

République Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**



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



**Mémoire de fin d'étude
Présenté pour l'obtention du diplôme de**

MASTER ACADEMIQUE

**Domaine : Sciences et Technologies
Filière : Génie mécanique Spécialité : Energétique**

THEME

**ETUDE THERMO-HYDRAULIQUE D'UN
DISSIPATEUR
THERMIQUE EN MOUSSE D'ALUMINIUM**

Devant le jury composé de :

Zine Ali

président

Atia Abdelmalek

examineur

Mezyan Assia

examineur

Meneceur Nouredine

Encadreur

Présenté par:

- Souadkia lazhar

- Ghemam amara miloud

2021/2022

Remerciement

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

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

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

Nous tenons également à exprimer notre gratitude à tous les enseignants de département de génie mécanique de L'université d'Echahid Hamma Lakhdar d'

El-Oued qui ont contribué à notre formation, à mes collègues pour leurs encouragements pendant les années des études.

Dédicace

Je dédie ce travail

à mes parents

à mes frères, à mes sœurs et ma grande famille

A mes ceux et celles qui m'éprouvent véritable amitié

Souadkia lazhar

Dédicace

Je dédie ce travail

à mes parents

à mes frères, à mes sœurs et ma grande famille

A mes ceux et celles qui m'éprouvent véritable amitié

Ghzmam amara miloud

Sommaire

Remerciement.....	
Dédicace	
Dédicace	
Sommaire	
Liste de tableaux.....	
Nomenclature	
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I

Revue bibliographique sur les dissipateurs thermique a mousse.

I.1 Introduction	4
I.2 Les recherches scientifiques sur les dissipateurs thermiques.....	4
I.3 Conclusion.....	11

CHAPITRE II

Généralités sur les techniques de refroidissement par les dissipateurs en mousse

II.1 Introduction.....	13
II.2 Généralités sur le mousse métallique.....	13
II.2.1 Les différents types des mousses	14
a). Les mousses métalliques à pores fermées	14
b). Les mousses métalliques à pores ouverts	14
c). Les mousses métalliques réticulées.....	14
II.2.2 Caractérisation géométrique de la mousse métallique	14
a) Porosité.....	14
b). La perméabilité	14
c).Diamètre de pore	15
II.2.3 exemples des quelques techniques d'élaboration des mousses	15
a). Production de mousses métalliques par introduction de gaz dans un liquide :	15
b). Production de mousses par infiltration.....	16
II.3 Techniques du refroidissement par les dissipateurs en mousse	16
II.3.1 Introduction.....	16
II.3.2 Les modes de transfert de chaleur.....	16
II.3.2.1 La conduction	16
II.3.2.2 La convection.....	17
II.4 Systèmes de refroidissement :	17

A- Les systèmes de refroidissement passifs :	17
B- Les systèmes de refroidissement actifs :	17
II.4.1 Les systèmes de refroidissement monophasiques.....	17
II.4.1.1 Système de refroidissement à l'air	18
II.4.1.2 Système de refroidissement liquide	18
II.4.2 système refroidissement hybride air-eau	18
II.4.3 Systèmes refroidis par réfrigération.....	19
II.5 Méthodes actuelles utilisées dans l'industrie	19
II.5.1 Refroidissement au niveau du module.....	19
II.5.1.1 Refroidissement du module interne	19
II.5.1.2 Refroidissement du module externe	20
II.5.1.3 Refroidissement par immersion	20
II.8 Conclusion	20

CHAPITRE III

Simulation d'un dissipateur de chaleur en mousse d'aluminium

III.1 Introduction	22
III.2Présentation de Logiciel de simulation -Comsol Multiphysics.....	22
III.2.1Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics	23
III.2.2 Géométrie de la structure.....	25
III.2.3modèle physique	26
III.2.3.1 Définition du matériau.....	26
III.2.3.2 Définition des conditions aux limites	27
III.3Description du problème	28
III.3.1 Les dimensions du système simulé :	29
III.3.2Hypothèses simplificatrices.....	29
III.3.3 Formulation du problème	30
a)- L'équation de continuité	30
b)- L'équation de la quantité de mouvement suivant x :.....	30
c)-L'équation de la quantité de mouvement suivant y :	30
d)-L'équation de la quantité de mouvement suivant z :	30
e)-L'équation d'énergie	30
III.3.4 Les conditions initiales aux limites	30
III.3.5 Maillage	31
III.4 Conclusion :	32

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction.....	34
IV.2 Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur les performances thermique de dissipateur.....	34
IV.3 Effet de flux de chaleur dissipé sur les performances thermique de dissipateur	38
IV.4 Effet de la porosité de la mousse sur les performances thermique de dissipateur	39
IV.5 Conclusion.....	41
Conclusion Générale	42
Bibliographies.....	44
Résumé	48

Liste de figure

Fig.I.1 : Dissipateur à ailettes planes	4
Fig.I.2 : Configuration des ailettes solides et perforées.....	5
Fig.I.3 :Dissipateur de chaleur à ailettes planes.....	5
Fig.I.4 :Schéma du radiateur.....	5
Fig.I.5 :Dissipateurs coniques [48]	6
Fig.I.6 :Schémas des deux dissipateurs de chaleur a-b.	6
Fig.I.7 :Dissipateurs de chaleurs à ailettes-planes	7
Fig.I.8 : Les champs d'écoulement pour un dissipateur thermique à micro-canaux [19].	8
Fig.I.9 :Échantillons d'essai : (a) dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes (FMF) ; (b) dissipateurs thermiques en mousse métallique (MF).	9
Fig.II.1 : Photographie d'une mousse métallique à cellule ouverte [42] et [43].....	13
Fig.II.2 :Mousse métalliques à cellule a) fermée, b) ouverte et	14
Fig.II.3 :Présentation d'une mousse métallique à pores ouvertes [44].	15
Fig.II.4 :Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz [47].....	15
Fig. II.5 : Procédé de fabrication des mousses d'aluminium par écoulement d'infiltration [48].	16
Fig.II.6 :Echangeurs de chaleurs en mousse [44].	16
Fig. II.7 : Principe de la conduction thermique	17
Fig.II.8 :Action du fluide en mouvement dans la convection.....	17
Fig. II.9 : mousse d'aluminium-convection-naturelle.	18
Fig. II.10 : mousse d'aluminium 3D -convection-forcée.	18
Fig.III.1 : Schéma de dissipateur thermique en mousse d'aluminium avec ailette cylindrique.	22
Fig.III.2 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL-Multiphysics.....	24
Fig.III.3 : étape 1- pour lancée le programme	24
Fig.III.4 : Menu de sélection le type de notre étude.	25
Fig.III.5 : Exemple de la création de la géométrie du modèle.	26
Fig.III.6 : Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée d'air (inflow).....	27
Fig.III.7 :Menu de sélection les conditions aux limites, sorties de l'air (outflow)	28
Fig.III.8 : Menu de sélection les conditions aux limites, heat source.	28
Fig.III.9 : Menu de sélection du matériau de milieu poreuse.	28
Fig.III.10 : Schéma du système de refroidissement simulé.....	29
Fig.III.11 : Schéma du Maillagechoisie par Comsol.	32
Fig.IV.1 : Evolution de la température d'écoulement d'air le longue du canal pour différentes vitesse (0,5 2 et 4 m/s), après une période de 1800s.	34
Fig.IV.2 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes vitesse d'écoulement (0.5,2 et 4 m/s), après une période de 1800s.....	35
Fig.IV.3 : Variation de coefficient de convection thermique de dissipateur à mousse en fonction de la vitesse d'écoulement, après une période de 1800s.	35
Fig.IV.4 : Variation de la résistance thermique de dissipateur à mousse en fonction de la vitesse d'écoulement, après une période de 1800s.	36
Fig.IV.5 : le profil de la température en 2D à travers le canal, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 (m/s), pour une période de 1800s.	36

Fig.IV.6 : Profil de température en 3D à travers le canal, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 (m/s), pour une période de 1800s.	37
Fig.IV.7 : Le contour de la pression le long de dissipateur en mousse, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 m/s et d'une période de 1800s.....	37
Fig.IV.8 : Evolution de la température d'écoulement d'air à travers le canal, pour différentes valeur de flux de chaleur dissipé (500, 2000 et 4000 W/m ²).	38
Fig.IV.9 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes valeur de flux de chaleur dissipé (500, 2000 et 4000 W/m ²).	39
Fig.IV.10 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes valeur de porosité (45%, 65% et 95%).....	39
Fig.IV.11 : Evolution de la température d'écoulement d'air à travers le canal, pour différentes valeur de porosité (45%, 65% et 95%).	40
Fig.IV.12 : Variation de la résistance thermique de dissipateur à mousse en fonction de la porosité, après une période de 1800s.....	40
Fig.IV.13 : Variation de coefficient de convection thermique de dissipateur à mousse en fonction de la porosité, après une période de 1800s.....	41

Liste de tableaux

Tab.III.1 : Les caractéristiques de l'aluminium	26
Tab.III.2 : Les caractéristiques du milieu poreux.....	27
Tab.III.3 : Les caractéristiques de l'air	27

Nomenclature

U	vitesse d'entrée du fluide (m/s).
n	Vecteur normal à la paroi.
ρ	Masse volumique de l'air (kg.m^{-3}).
P	Pression (Pa).
L	Longueur globale du radiateur (m).
K	Loss coefficient.
μ	Viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$).
x	Axial/local.
β	Coefficient d'expansion thermique, (kg^{-1}).
F	Friction factor
T	Température (k, °C).
C_f	Chaleur spécifique de fluide ($\text{J/Kg}^\circ\text{C}$)
q	Flux thermique (W).
Q_b	Terme source (W).
C_p	Chaleur massique à pression constante (J/kg.k).
Q	Puissance du Microprocesseur (W).
K_{eff}	Conductivité thermique de la mousse (W/mK).
Re	nombre de Reynolds
Nu	nombre de Nusselt
h_m	coefficient de transfer de chaleur ($\text{W}/(\text{K.m}^2)$)
R_{th}	résistance thermique ($\text{K}^*\text{m}^2/\text{W}$)
eps_p	pourcentage de porosite
t	temps (s)

Introduction générale

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En conséquence, la chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur, de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs. L'une des approches les plus rassurantes étant le refroidissement au moyen des dissipateurs thermiques et par un écoulement d'air. Ils offrent de hautes performances en transfert de chaleur. Les dissipateurs thermiques constituent donc une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques. Le dissipateur thermique est couramment fabriqué par un matériau à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre, etc.

Les dissipateurs thermiques présentent plusieurs avantages en l'occurrence :

- Un grand rapport surface-volume qui favorise le transfert de la chaleur.
- Des performances d'échange thermique élevées.
- Très bons coefficients de transfert.
- Accepte des grands écarts de température.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement thermique d'un dissipateur thermique en mousse appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics software pour simuler la distribution de la température en 3D, et l'écoulement de l'air à travers le dissipateur, aussi les performances thermiques notamment : la vitesse, la pression et la distribution de la température inter-faciale. Les résultats obtenus ont été analysés et discutés.

Nous présentons le contenu de ce mémoire en quatre chapitres, répartis comme suit :

- Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les dissipateurs thermiques, les travaux de recherche qui ont été étudiés et expérimenté par certains chercheurs.
- Le deuxième chapitre présente une généralité sur la technique de refroidissement par les dissipateurs en mousse et quelques méthodes de fabrication.

- Le troisième chapitre présente un exposé détaillé sur la simulation numérique utilisée par le logiciel "COMSOL Multiphysics", les étapes utilisées pour cette simulation et les processus de transfert de chaleur à travers un dissipateur thermique en mousse métallique d'aluminium rectangulaire avec ailette sous forme cylindrique.
- Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation qui ont été effectués par le modèle numérique développé par Comsol-Multiphysics, ces résultats sont représentés sous forme des courbes, ont été analysés et discutés.

Finalement, notre travail sera terminé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives.

CHAPITRE I

**Revue bibliographique sur les
dissipateurs thermique a mousse.**

I.1 Introduction

Ce chapitre explique certains modèles qui ont été étudiés le transfert de chaleur dans tous les micro-échangeurs (dissipateurs en mousse). La perte de chaleur dans l'échangeur partiel dépend de la géométrie du mousse et de son état, qu'il soit horizontal, vertical ou incliné. Les diverses études physiques à l'intérieur des pores sont très petites ; en raison de la vitesse élevée du fluide et du petit diamètre du pore, ces phénomènes montrent la différence entre l'écoulement dans les pores et sa caractéristique.

Le présent chapitre porte deux objectifs essentiels : d'une part présenter une recherche bibliographique sur les différents type des dissipateurs et les essais réalisée, D'autre part, présenter le secteur d'application des dissipateurs en mousse (domaines d'application).

I.2 Les recherches scientifiques sur les dissipateurs thermiques

Deans et al. [1] ont proposé une nouvelle approche pour la conception thermique des grands dissipateurs thermiques utilisés dans l'électronique de puissance. Cette méthode est soutenue par les résultats d'un vaste programme expérimental. Cette adaptation exige l'élaboration et l'évaluation d'une capacité de chaleur équivalente à décrire l'énergie menée le long de l'ailette. Cette méthode est initialement utilisée pour évaluer le coefficient de convection entre l'ailette et l'air de refroidissement. La corrélation trouvée pour décrire les résultats a été utilisée dans une analyse inverse pour prévoir et comparer les valeurs expérimentales de la résistance thermique du dissipateur.

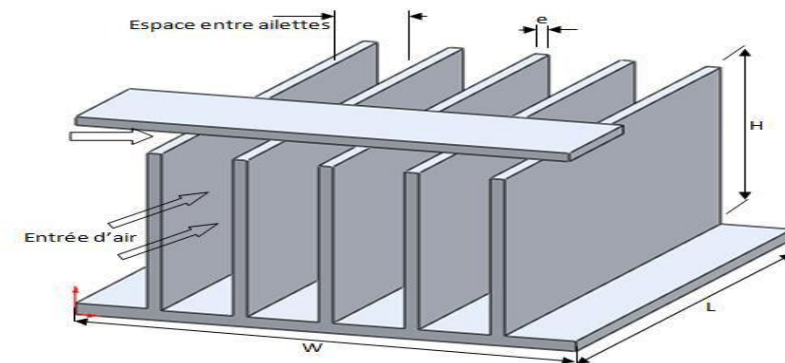


Fig.I.1 : Dissipateur à ailettes planes

Shaeri et Yaghoubi [2] ont proposé une étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur en convection forcée à partir d'une rangée d'ailettes solides et perforées montées sur une paroi plane (voir Figure I.2). Les équations de Navier-Stokes et le modèle de turbulence sont résolues par la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE, pour prévoir les paramètres d'écoulement. Les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur sont présentées pour un nombre de Reynolds compris entre 2×10^4 et un nombre de Prandtl $Pr = 0.71$. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur est plus important dans le cas des ailettes perforées.

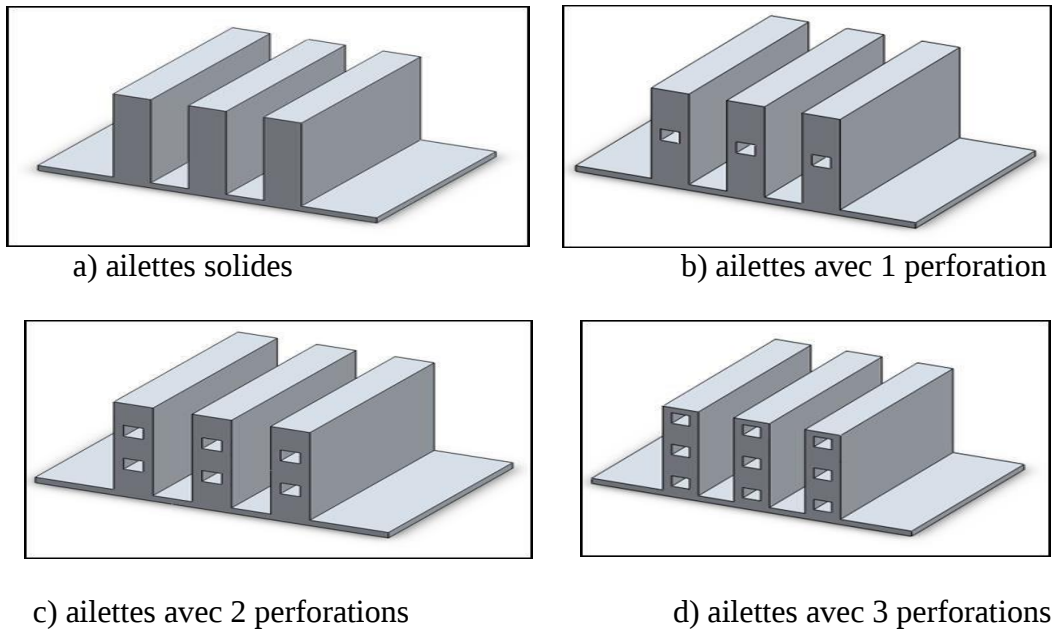


Fig.I.2 : Configuration des ailettes solides et perforées.

