSOL Multiphysics. La démarche repose sur la discrétisation du domaine et des équations, suivie d'un processus itératif de résolution [1, 3].

II.6.1. Discrétisation par la méthode des volumes finis

Pour transformer les équations aux dérivées partielles (continues) en un système d'équations algébriques (discrètes) résolubles par ordinateur, la Méthode des Volumes Finis (FVM) est adoptée [3, 14]. Le domaine de calcul (fluide et solide) est subdivisé en un grand nombre de petits volumes de contrôle non chevauchants. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie sont ensuite intégrées sur chacun de ces volumes finis, garantissant la stricte conservation des flux à travers les interfaces des cellules [14].

II.6.2. Discrétisation par la méthode des éléments finis

Dans la modélisation numérique des dissipateurs thermiques à microcanaux, la représentation des domaines ouverts ou semi-infinis (tels que l'extension lointaine du substrat solide ou du milieu ambiant) pose une contrainte majeure. Une discrétisation standard par volumes ou éléments finis classiques sur ces zones exigerait une taille de maillage disproportionnée, entraînant un coût computationnel prohibitif. Pour surmonter cette limitation, la méthode des éléments finis est intégrée au processus de discrétisation numérique.

Principe du découpage du domaine :

Le domaine global de l'étude est subdivisé en deux régions distinctes :

- **Le domaine fini (zone proche) :** Il englobe le cœur de la géométrie active (le canal, les nervures et les interfaces immédiates). Cette zone fait l'objet d'un maillage traditionnel hautement résolu afin de capturer avec précision les forts gradients thermiques et hydrauliques.
- **Le domaine infini (zone lointaine) :** Il s'articule autour des contours externes de la zone proche. Les éléments finis standards y sont remplacés par des éléments d'un type particulier, dits "infinis", capables de simuler un espace physique non borné tout en conservant une taille géométrique finie dans le logiciel de calcul.

Mécanisme de discrétisation et fonctions de forme :

La transition numérique entre ces deux zones repose sur un changement de repère géométrique. Alors qu'un élément classique utilise des fonctions d'interpolation linéaires ou quadratiques standards, l'élément infini intègre des fonctions de forme spécifiques dotées d'une singularité rationnelle.

Lors de la phase de discrétisation, ces fonctions permettent de projeter mathématiquement les nœuds extérieurs de l'élément à une distance infinie. Par conséquent, les variables physiques étudiées subissent une décroissance asymptotique naturelle et continue vers les conditions ambiantes de l'environnement, sans nécessiter la construction d'un maillage physique étendu.

Formulation matricielle globale :

Après l'étape de discrétisation et l'application du principe variationnel ou de la méthode des résidus pondérés sur l'ensemble du domaine (fini et infini), les équations différentielles régissant le transfert thermique conjugué sont assemblées sous une forme matricielle algébrique globale :

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (\text{II.14})$$

Où :

- **[K] représente la matrice de conductivité globale (ou matrice de rigidité) .**
- **{U} représente le vecteur des inconnues nodales :** Dans le cadre de cette étude thermique, il correspond au champ de température inconnu (T) en chaque nœud du maillage.
- **{F} représente le vecteur sollicitation (ou vecteur charge) .**

Avantages pour la résolution numérique :

Sur le plan de la résolution, cette approche offre deux avantages académiques fondamentaux :

1. **Optimisation computationnelle :** L'intégration des propriétés infinies directement dans la matrice globale [K] réduit drastiquement le nombre total de nœuds du système matriciel. Cela optimise le temps de calcul et la mémoire requise tout en conservant une excellente précision.
2. **Élimination des effets de bord :** Elle prévient l'apparition d'erreurs numériques liées à une troncature artificielle des frontières, garantissant que les flux de chaleur s'évacuent librement vers l'extérieur sans subir de réflexions ou de contraintes physiques erronées aux limites du modèle.

II.6.3. Algorithme de résolution et schémas spatiaux

Le traitement des termes non linéaires des équations de Navier-Stokes nécessite des algorithmes spécifiques :

- **Couplage Pression-Vitesse :** L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) ou sa variante SIMPLEC est classiquement utilisé pour lier le champ de pression au champ de vitesse et satisfaire l'équation de continuité [3, 14].
- **Schémas de discrétisation spatiale :** Pour minimiser la diffusion numérique, un schéma décentré du second ordre (Second-Order Upwind) est appliqué pour discrétiser les termes convectifs des équations de la quantité de mouvement et de l'énergie [1]. Les gradients sont généralement évalués par la méthode basée sur les cellules (Cell-Based Least Squares).

II.6.4. Critères de convergence

La résolution étant itérative, le calcul s'arrête lorsque la solution atteint un état d'équilibre stable, défini par des critères de convergence rigoureux. Les résidus absolus (l'erreur calculée entre deux itérations successives) doivent chuter en dessous de seuils spécifiques :

- Moins de 10^{-6} pour les équations de continuité et de quantité de mouvement (u, v, w) [3].
- Moins de 10^{-9} (ou 10^{-6} selon les tolérances) pour l'équation de l'énergie, le transfert thermique étant très sensible aux variations du champ de température [1].

II.6.5. Génération du maillage et raffinement

La qualité des résultats CFD dépend intrinsèquement de la qualité du maillage. Le domaine est généralement discrétisé à l'aide d'éléments structurés (hexaédriques) qui offrent un meilleur alignement avec l'écoulement et réduisent les erreurs d'interpolation [3]. Un soin particulier est apporté aux zones où les gradients de vitesse et de température sont les plus forts, notamment près des parois solides et autour des structures d'amélioration comme les nervures. Dans ces régions, un raffinement local (maillage resserré) est appliqué pour capturer précisément la sous-couche limite laminaire [2, 3].

II.6.6. Étude d'indépendance du maillage (Grid Independence Test)

Pour s'assurer que la solution numérique est bien physique et non dictée par la taille des cellules de calcul, un test d'indépendance du maillage est systématiquement réalisé. Cette procédure consiste à simuler le même cas physique avec des maillages de plus en plus fins [1, 2]. Des paramètres globaux critiques, tels que le nombre de Nusselt moyen (Nu) ou la perte de charge (ΔP), sont comparés entre les différents maillages. Lorsque l'écart relatif entre deux maillages successifs devient négligeable (généralement inférieur à 2 % ou 1 %), le maillage le plus grossier parmi ces derniers est sélectionné. Cela permet de garantir des résultats précis tout en optimisant le temps et le coût de calcul [3].

II.7. Validation du modèle numérique

La validation est une étape fondamentale qui permet de quantifier l'exactitude des résultats numériques et de justifier la fiabilité des prédictions obtenues. Elle consiste à comparer les résultats du modèle actuel avec des données expérimentales ou numériques issues de la littérature pour une configuration identique ou très proche [1, 3].

II.7.1. Choix du cas de référence

Étant donné que les structures d'amélioration (nervures, rainures) sont des modifications de la géométrie de base, la validation s'effectue généralement sur un microcanal rectangulaire lisse. Les travaux expérimentaux et numériques de Qu et Mudawar [83] (cités par Zhu et al. [3] et Alnaimat [2]) constituent la référence standard dans le domaine des micro-dissipateurs thermiques. Les conditions aux limites et les propriétés du fluide (généralement l'eau) de ces travaux sont reproduites dans le présent modèle pour assurer une comparaison rigoureuse [1].

II.7.2. Paramètres de comparaison

La fiabilité du modèle est évaluée à travers deux indicateurs clés de performance :

- **Performances thermiques** : On compare le nombre de Nusselt moyen (Nu_{avg}) ou la température maximale à la base en fonction du nombre de Reynolds. Un bon accord sur le Nusselt confirme que le transfert de chaleur conjugué est correctement modélisé [1, 3].
- **Performances hydrauliques** : On compare le facteur de friction ($f.Re$) ou la perte de charge (ΔP). Cela permet de vérifier que la viscosité du fluide et les interactions aux parois respectent les lois de la dynamique des fluides [2, 14].

II.7.3. Analyse de l'erreur relative

L'écart entre les résultats numériques actuels et les données de référence est quantifié par l'erreur relative :

$$e = \left| \frac{\phi_{lit} - \phi_{num}}{\phi_{lit}} \right| \quad (II.15)$$

Où ϕ représente la variable étudiée (Nu ou ΔP).

Selon les standards de la littérature [1, 3, 14] :

- Un écart inférieur à **5%** pour les paramètres thermiques est considéré comme excellent.
- Un écart allant jusqu'à **10%** pour les paramètres hydrauliques est acceptable, compte tenu des incertitudes de mesure expérimentales.

Une fois que les courbes numériques se superposent de manière satisfaisante aux données de référence, le modèle est considéré comme validé. Il peut alors être utilisé avec confiance pour étudier l'influence des paramètres géométriques complexes (nervures, rainures, ailettes) [3].

II.8 Conclusion du Chapitre

En résumé, ce deuxième chapitre a permis d'établir le cadre théorique et numérique rigoureux indispensable à l'analyse thermo-hydraulique des dissipateurs à microcanaux sous l'effet d'une modélisation bidimensionnelle ou tridimensionnelle avancée.

Sous l'effet d'hypothèses d'écoulement laminaire, stationnaire et incompressible, la complexité des phénomènes physiques mis en jeu a été formalisée par un système d'équations aux dérivées partielles couplées, à savoir les équations de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie. L'intégration de l'approche du transfert de chaleur conjugué s'est avérée fondamentale pour appréhender simultanément les mécanismes de conduction thermique au sein du substrat solide et de convection forcée au sein du fluide caloporteur.

Sur le plan de la résolution numérique, une méthodologie hybride a été explicitée. La méthode des volumes finis (FVM) a été retenue pour la discrétisation du domaine principal hautement résolu, tandis que la méthode des éléments infinis a été introduite pour le traitement des zones lointaines et semi-infinies. Cette formulation a permis de condenser les équations de transport continues sous la forme d'un système algébrique matriciel global régit par la relation :

$$[K]\{U\} = \{F\}.$$

Cette approche optimisée garantit une réduction drastique du coût computationnel tout en éliminant les erreurs de troncature artificielle aux frontières.

Enfin, le protocole de validation exposé, reposant sur la confrontation systématique de nos futurs résultats avec les données de la littérature par le calcul de l'erreur relative, confère au modèle développé le degré de fiabilité et de reproductibilité requis. Ce socle scientifique étant formellement validé et les conditions aux limites clairement définies, la base méthodologique est désormais consolidée pour aborder le chapitre suivant, dédié à la présentation, à l'analyse critique et à la discussion des résultats issus de nos simulations.

Chapitre III :

Résultats et discussion

III.1.Introduction

En 1998, COSMOL s'est positionnée parmi les pionniers en relevant le défi des techniques de simulation novatrices. Grâce à la puissance de la simulation numérique, l'entreprise a pu accéder à des innovations tant scientifiques qu'industrielles, en proposant des solutions à la fois innovantes et multidisciplinaires. Ces solutions allient puissance et flexibilité, permettant de simuler des applications impliquant une ou plusieurs disciplines physiques.

Nous commencerons par valider les résultats obtenus en les comparant aux données expérimentales disponibles dans la littérature, ainsi qu'aux simulations réalisées avec le code Flue(30). Enfin, nous explorerons divers cas possibles, en fournissant des interprétations détaillées pour chaque situation.

III.2. Géométrie de notre étude

III.2.1. Description du problème

L'utilisation du code COMSOL Multiphysics permet de simuler l'écoulement et l'évolution de la température. La configuration géométrique étudiée est illustrée dans la figure III.1.

Nous nous intéressons à l'analyse numérique du comportement thermique de l'écoulement d'eau en convection forcée laminaire stationnaire, dans le cadre d'un dissipateur thermique à micro-canaux (MCHS) fabriqué en cuivre. Les données relatives aux dimensions du dissipateur de chaleur sont tirées de la référence [30] :

- La longueur : $L=10\text{mm}$
- Le largeur : $W=5\text{mm}$
- La hauteur : $H= 1\text{mm}$
- Largeur et longueur des canaux : $H_c=W_c=0.3\text{mm}$
- Espace entre les canaux : $W_t= 0.2\text{mm}$
- Espace entre les canaux et le haut de MCHS : $t_1=0.1\text{mm}$

Cette étude vise à fournir une compréhension approfondie des performances thermiques du dissipateur, en tenant compte de la géométrie spécifique des micro-canaux.

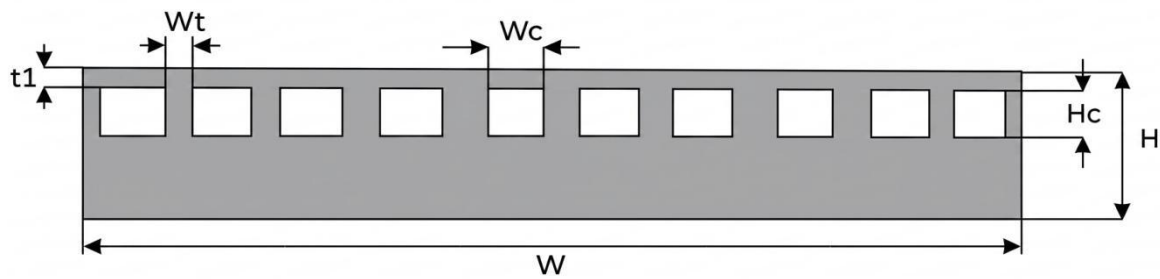


Figure III 1 - Géométrie étudiée

III.2.2. Conditions aux Limites

- Base du dissipateur :
Un flux de chaleur uniforme est appliqué sur la face inférieure du dissipateur, représentant la chaleur générée par le composant électronique. Ce flux thermique est fixé à ($q = 100 \text{ W/cm}^2$).
- Parois du microcanal :
La vitesse du fluide est nulle sur toutes les parois, ce qui correspond à une condition de non-glissement. De plus, toutes les surfaces, à l'exception de la base, sont considérées comme adiabatiques.
- Interface solide-fluide :
L'interface entre le solide et le fluide est définie comme un mur couplé, assurant la continuité de la température (T) ainsi que celle du flux thermique (q).
- Entrée du fluide (Inlet) :
La vitesse d'entrée du fluide est calculée selon la formule suivante :

$$U0 = Re * Muf / (Rof * Dh)$$

$$Dh = 2 * Hc * Wc / (Hc + Wc)$$

$$Tin = 300K^\circ$$

Sortie du fluide (Outlet) Condition de pression nulle à la sortie (pressure outlet).

Matériaux utilisés

Le **Tableau III.1** présente les matériaux ainsi que leurs propriétés thermiques utilisés dans la simulation réalisée avec COMSOL Multiphysics 6.3. Ce tableau est essentiel pour comprendre les caractéristiques thermiques des matériaux impliqués dans l'étude, garantissant ainsi la précision des résultats obtenus.

Domaine	Matériau	Conductivité thermique k (W/m·K)	Densité ρ (kg/m ³)	La capacité calorifique C_p (J/kg·K)
Substrat	Cuivre	385	8960	385
Fluide	Eau	0.615	995.8	4179
Composite (1)	MMC (Al-SiC)	175	2750	850
Composite (2)	GCC (graphite/carbone)	500	2000	800

Tableau -III 1-Propriétés des matériaux

- Le cuivre a été choisi en raison de sa conductivité thermique élevée et de sa capacité exceptionnelle à dissiper la chaleur [30].
- Le composite GCC (Graphite Composite Composite) regroupe des matériaux à base de carbone graphitique, tels que les fibres à base de pitch, le HOPG (Highly Oriented Pyrolytic Graphite) et les composites carbone-carbone. Sa conductivité thermique typique, atteignant 550 W/m·K dans la direction principale, le rend supérieur au cuivre. De plus, sa faible densité, comprise entre 1800 et 2200 kg/m³, ainsi que son module d'Young très élevé, variant de 300 à 900 GPa, lui confèrent un excellent rapport rigidité/masse.
- Cependant, le composite GCC présente certaines limitations. Sa forte fragilité, associée à une résistivité électrique de 5 à 15 $\mu\Omega\cdot\text{cm}$, nécessite des précautions d'isolation lors de son utilisation. De plus, sa résistance à l'oxydation est limitée au-delà de 500 °C. Enfin, son coût de fabrication est élevé en raison des températures de traitement atteignant jusqu'à 3000 °C. Ce matériau est principalement utilisé dans des applications exigeantes, telles que les dissipateurs thermiques pour composants RF, les équipements spatiaux et les freins haute performance..[32]
- Le composite MMC Al-SiC est constitué d'une matrice aluminium renforcée par des particules de carbure de silicium SiC à des fractions volumiques de 20 à 70%. Sa conductivité thermique typique est de 180 W/m·K avec un CTE très bas de 6 à 12 ppm/K, ce qui réduit les contraintes thermomécaniques aux interfaces avec les composants

électroniques. Sa densité de 2600 à 2900 kg/m³ est nettement inférieure à celle du cuivre, ce qui en fait un matériau léger adapté aux applications embarquées. Son module d'Young de 120 à 200 GPa lui confère une bonne rigidité mécanique, bien que son allongement à rupture faible de 1 à 3% indique un comportement relativement fragile. Sa résistivité électrique de 3 à 8 $\mu\Omega\cdot\text{cm}$ lui permet d'assurer la mise à la terre des composants, contrairement aux céramiques isolantes. Son coût de fabrication est modéré mais son usinage reste difficile en raison de la dureté du SiC. Il est principalement utilisé comme substrat pour modules de puissance, dissipateurs pour satellites et composants structuraux d'aéronefs.[31]

- Les propriétés des matériaux (densité, viscosité, conductivité thermique, chaleur spécifique) sont supposées constantes et indépendantes de la température. L'écoulement est stationnaire donc les propriétés du fluide ne changent pas avec le temps. Le fluide s'écoule en régime laminaire avec $Re < 2000$. Les effets de la gravité et des forces externes sont négligés. Les parois des microcanaux sont supposées lisses et droites sans rugosité de surface. [30]

III.3.Maillage

Dans cette analyse, l'étape primordiale est la génération du maillage, qu'il soit 2D ou 3D. L'influence des paramètres du maillage est clairement significative sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler une ligne de la géométrie tout en disposant les nœuds selon des conditions spécifiques. Parmi ces conditions, on trouve l'utilisation d'un ratio pour ajuster la pondération du maillage, ainsi que l'application de différentes formes de maillage.

Il est essentiel de choisir un maillage approprié, car un maillage trop grossier peut entraîner des résultats imprécis, tandis qu'un maillage trop fin peut augmenter considérablement le temps de calcul. Par conséquent, il est crucial d'optimiser le maillage en fonction de la complexité de la géométrie et des phénomènes physiques à simuler. Cela permet d'assurer une convergence rapide des solutions tout en garantissant la précision des résultats.

III.3.1.Choix du Maillage

Afin d'obtenir des résultats numériques exacts et précis, il est crucial de porter une attention particulière au choix du maillage. Pour ce faire, il est nécessaire de déterminer les paramètres optimaux et d'élaborer une stratégie qui répond à nos objectifs de simulation.

Voici quelques-uns des paramètres clés à considérer :

- **Nombre de mailles** : Un nombre adéquat de mailles est essentiel pour capturer les détails géométriques et les gradients de champ dans la simulation. Un maillage trop grossier peut négliger des phénomènes importants, tandis qu'un maillage trop fin peut augmenter indûment le temps de calcul.
- **Distance entre les mailles (concentration des mailles)** : La distribution des mailles doit être soigneusement ajustée pour garantir une concentration adéquate dans les zones où les gradients sont élevés, tout en maintenant une répartition plus lâche dans les zones où les variations sont minimales.
- **Forme de la maille** : La forme des mailles peut également influencer la précision des résultats. Les mailles triangulaires ou quadrilatérales en 2D, ainsi que les mailles tétraédriques ou hexaédriques en 3D, doivent être choisies en fonction de la géométrie de la simulation pour optimiser la représentation des surfaces et des volumes.

En optimisant ces paramètres, on peut améliorer la qualité des résultats de la simulation tout en équilibrant le temps de calcul et l'efficacité.

- les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable

III.3.2. Test de Convergence

Des simulations numériques ont été réalisées en faisant varier le nombre d'éléments de calcul. Une stabilité et une convergence du modèle ont été atteintes pour différents maillages. Le type de maillage choisi pour la géométrie étudiée est un **maillage contrôlé par l'utilisateur** (user-controlled mesh), utilisant des éléments de type **triangle libre**, prédéfinis par l'option **Finer**.

Cette approche permet d'ajuster le maillage de manière précise en fonction des besoins spécifiques de la simulation, garantissant ainsi une représentation adéquate des phénomènes physiques tout en assurant la convergence des résultats. Les tests de convergence ont confirmé que les résultats obtenus sont fiables et que le modèle est sensible aux variations de maillage, ce qui est essentiel pour valider la précision des simulations.

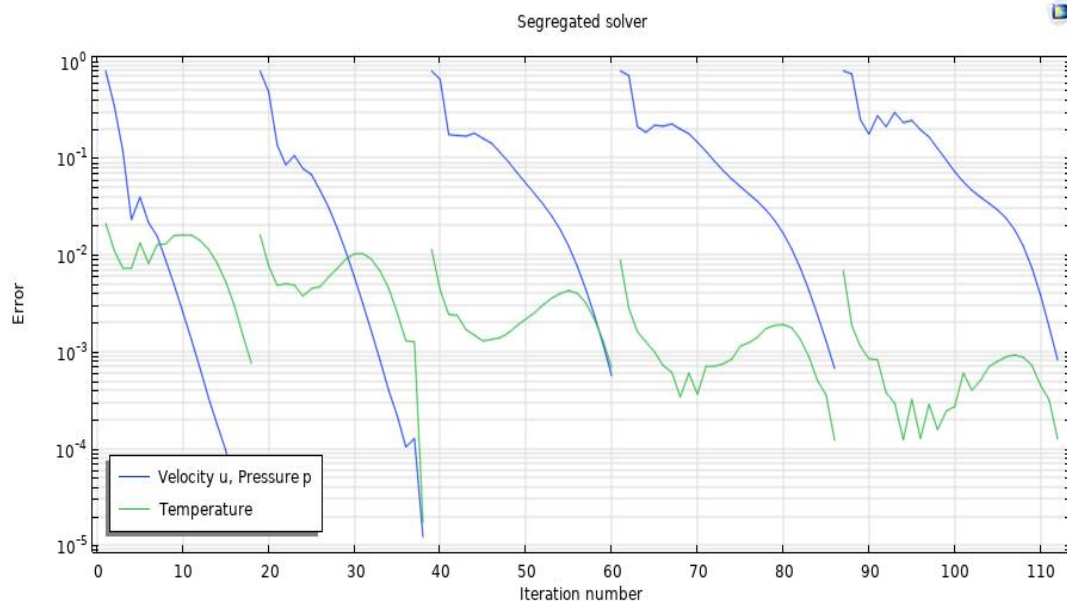


Figure III.2 -Test de convergence

III.4. Sensibilité du Maillage

L'influence de la taille et du nombre de nœuds sur la solution relative au transfert thermique est très significative. En effet, le profil de la température doit être sensible aux variations du maillage.

Pour évaluer l'impact du choix du maillage, nous proposons plusieurs configurations de maillage différentes. Ces configurations permettront de comparer les résultats obtenus et d'analyser comment la taille des éléments et leur répartition influencent la précision des simulations thermiques.

Cette étude de sensibilité est essentielle pour garantir que le maillage utilisé reflète fidèlement le comportement thermique du système étudié, tout en minimisant les erreurs de calcul. En ajustant ces paramètres, nous pouvons optimiser la modélisation et améliorer la fiabilité des résultats.