Hung et al. [3] ont fait une étude expérimentale et numérique des caractéristiques thermique et dynamique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes, en ajustant le nombre Reynolds ($Re = 5000-25,000$), la distance d'impact ($Y / D = 4-28$), et les dimensions des ailettes ($W / L = 0,08125 - 0,15625$ et $H / L = 0,375$). Les résultats montrent que la chaleur transférée par le dissipateur de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds et la largeur des ailettes.

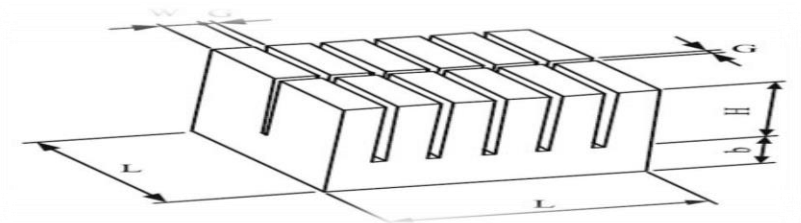


Fig.I.3 : Dissipateur de chaleur à ailettes planes.

Fangjun et Ping [4] ont étudié numériquement la convection forcée tridimensionnelle de l'eau circulant en régime laminaire dans des micros canaux d'un radiateur (Figure I.4). Les effets de la géométrie des ailettes sur les performances du radiateur sont étudiés. Ils ont montré l'existence d'une taille optimale des ailettes pour minimiser la perte de pression, et que cette taille optimale dépend de la valeur du flux de chaleurs imposées et la température des parois.

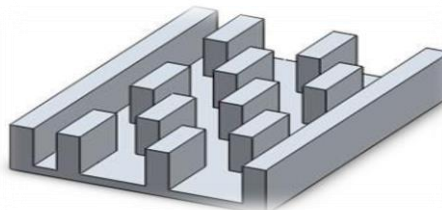


Fig.I.4 : Schéma du radiateur

Paisarn et Anusorn [5] ont proposé une étude numérique et expérimentale pour analyser les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement à travers un dissipateur à ailettes coniques soumis à un flux de chaleur sur la base ($0.91\text{--}3.64\text{ kW/m}^2$). Deux configurations ont été examinées selon la disposition des ailettes, à savoir en ligne et en quinconce, 16 et 17 respectivement (figure I.32). Le modèle de turbulence $k\text{--}\varepsilon$ est utilisé pour simuler les caractéristiques de transfert de chaleur pour des nombres de Reynolds compris entre 1000 et 9000. Les résultats obtenus présentent un accord raisonnable avec des données mesurées expérimentalement.



Fig.I.5 :Dissipateurs coniques [48]

Xiaoling et al [6] ont élaboré une étude numérique et expérimentale pour comparer les performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques. Un des dissipateurs est composé de plaques (figure I.6 a) et l'autre de broches plantées entre les plaques (figure I.6.b). Les résultats de leurs simulations montrent que la résistance thermique du deuxième dissipateur était d'environ 30% inférieure à celle du premier pour des vitesses identiques.

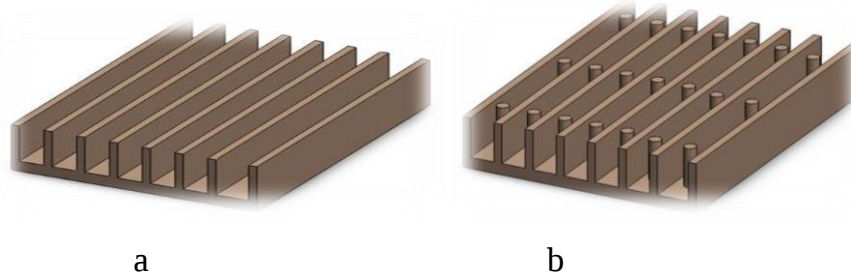


Fig.I.6 :Schémas des deux dissipateurs de chaleur a-b.

Dong et al. [7] ont étudié l'optimisation thermique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes avec épaisseur d'ailette variant dans la direction perpendiculaire à l'écoulement du fluide. Le modèle utilisé pour cette optimisation est basé sur la méthode des volumes finis. Il a été montré que la résistance thermique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes peut être réduite de 15% lorsqu'on augmente l'épaisseur des ailettes dans la direction perpendiculaire à l'écoulement du fluide.

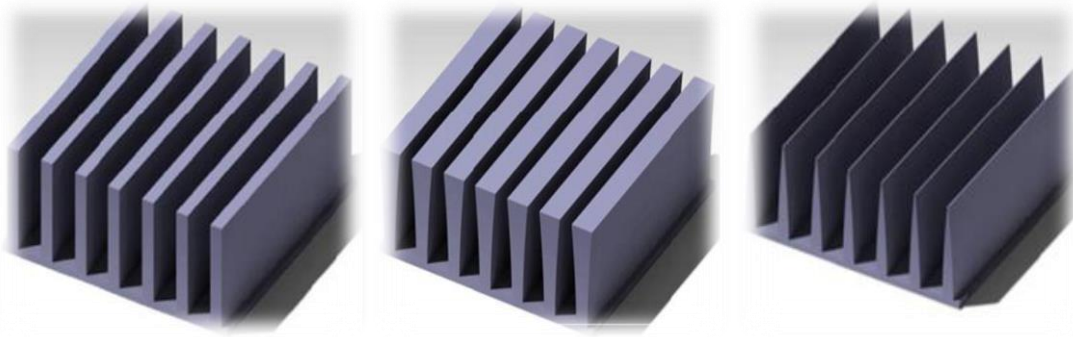


Fig.I.7 :Dissipateurs de chaleurs à ailettes-planes

Actuellement, les dissipateurs de chaleur refroidis par air sont les solutions les plus viables pour refroidir les appareils électroniques, principalement en raison de leur faible coût et haute fiabilité [8]. Grand nombre de recherches sur la chaleur refroidie par air puits a été publié au cours des dernières décennies, et des améliorations de la conception des dissipateurs thermiques ont été réalisées sur la base de l'analyse CFD [9],[10] et investigations expérimentales [11],[12]. Les méthodes de refroidissement par air ont été jugée insuffisantes ces dernières années. Pour améliorer le flux de chaleur de dissipation par unité de surface dans un dissipateur de chaleur, le refroidissement par liquide devient de plus en plus populaire [13],[14].

Pour les piles à combustible et les panneaux solaires à concentration, le refroidissement liquide est la principale option disponible. Les liquides sont généralement à une capacité thermique et d'une conductivité thermique plus élevées que l'air.

Les échangeurs de chaleur à micro canaux ont été développés au cours des deux dernières décennies. Les échangeurs de chaleur à micro-canaux permettent au liquide de s'écouler à travers des canaux d'un diamètre hydraulique de 100 à1000 mm, et le la surface de transfert de chaleur peut être considérablement augmentée. Ces dissipateurs de chaleur avec micro-canaux conviennent pour une dissipation thermique à flux élevé à une large gamme d'électronique de haute performance [15].

Un nombre important de travaux de recherche sur les dissipateurs thermiques utilisant des micro canaux a été publié par des auteurs [16],[17]. Les caractéristiques de transferts de chaleurs et les améliorations ont été étudiées. Ces dissipateurs de chaleur fabriqués avec des canaux d'écoulement micro et miniaturisés sont souvent utilisent plusieurs canaux d'écoulement parallèles pour le transfert de chaleur. Les plus petits canaux fournir une surface de transfert de chaleur accrue ; cependant, l'entrée et les collecteurs de sortie sont également très importants car ils facilitent la distribution de fluide et fournir des connexions à l'entrée externe et conduits de sortie [18],[19] . Ces travaux ont tenté de comprendre la mauvaise répartition des flux sous quelques configurations d'écoulement très courantes, telles que le type U et connexions de collecteur de type Z aux canaux parallèles.

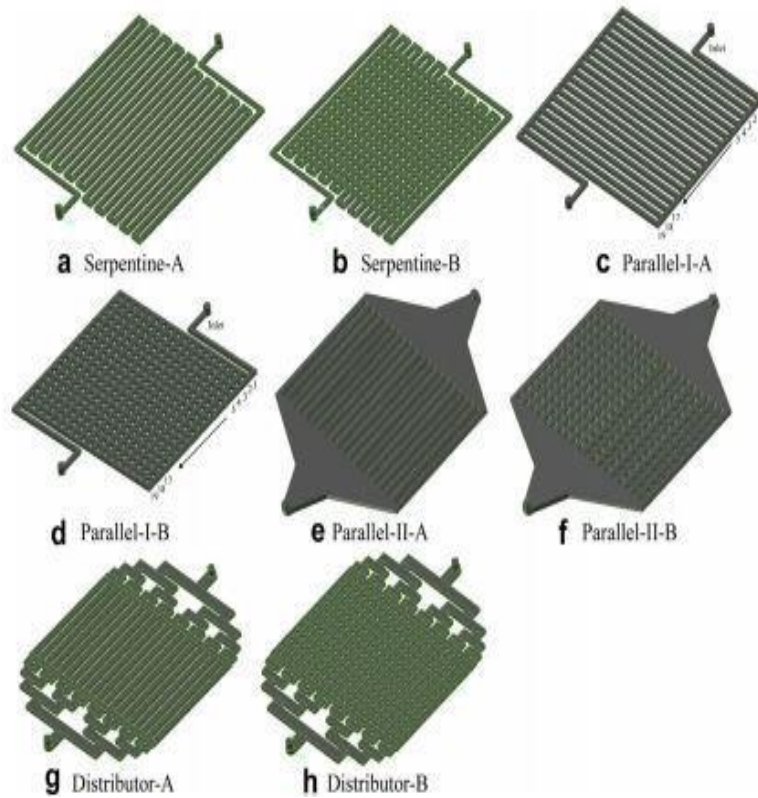


Fig.I.8 : Les champs d'écoulement pour un dissipateur thermique à micro-canaux [19].

Un autre travail numérique réalisé par Kim et al. [20] ont examiné expérimentalement le transfert de chaleur de mousse en aluminium sous impact d'air multi-jet. Ainsi, Kuang et al. [21] ont étudié expérimentalement les effets de la hauteur de la mousse et la distance jette-mousse sur le transfert de chaleur des mousses métalliques sous un axe axial débit du ventilateur. D'après une recherche bibliographique mentionnée ci-dessus, un certain nombre des études expérimentales et numériques ont été consacrées à la question d'un matériau en mousse sous refroidissement parjet incident. Cependant, il n'y a pas de validation expérimentale du modèle numérique en effectuant une étude expérimentale et numérique combinée. Par conséquent, à partir d'un point de vue de l'ingénierie, le modèle étendu de Darcy laminaire acceptable pour le jet d'impact dans les mousses avec un nombre de Reynolds élevé. Pour répondre à cette question intéressante, une étude expérimentale et numérique combinée est menée dans cette étude en prenant des blocs de mousse métallique en sandwich entre les ailettes à l'intérieur dissipateurs de chaleur à plaques et ailettes,

Bhattacharya et Mahajan [22],[23] ont proposés un nouveau type de dissipateur thermique, appelé «mousse métallique à ailettes (FMF)». Ils ont constaté que les FMF surpassent les mousses métalliques d'un facteur entre 1,5 et 2 en convection forcée et en convection induite par la flottabilité. Récemment, ont utilisé des techniques d'impression 3D et de moulage avec haute précision. Krishna et al. [24] ont fabriqué et étudié des dissipateurs thermiques FMF avec des structures en mousse régulières.

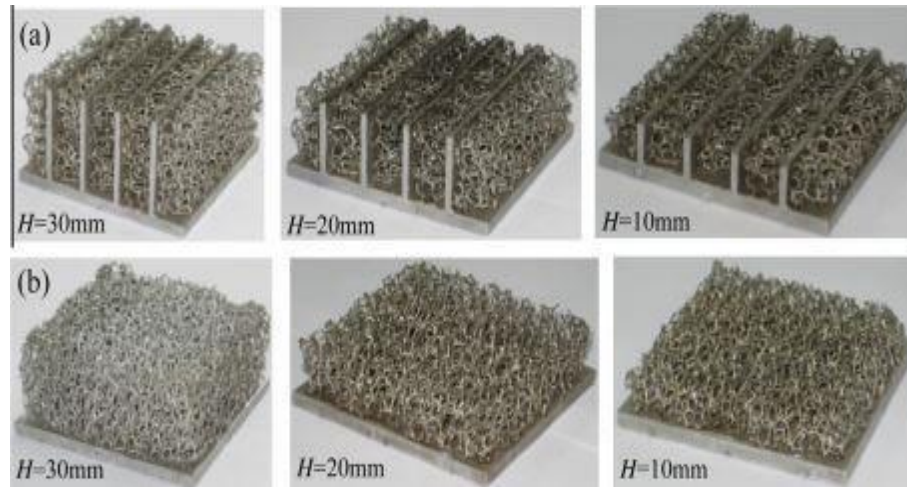


Fig.1.9 :Échantillons d'essai : (a) dissipateurs thermiques en mousse métallique à ailettes (FMF) ; (b) dissipateurs thermiques en mousse métallique (MF).

Les dissipateurs de chaleur poreux avec différentes configurations (en particulier l'aluminium) ont été largement étudiés par de nombreux chercheurs, dans les dernières années Ejlali et al. [25] ont réalisé une étude numérique pour examiner l'écoulement du fluide et la chaleur transfert d'un échangeur de chaleur en mousse métallique refroidi par air sous le haut jet laminaire rapide confiné par deux plaques parallèles. Mahjoob et Vafai [26] ont présenté les effets des propriétés de la mousse métallique, tels que la porosité, les diamètres des pores et des fibres, la densité des pores, et densité relative, sur la performance thermique de mousse métallique.

Xu et al. [27] ont réalisé une étude numérique pour examiner le transfert de chaleur d'auto couplage dans un échangeur de chaleur à double tube à contre-courant rempli en mousses métalliques. Chumpia et Hooman [28] ont investigué les caractéristiques de performance de transfert de chaleur et la perte de charge de cinq échantillons d'un échangeur de chaleur tubulaire gainé de mousse d'aluminium et comparé leurs résultats thermo-hydrauliques avec ceux d'un échangeur de chaleur à tubes à ailette conventionnelles.

De nombreux chercheurs ont notamment travaillé sur l'amélioration des dissipateurs thermiques à mini-canaux commerciaux, utilisés pour le refroidissement du microprocesseur par liquide. Whelan et al. [29] ont été conçu et expérimenté un système de refroidissement par liquide pour un processeur Intel® Pentium® 4, permet d'évacuer la chaleur générée par le microprocesseur à une puissance thermique de 200 W avec une surface de 8,24 . La nouvelle conception impliquait des techniques de moulage à faible coût réduisant le coût global du système. À dans le même temps, une nouvelle conception a réduit la résistance thermique de 0,25 à 0,18 K / W.

Tucker et Pease [30]. Ils ont utilisé de l'eau purifiée dans des micros canaux, qui est fabriqué dans des puces de silicium et ont mené une série d'expériences avec tableaux de micro canaux. Leurs résultats de MCHS avec de l'eau ont montré que la température maximale pourrait être contrôlée à moins de 71 ° C soumis au flux le plus élevé de 790 W / cm². De plus en plus de chercheurs ont continué à améliorer la capacité du MCHS car il offre des avantages tels que surface au volume, structure simple, petite masse et taille, coefficient de transfert de chaleur par convection élevée. Chai et al. [31] ont comparé expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur convectif des MCHS avec différentes cavités. Ces auteurs ont été comparés la perte de

charge, le transfert de chaleur et la résistance thermique de nouveau micro canaux avec un micro canal conventionnel. Le transfert de chaleur a été amélioré par la couche limite thermique interruption et flux secondaire.

Ahmed et al. [32] a étudié la forme et les dimensions géométriques des rainures dans un nouveau micro canal. La conception optimale a été obtenue en faisant varier les paramètres structurels. Chai et al.[33] ont exposé les caractéristiques thermo-hydrauliques en MCHS avec côtes décalées. La nouvelle conception a amélioré le transfert de chaleur au détriment de l'incrément de résistance à l'écoulement. Ensuite, ils ont mené une série d'études numériques pour optimiser la géométrie et la disposition des nervures.

Wang et al. [34] ont suggéré que le micro canal avec une inclinaison des nervures rectangulaires sur les surfaces supérieure et inférieure pourraient modifier l'écoulement motif et améliorer le transfert de chaleur. Les paramètres géométriques comme la longueur, la largeur, la hauteur, l'angle d'attaque des côtes ont eu une grande influence sur le transfert de chaleur, qui ont été évalués par le nombre de Nusselt (Nu) avec puissance de pompage identique.

Jia et al. [35] ont introduit des ailettes en forme de cône au centre du micro canal. Ils ont conclu que la nouvelle structure amélioré le transfert de chaleur accompagné d'une forte perte de charge. Et les paramètres géométriques optimaux ont été obtenus en termes d'amélioration le facteur thermique. La structure combinée des cavités et des nervures par ailettes dans les MCHS mis en évidence ses avantages pour une amélioration supplémentaire du transfert de chaleur. plusieurs chercheurs ont découvert que les MCHS avec des cavités et des nervures sur les parois latérales a présenté des performances supérieures en raison des effets de des tourbillons longitudinaux et transversaux [36], [37] . Les dimensions géométriques des microstructures avaient été étudiées et évalué en fonction du facteur de frottement, Nu est le facteur thermique d'amélioration par le critère d'évaluation des performances (PEC). Les résultats ont montré que la combinaison de cavités et d'ailettes pouvait améliorer évidemment le transfert de chaleur.

BELHADJ et BENYAYA [38] a réalisé une étude numérique par logiciel COMSOL 5.6en 3D transitoire du comportement thermo-hydraulique de l'écoulement de l'air au sein d'un canal horizontale comportant trois sources thermiques (trois composants électroniques) de puissance donnée variable, refroidies par trois dissipateurs hybrides à ailettes rectangulaires en aluminium empilées avec des ailettes rectangulaires en mousse d'aluminium. L'effet du changement de la configuration du système de refroidissement par le changement de l'orientation des ailettes des dissipateurs thermiques et par le changement de la hauteur des ailettes à montrer que, l'orientation des ailettes avec un angle de 90° contribue légèrement à une variation des champs de température, vitesse et pression, par contre, le changement de la hauteur des ailettes contribue clairement à une variation remarquable dans le champs de température.

DOUIB et CHIKHA [39] à étudier le comportement thermique- étude numérique- d'un dissipateur thermique à micro-canaux en mousse métallique appliqués pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. Les résultantes obtenue on résumée dans les points suivantes :

- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation du progressive du coefficient de transfert de chaleur.
- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation progressive du nombre de Nusselt.

- La porosité de la mousse à travers le dissipateur, est un paramètre très important peut influencer directement sur le comportement thermique et d'accélérer le processus de refroidissement de dissipateur.
- La chute de pression à travers le dissipateur est traduite par la perméabilité de matériau de la mousse, ce paramètre est influencée le processus de refroidissement de dissipateur et permet d'améliorer leur l'efficacité.

I.3 Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement sont explorées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Ces méthodes comprennent des méthodes conventionnelles de refroidissement par convection naturelle et des méthodes modernes avec des courants de gaz et de liquide. Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales pour mieux comprendre les caractéristiques d'écoulement et le transfert de chaleur.

Certaines études montrent l'augmentation du transfert de chaleur par des nouvelles techniques de refroidissements des composants électroniques. De nombreux chercheurs attribuent cette augmentation à la diminution de la viscosité du fluide, tandis que d'autres l'attribuent à la réduction des dimensions du canal. Diverses explications ont été détaillées pour expliquer certains changements de comportement et diverses questions ont été posées pour clarifier ces écarts, les limites de la viabilité de l'utilisation de systèmes de plus en plus complexes. Dans ce contexte, nous allons mener cette étude en simulant le comportement thermique d'un écoulement d'un fluide dans un dissipateur thermique en mousse métallique d'aluminium.

CHAPITRE II

**Généralités sur les techniques de
refroidissement par les dissipateurs en
mousse**

II.1 Introduction

Les dissipateurs thermiques sont des dispositifs mécaniques utilisés dans les produits électroniques comme les échangeurs thermiques. Ils éloignent des composants l'énergie thermique générée par la dissipation de puissance au sein de ces composants, ce qui réduit la hausse de température qui en découle. Les dissipateurs thermiques sont disponibles dans différentes options de montage, méthodes de fixation et paquets spécifiques avec composants de refroidissement. Leur forme et leur taille varient également. Ils sont également parfois accompagnés d'un ventilateur ou d'un système de refroidissement liquide. Beaucoup de matériaux sont utilisés dans les dissipateurs thermiques, notamment l'aluminium, les alliages d'aluminium, l'oxyde de béryllium, le laiton, la céramique et le cuivre. Ils sont disponibles dans différentes options de finition au niveau de la surface des matériaux.

Dans ce chapitre on présente premièrement généralité sur les mousses métalliques, les différents mousses, ainsi que les différentes méthodes de Fabrications et les types de refroidissements.

II.2 Généralités sur le mousse métallique

Les mousses métalliques sont des matériaux métalliques cellulaires décrits comme un ensemble de cellules vides, chacune étant entourée par des arêtes ou des parois solides pouvant contenir jusqu'à 95 % de vide, (figure II.1) [40].

Sa structure est faite de pores reliés ensemble sous forme d'une mousse ouverte, ou isolés donnant lieu à une mousse à cellule fermée, faite en cellule séparé qui emprisonne le gaz à l'intérieur [41].

On trouve dans la nature les matériaux cellulaires comme le bois, os, corail, le liège, et comme d'autres matériaux de construction biologique, qui montrent une configuration cellulaire de leur structure hiérarchique [42].

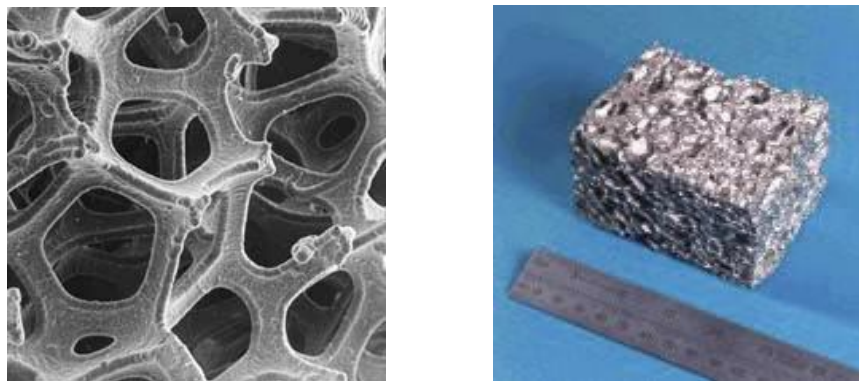


Fig.II.1 : Photographie d'une mousse métallique à cellule ouverte [42] et [43].

Les mousses métalliques constituent une nouvelle classe de matériaux très prometteuse. Les premières tentatives d'élaboration de mousse remontent aux années 1960. A cette époque l'intérêt pour cette classe de matériaux n'a pas été suffisamment grand pour entreprendre une production à l'échelle industrielle. C'est durant les deux dernières décennies que le développement de mousses métalliques a connu ses plus grandes avancées en termes de qualité de produits et rentabilité des procédés de fabrication. On peut trouver actuellement sur le marché.

II.2.1 Les différents types de mousses

Les mousses métalliques sont des matériaux macroscopiquement cellulaires, caractérisés par leurs structures topologiques (cellules ouvertes, cellules fermées), la densité relative, la taille et la forme des cellules et l'anisotropie. On distingue alors 3 types de mousses :

a). Les mousses métalliques à pores fermées

Se caractérisent par leurs cellules sphériques isolées par des parois souvent épaisses.

b). Les mousses métalliques à pores ouverts

Ces mousses présentent des cellules connectées. La structure géométrique d'une mousse ouverte est généralement plus complexe que celle des mousses à cellules fermées.

c). Les mousses métalliques réticulées

Elles sont similaires aux mousses métallique à pores ouverts, cependant elles ne présentent pas de pores mais des réticulations [44].

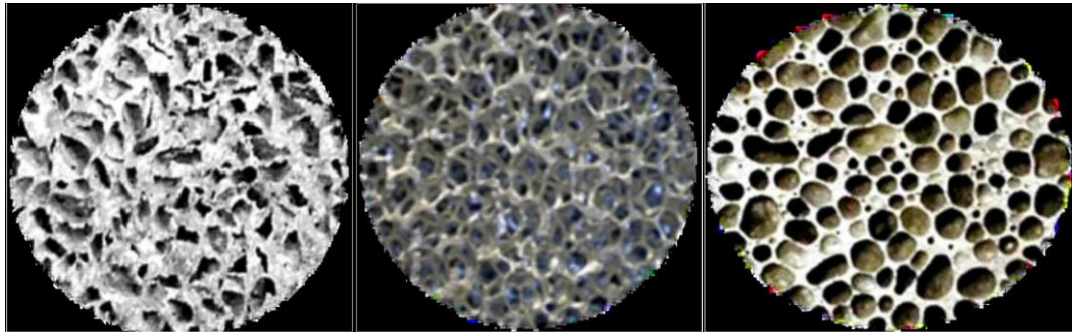


Fig.II.2 : Mousse métalliques à cellule a) fermée, b) ouverte et c) réticule [44].

II.2.2 Caractérisation géométrique de la mousse métallique

a) Porosité

La porosité, est le paramètre principal décrivant un milieu poreux [45], elle est définie par le rapport entre le volume occupé par les pores (vides) et le volume total du milieu : $\phi = \text{Volume des vides} / \text{Volume total}$. Elle varie entre 0 (solides pleins) et 1 (volume complètement vide). En général, les vides (pores) ne sont pas uniformes dans leur distribution et leur forme à travers la matrice poreuse [46].

b). La perméabilité

La perméabilité est une propriété intrinsèque du milieu poreux, indépendamment des caractéristiques du fluide et dépend essentiellement de porosité et du diamètre des particules.

c).Diamètre de pore

De manière générale, le concept de « taille de pore » est extrêmement délicat à définir. Si l'observation visuelle permet de délimiter aisément les cellules, leur mesure précise nécessite la mise en place de techniques 3D spécifiques. Le diamètre du pore est le diamètre moyen des cellules présentes de la mousse [44].

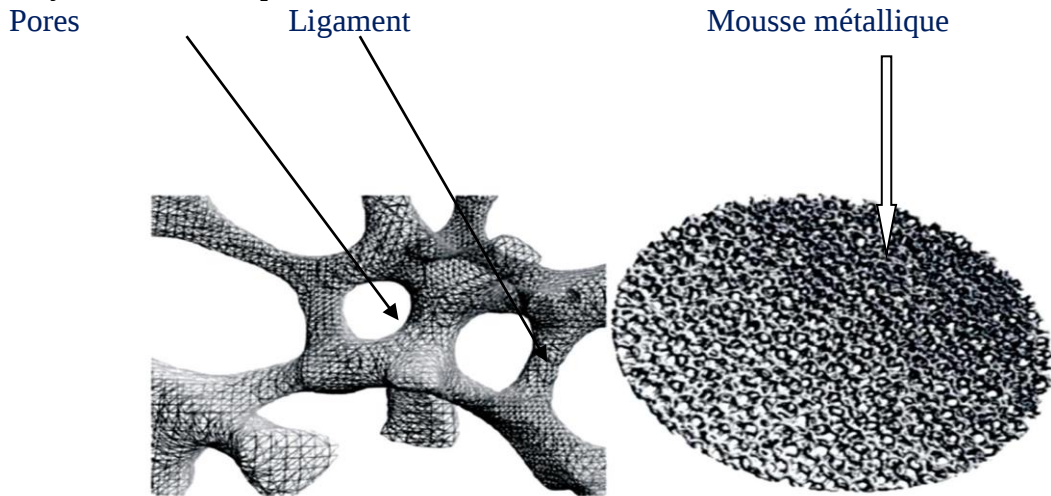


Fig.II.3 :Présentation d'une mousse métallique à pores ouvertes [44].

d). Surface spécifique :

La surface spécifique désigne la superficie réelle d'un objet par opposition à sa surface apparente, rapportée au volume total de l'objet. La surface spécifique correspond à la surface géométrique du solide en contact avec la porosité ouverte. Elle s'exprime en (m^2/m^3). En outre, elle correspond directement à la surface de frottement entre la phase solide et la phase fluide en écoulement. De ce point de vue, la surface spécifique apparaît comme étant un paramètre fondamental de la structure du milieu poreux lorsque l'on étudie l'aspect d'écoulement du matériau.

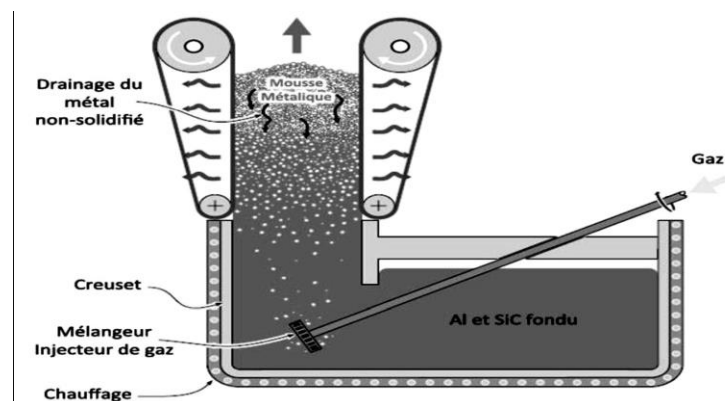


Fig.II.4 :Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz [47].

II.2.3 exemples des quelques techniques d'élaboration des mousses

Il existe plusieurs procédés de fabrication des mousses métalliques celles-ci sont principalement à base d'aluminium, nickel, zinc et leurs alliages. Les mousses obtenus sont alors soit à porosité ouverte ou fermés. Deux techniques principales sont utilisées

a). Production de mousses métalliques par introduction de gaz dans un liquide :

Une mousse (liquide) est une dispersion métastable d'une phase gazeuse,

représentant plus de 74% du volume total, au sein d'une phase liquide, sous forme de cellules globalement polyédriques [44].

b). Production de mousses par infiltration

Dans les procédés d'infiltration d'une préforme, des granules ou des billes, dénommées « précurseurs », sont introduites dans le moule d'une pièce que l'on souhaite cellulaire. Leur empilement, en vrac, crée ce qui est appelé la « préforme ». N'occupant pas tout l'espace, ces précurseurs forment un réseau de porosités qui va ensuite être infiltré par le métal pour en prendre la forme. Une fois la pièce solidifiée, les précurseurs en sont extraits pour obtenir un matériau cellulaire.

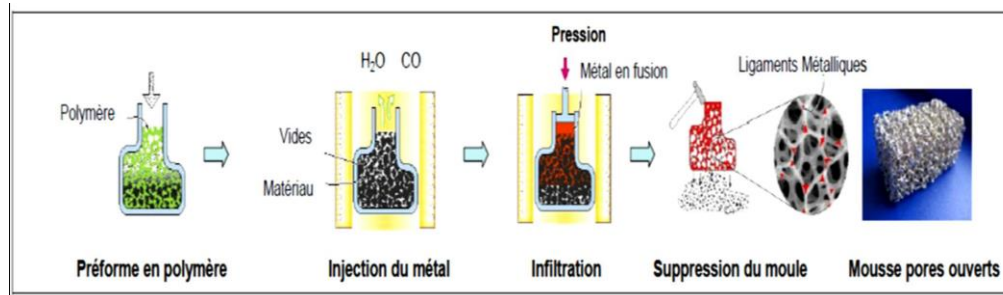


Fig. II.5 : Procédé de fabrication des mousses d'aluminium par écoulement d'infiltration [48].

II.3 Techniques du refroidissement par les dissipateurs en mousse

II.3.1 Introduction

Les échangeurs compacts permettent de réduire l'encombrement, le poids et le coût des dispositifs d'échange thermique. Ils prennent une place de plus en plus importante dans tous les domaines de l'industrie et en particulier dans les secteurs de l'électronique, de l'automobile, de l'aéronautique et de la cryogénie. La conductivité thermique du métal, les propriétés de mélangeur de la structure, un rapport perte de pression / surface d'échange performant, sont autant d'atouts pour ce type d'application

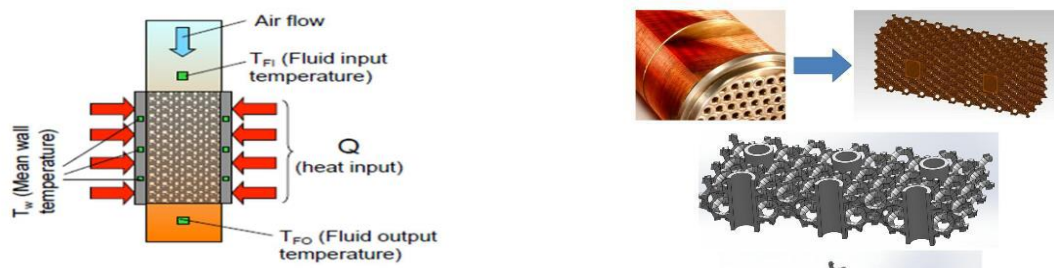


Fig.II.6 :Echangeurs de chaleurs en mousse [44].