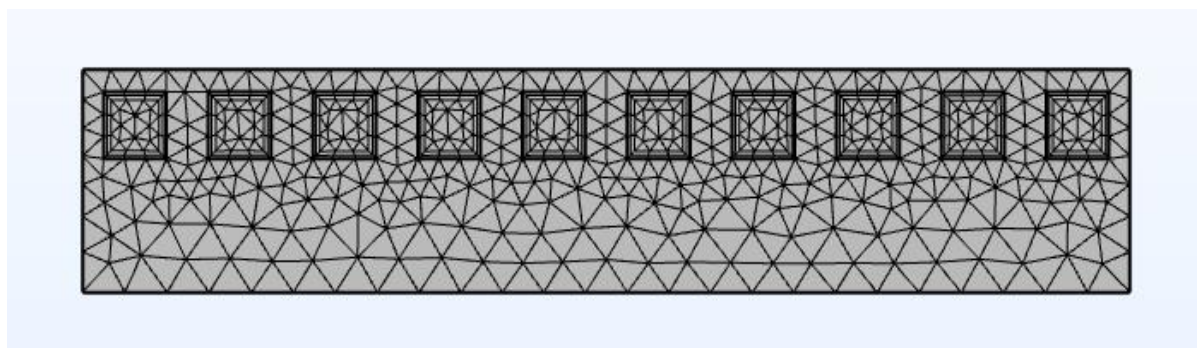


Figure III 3 - Maillage normal

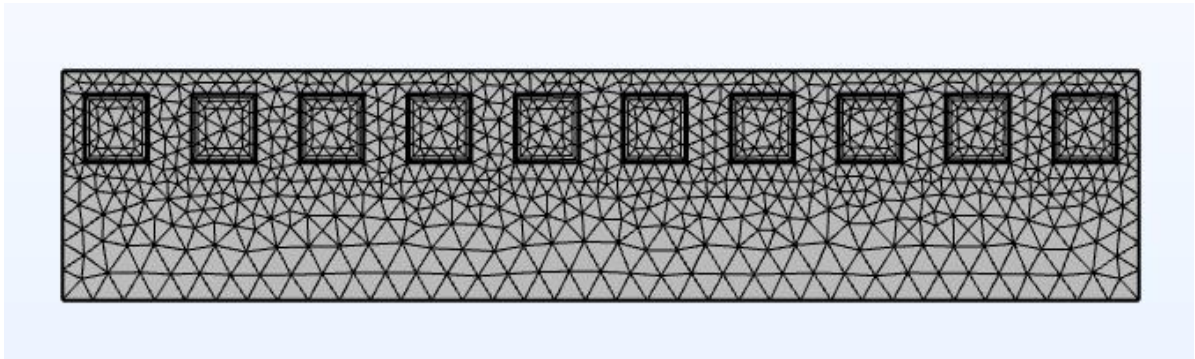


Figure III 4 -Maillage fine

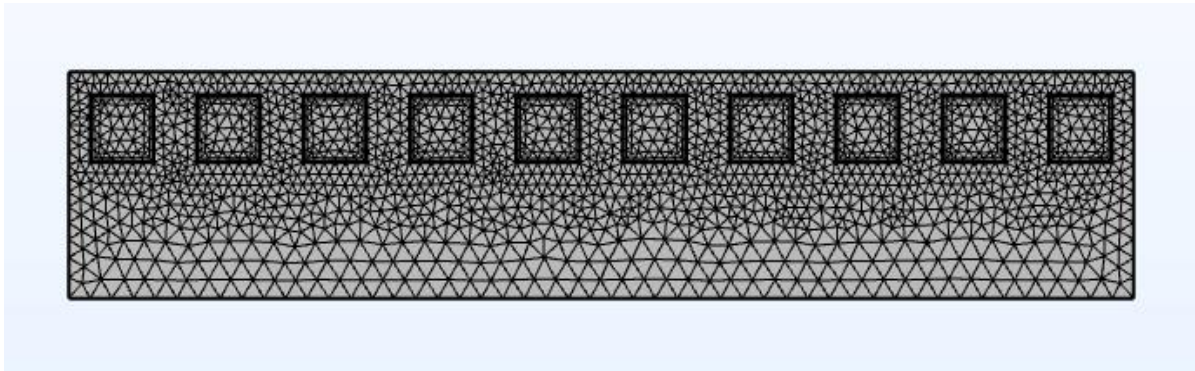


Figure III 5 -Maillage finer

III.4.1. Résultats de maillage

Le **Tableau III.2** présente les résultats de maillage qui démontrent la température maximale de la base du dissipateur thermique en fonction du nombre de Reynolds pour trois types de maillage : normal, fine et finer. Les résultats montrent que les valeurs de température sont très proches entre les maillages fins et finer.

C'est pourquoi nous avons choisi d'utiliser le maillage finer pour garantir des résultats précis et fiables pour la suite de notre travail de simulation. Cette sélection est essentielle pour assurer la qualité des analyses thermiques et optimiser les performances du dissipateur thermique.

Numéro de Reynolds	Maillage normal (829621)	Maillage fine (1877774)	Maillage finer (5418304)
100.00	350.01 K°	354.01 K°	355.43 K°
500.00	347.51 K°	349 K°	350.58 K°

Tableau III 2 - Les résultats de maillage

III.5. Validation des résultats

Les résultats de la simulation numérique ont été validés en les comparant à ceux obtenus dans l'article [30], portant sur la température moyenne à la base du dissipateur thermique en fonction de la longueur de la paroi inférieure. Cette validation est cruciale pour assurer la fiabilité et la robustesse de notre modèle de simulation.

Les comparaisons effectuées montrent une bonne concordance entre nos résultats et ceux de la littérature, ce qui renforce la crédibilité de notre approche. Cette étape de validation permet de confirmer que notre méthodologie de simulation est adéquate pour étudier le comportement thermique du dissipateur thermique et d'assurer que les conclusions tirées sont fondées sur des données fiables.

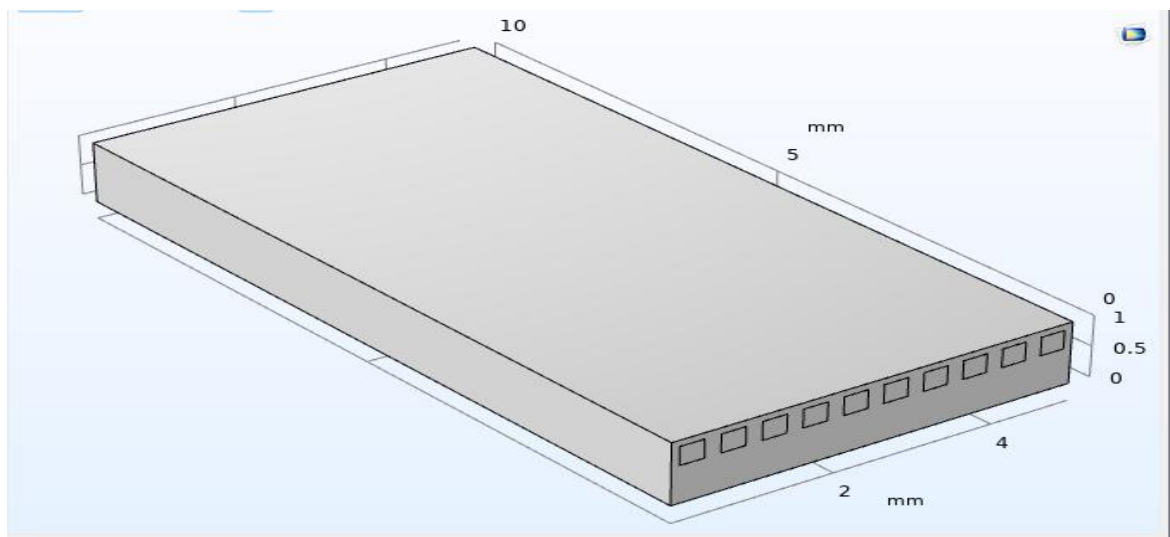


Figure III 6 - Géométre étudié

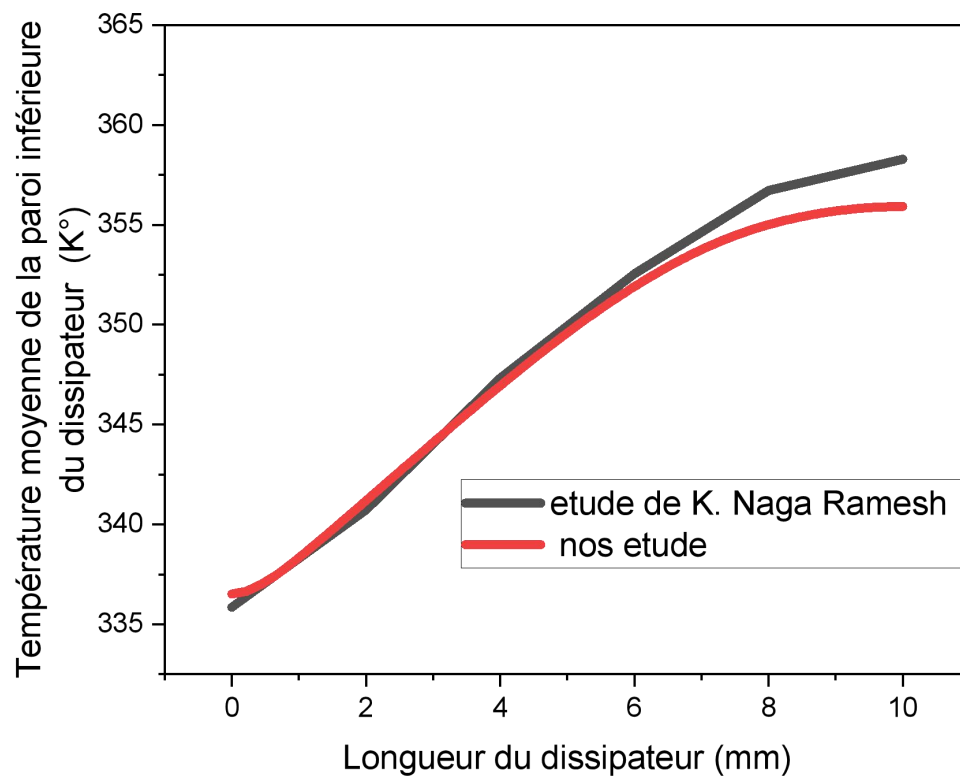


Figure III 7 - Validation de résultats de température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction de sa longueur.

Le long de dissipateur de chaleur (mm)	La température moyenne (K)		Déviation %
	Les résultats numériques de l'étude de K.Naga	Les résultats numériques De mon travail	
0	335.9	336.52	+ 0.18
2	340.7	341.30	+ 0.175
4	347	347	0
6	352.5	351.90	- 0.26
8	356.7	355.02	- 0.47
10	358.2	355.92	- 0.64

Tableau III 3 - Comparaison des résultats de validation

Après avoir réalisé un traitement numérique avec le logiciel COMSOL Multiphysics 6.3, nous pouvons affirmer que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux présentés dans l'article [30]. Cette validation est illustrée dans le tableau de comparaison (Tableau III.3), où nous avons calculé la déviation entre nos résultats et ceux de l'article [30].

Cependant, pour approfondir notre étude, nous allons également présenter d'autres résultats obtenus en analysant des cas supplémentaires. Cela nous permettra d'évaluer plus en détail les performances du dissipateur à micro-canaux dans différentes conditions d'exploitation. Cette approche nous aidera à mieux comprendre les comportements thermiques et à optimiser la conception du dissipateur.

III.6 Étude des Performances avec Ailettes

Dans cette étude, nous avons conservé les mêmes dimensions géométriques et les mêmes conditions aux limites que celles du dissipateur thermique de référence. Les modifications apportées concernent uniquement l'ajout d'ailettes à l'intérieur des microcanaux, dans le but d'améliorer les performances thermiques du dissipateur. Les ailettes insérées dans les microcanaux ont les dimensions suivantes : largeur de $W_{\text{ailette}} = 0.3 \text{ mm}$, une profondeur de $D_{\text{ailette}} = 0.1 \text{ mm}$ et une hauteur de $H_{\text{ailette}} = 0.15 \text{ mm}$. (figure III 8)

Dans un premier temps, nous avons étudié l'effet du nombre d'ailettes en ajoutant successivement 10 puis 20 ailettes fabriquées en cuivre à l'intérieur des microcanaux. Cette comparaison nous permet d'évaluer l'influence du nombre d'ailettes sur les performances thermiques et hydrauliques du dissipateur, en nous concentrant sur des paramètres tels que la résistance thermique, le coefficient d'uniformité de température (TUC), la température maximale de la base et la chute de pression.

Dans un deuxième temps, nous avons maintenu le nombre d'ailettes fixé à 10 et remplacé le matériau de fabrication des ailettes. Le cuivre a été remplacé par deux matériaux composites : le premier est le composite MMC Al-SiC, qui est un composite à matrice métallique, et le second est le composite GCC carbone-graphite. Cette comparaison vise à évaluer l'influence du matériau des ailettes sur les performances du dissipateur et à déterminer si les matériaux composites peuvent constituer une alternative intéressante au cuivre traditionnel.

Cette analyse approfondie nous permettra de mieux comprendre l'impact des ailettes et des matériaux utilisés sur l'efficacité du dissipateur thermique à micro-canaux.