II.3.2 Les modes de transfert de chaleur

II.3.2.1 La conduction

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques - donc des températures - différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires. Le flux thermique conductif qui traverse un composant dépend de sa géométrie, de son épaisseur, du matériau ainsi que de la différence de température au travers le composant. La transmission est provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique. Il n'y a pas de déplacement appréciable des atomes ou molécules (voir figure II 7).

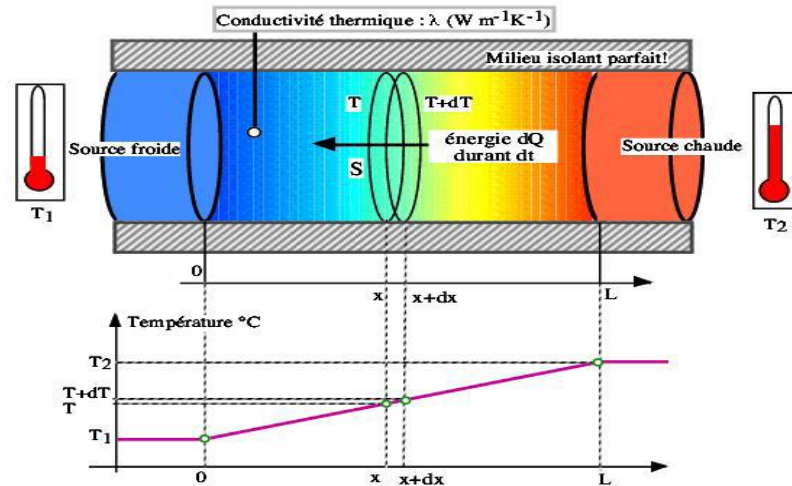


Fig. II.7 : Principe de la conduction thermique

II.3.2.2 La convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles.

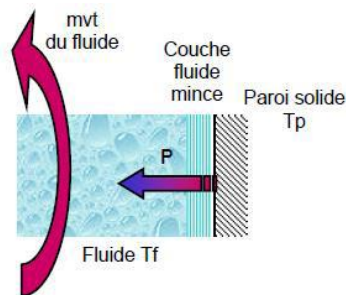


Fig.II.8 : Action du fluide en mouvement dans la convection.

II.4 Systèmes de refroidissement :

Il existe différentes technologies de systèmes de refroidissement qu'il est possible classer en deux grandes catégories :

A- Les systèmes de refroidissement passifs :

ils ne nécessitent pas d'alimentation externe ce qui diminue le coup énergétique. Un refroidissement passif peut lui-même être classé en deux sections : direct ou indirect suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques.

B- Les systèmes de refroidissement actifs :

cette technique est basée sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessite l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide caloporteur ainsi qu'un circuit externe afin d'évacuer la chaleur du système vers l'extérieur.

II.4.1 Les systèmes de refroidissement monophasiques

Les échangeurs monophasiques intègrent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement est réalisé sans changement d'état. La puissance à dissiper est évacuée vers l'extérieur par la conduction, la convection et le transport capacitif. Le fluide se « charge » de la puissance dissipée par l'élément électronique, élevant la température du fluide. Il existe deux types de système de refroidissement fluide : les systèmes de refroidissement monophasique gazeux (dans la plus part des cas l'air) et les refroidissements

liquides [49].

II.4.1.1 Système de refroidissement à l'air

Les systèmes de refroidissement à l'air sont utilisés pour les éléments électroniques dont la contrainte thermique est faible. Les principaux avantages de ce système de refroidissement est sa relative simplicité et le faible coût de mise en œuvre technique. Les échanges entre l'élément électronique qui est la source thermique, et l'environnement qui est le dissipateur, sont convectifs et radiatifs.

Les dissipateur en mousse d'aluminium a gros pores permettent au fluide -en générale de l'air- de s'écouler avec un minimum de perte de charge, le cote architecture des mousses permet un bon brassage du fluide diminuant l'impact de couches limites [50].

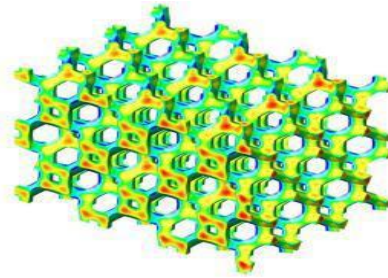


Fig. II.9 : mousse d'aluminium-convection-naturelle.

II.4.1.2 Système de refroidissement liquide

Le refroidissement liquide monophasique indirect est implémenté dans les composants électroniques sous la forme d'une plaque à eau dans laquelle circule un liquide caloporteur ou de canalisation fluide accollées aux parois

Lorsqu'on utilise de l'huile dans de l'échange thermique, le principale problème est la viscosité de l'huile dépendant de la température, plus l'huile est froide plus elle est visqueuse, les couches limites sont alors très important, l'échange thermique n'est alors pas optimum

L'utilisation de mousse d'aluminium va permettre de mélanger l'huile dans l'échangeur et cela grâce à son maillage 3D. L'huile étant en permanence mélangée, la température de l'huile est homogène et la couche limite plus faible, ceci va permettre d'intensifier le transfert thermique .figure II-8 [50]

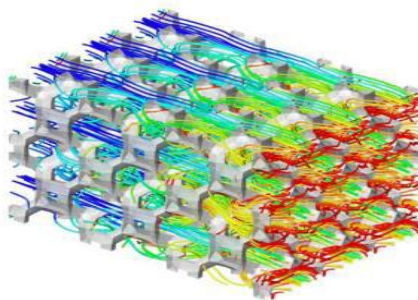


Fig. II.10 : mousse d'aluminium 3D -convection-forcée.

II.4.2 système refroidissement hybride air-eau

Un système de refroidissement hybride air-liquide offre une méthode pour gérer la température de l'air de refroidissement dans un système sans recourir à une configuration parallèle et à des débits d'air plus élevés. Dans un système de ce type, un échangeur de chaleur refroidi à l'eau est placé dans le flux d'air chauffé pour extraire la chaleur et réduire la température de l'air.

Le système de refroidissement incorporait un échangeur de chaleur à tubes à ailettes air-eau

entre chaque rangée successive de circuits imprimés. Les modules sur les cartes étaient toujours refroidis par convection forcée avec de l'air, cependant, l'air chauffé sortant d'une carte passait à travers un échangeur de chaleur air-eau avant de passer sur la carte suivante. Environ 50% de la chaleur transférée à l'air dans les colonnes de carton a été transférée à l'eau de refroidissement.

En fin de compte, le refroidissement hybride air-liquide offre le potentiel d'un système de refroidissement par air scellé, à recirculation et à cycle fermé avec rejet total de la chaleur de la charge thermique absorbée par l'air vers l'eau glacée. L'étanchéité du système offre des avantages supplémentaires. Il permet l'utilisation de ventilateurs plus puissants pour fournir des débits d'air plus élevés avec peu ou pas d'impact sur l'acoustique. De plus, le potentiel d'émissions électromagnétiques provenant des ouvertures d'entrée / sortie d'air dans le châssis de l'ordinateur est éliminé. Une autre variante du système de refroidissement hybride est le système de refroidissement liquide-air. Dans ce système, le liquide circule dans une boucle étanche à travers une plaque froide fixée à un module électronique dissipant la chaleur. La chaleur est ensuite transportée via le courant liquide vers un échangeur de chaleur refroidi par air où elle est rejetée dans l'air ambiant. Ce schéma offre les avantages de performance du refroidissement liquide indirect au niveau du module tout en conservant les avantages du refroidissement par air au niveau du système ou du boîtier.

II.4.3 Systèmes refroidis par réfrigération

Le potentiel d'amélioration des performances de l'ordinateur en fonctionnant à des températures plus basses a été reconnu dès la fin des années 60 et le milieu des années 70. Certaines des premières études se sont concentrées sur les appareils Josephson fonctionnant à des températures d'hélium liquide (4K). L'accent s'est ensuite déplacé vers les dispositifs CMOS fonctionnant à des températures proches de l'azote liquide (77K).

Un certain nombre de chercheurs ont identifié les avantages électriques du fonctionnement de l'électronique jusqu'aux températures de l'azote liquide (77 K). En résumé, les avantages sont :

- Augmentation des vitesses moyennes de dérive des porteurs (même à des champs élevés).
- Pente inférieure au seuil plus raide, plus courants inférieurs au seuil (fuites dans les canaux) qui offrent des marges de bruit plus élevées.
- Transconductance plus élevée.
- Comportement de tension de seuil bien défini.
- Aucune dégradation des effets de géométrie.
- Conductivité de la ligne électrique améliorée.
- Les limites de densité de courant admissibles augmentent considérablement (c'est-à-dire que les problèmes d'électro migration diminuent).

II.5 Méthodes actuelles utilisées dans l'industrie

Les différents types de méthodes utilisées dans l'industrie électronique (informatique) pour refroidir les modules, les systèmes et les centres de données.

II.5.1 Refroidissement au niveau du module

Le refroidissement du module de processeur est généralement caractérisé de deux manières : le refroidissement interne et externe au module et s'applique aux modules à une et à plusieurs puces.

II.5.1.1 Refroidissement du module interne

Le principal mode de transfert de chaleur interne au module est la conduction. La

résistance thermique interne est donc dictée par la construction physique du module et les propriétés du matériau. L'objectif est de transférer efficacement la chaleur des circuits électroniques vers une surface externe du module où la chaleur sera évacuée par des moyens externes qui seront discutés dans la section

II.5.1.2 Refroidissement du module externe

Le refroidissement externe au module sert de moyen principal pour transférer efficacement la chaleur générée à l'intérieur du module vers l'environnement du système. Traditionnellement, et de préférence, l'environnement système de choix était l'air en raison de sa facilité de mise en œuvre, de son faible coût et de sa transparence pour l'utilisateur final ou le client. Cette section se concentrera donc sur les dissipateurs de chaleur refroidis par air. Les dissipateurs de chaleur refroidis par liquide, généralement appelés plaques froides, seront également décrits.

II.5.1.3 Refroidissement par immersion

Le refroidissement par immersion a été intéressant comme méthode possible pour refroidir des composants à flux thermique élevé pendant plusieurs années. Contrairement aux approches à plaques froides refroidies à l'eau qui utilisent des parois physiques pour séparer le liquide de refroidissement des copeaux, le refroidissement par immersion met le liquide de refroidissement en contact physique direct avec les copeaux.

En conséquence, la plupart des contributeurs à la résistance thermique interne sont éliminés, à l'exception de la résistance de conduction thermique des jonctions du dispositif à la surface de la puce en contact avec le liquide.

Le refroidissement par immersion de liquide direct offre un coefficient de transfert de chaleur élevé qui réduit l'élévation de température de la surface chauffée de la puce au-dessus de la température du liquide de refroidissement. L'amplitude du coefficient de transfert de chaleur dépend des propriétés thermo-physiques du fluide de refroidissement et du mode de transfert de chaleur par convection. Les modes de transfert de chaleur associés au refroidissement par immersion de liquide sont généralement classés en convection forcée et ébullition. La convection forcée comprend l'impact du jet de liquide dans le régime monophasé et l'ébullition dans le régime biphasé.

II.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons conclu que ces dernières années, il y a un grand développement dans le domaine de mousse métallique, et le dissipateur de chaleur est devenu plus dépendant de la mousse métallique dans l'exécution de ses travaux et la généralisation de ses utilisations en électronique. Et on explique les différentes techniques de refroidissement dans ce domaine.

CHAPITRE III

Simulation d'un dissipateur de chaleur en mousse d'aluminium

III.1 Introduction

La simulation se définit comme l'analyse ou l'utilisation de modèles pour un système spécifique pour comprendre son comportement dans un contexte spécifique et améliorer ses performances. C'est l'un des outils d'aide à la décision les plus efficaces dont disposent les concepteurs et les gestionnaires de systèmes complexes. Il consiste à construire un modèle d'un système réel et à exécuter des expériences avec ce modèle.

La simulation ne remplace pas l'expérimentation, mais la complète. Il permet d'analyser le problème en conditions réelles. Ou, au contraire, dans des conditions de test difficiles (climat rigoureux ...). Cela ne peut pas être fait par l'expérimentation (raison de coûts...), ainsi la simulation accroît le champ des tests pour un système. La simulation se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatique.

Dans ce chapitre, nous procédons à la simulation du phénomène de transfert de chaleur d'un dissipateur en mousse d'aluminium, sous forme rectangulaire (voir figure III.1). En utilisant le logiciel Comsol Multiphysics software pour dessiner la géométrie et simuler le comportement selon des conditions de fonctionnement réel.

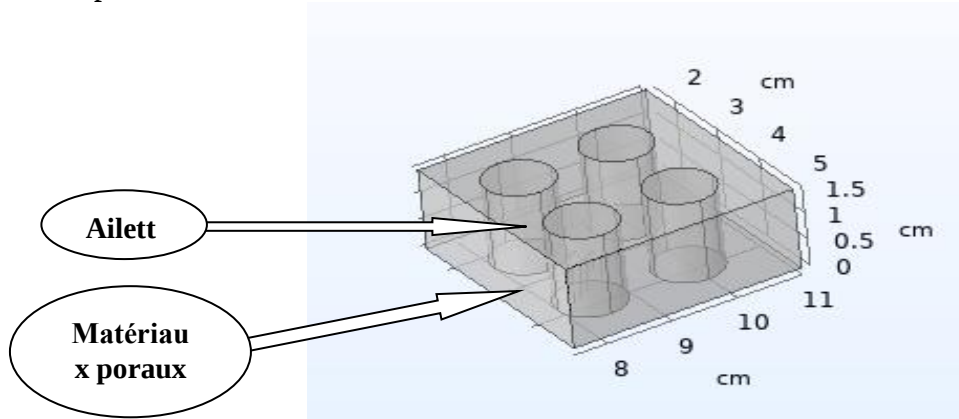


Fig.III.1 : Schéma de dissipateur thermique en mousse d'aluminium avec ailette cylindrique.

III.2Présentation de Logiciel de simulation -Comsol Multiphysics

La simulation numérique est devenue un élément indispensable dans les domaines des sciences et de l'ingénierie. Elle permet de comprendre et de modéliser le fonctionnement des systèmes réels. Aujourd'hui une large gamme d'outils numériques est disponible. Elle repose sur la mise en œuvre des modèles théoriques utilisant différents outils mathématiques dont la technique des éléments finis. La simulation numérique permet d'étudier le fonctionnement et les propriétés d'un système modélisé ainsi qu'à en prédire son évolution.

Il est très intéressant d'avoir un environnement de simulation qui inclut la possibilité d'ajouter différents phénomènes physiques au modèle étudié. C'est dans cette philosophie que Comsol Multiphysics a été développé. C'est un logiciel de calcul numérique par éléments finis modulaire permettant de modéliser une grande variété de phénomènes physiques caractérisant un problème réel. Il sera également un outil de conception grâce à son aptitude à gérer les géométries 3D complexes.

Différents modules physiques existent sous Comsol, parmi lesquels on trouve la mécanique des fluides, le transfert thermique, l'électricité, l'électromagnétisme, la chimie, la mécanique des structures... Il est possible de combiner plusieurs phénomènes physiques lors d'une même simulation numérique : c'est un des points forts de ce logiciel.

III.2.1 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics

Le processus de modélisation et de simulation numérique sous Comsol Multiphysics implique plusieurs étapes comme :

- La définition globale des paramètres et des variables liées au modèle.
- La définition de sa géométrie.
- La prise en compte des différents phénomènes physiques qui peuvent exister dans le problème considère.
- La résolution du problème à l'aide d'un des différents solveurs.
- La visualisation des résultants.

Lors du lancement de COMSOL, l'assistant Modèle (Model Wizard) permet de définir toutes les étapes de la modélisation brièvement évoquées ci-dessus. Ces étapes sont les suivantes :

- Exécutez l'Assistant Modèle ce qui implique de choisir le système de coordonnées pour le modèle, la physique pertinente au problème, et le type d'études que l'on souhaite effectuer (stationnaire ou en fonction du temps).
- Définir les paramètres, les équations et les variables pertinentes pour le modèle (dans le répertoire Définitions Globales).
- Définir la géométrie du modèle (Geometry).
- Sélectionnez le ou les matériaux adéquats du modèle dans le répertoire (Matériaux).
- Choisir les conditions initiales et aux limites de votre modèle pour chaque physique utilisée.
- Choisir la taille des éléments à utiliser pour le maillage ainsi que les différents types de maillage qui existent.
- Régler les paramètres du solveur et lancer les calculs dans le répertoire études (Study).
- Afficher les résultats souhaites de la manière la plus significative dans le répertoire résultat (Result).