Figure III 8 - Géométrie de dissipateur thermique à ailettes

Remarque : En raison des contraintes de temps de calcul et des ressources informatiques disponibles, la simulation a été effectuée sur un seul microcanal représentatif. Cette approche est justifiée par la symétrie périodique du dissipateur, qui implique que le comportement thermo-hydraulique d'un canal est identique à celui des autres canaux. Par conséquent, les résultats obtenus pour un seul canal peuvent être extrapolés à l'ensemble du dissipateur. Cette méthode permet ainsi de réduire considérablement le coût de calcul tout en préservant la précision des résultats (voir Figure III.9).

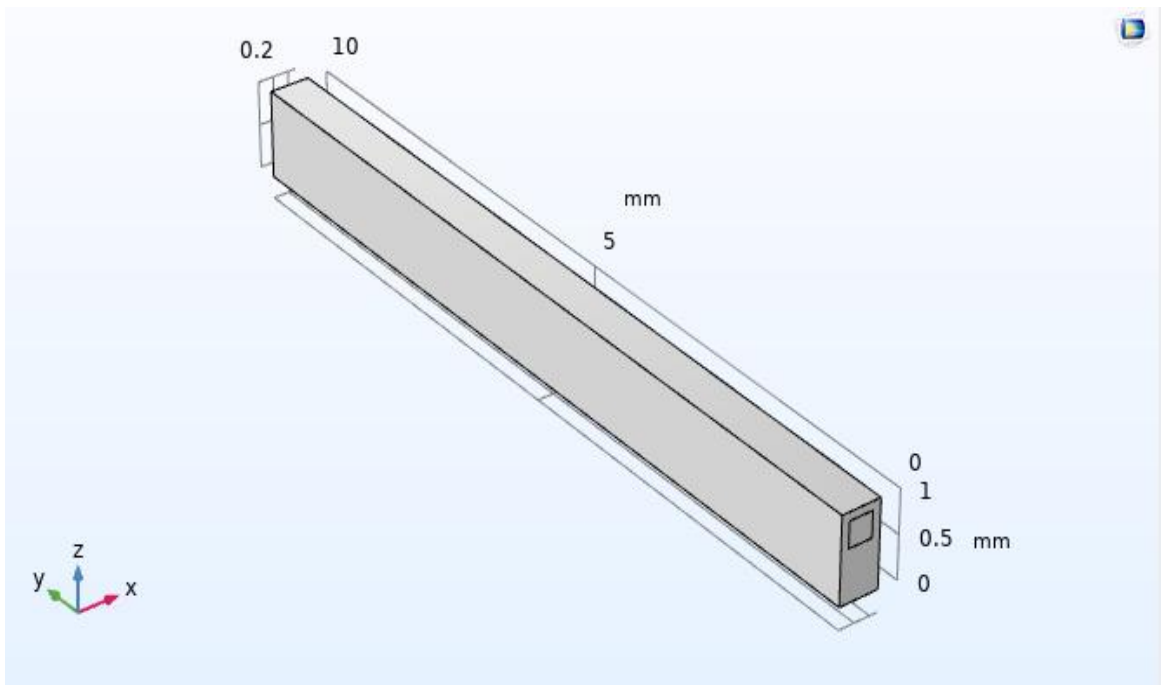


Figure III 9 - Géométrie du dissipateur thermique avec un seul microcanal

III.7 Résultats et discussion

III.7.1 Etude du profil de température

La **Figure III.10** illustre la distribution de température dans plusieurs sections transversales du dissipateur thermique comportant 10 ailettes en cuivre, pour un flux de chaleur $q = 100 \text{ W/cm}^2$ et un nombre de Reynolds $Re = 100$.

Nous pouvons observer deux gradients de température distincts. Le premier est de nature longitudinale : la température augmente de l'entrée vers la sortie, passant d'environ 300 K à 370 K, car le fluide absorbe progressivement la chaleur au fur et à mesure de son écoulement dans les microcanaux.

Le second gradient est vertical : dans chaque section, la température atteint son maximum à la base, qui reçoit directement le flux thermique, puis diminue vers le haut en direction du fluide. Les zones bleues visibles au centre des ailettes indiquent que celles-ci restent plus froides grâce à leur excellente conductivité thermique, ce qui favorise le transfert de chaleur vers le fluide.

Cette analyse met en évidence l'efficacité du dissipateur thermique dans le transfert de chaleur et l'importance des ailettes dans l'optimisation de la performance thermique.

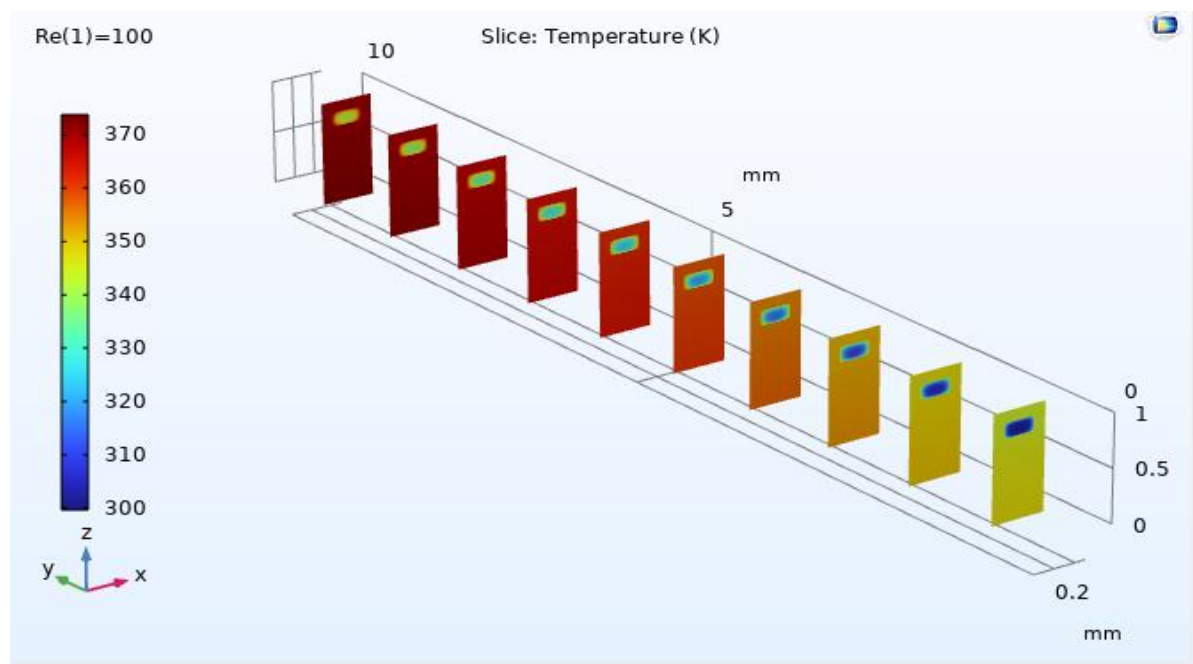


Figure III (10) - Distribution de température au long de dissipateur thermique

III.7.2 Variation Résistance thermique en fonction de nombre de Reynolds

Les figures 11.1 et 11.2 illustrent que la résistance thermique (R_{th}) diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Cette tendance s'explique par le fait qu'une augmentation du nombre de Reynolds correspond à une augmentation de la vitesse du fluide, ce qui améliore le transfert de chaleur par convection et, par conséquent, réduit la résistance thermique du dissipateur la R_{th} est mesurer par l'équation (I.2) , rendant ce dernier plus performant. À des valeurs élevées de (Re), toutes les courbes convergent vers des valeurs similaires, indiquant qu'à forte vitesse d'écoulement, la convection du fluide devient le facteur dominant et que l'influence du matériau ou du nombre d'ailettes devient négligeable.

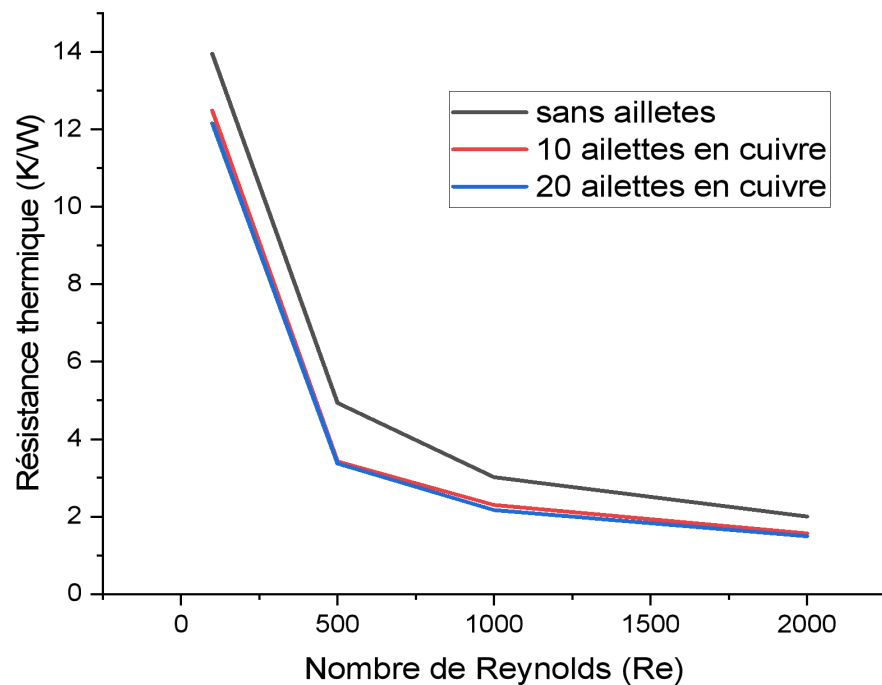


Figure III (11.1) Variation de la résistance thermique (R_{th}) du dissipateur thermique en fonction nombre de Reynolds

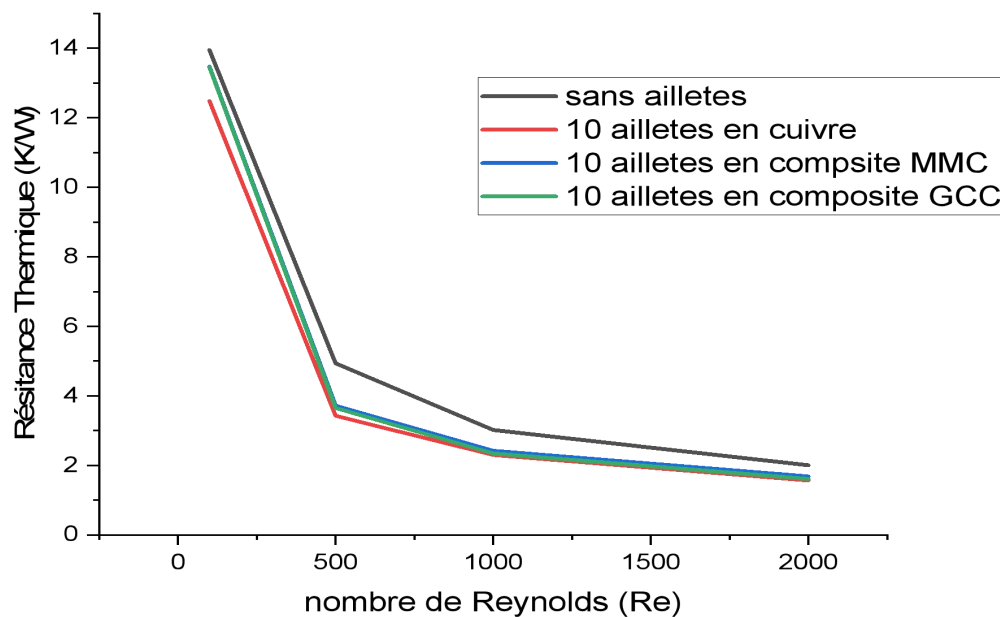


Figure III (11.2) Variation de la résistance thermique (R_{th}) du dissipateur thermique en fonction du nombre de Reynolds

La **figure 11.1** montre l'effet du dissipateur sans ailettes et l'impact du nombre d'ailettes. Le dissipateur sans ailettes présente la résistance thermique la plus élevée pour tous les nombres de Reynolds étudiés. À ($Re = 100$), (R_{th}) atteint environ 14 K/W. Cette valeur élevée est attribuable à la faible surface d'échange thermique disponible en l'absence d'ailettes. L'ajout de 10 ailettes en cuivre réduit significativement (R_{th}) par rapport au dissipateur sans ailettes. En revanche, le passage de 10 à 20 ailettes n'apporte qu'une amélioration marginale, ce qui s'explique par l'effet de saturation : un trop grand nombre d'ailettes réduit l'espace disponible pour l'écoulement du fluide.