Le processus de modélisation et de simulation numérique sous Comsol Multiphysics implique plusieurs étapes comme le diagramme suivant (voire figure III.2).

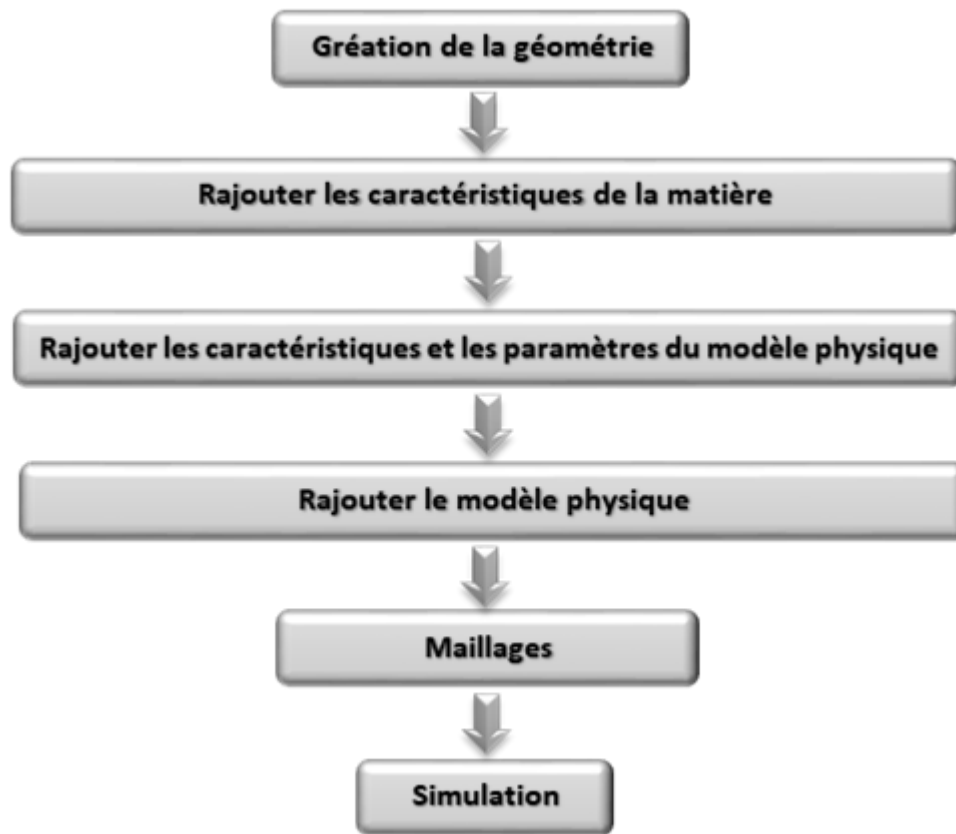


Fig.III.2 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL-Multiphysics.

✚ Lors de l'ouverture de Logiciel de programmation COMSOL, Nous cliquons sur New Model Wizard (1). Après cela, il nous apparaît Select Space Dimension, Nous cliquons sur 3D (2).

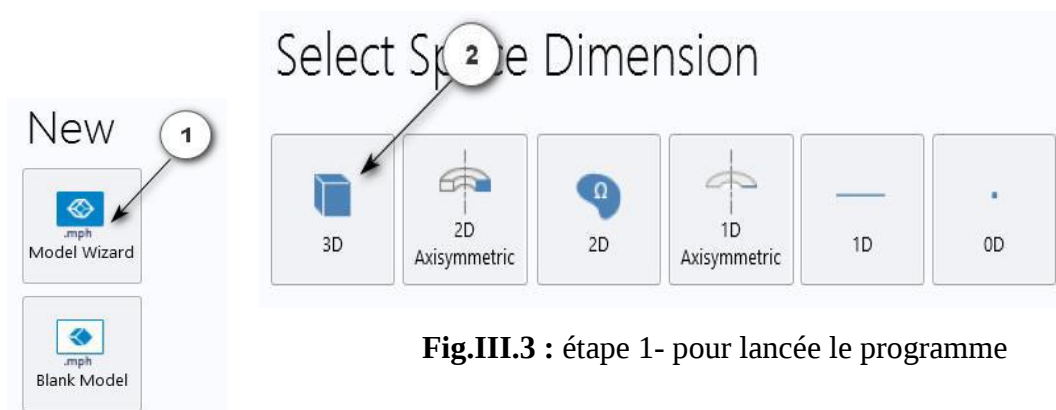


Fig.III.3 : étape 1- pour lancée le programme

Puis une page apparaît Select Physics. Nous cliquons sur Heat transfer in fluids (ht) et free porous matrix. Ensuite, nous cliquons sur Study..Après, on se trouve cette fenêtre suivante (voir la fig.III.4) on choisit le type d'étude, on sélectionne sur stationary et time dependent.

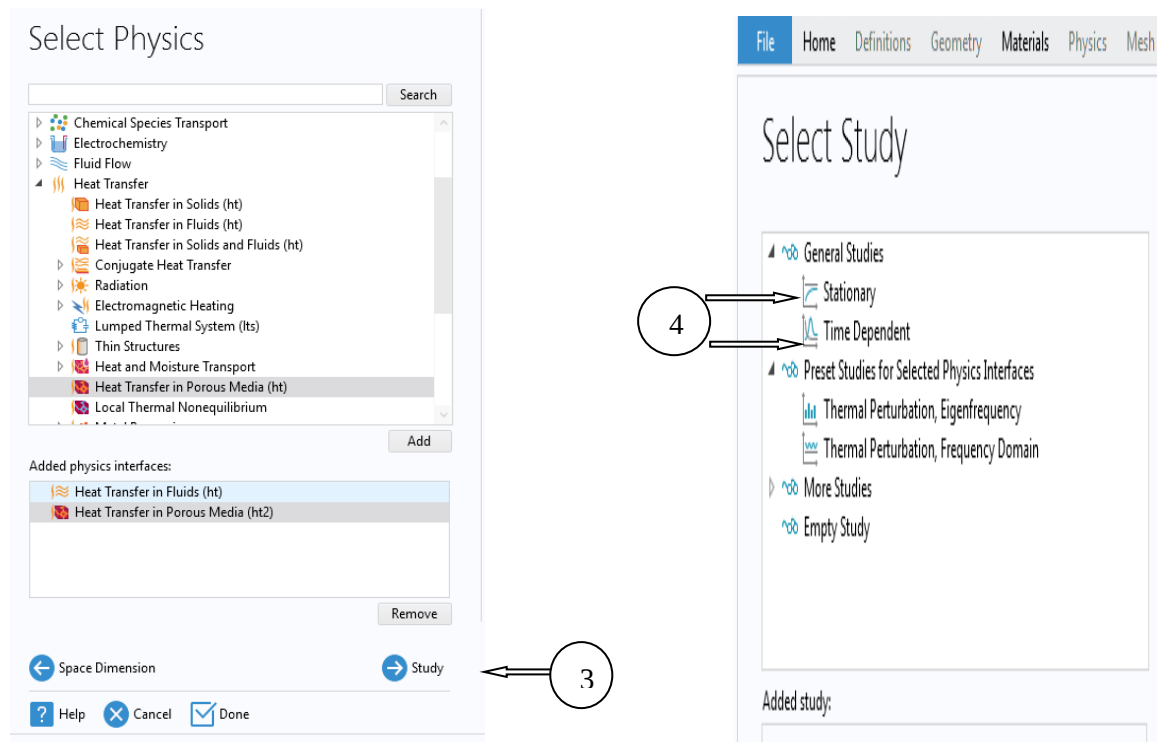
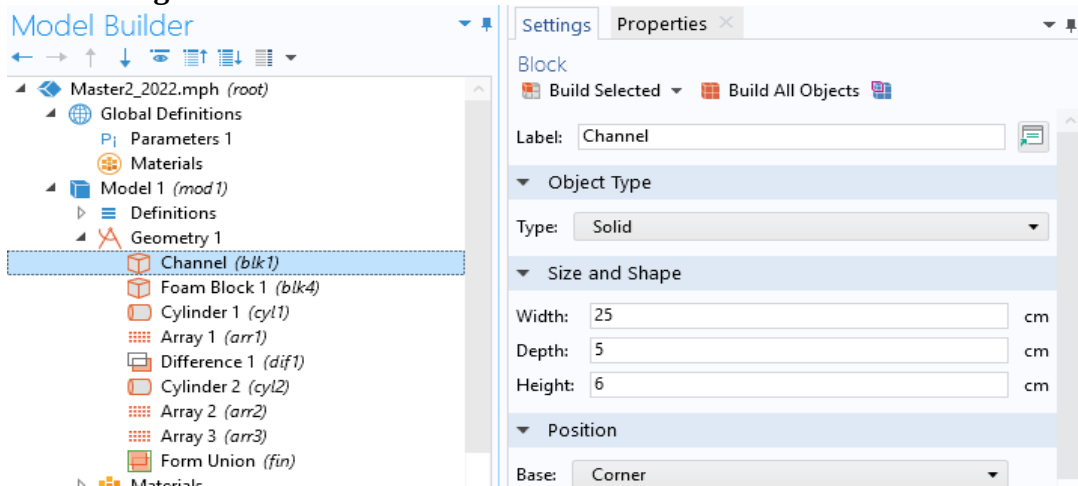


Fig.III.4 : Menu de sélection le type de notre étude.

III.2.2 Géométrie de la structure

Le programme contient des fonctions de création assez complètes (éléments élémentaires tels que domaines, cylindres, blocs, etc.) et d'édition d'ingénierie (opérations logiques). Les opérations effectuées sont organisées dans une arborescence visible dans l'une des fenêtres du programme. Le programme fournit également des fonctionnalités avancées avec un module d'importation d'ingénierie qui permet de travailler avec des géométries existantes conçues dans d'autres programmes de conception.

Création de la géométrie



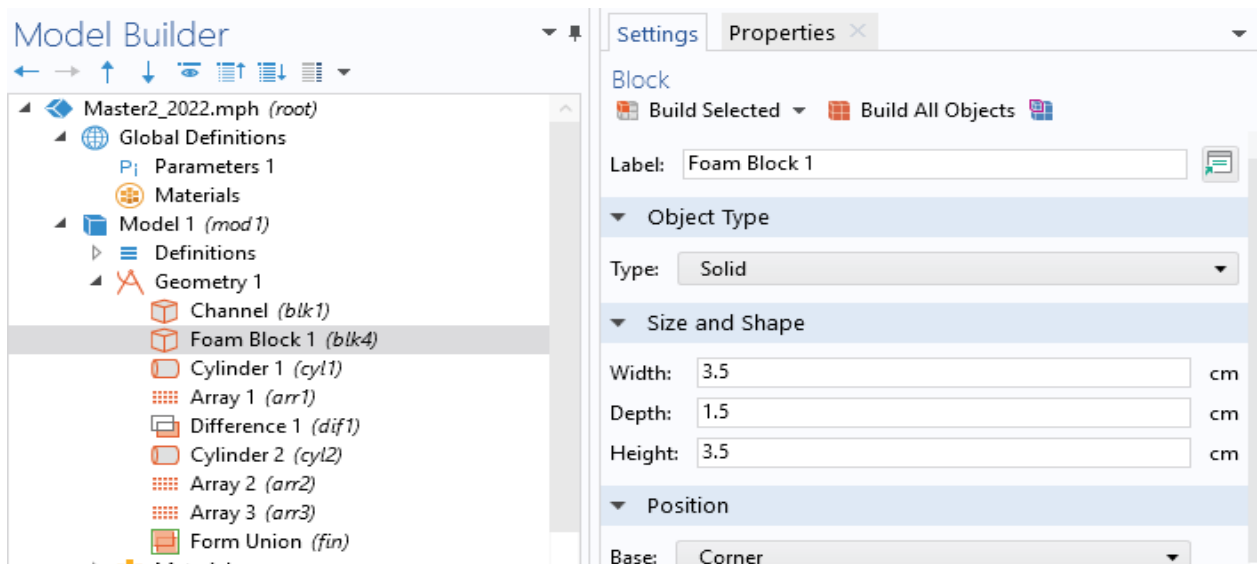


Fig.III.5 : Exemple de la création de la géométrie du modèle.

III.2.3 modèle physique

III.2.3.1 Définition du matériau

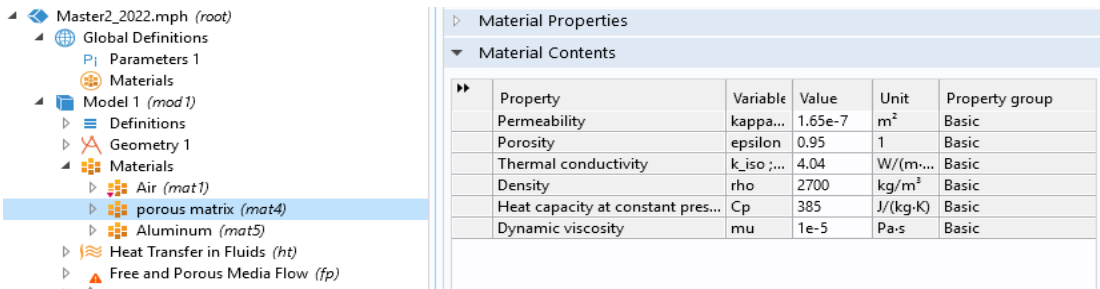
Les matériaux utilisés sont spécifiés pour chaque volume. On utilise une bibliothèque qui permet de définir simplement toutes les constantes physiques d'une substance. Ici, nous choisirons l'aluminium, milieux poreux et l'air.

Caractéristique de l'aluminium

Property	Variable	Value	Unit	Property group
Heat capacity at constant pres...	Cp	900[J/(k...	J/(kg·K)	Basic
Thermal conductivity	k_iso ; ...	238[W/(...	W/(m·...	Basic
Density	rho	2700[kg...	kg/m³	Basic
Relative permeability	mur_i...	1	1	Basic
Electrical conductivity	sigma...	3.774e7[...	S/m	Basic
Relative permittivity	epsilo...	1	1	Basic
Coefficient of thermal expansi...	alpha_...	23e-6[1/...	1/K	Basic
Young's modulus	E	70e9[Pa]	Pa	Young's modulus ;
Poisson's ratio	nu	0.33	1	Young's modulus ;
Murnaghan third-order elastic...	l	-2.5e11[...	N/m²	Murnaghan
Murnaghan third-order elastic...	m	-3.3e11[...	N/m²	Murnaghan

Tab.III.1 : Les caractéristiques de l'aluminium

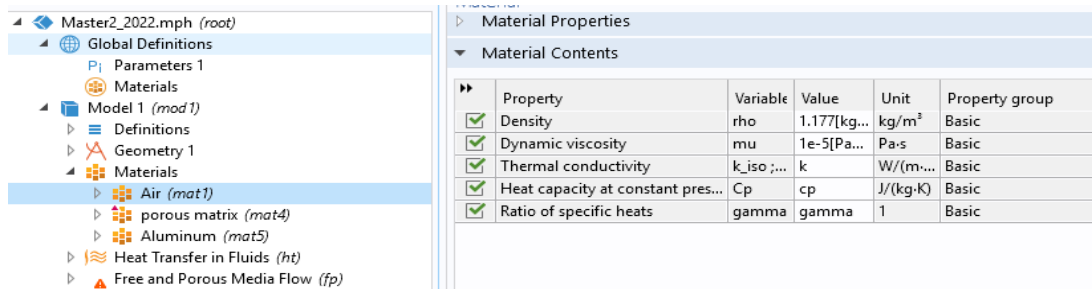
Caractéristique du milieu poreux



Property	Variable	Value	Unit	Property group
Permeability	kappa...	1.65e-7	m ²	Basic
Porosity	epsilon	0.95	1	Basic
Thermal conductivity	k_iso ;...	4.04	W/(m....	Basic
Density	rho	2700	kg/m ³	Basic
Heat capacity at constant pres...	Cp	385	J/(kg·K)	Basic
Dynamic viscosity	mu	1e-5	Pa·s	Basic

Tab.III.2 : Les caractéristiques du milieu poreux.

Caractéristique de l'air



Property	Variable	Value	Unit	Property group
Density	rho	1.177[kg...	kg/m ³	Basic
Dynamic viscosity	mu	1e-5[Pa...	Pa·s	Basic
Thermal conductivity	k_iso ;...	k	W/(m....	Basic
Heat capacity at constant pres...	Cp	cp	J/(kg·K)	Basic
Ratio of specific heats	gamma	gamma	1	Basic

Tab.III.3: Les caractéristiques de l'air

III.2.3.2 Définition des conditions aux limites

Cette étape importante permet de rendre compte facilement des valeurs connues de variables système spécifiques à des emplacements spécifiques. Par exemple l'imposition de variables dépendantes (comme le déplacement dans un état structural) ou de type naturel (force qui s'applique dans un état structural), le programme gère également les conditions de symétrie s'il en existe.

En général, des contraintes aux limites sont imposées sur les surfaces de la structure étudiée. Nous avons deux modèles physiques (heat transfer in fluidset freeporous media flow). On passé au heat transfer in fluids. On clique droit nous ajoutons les conditions aux limites de l'entrée et la sortie de fluide de refroidissement (air).et la source de chaleur, Les figures III.6.7.8 représentent le menu de sélection sur la géométrie de dissipateur.

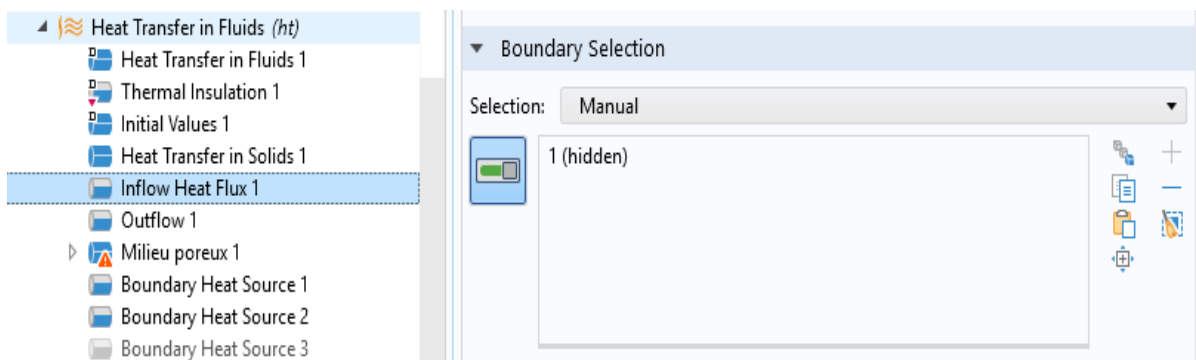


Fig.III.6 : Menu de sélection les conditions aux limites, l'entrée d'air (inflow)

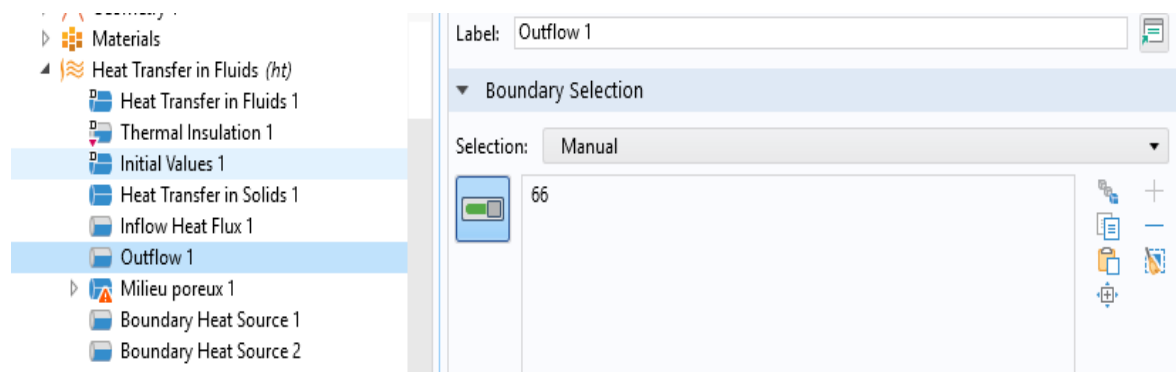


Fig.III.7 :Menu de sélection les conditions aux limites, sorties de l'air (outflow)

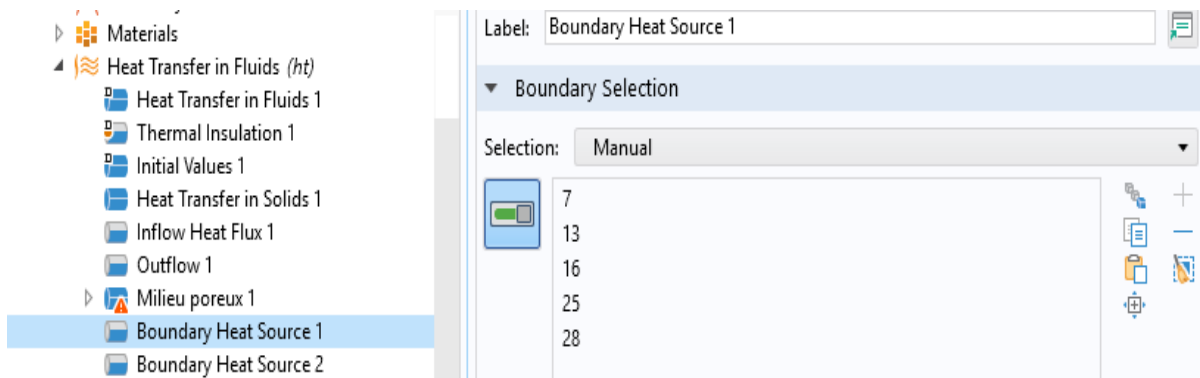


Fig.III.8 : Menu de sélection les conditions aux limites, heat source.

On passe au free and porous media flow. On clique droit nous ajoutons les conditions aux limites La figures III.9 représentent le menu de sélection sur la propriété de milieu poreux.

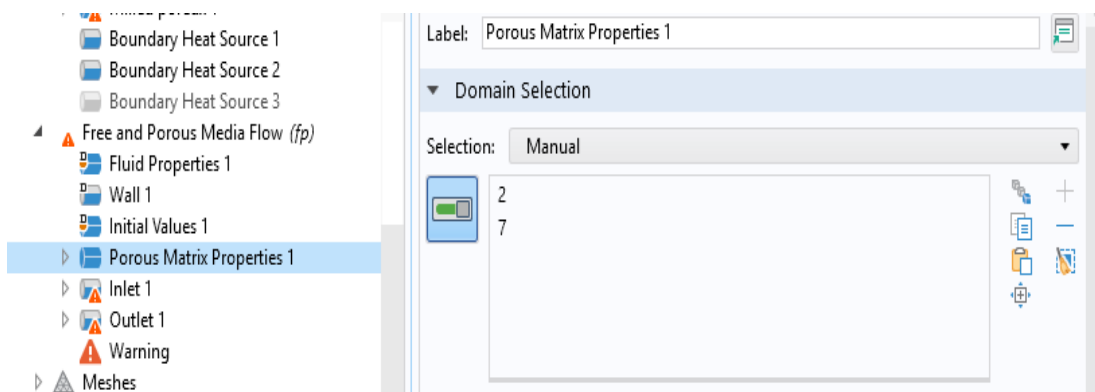


Fig.III.9 : Menu de sélection du matériau de milieu poreuse.

III.3Description du problème

Il s'agit de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant une plaque électronique muni d'un dissipateur à ailettes cylindriques en mousse d'aluminium. Nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air au sein

du canal et à travers la plaque électronique et le dissipateur (figure III.10). L'objectif de cette étude, d'une part c'est de déterminer sous les conditions d'un flux imposé dissipé par la carte électronique, et une vitesse de l'air connue à l'entrée du canal, le comportement thermo-hydraulique de notre système, et savoir la valeur de la température de la carte électronique. D'autre part, c'est discuté les effets de l'augmentation du flux thermiques dissipé parla carte, et l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée sur la phénoménologie entière du système.

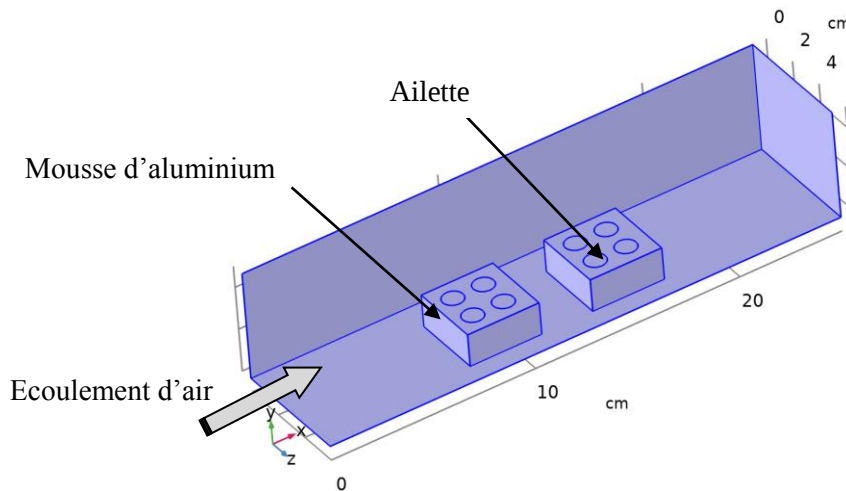


Fig.III.10 : Schéma du système de refroidissement simulé.

III.3.1 Les dimensions du système simulé :

- Longueur du canal = 25 cm,
- Hauteur du canal = 4 cm,
- Largeur du canal = 6 cm,
- Epaisseur d'ailette = 3mm,
- Base du dissipateur en mousse = 12 x 12 x 7mm,
- Rayon de l'ailette cylindrique en mousse d'aluminium = 1.5 mm,
- Longueur de l'ailette cylindrique d'aluminium = 7mm,
- Nombre d'ailettes en aluminium = 8.

III.3.2Hypothèses simplificatrices

Pour une formulation simple du modèle mathématique, nous allons considérer les hypothèses simplificatrices suivantes :

- On considère que le milieu poreux est isotrope et homogène.
- Le fluide qui s'écoule (l'air) est Newtonien, visqueux et incompressible.
- L'écoulement qui s'écoule dans le canal est laminaire.
- La dispersion thermique des températures et chaleur est négligeable.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- Les interactions entre les transferts de chaleur et de masse connues sous le nom d'effets Soret et Dufour respectivement sont négligeables.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide (autres que la masse volumique) sont constantes et sont évaluées à la température et à la concentration de référence. Cependant la densité du fluide dans le terme de la force de gravite varie linéairement avec la température et la concentration et elle est donnée par l'approximation de Boussinesq.

III.3.3 Formulation du problème

En tenant compte de toutes les hypothèses considérées ; le système d'équations locales différentielles aux dérivées partielles de conservation de continuité, du mouvement de fluide décrivant ce problème dans la zone poreuse est donné par :

a)- L'équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.1})$$

b)- L'équation de la quantité de mouvement suivant x :

$$\rho f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (uw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\mu}{k} u - C_f \frac{\rho f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} u + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{III.2})$$

c)-L'équation de la quantité de mouvement suivant y :

$$\rho f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (vu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (vv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (vw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} - \frac{\mu}{k} v - C_f \frac{\rho f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} v + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho_f g [\beta_t (T - T_1) + \beta_c (C - C_0)] \quad (\text{III.3})$$

d)-L'équation de la quantité de mouvement suivant z :

$$\rho f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (wu)}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (wv)}{\partial y} + \frac{1}{\varphi^2} \frac{\partial (ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\mu}{k} w - C_f \frac{\rho f \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}{\sqrt{k}} w + \frac{\mu}{\varphi} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \rho_f g [\beta_t (T - T_1) + \beta_c (C - C_0)] \quad (\text{III.4})$$

e)-L'équation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (uT)}{\partial x} + \frac{\partial (vT)}{\partial y} + \frac{\partial (wT)}{\partial z} = \lambda \alpha \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (\text{III.5})$$

III.3.4 Les conditions initiales aux limites

Les équations différentielles de la modélisation sont résolues avec les conditions initiales et aux limites suivantes :

▪ La condition initiale :

$$\text{➤ } t = 0 ; \quad u = v = w = 0, T = T_0, P = P_0 \quad (\text{III.6})$$

➤ En amont du canal : (vitesse imposée)

$$\begin{cases} x = 0, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H \\ u = u_0, v = w = 0, T = T_0, P = P_0 \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

➤ **En aval du canal : (pression imposée)**

$$x = L, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H, P = P_0 \quad (\text{III.8})$$

➤ **Aux bords du canal : (adhérence à la paroi et isolation thermique)**

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.9})$$

➤ **A la surface du composant électronique : (flux thermique imposé)**

$$q_{source} = 4 \times 10^4 \text{ [W]}$$

➤ **L'échange de chaleur en solide et fluide :**

- **En solide** : ailette et mousse en aluminium

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (\text{III.10})$$

$$q = -\lambda \nabla T \quad (\text{III.11})$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du matériau.

ρ : Masse volumique.

C_p : Capacité thermique à pression constante.

- **En fluide** : le domaine de l'air

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + \lambda] + F \quad (\text{III.12})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.13})$$

Condition à l'interface :

- **Isolation** :

- Toutes les frontières sont isolées ($-n \cdot q = 0$).

- **Valeur initial** :

- La température de toutes domaines est $T = T_0 = 293.15 \text{ [K]}$.

- La vitesse d'entrée d'air dans le volume de contrôle est variable $U_0 = V = 0.5$ à 4 [m/s] .

III.3.5 Maillage

Dans cette étude, nous avons choisi pour notre modèle de simulation sous COMSOL Multiphysics, un maillage à élément triangulaire simple de type normal avec 61783 éléments (voir la figure III.11). Le choix de cette maillage nécessite un temps de calcul réduit représente une solution optimale.

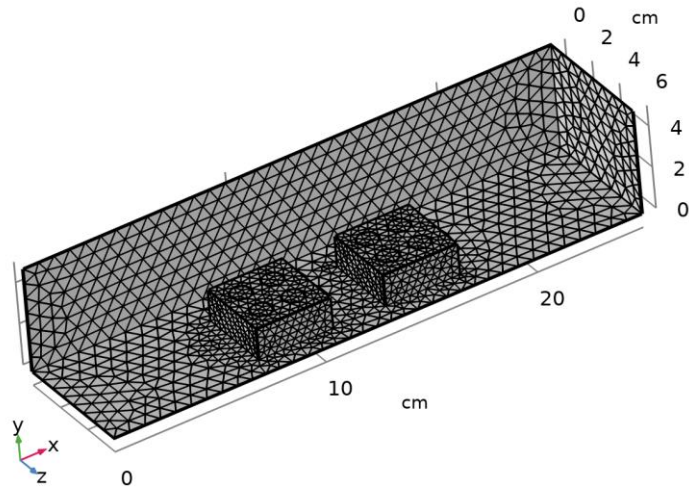


Fig.III.11 : Schéma du Maillagechoisie par Comsol.

III.4 Conclusion :

Dans ce chapitre, une présentation du programme Comsol Multiphysics. Il a également été montré dans cette étude, les étapes de simulation par logiciel de programmation Comsol-Multiphysics, du début de la simulation jusqu'à la présentation des résultats. Dans le chapitre qui suite nous avons représentons les résultats obtenus par cette simulation.

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous exposons les résultats de simulation en 3D transitoire de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant deux dissipateurs en mousse rectangulaires avec ailette cylindrique (mousse en matériau poreuse avec des clous en aluminium). Ces dissipateurs sont chauffés du dessous par des sources thermiques à flux imposé ($q_{source} = 500, 2000$ et 4000 W/m^2). Nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air pour refroidir les sources thermiques à travers les dissipateurs thermiques avec une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 0.5, 2$ et 4 m/s . Le but est de déterminer sous les conditions d'un flux thermique et d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal imposés, la distribution spatiotemporelle de la température, la vitesse d'écoulement, la variation de la résistance thermique de dissipateur, et le coefficient de convection thermique au sein du système.

IV.2 Effet de la vitesse d'écoulement d'air sur les performances thermique de dissipateur

La figure (IV.1) montre l'évolution de la température au sein du canal pour différentes vitesses d'écoulement d'air de $u_0 = 0.5, 2$ et 4 m/s , avec un flux constant dissipée par la source thermique après une période du temps de $t = 1800 \text{ s}$. On remarque dans cette figure, la température le long du canal varie selon des régions différentes. On observe une baisse température dans le début de canal jusqu'à la longueur $l = 7 \text{ cm}$, tandis que les niveaux des températures présentent une hausse remarquable à partir du premier dissipateur et plus hausse au niveau de deuxième dissipateur. L'effet de la convection de l'air (l'élévation de vitesse) de l'amont vers l'aval du canal est remarquable. La température au niveau de la source thermique est la plus élevée, elle prend la valeur maximum affectée par le flux thermique dissipé.