La **figure 11.2** présente les performances de trois matériaux utilisés pour la fabrication des ailettes (cuivre, MMC [Al-SiC] et GCC). Le cuivre offre les meilleures performances thermiques grâce à sa conductivité thermique élevée de 385 W/m·K, ce qui en fait la référence pour le refroidissement des composants électroniques. Le composite MMC Al-SiC présente des performances légèrement inférieures à celles du cuivre, mais constitue un excellent choix en raison de sa faible densité et de ses bonnes propriétés mécaniques, représentant un bon compromis entre performance thermique et légèreté. Bien que le GCC affiche une conductivité thermique de 550 W/m·K, supérieure à celle du cuivre, ses performances restent comparables à celles du cuivre. Cela s'explique par sa forte anisotropie thermique, qui limite son efficacité dans la direction transverse des ailettes.

III.7.3 Variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction de sa longueur

Les figures 12.1 et 12.2 illustrent la variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur le long de sa longueur. On constate que la température augmente de l'entrée vers la sortie du dissipateur. Cela s'explique par le fait que le fluide se réchauffe progressivement en absorbant la chaleur tout au long des microcanaux, ce qui diminue son efficacité de refroidissement à la sortie.

La paroi inférieure étant en contact direct avec la source de chaleur, sa température reste toujours élevée. À ($Re = 100$), la vitesse du fluide est relativement faible, ce qui limite le refroidissement par convection et entraîne une accumulation de chaleur vers la sortie. Cette dynamique souligne l'importance d'optimiser le flux de fluide pour améliorer l'efficacité thermique du dissipateur

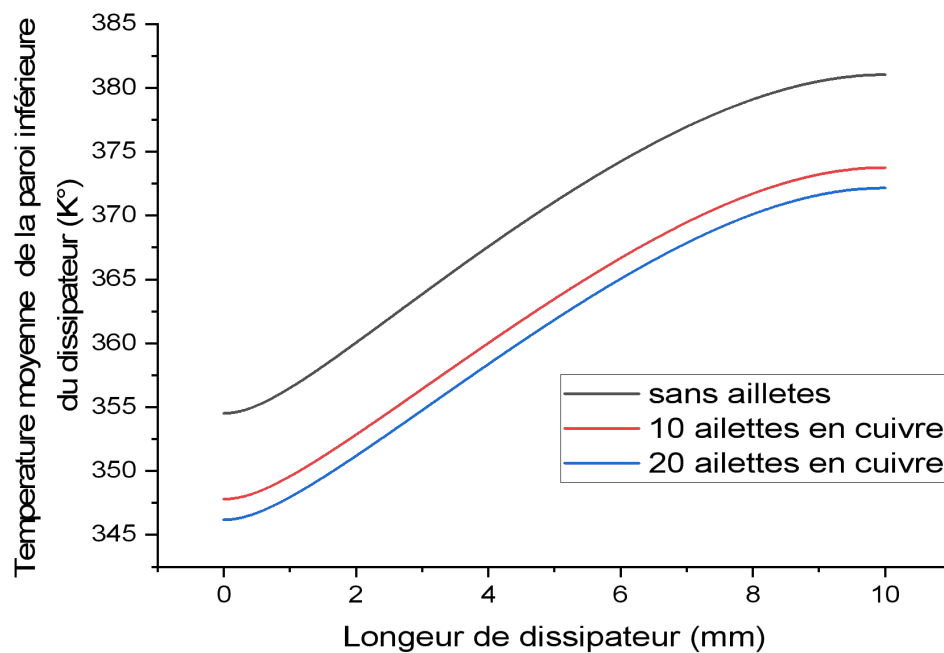


Figure III (12.1) Variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction le long de sa longueur.

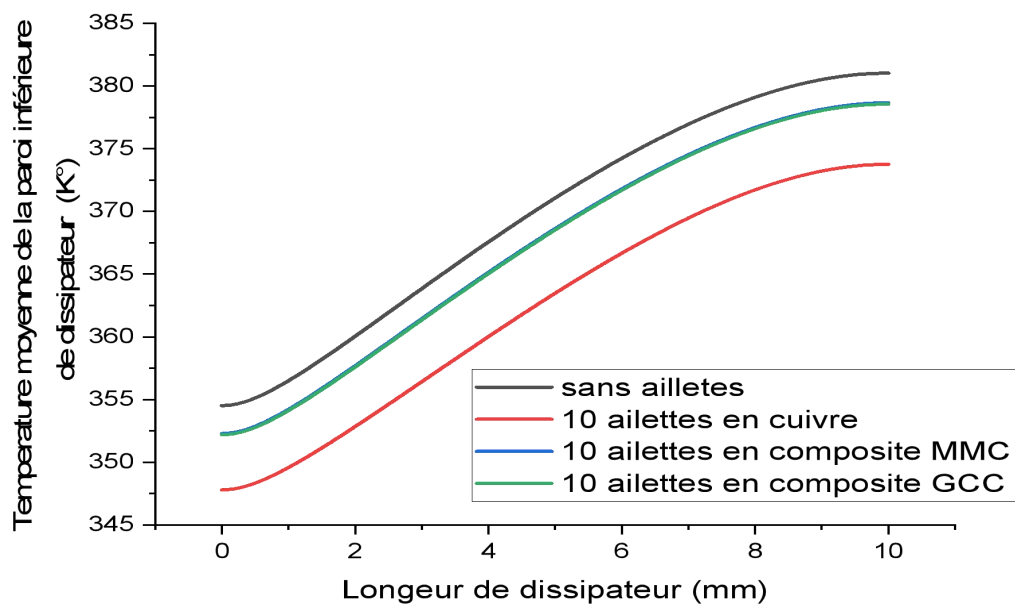


Figure III (12.2) La variation de la température moyenne de la paroi inférieure de dissipateur en fonction le long de sa longueur

Dans la figure (12.1) Le dissipateur sans ailettes présente la température la plus élevée, environ 381 K° à la sortie. Cela est dû à la faible surface d'échange disponible, ce qui empêche le fluide d'évacuer suffisamment la chaleur de la paroi. L'ajout de 10 ailettes réduit la température de sortie à environ 374 K°, soit 7 K° de moins. Cette amélioration est due à l'augmentation de la surface d'échange et à la bonne conductivité thermique du cuivre qui facilite la diffusion de la chaleur vers le fluide. Le passage à 20 ailettes réduit la température de seulement 2 K° supplémentaires. Cette faible amélioration s'explique par l'effet de saturation : trop d'ailettes réduisent l'espace pour la circulation du fluide, ce qui limite le transfert convectif.

Dans la figure (12.2) Le cuivre présente la température la plus basse avec environ 374 K° à la sortie. Les composites MMC et GCC donnent environ 379 K°, soit 5 K° de plus. Cela confirme que le cuivre reste le matériau le plus efficace thermiquement grâce à sa conductivité. Les composites MMC et GCC présentent des températures très proches malgré leurs conductivités très différentes. Le GCC possède une conductivité de 550 W/m·K mais son anisotropie thermique réduit son efficacité dans la direction transverse des ailettes, ce qui explique ses performances similaires au MMC.

III.7.4 Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds

Les figures 13.1 et 13.2 illustrent la variation du Coefficient d'Uniformité de Température (TUC) en fonction du nombre de Reynolds. le TUC sert à mesurer l'Uniformité de Température sur la surface du dissipateur on utilise cette équation

$$TUC = \frac{T_{max} - T_{min}}{q * Ab} \quad (III.1)$$

On constate que le TUC diminue pour tous les modèles à mesure que le Reynolds augmente, passant de 100 à 2000.

Un TUC faible indique une distribution de température uniforme sur la surface du dissipateur, ce qui est bénéfique pour les composants électroniques. Cette tendance confirme qu'un nombre de Reynolds élevé améliore le refroidissement et contribue à réduire les déséquilibres thermiques sur la surface du dissipateur.

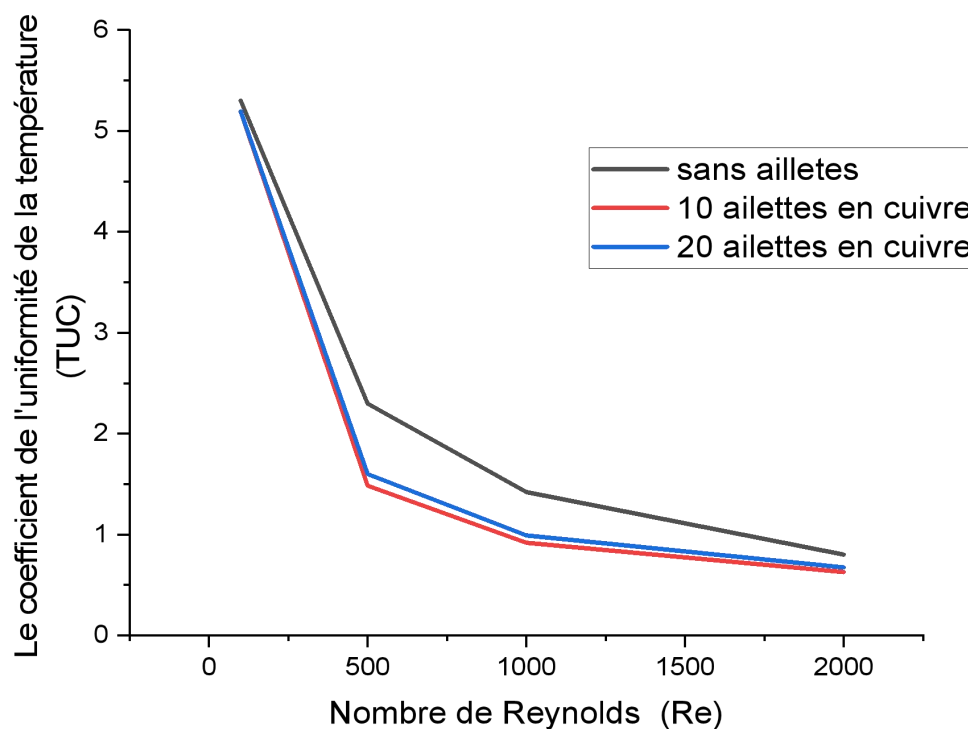


Figure III (13.1) Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds

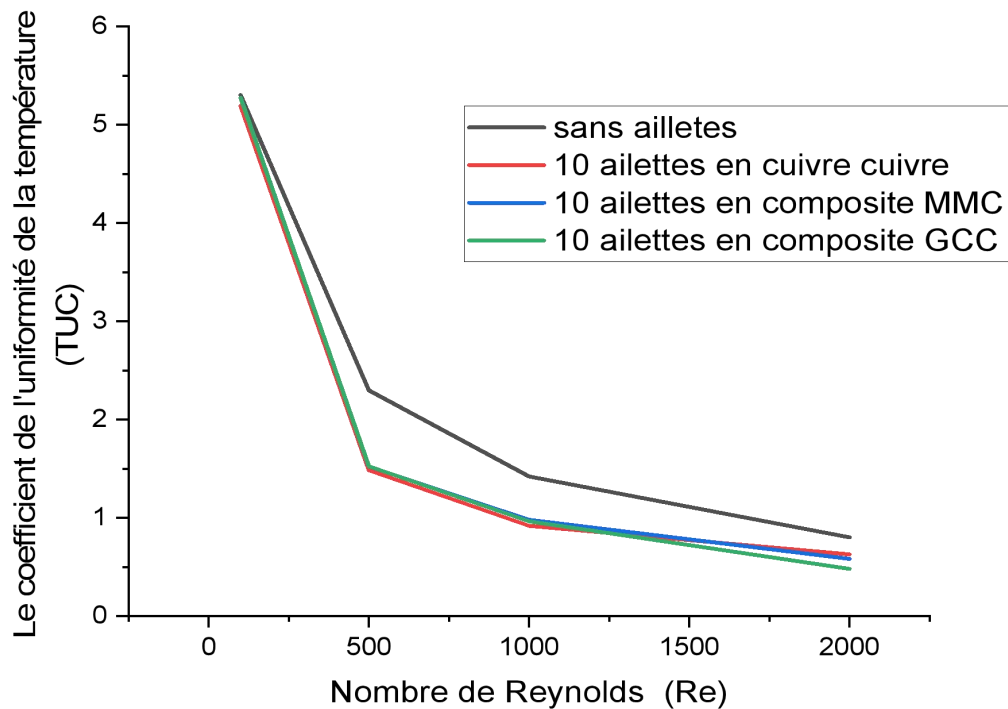


Figure III (13.2) Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds

À ($Re = 100$), le Coefficient d'Uniformité de Température (TUC) atteint ses valeurs maximales, s'élevant à environ 5,3 K/W pour le dissipateur sans ailettes et à 5,1 K/W pour les modèles avec ailettes. Ces valeurs élevées indiquent un fort déséquilibre thermique, avec des zones chaudes significatives sur la surface. En revanche, à ($Re = 2000$), le TUC diminue considérablement, atteignant environ 0,75 K/W sans ailettes et 0,65 K/W avec ailettes. Cette réduction marquée confirme que, à des nombres de Reynolds élevés, le refroidissement est plus intense et la répartition thermique devient beaucoup plus homogène.

La **figure 13.1** illustre l'effet du nombre d'ailettes. On observe que le dissipateur sans ailettes présente le TUC le plus élevé sur toute la plage de Reynolds, ce qui traduit une mauvaise uniformité thermique. L'ajout de 10 ailettes en cuivre permet de réduire significativement le TUC grâce à l'augmentation de la surface d'échange. Cependant, le passage de 10 à 20 ailettes n'apporte qu'une très faible amélioration, les deux courbes étant presque confondues. Cela confirme l'effet de saturation thermique au-delà de 10 ailettes.

La **figure 13.2** montre l'effet du matériau des ailettes. Les trois matériaux affichent des valeurs de TUC très proches sur l'ensemble de la plage de Reynolds. À faible Reynolds, le cuivre offre un TUC légèrement meilleur en raison de sa conductivité élevée. En revanche, à fort Reynolds, le composite GCC présente le TUC le plus faible, d'environ

0,5 K/W, ce qui s'explique par sa forte conductivité dans la direction principale. Le composite MMC se situe entre les performances du cuivre et du GCC.

III.7.5 Variation de la température maximale de la base du dissipateur

Les figures 14.1 et 14.2 illustrent que la température maximale de la base du dissipateur diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente, passant de 100 à 2000. Cette tendance est physiquement cohérente, car une augmentation du nombre de Reynolds est liée à une vitesse de fluide plus élevée. Cela intensifie le transfert de chaleur par convection, entraînant ainsi une réduction de la température maximale de la base du dissipateur.

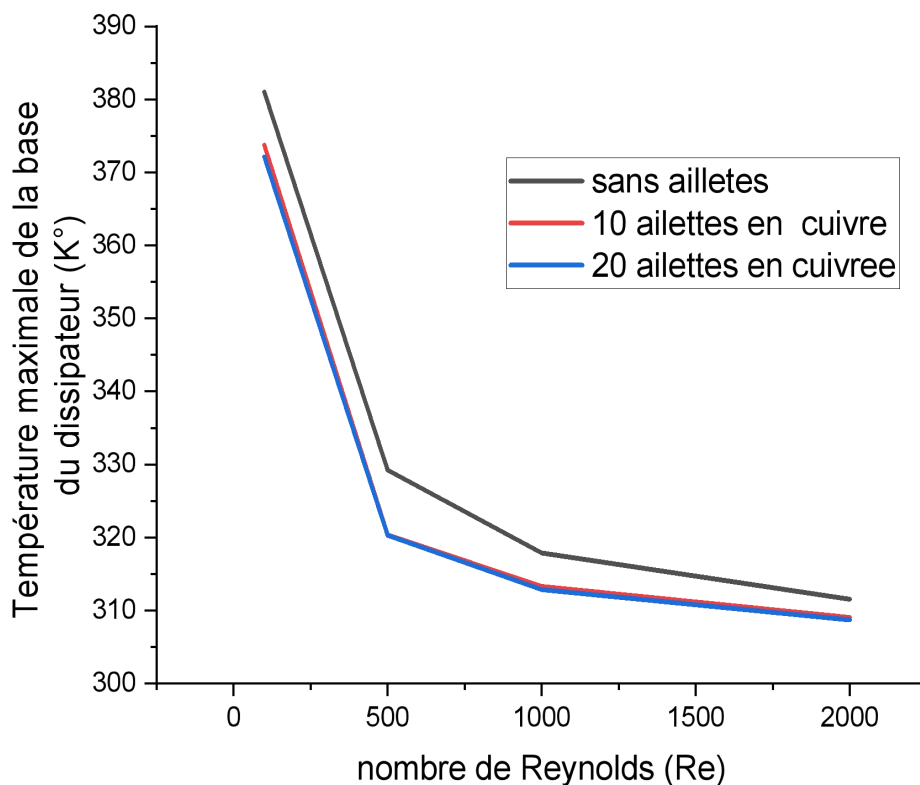


Figure III (14.1) Variation de la température maximale de la base du dissipateur en fonction nombre de Reynolds

La chute de température la plus significative se produit entre ($Re = 100$) et ($Re = 500$), où la température diminue d'environ 381 K à 329 K pour le dissipateur sans ailettes, ce qui correspond à une réduction de plus de 50 K. Cette plage de Reynolds illustre que l'augmentation de la vitesse du fluide a un effet particulièrement bénéfique sur le refroidissement.

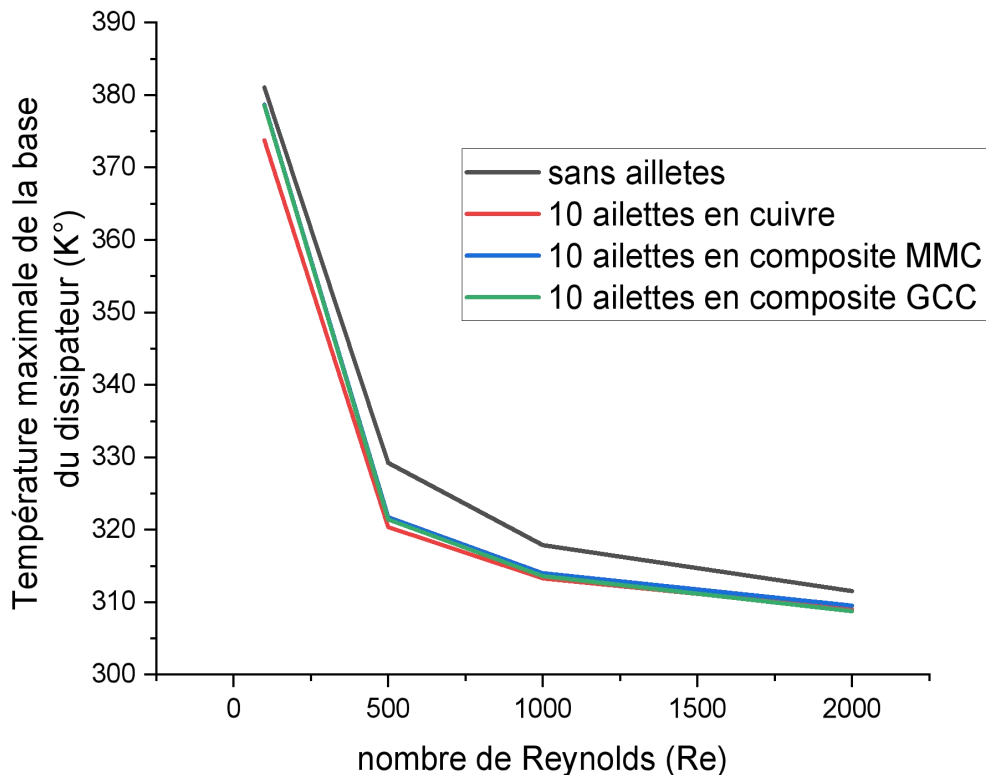


Figure III (142) Variation de la température maximale de la base du dissipateur en fonction nombre de Reynolds

Dans la **figure 14.1**, on illustre le rôle des ailettes en cuivre. Dans le dissipateur sans ailettes, la chaleur s'accumule à la base en raison d'une surface d'échange insuffisante, entraînant ainsi des températures élevées. L'ajout de 10 ailettes augmente considérablement la surface de contact entre le solide et le fluide, permettant une meilleure évacuation de la chaleur et une réduction notable de la température maximale. En revanche, passer à 20 ailettes n'apporte qu'un gain marginal, car l'espace entre les ailettes devient trop restreint pour permettre une circulation efficace du fluide.

La **figure 14.2** présente le rôle du matériau des ailettes. À faible Reynolds, le cuivre se distingue nettement des composites, affichant une température maximale d'environ 373 K contre 379 K pour le GCC. Cet écart de 6 K s'explique par la capacité du cuivre à conduire rapidement la chaleur depuis la base vers les ailettes, puis vers le fluide. Cependant, cet avantage diminue progressivement à mesure que le nombre de Reynolds augmente ; à ($Re = 2000$), tous les matériaux atteignent pratiquement la même température d'environ 309 K.

III.7.6 Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds

Les **figures 15.1 et 15.2** illustrent que la chute de pression ΔP augmente avec le nombre de Reynolds pour tous les modèles étudiés.

La chute de pression ΔP représente la différence de pression entre l'entrée et la sortie du dissipateur thermique. Elle indique la perte d'énergie que subit le fluide lorsqu'il s'écoule à travers les microcanaux du dissipateur.

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (\text{III.2})$$

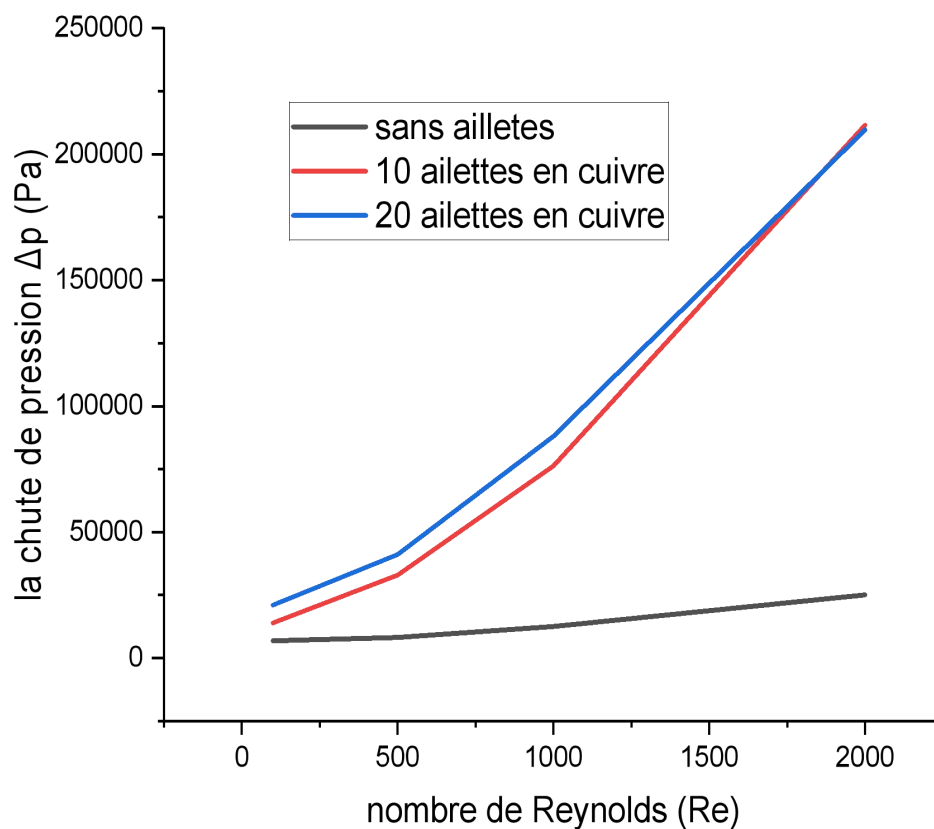


Figure III (15.1) Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds pour le dissipateur thermique