L'augmentation de la vitesse de l'air permet aux mousses de dissiper une grande quantité de chaleur dissipée par la source thermique (figure IV-2) par un phénomène de convection forcée mixte ; en conduction à travers les clous d'aluminium, et en convection forcée à travers la mousse (milieux poreux).

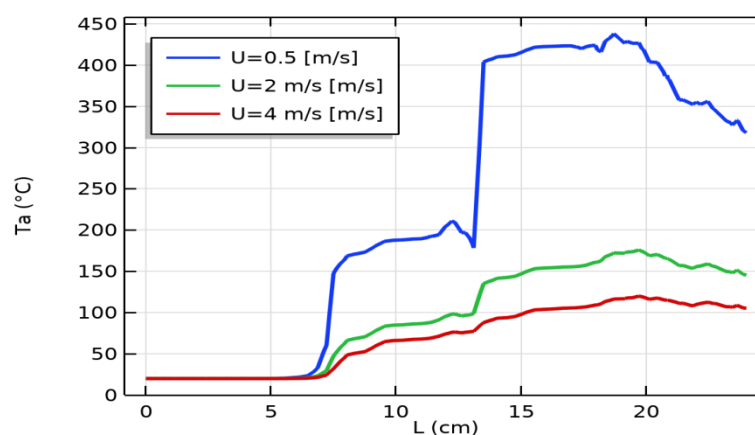


Fig.IV.1 : Evolution de la température d'écoulement d'air le long du canal pour différentes vitesses (0,5 2 et 4 m/s), après une période de 1800s.

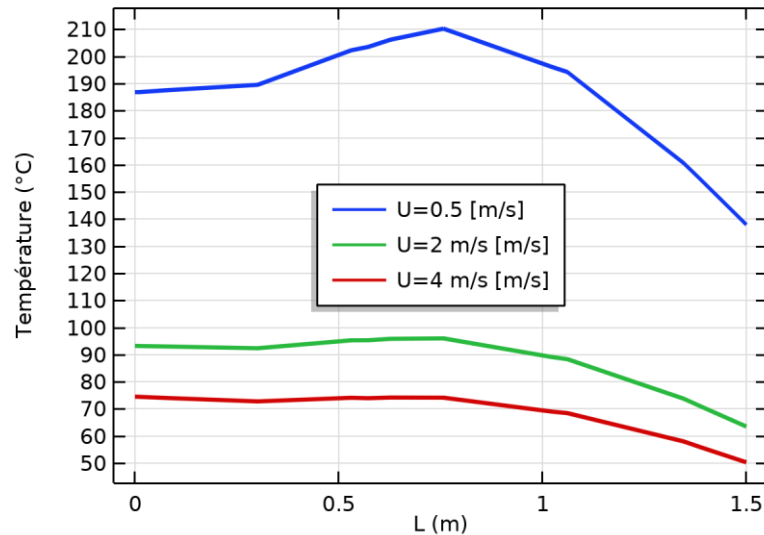


Fig.IV.2 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes vitesses d'écoulement (0.5, 2 et 4 m/s), après une période de 1800s.

La figure IV.2 présente l'évolution de la température à travers le dissipateur pour différentes vitesses d'écoulement d'air après une période du temps égale à 1800s. On remarque dans cette figure, la température augmente progressivement par la diminution de la vitesse d'écoulement d'air telle que, les températures maximales obtenues par les trois vitesses d'écoulement (0,5, 2 et 4 m/s), sont respectivement égaux 210°C, 98°C et 75°C. On peut dire que la forte vitesse de l'air favorise le phénomène de convection, ce qui joue un rôle important dans le refroidissement de la carte électronique, tandis que la vitesse faible de l'air favorise le phénomène de conduction.

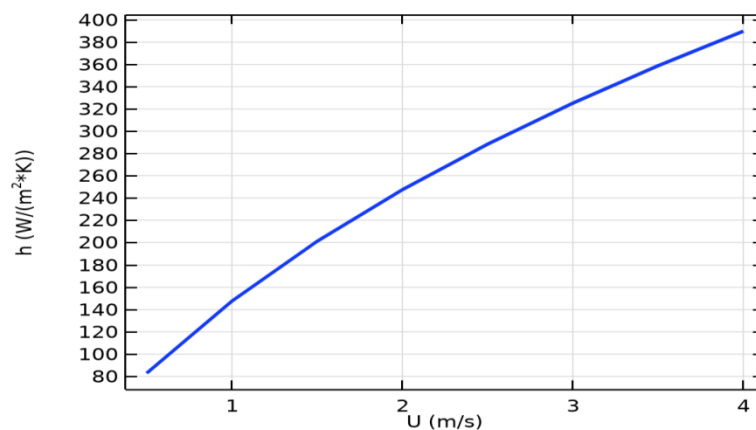


Fig.IV.3 : Variation de coefficient de convection thermique de dissipateur à mousse en fonction de la vitesse d'écoulement, après une période de 1800s.

D'après la Fig.IV.3, on remarque que le coefficient de convection thermique de dissipateur à mousse avec une relation directement proportionnelle à la vitesse d'écoulement d'air. D'après cette figure, on constate que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air à l'entrée de canal, cela est expliqué par l'augmentation de la conductivité thermique de matériau de mousse et d'ailette.

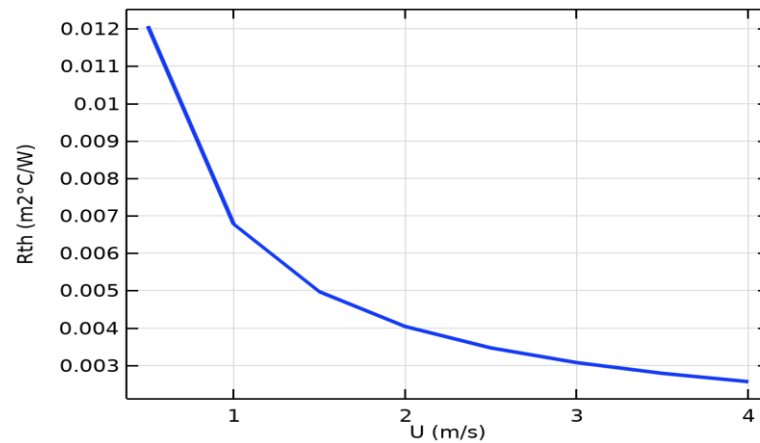


Fig.IV.4 : Variation de la résistance thermique de dissipateur à mousse en fonction de la vitesse d'écoulement, après une période de 1800s.

La variation de la résistance thermique de dissipateur à mousse en fonction de la vitesse d'écoulement d'air, après une période du temps égale à 1800s est illustrée par la figure IV.4. Cette figure montre que la résistance thermique de dissipateur elle diminue progressivement avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air. Pour une vitesse d'écoulement d'air est inférieure à 2 m/s, la résistance de dissipateur vas diminuée rapide et prend des valeurs comprises de [0,012 à 0,004 m²/W]. Cette résistance légèrement diminuée à une vitesse d'écoulement supérieur à 2 m/s. ainsi que l'influence de la vitesse d'écoulement aide à maintenir le dissipateur.

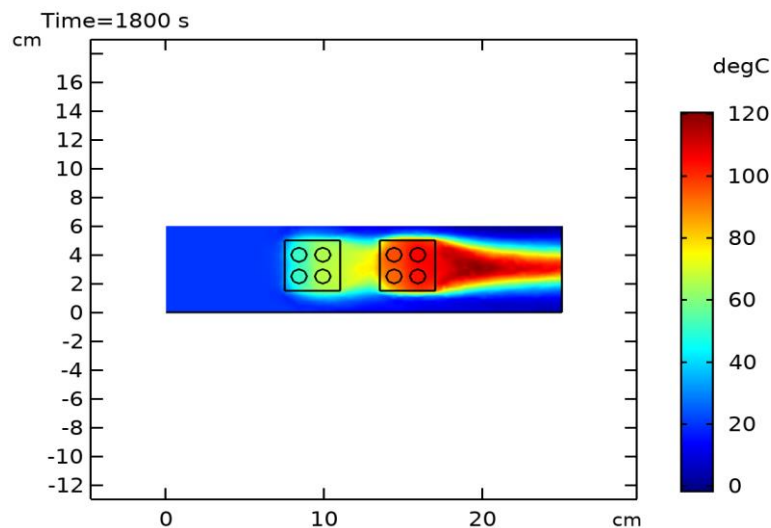


Fig.IV.5 : le profil de la température en 2D à travers le canal, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 (m/s), pour une période de 1800s.

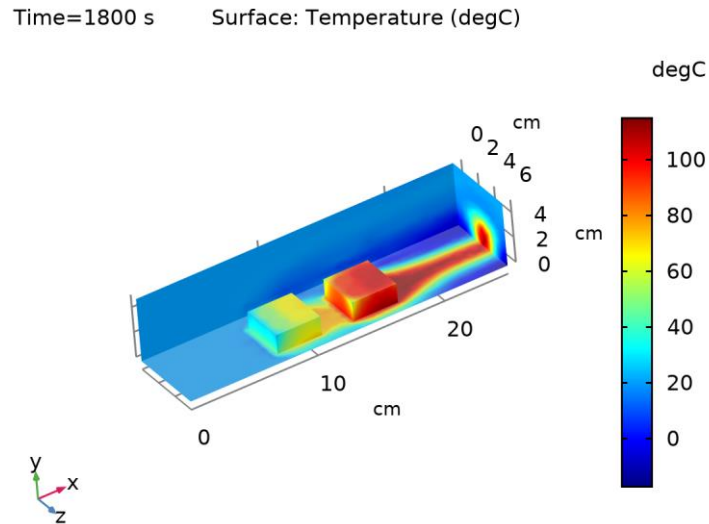


Fig.IV.6 : Profil de température en 3D à travers le canal, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 (m/s), pour une période de 1800s.

La distribution de la température en 2D et 3D à travers le dissipateur en mousse pour une vitesse d'écoulement d'air ($u_0=4$ m/s) pour une période de 1800s, sont représentées sur les deux figures IV.5 & IV.6. D'après ces figures on constate que la direction vitesse d'écoulement d'air influence sur la distribution de la température de l'entrée jusqu'à la sortie du canal. On observe spécifiquement qu'il y a des faibles températures à proximité des parois du canal sous l'effet de l'air à l'entrée, contrairement à celle au niveau des dissipateurs (milieu du canal) elles ont des grandes valeurs, ceci est une conséquence de la chaleur dégagée lors de la source thermique par la carte électronique. On remarque que la valeur de température au niveau de la deuxième dissipateur plus élevée que le premier parce qu'il y a un flux de chaleur chauffée à la sortie de premier dissipateur.

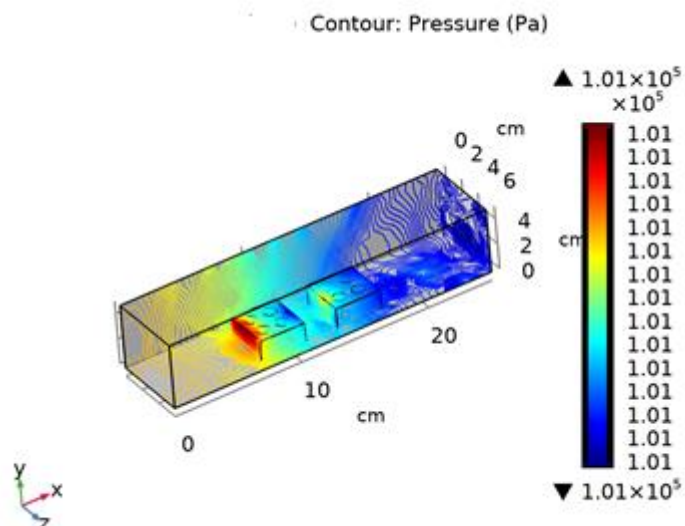


Fig.IV.7 : Le contour de la pression le long de dissipateur en mousse, pour une vitesse d'écoulement d'air 4 m/s et d'une période de 1800s.

La figure IV.7 montre le contour de la pression en surface le long de dissipateur pour une vitesse d'écoulement d'air de 4 m/s pour une période de 1800s. On observe qu'il y a une différence entre la distribution de pression pour chaque région (soit la partie mousse ou ailette). On note que la pression dans la région en mousse prend des valeurs maximale par-rapport la région du canal et l'ailette solide, ainsi que cette valeur est augmentée progressivement par la diminution de la vitesse d'écoulement, cela est expliqué par la porosité du matériau, parce que la porosité du métal est très faible par-rapport à la porosité du fluide.

IV.3 Effet de flux de chaleur dissipé sur les performances thermique de dissipateur

La figure IV.8 montre l'effet de l'augmentation du flux thermique dissipé par les sources thermiques $q_{\text{source}} = 500, 2000$ et 4000 W/m^2 sur la température d'écoulement d'air au sein du canal pour une vitesse à l'entrée fixe. On note que la température d'écoulement démarrer l'augmentation généralement au niveau de sources de chaleur et quand on augmente des valeurs de flux thermiques de la source en résulte une augmentation de température d'écoulement, on observe sous l'effet de l'air à l'entrée, contrairement au celles au niveau des sources thermiques qui sont très élevées. Ceci est une conséquence directe des flux thermiques dissipés par les sources thermiques. A proximité des sources thermiques ainsi qu'en aval du canal, on remarque que la température se dégrade graduellement, à cause du fait de la convection de l'air. Ce qui a un effet direct remarquable sur le refroidissement des sources thermiques.

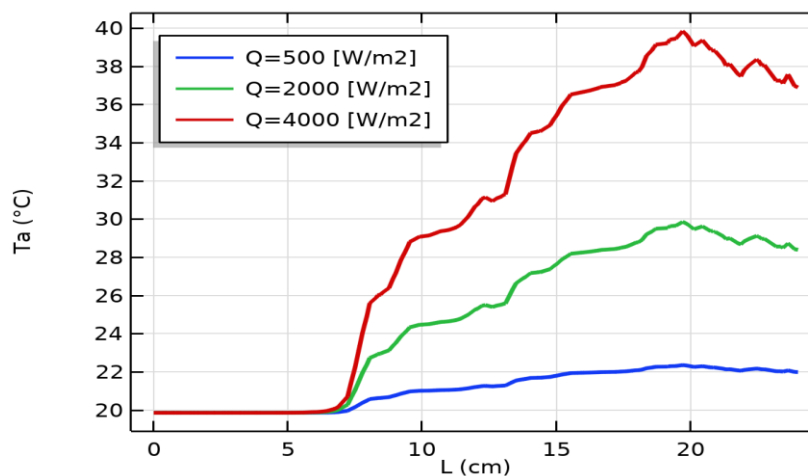


Fig.IV.8 : Evolution de la température d'écoulement d'air à travers le canal, pour différentes valeur de flux de chaleur dissipé (500, 2000 et 4000 W/m^2).

L'évolution de la température de dissipateur en mousse en fonction de flux de chaleur dissipé, pour différentes source de chaleur $q_{\text{source}} = (500, 2000 \text{ et } 4000 \text{ W/m}^2)$ est présenté à la figure IV.9. D'après cette figure on constate que l'augmentation de flux de chaleur dissipé sa donne une élévation de la température de dissipateur le long du canal. Mais à l'aide de système de refroidissement, on observée une diminution légère de la température au niveau de l'extrémité supérieur de dissipateur si le flux de chaleur faible ou moyen mais à la contraire il y'a une chute de température à l'extrémité de mousse si le flux plus élevé.

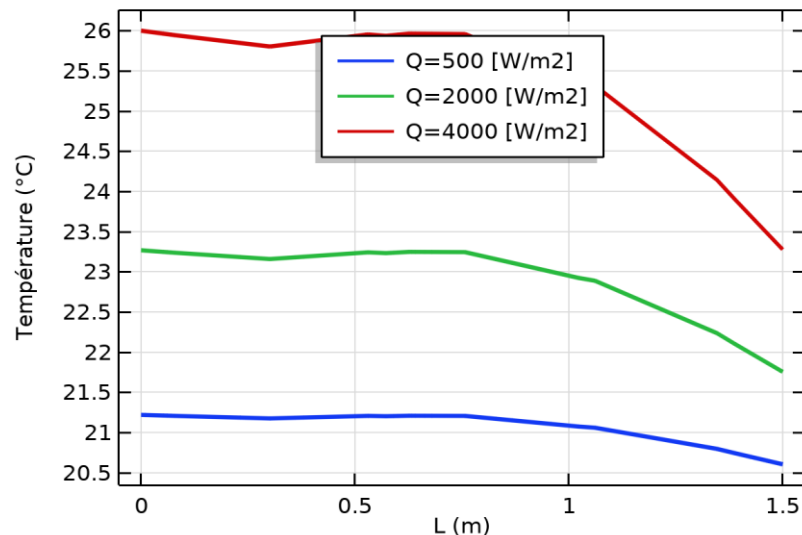


Fig.IV.9 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes valeurs de flux de chaleur dissipé (500, 2000 et 4000 W/m²).