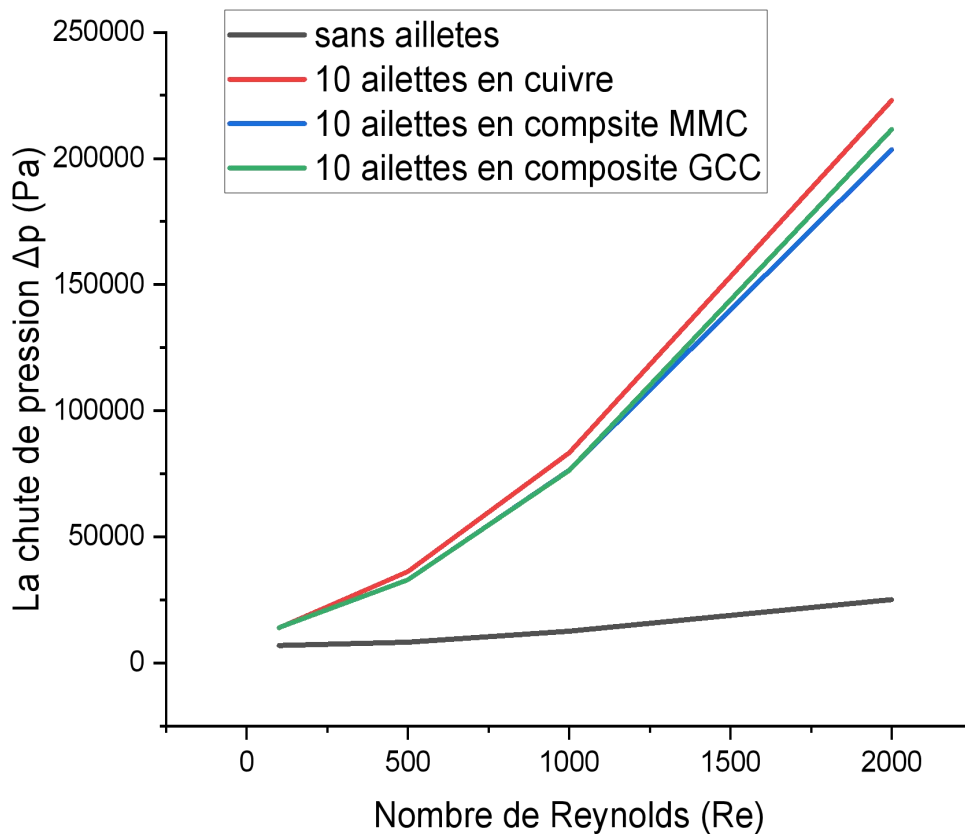


Figure III (15.2) Variation de la chute de pression (Δp) avec le nombre de Reynolds pour le dissipateur thermique

La chute de pression est directement liée à la vitesse du fluide et, par conséquent, au nombre de Reynolds. Lorsque (Re) augmente, la vitesse du fluide s'accroît également, entraînant une augmentation des forces de frottement, ce qui fait que la chute de pression augmente de manière non linéaire. C'est pourquoi les courbes de ΔP présentent une forme exponentielle croissante avec (Re).

Dans la **figure 15.1**, le dissipateur sans ailettes affiche la chute de pression la plus faible, d'environ 25 000 Pa à ($Re = 2000$). La large section d'écoulement disponible permet au fluide de circuler librement sans obstacles, mais cela se fait au détriment des performances thermiques. En revanche, l'ajout d'ailettes augmente considérablement la chute de pression par rapport au dissipateur sans ailettes. À ($Re = 2000$), les 10 ailettes entraînent une chute de pression d'environ 210 000 Pa, et le passage à 20 ailettes n'apporte qu'une légère variation. Cette forte augmentation s'explique par la réduction de la section d'écoulement causée par les ailettes, qui contraint le fluide à circuler dans des canaux plus étroits, augmentant ainsi la vitesse locale et créant une résistance hydraulique importante. La différence entre 10 et 20 ailettes reste faible, ce qui est cohérent avec l'effet de saturation observé pour les paramètres thermiques.

La **figure 15.2** montre que le cuivre présente la chute de pression la plus élevée, atteignant environ 222 000 Pa à ($Re = 2000$), tandis que le MMC et le GCC affichent des valeurs légèrement inférieures. Les composites offrent ainsi un léger avantage hydraulique, tout en étant plus légers.

Une chute de pression élevée signifie que la pompe doit fournir plus d'énergie pour maintenir le débit dans le dissipateur. Cela augmente la consommation électrique du système de refroidissement et peut limiter son utilisation dans des applications embarquées où l'énergie disponible est restreinte.

III.8 Comparaison globale des cinq modèles du dissipateur thermique

Dans cette section, nous allons comparer les cinq modèles étudiés selon deux paramètres principaux : la température moyenne de la paroi inférieure et le coefficient d'uniformité de température TUC, afin de déterminer le dissipateur le plus performant pour chaque paramètre.

III.8.1 Température moyenne de la paroi inférieure de dissipateur en fonction de sa longueur

La figure III (16) présente la variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur le long de sa longueur pour les cinq modèles étudiés à $Re = 100$.

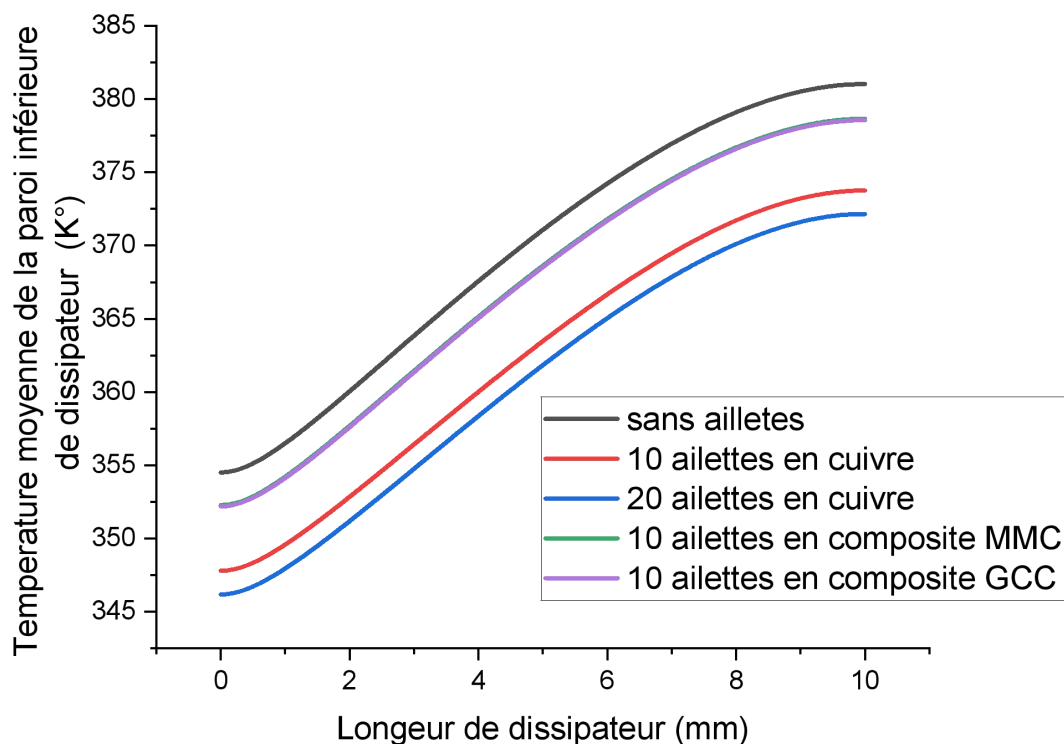


Figure III (16) Variation de la température moyenne de la paroi inférieure du dissipateur en fonction de sa longueur dans tous les modèles

La comparaison de la température moyenne de la paroi inférieure montre que le dissipateur sans ailettes présente les températures les plus élevées, atteignant 381 K à la sortie. Les composites MMC et GCC présentent des températures similaires d'environ 379 K, légèrement inférieures au dissipateur sans ailettes. Le modèle avec 10 ailettes en cuivre réduit la température à 374 K, tandis que le modèle avec 20 ailettes en cuivre offre la température la plus basse d'environ 372 K. **Le meilleur modèle pour ce paramètre est donc le dissipateur avec 20 ailettes en cuivre**, grâce à sa grande surface d'échange et la forte conductivité thermique du cuivre.

III.8.2 Coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds

La figure III (17) présente la variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds pour les cinq modèles étudiés.

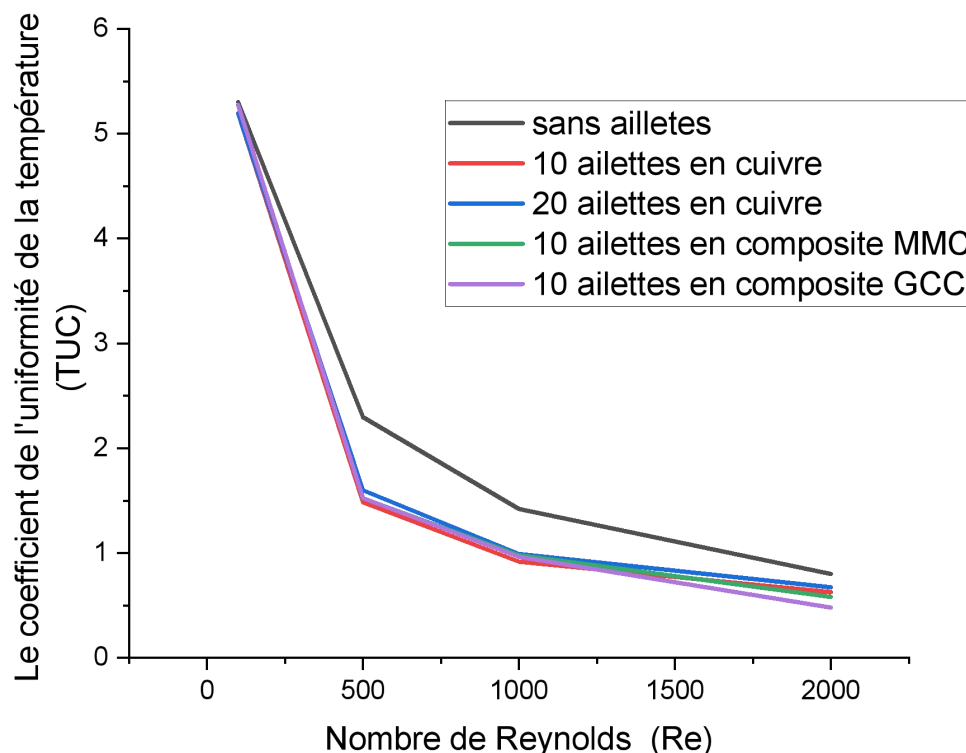


Figure III (17) Variation du coefficient d'uniformité de température TUC en fonction du nombre de Reynolds dans tous les modèles

La comparaison du TUC montre que le dissipateur sans ailettes présente le TUC le plus élevé sur toute la plage de Reynolds, indiquant une mauvaise uniformité thermique. Les modèles avec ailettes présentent des valeurs proches entre eux, mais à $Re = 2000$ une différence apparaît clairement. Le composite GCC présente le TUC le plus faible d'environ 0.5 K/W , suivi du composite MMC, puis du cuivre avec 0.65 K/W . **Le meilleur modèle pour ce paramètre est le dissipateur avec 10 ailettes en composite GCC à fort Reynolds, grâce à sa forte conductivité dans la direction principale.**

- Ces résultats montrent qu'il n'existe pas un modèle universellement optimal pour tous les paramètres. Le choix du meilleur dissipateur dépend donc de la priorité accordée à chaque paramètre : si l'objectif est de minimiser la température, le modèle avec 20 ailettes en cuivre est recommandé, tandis que si l'objectif est d'assurer une meilleure uniformité thermique, le modèle avec 10 ailettes en composite GCC représente la meilleure option. Et la même chose dans les autres paramètres étudiés

III.9 Conclusions du Chapitre

- Ce chapitre a démontré que le logiciel COMSOL Multiphysics 6.3 a été un outil précieux pour le traitement numérique des paramètres thermiques du dissipateur. Les résultats obtenus se sont révélés cohérents avec les données expérimentales et celles fournies par le logiciel Fluent, ce qui souligne la fiabilité de notre approche numérique.
- Nous avons constaté que la géométrie du dissipateur thermique ainsi que la configuration des canaux avec ailettes influencent significativement les caractéristiques de transfert de chaleur. L'intégration d'ailettes a permis d'améliorer l'efficacité du refroidissement en augmentant la surface d'échange, ce qui est essentiel pour optimiser les performances thermiques dans des applications critiques.
- Les ailettes fabriquées à partir de matériaux composites, tels que les composites à matrice métallique MMC (Al-SiC) et les composites GCC (carbone-graphite), présentent des propriétés thermiques et mécaniques intéressantes. Leur utilisation dans les dissipateurs thermiques à microcanaux (MCHS) ouvre la voie à des solutions novatrices pour la gestion thermique, alliant légèreté et efficacité.
- Pour enrichir ce travail, il serait bénéfique de développer des modèles plus sophistiqués qui intègrent des simulations tridimensionnelles et des conditions aux limites plus complexes. Cela permettra de mieux comprendre les dynamiques de fluides à l'intérieur des microcanaux et d'optimiser la conception des dissipateurs.
- Une avenue prometteuse serait d'explorer d'autres matériaux composites ou hybrides qui pourraient offrir des performances thermiques encore meilleures. Des études sur des matériaux à changement de phase (PCM) pourraient également être envisagées pour améliorer la gestion thermique dans des conditions de charge variable.
- Finalement, les résultats de cette étude pourraient être appliqués à des domaines variés, tels que l'électronique de puissance, les systèmes de refroidissement pour véhicules électriques ou même les dispositifs médicaux. Une collaboration avec des industriels pourrait favoriser le transfert de technologie et l'implémentation des solutions développées.
- Nous espérons que cette étude contribuera à faire avancer le domaine de la recherche scientifique et à inspirer d'autres travaux dans le domaine des dissipateurs thermiques. L'amélioration continue des techniques de gestion thermique est cruciale pour répondre aux défis croissants liés à la dissipation de chaleur dans des systèmes de plus en plus compacts et performants.

Conclusion générale

L'utilisation de COMSOL Multiphysics 6.3 présente de nombreux avantages dans la conception et l'analyse des dissipateurs thermiques à microcanaux. C'est un logiciel de simulation puissant qui permet de modéliser et résoudre des problèmes complexes liés au transfert de chaleur couplé à l'écoulement du fluide. Il offre une gamme d'outils et de fonctionnalités avancées qui permettent d'étudier et d'optimiser les performances thermo-hydrauliques des dissipateurs thermiques à microcanaux.

En intégrant les ailettes dans les microcanaux, il devient possible d'obtenir des résultats plus précis et plus efficaces concernant l'amélioration des performances thermiques. Les simulations réalisées avec COMSOL ont permis d'évaluer et de comparer cinq configurations de dissipateurs : un modèle sans ailettes, deux modèles avec 10 et 20 ailettes en cuivre, et deux modèles avec des ailettes en composites MMC Al-SiC et GCC carbone-graphite. Ces simulations ont permis d'optimiser les paramètres de conception et d'identifier les configurations les plus performantes pour chaque condition d'écoulement.

Les résultats obtenus montrent que l'ajout d'ailettes améliore significativement les performances thermiques par rapport au dissipateur sans ailettes, notamment en réduisant la résistance thermique R_T et le coefficient d'uniformité de température TUC. Cependant cette amélioration se sature au-delà de 10 ailettes, ce qui suggère qu'un nombre optimal d'ailettes existe pour chaque configuration géométrique. Par ailleurs les matériaux composites MMC et GCC représentent des alternatives très intéressantes au cuivre traditionnel, offrant des performances thermiques proches avec l'avantage d'une densité nettement inférieure.

COMSOL Multiphysics représente un outil précieux pour l'analyse et l'optimisation des dissipateurs thermiques à microcanaux, tandis que l'intégration des ailettes en matériaux composites offre une approche prometteuse pour améliorer les performances de dissipation thermique. La combinaison de ces éléments peut conduire à des dissipateurs de chaleur plus efficaces, plus légers et adaptés aux applications électroniques modernes nécessitant une gestion thermique performante.

Pour résumer, cette étude de recherche a permis d'établir une fondation solide pour appréhender les dissipateurs thermiques à microcanaux, en englobant les aspects théoriques, numériques et pratiques. Les connaissances et les résultats acquis grâce à cette étude offrent des opportunités prometteuses pour la conception et l'amélioration des dissipateurs de chaleur dans diverses applications industrielles et électroniques, et ouvrent la voie à de futurs travaux intégrant des géométries plus complexes et des matériaux composites innovants.

Résumé

Les dissipateurs thermiques jouent un rôle crucial dans la gestion thermique des systèmes électroniques modernes. Cependant, leur miniaturisation et l'augmentation de leurs besoins en énergie entraînent une production de chaleur accrue, nécessitant des solutions de refroidissement plus efficaces. Les dissipateurs thermiques à microcanaux (MCHS) se sont révélés être une solution très prometteuse grâce à leur capacité à dissiper d'importantes quantités de chaleur dans un volume réduit. Les chercheurs travaillent actuellement à améliorer les performances de ces dissipateurs.

Cette étude évalue les performances thermodynamiques de cinq prototypes de MCHS à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics 6.3. Les modèles étudiés comprennent un dissipateur sans ailettes, deux dissipateurs avec respectivement 10 et 20 ailettes en cuivre, et deux dissipateurs avec des ailettes en composite aluminium-carbure de silicium (Al-SiC) et carbone-graphite (GCC).

L'objectif de cette étude est d'analyser et de comparer les performances de refroidissement en fonction des matériaux composites, des différentes configurations et des nombres de Reynolds, afin de déterminer la configuration offrant les meilleures performances. Ces informations pourront ensuite être utilisées pour optimiser la conception.

Mots-clés : Dissipateur thermique à microcanaux (MCHS), Gestion thermique, Performance thermo-hydraulique, COMSOL Multiphysics 6.3, Ailettes, Matériaux composites (MMC Al-SiC, GCC).

Abstract

Heat sinks play a crucial role in the thermal management of modern electronic systems. However, their miniaturization and increasing power requirements lead to greater heat generation, necessitating more efficient cooling solutions. Microchannel heat sinks (MCHS) have proven to be a very promising solution due to their ability to dissipate significant amounts of heat in a small volume. Researchers are currently working to improve the performance of these heat sinks.

This study evaluates the thermodynamic performance of five MCHS prototypes using COMSOL Multiphysics 6.3 software. The models studied include a finless heat sink, two heat sinks with 10 and 20 copper fins respectively, and two heat sinks with aluminum-silicon carbide (Al-SiC) and carbon-graphite (GCC) composite fins.

The objective of this study is to analyze and compare cooling performance based on composite materials, different configurations, and Reynolds numbers, in order to determine the configuration offering the best performance. This information can then be used to optimize the design.

Keywords: Microchannel Heat Sink (MCHS), Thermal management, Thermo-hydraulic performance, COMSOL Multiphysics 6.3, Fins, Composite materials (MMC Al-SiC, GCC).

ملخص

تؤدي المبددات الحرارية دوراً محورياً في إدارة الحرارة في الأنظمة الإلكترونية الحديثة. غير أن التصغير المستمر لهذه الأجهزة وتزايد احتياجاتها من الطاقة يؤديان إلى زيادة في إنتاج الحرارة، مما يستوجب إيجاد حلول تبريد أكثر فعالية. وقد أثبتت المبددات الحرارية ذات القنوات الدقيقة (MCHS) أنها حل واعد للغاية، نظراً لقدرتها على تبديد كميات كبيرة من الحرارة في حجم صغير. ويعمل الباحثون حالياً على تحسين أداء هذه المبددات.

تقيم هذه الدراسة الأداء الديناميكي الحراري لخمس نماذج من المبددات الحرارية ذات القنوات الدقيقة باستخدام برنامج COMSOL Multiphysics 6.3. تشمل النماذج المدروسة مبدداً بدون زعانف، ومبددين يحتويان على 10 و 20 زعنفة نحاسية على التوالي، ومبددين آخرين بزعانف مصنوعة من مادة مركبة من الألومنيوم وكربيد السيليكون (Al-SiC) ومن الكربون-الغرافيت (GCC).

تهدف هذه الدراسة إلى تحليل ومقارنة أداء التبريد بحسب المواد المركبة والتكوينات المختلفة وأعداد رينولدز المتنوعة، وذلك لتحديد التكوين الذي يوفر أفضل أداء. ويمكن استخدام هذه المعلومات لاحقاً لتحسين التصميم.

الكلمات المفتاحية : المبدد الحراري ذو القنوات الدقيقة (MCHS) ، إدارة الحرارة ، الأداء الحراري الهيدروليكي ، COMSOL Multiphysics 6.3 ، الزعانف ، المواد المركبة (MMC Al-SiC) ، (GCC).

Bibliographies

- [1] G. E. Moore, « Cramming more components onto integrated circuits », *Electronics*, vol. 38, n° 8, 1965.
- [2] R. H. Dennard et al., « Design of ion-implanted MOSFET's with very small physical dimensions », *IEEE Journal of Solid-State Circuits*, vol. 9, n° 5, pp. 256-268, 1974.
- [3] H. Esmaeilzadeh et al., « Dark silicon and the end of multicore scaling », *ACM SIGARCH Computer Architecture News*, vol. 39, n° 3, pp. 365-376, 2011.
- [4] I. Mudawar, « Assessment of high-heat-flux thermal management schemes », *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 1, n° 2, pp. 157-185, 2011.
- [5] D. B. Tuckerman et R. F. W. Pease, « High-performance heat sinking for VLSI », *IEEE Electron Device Letters*, vol. 2, n° 5, pp. 126-129, 1981.
- [6] Q. Zhu et al., « Characteristics of heat transfer and fluid flow in microchannel heat sinks with rectangular grooves and different shaped ribs », *Alexandria Engineering Journal*, vol. 59, n° 6, pp. 4593-4609, 2020.
- [7] R. Singupuram et al., « Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in microchannel heat sinks for thermal management », *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 45, p. 102964, 2023.
- [8] F. Alnaimat et al., « Thermal and hydraulic performance investigation of microchannel heat sink with sidewall square pin-fins », *Results in Engineering*, vol. 21, p. 101896, 2024.
- [9] A. L. Moore et L. Shi, « Emerging challenges and materials for thermal management of electronics », *Materials Today*, vol. 17, n° 4, pp. 163-174, 2014.
- [10] E. Pop, « Energy dissipation and transport in nanoscale devices », *Nano Research*, vol. 3, n° 3, pp. 147-169, 2010.
- [11] N. H. Naqiuddin et al., « Overview of micro-channel design for high heat flux application », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, pp. 901-914, 2018.
- [12] R. Zhang, M. Hodes, N. Lower, et R. Wilcoxon, « Water-based microchannel and galinstan-based minichannel cooling beyond 1 kW/cm² heat flux », *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 5, n° 6, pp. 762-770, 2015.
- [13] R. Singupuram et al., « Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in microchannel heat sinks for thermal management », *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 45, p. 102964, 2023.

- [14] F. Alnaimat, A. Rahhal, et B. Mathew, « Thermal and hydraulic performance investigation of microchannel heat sink with sidewall square pin-fins », *Results in Engineering*, vol. 21, p. 101896, 2024.
- [15] Wikipédia, « Loi de Moore ».
- [16] NVIDIA, « Solutions pour le Deep Learning et l'IA : NVIDIA DGX Station ».
- [17] Wikipédia, « Serveurs HPC (The Catalyst High Performance Computing) ».
- [18] Goldstone HVACR, « Échangeur de chaleur à microcanaux ».
- [19] ResearchGate, « Schéma du dissipateur thermique à microcanaux (Microchannel heat sink core) ».
- [20] Outil d'Intelligence Artificielle Gemini, « Mécanisme du transfert de chaleur en microcanaux », Généré par IA, 2026.
- [21] MDPI, « Dissipateur thermique en silicium microfabriqué ».
- [22] UPT, « Étude de cas : Dissipateur thermique en cuivre (Microchannel Heatsink) ».
- [23] Misumi, « Dissipateur thermique en Aluminium ».
- [24] ScienceDirect, « Microcanal nervuré ».
- [25] ResearchGate, « Vue schématique des réseaux de micro-ailettes carrées ».
- [26] Semantic Scholar, « Dissipateur thermique à ailettes (Thermal analysis of modified pin-fin heat sink) ».
- [27] ScienceDirect, « Ailerons latéraux (Sidewall pin-fins) ».
- [28] ResearchGate, « Ailerons latéraux dans un microcanal (Microchannel heat sinks with wavy porous fins) ».
- [29] ScienceDirect, « Microcanal de génération de vortex ».
- [30] Numerical Investigation on Thermal Performance of PCM-Based Hybrid Microchannel Heat Sinks for Electronics Cooling Application by K. Naga Ramesh1 · T. Karthikeya Sharma1 · G. Amba Prasad Rao2 · K. Madhu Murthy2
- [31] Metal Matrix Composites Edited by Karl U. Kainer
- [32] Composite Materials: Science and Applications De Deborah D. L. Chung