IV.4 Effet de la porosité de la mousse sur les performances thermique de dissipateur

L'évolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes porosités de la mousse est illustrée à la figure IV.10. D'après cette figure on constate que la température à travers le dissipateur va diminuer dans toutes les valeurs de porosité mais il y a une différence entre les trois cas on conclue sur les points suivantes.

- 1- La variation de la hauteur de dissipateur se donne une diminution de température visuelle surtout après la valeur $L = 0,8$ cm
- 2- Dans le cas de porosité de mousse égale 95%. On remarque une chute de température et cela est causé par la surface de contact, la perméabilité et le diamètre de pores.
- 3- La porosité est influencée directement sur la performance thermique de dissipateur.

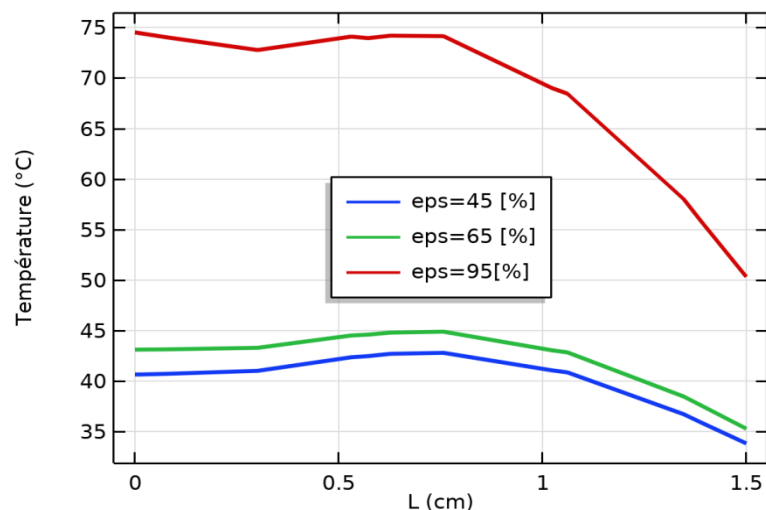


Fig.IV.10 : Evolution de la température de dissipateur à mousse, pour différentes valeurs de porosité (45%, 65% et 95%).

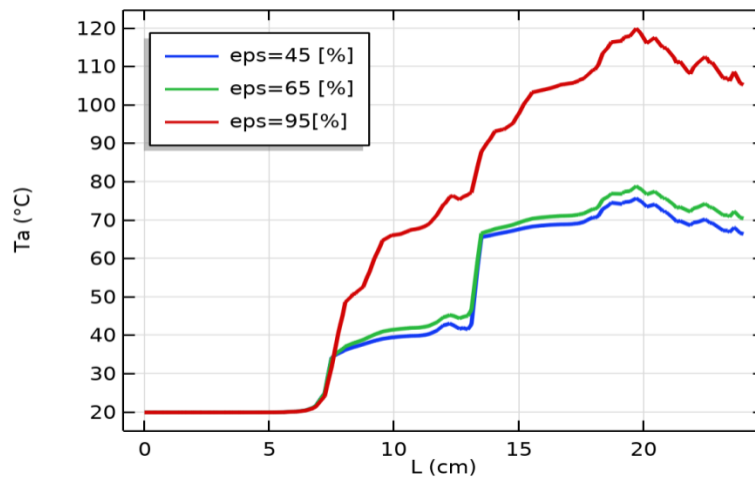


Fig.IV.11 : Evolution de la température d'écoulement d'air à travers le canal, pour différentes valeurs de porosité (45%, 65% et 95%).

La figure IV-11 montre l'effet de la porosité sur la température d'écoulement d'air au sein du canal pour une vitesse à l'entrée fixe, dans une période de 1800s. On note que la température d'écoulement démarre l'augmentation généralement au niveau de dissipateur en mousse, et quand on augmente les valeurs de la porosité en résulte une augmentation de la température d'écoulement sur tous si la porosité égale à 95%. Alors, on peut dire que la porosité est un facteur plus essentiel pour le transfert de chaleur.

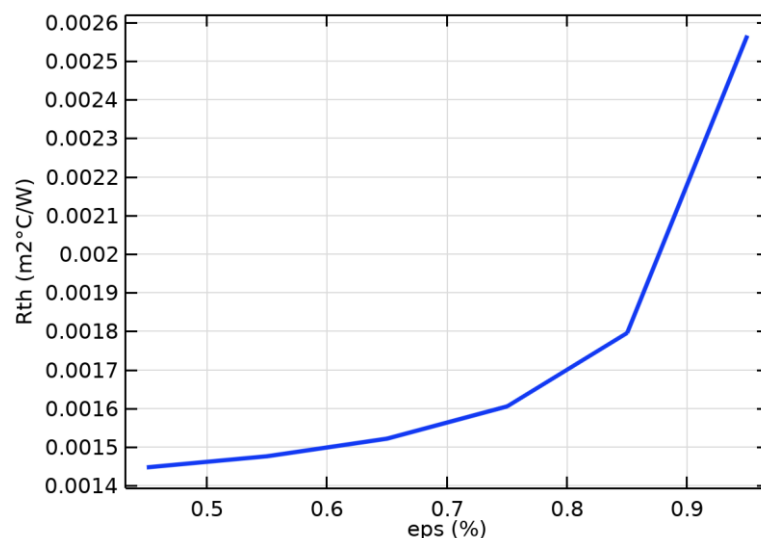


Fig.IV.12 : Variation de la résistance thermique de dissipateur à mousse en fonction de la porosité, après une période de 1800s.

La figure IV.12 montre la variation de la résistance thermique de dissipateur en fonction de la porosité de la mousse dans une période du temps égale à 1800s. On remarque sur cette que la résistance thermique elle augmenté progressivement avec l'augmentation de la porosité. Pour une valeur de la porosité est inférieure à 0,7 % la résistance de dissipateur en mousse prend des valeurs comprises de [0,00145 et 0,00155], l'augmentation est progressivement faible, mais on remarque une augmentation modérée dans l'intervalle entre les valeurs de 0,7 et 0,85%, par contre il y a une augmentation très rapide si la porosité supérieur à 0,85%. Cette

phénoménologie est remarquable pour toutes les valeurs de la porosité de mousse. On peut dire que la porosité de la mousse est influencée directement sur la résistance thermique de dissipateur et permet d'améliorer l'efficacité de dissipateur.

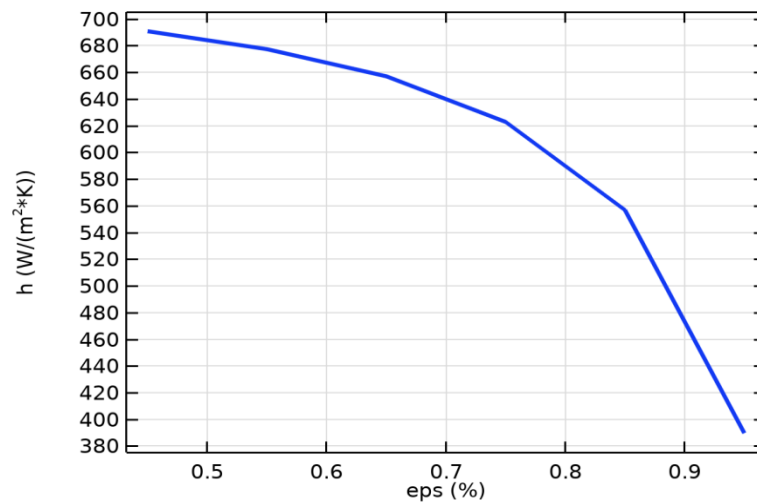


Fig.IV.13 : Variation de coefficient de convection thermique de dissipateur à mousse en fonction de la porosité, après une période de 1800s.

D'après la Fig.IV.13, on remarque que le coefficient de transfert de chaleur est diminué avec l'augmentation de la porosité avec vitesse d'écoulement d'air constant à l'entrée de canal égale à 4 m/s, pour toutes les valeurs de la porosité de la mousse. Cette phénoménologie est clairement remarquable pour la plus grande valeur de la porosité. Alors, cela est expliqué par l'augmentation de la conductivité thermique de milieu poreux.

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous présentons et discutons les résultats de la simulation du dissipateur thermique en mousse d'aluminium. Ces simulations ont été réalisées avec différents paramètres :

- Variation de la vitesse d'écoulement d'air.
- variation de flux de chaleur.
- variation du coefficient de transfert de chaleur.
- Porosité de la mousse.
- variation de la résistance thermique dissipée.

Les résultats obtenus montrent que les performances du dissipateur thermique sont affectées par de nombreux facteurs, notamment : la porosité de la mousse, tels que : l'augmentation de ce paramètre peuvent être améliorées l'efficacité de dissipateur.

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire est l'étude thermo-hydraulique d'un dissipateur thermique en mousse d'aluminium (milieu poreux) avec des ailettes cylindriques, appliquée pour le refroidissement dans le domaine de l'électronique de puissance.

Dans cette étude numérique, une simulation CFD en 3D par le logiciel software Comsol-Multiphysics a été présentée. Un modèle de dissipateur thermique en mousse d'aluminium avec des ailettes a été dessiné. Nous avons utilisé le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkman de l'écoulement de l'air au sein d'un milieu poreux. Les données de ce modèle numérique développé sont basées sur des données réelles tirées par les littératures. Le logiciel COMSOL 5.5 Multiphasiques est utilisé pour résoudre les équations et simuler numériquement le système étudié. Les effets de la vitesse de l'air, du flux thermique dissipé par la carte électronique ainsi que leur effet sur la phénoménologie du système ont été examinés. Ce modèle permet de déterminer la distribution de la température à travers le dissipateur de chaleur, et aussi permet d'évaluer l'effet de quelques paramètres de fonctionnement tels que :

- Variation de la vitesse d'écoulement d'air.
- variation de source de chaleur dissipée sur le dissipateur.
- Porosité de la mousse.

Sur les performances thermiques de dissipateur.

Les principaux résultats obtenus au cours de l'étude de ce mémoire peuvent être résumés dans les points suivants :

- Sous les conditions d'un flux de chaleur imposé constant et d'une vitesse d'écoulement d'air constante à l'entrée, on peut distinguer trois zones de température : la zone la plus haute est située au niveau du couple carte-composant électronique, la zone la plus basse est située en amont du canal, et celle de température moyenne est au niveau du dissipateur en mousse métallique, qui joue le rôle d'un absorbeur de calories dissipées par le composant.
- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation progressive du coefficient de transfert de chaleur au sein du dissipateur et peu diminuée la résistance thermique, donc la vitesse c'est un facteur très important sur la performance de dissipateur.

- Une augmentation de la vitesse d'écoulement contribue à une augmentation progressive du nombre de Nusselt, tandis qu'une augmentation de la valeur de porosité entraîne une diminution du nombre de Nusselt.
- La porosité de la mousse à travers le dissipateur, est un paramètre très important peut influencer directement sur le comportement thermique, accélérer le processus de refroidissement de dissipateur et favoriser le phénomène de transfert de chaleur par convection à la conduction.

Comme perspective de cet axe de recherche. On dira qu'il y a encore beaucoup de travail à faire pour comprendre le transfert de chaleur dans la mousse d'aluminium. Afin d'améliorer l'efficacité du dissipateur thermique dans la carte électronique. Nous mentionnons quelques points tels que :

- Changez le matériau et les dimensions de la mousse métallique. Changez le type de fluide, par exemple de l'eau spéciale pour le refroidissement.

Bibliographies

- [1] Deans J., Neale J., W. Dempster W., Lee C. K., The Use of Effectiveness Concepts to Calculate the Thermal Resistance of Parallel Plate Heat Sinks, *Heat Transfer Engineering*, 27(5), (2006), pp 56–67.
- [2] Shaeri M.R., Yaghoubi M., Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, (2009), pp 218–228.
- [3] Hung-Yi, Kuan-Ying Chen Ming-Hung Chiang << thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet >> *J.Energy conversion and Management* 50.(2009) .2738-2746.
- [4] Fangjun Hong, Ping Cheng, Three dimensional numerical analyses and optimization of offset strip-fin microchannel heat sinks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, (2009), pp 651–656.
- [5] Paisarn Naphon, Anusorn Sookkasem, Investigation on heat transfer characteristics of tapered cylinder pin fin heat sinks, *Energy Conversion and Management*, 48, (2007), pp 2671–2679.
- [6] Xiaoling Yu , Jianmei Feng, Quanke Feng, Qiuwang Wang, Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink, *Applied Thermal Engineering*, 25, (2005), pp 173–182
- [7] Dong-Kwon Kim, Jaehoon Jung, Sung Jin Kim, « Thermal optimization of platefin heat sinks with variable fin thickness », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, (2010), 5988–5995.
- [8] M. B. Dogruoz, M. Urdaneta, and A. Ortega, "Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5058-5071, 2005.
- [9] Y.-T. Yang and H.-S. Peng, "Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 4788-4796, 2008.
- [10] P. Naphon, S. Klangchart, and S. Wongwises, "Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 834-840, 2009.
- [11] E. Walsh and R. Grimes, "Low profile fan and heat sink thermal management solution for portable applications," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 1182-1190, 2007.
- [12] D. Wadsworth and I. Mudawar, "Cooling of a multichip electronic module by means of confined two-dimensional jets of dielectric liquid," 1990
- [13] S.-C. Tzeng, "Spatial thermal regulation of aluminum foam heat sink using a sintered porous conductive pipe," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 50, pp. 117-126, 2007.
- [14] M. K. Sung and I. Mudawar, "Single-phase and two-phase hybrid cooling schemes for high-heat-flux thermal management of defense electronics," *Journal of Electronic*

Packaging, vol. 131, 2009.

[15] D. Klein, G. Hetsroni, and A. Mosyak, "Heat transfer characteristics of water and APG surfactant solution in a micro-channel heat sink," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 31, pp. 393-415, 2005.

[16] T. Bello-Ochende and A. Bejan, "Maximal heat transfer density: Plates with multiple lengths in forced convection," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 1181-1186, 2004.

[17] A. Husain and K.-Y. Kim, "Thermal optimization of a microchannel heat sink with trapezoidal cross section," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 131, 2009.

[18] S. Lalot, P. Florent, S. Lang, and A. Bergles, "Flow maldistribution in heat exchangers," *Applied thermal engineering*, vol. 19, pp. 847-863, 1999.

[19] J. Wen, Y. Li, A. Zhou, and K. Zhang, "An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 1667-1678, 2006.

[20] S. Y. Kim, M. H. Lee, and K.-S. Lee, "Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement," *IEEE Transactions on components and packaging technologies*, vol. 28, pp. 142-148, 2005.

[21] J. Kuang, T. Kim, M. Xu, and T. Lu, "Ultralightweight compact heat sinks with metal foams under axial fan flow impingement," *Heat transfer engineering*, vol. 33, pp. 642-650, 2012.

[22] A. Bhattacharya and R. L. Mahajan, "Finned metal foam heat sinks for electronics cooling in forced convection," *J. Electron. Packag.*, vol. 124, pp. 155-163, 2002.

[23] A. Bhattacharya and R. Mahajan, "Metal foam and finned metal foam heat sinks for electronics cooling in buoyancy-induced convection," 2006.

[24] S. Krishnan, D. Hernon, M. Hodes, J. Mullins, and A. M. Lyons, "Design of complex structured monolithic heat sinks for enhanced air cooling," *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 2, pp. 266-277, 2011.

[25] A. Ejlali, A. Ejlali, K. Hooman, and H. Gurgenci, "Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 674-679, 2009.

[26] S. Mahjoob and K. Vafai, "A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 3701-3711, 2008.

[27] H. Xu, Z. Qu, and W. Tao, "Numerical investigation on self-coupling heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger filled with metallic foams," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 43-54, 2014.

[28] A. Chumpia and K. Hooman, "Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, pp. 266-273, 2014.

[29] B. Whelan, R. Kempers, and A. Robinson, "A liquid-based system for CPU cooling implementing a jet array impingement waterblock and a tube array remote heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 39, pp. 86-94, 2012.

[30] D. Tuckerman and R. Pease, "High-Performance Heat Sinking for VLSI IEEE Electron Device Letters, 2: 5: 126-129," ed: May, 1981.

[31] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, and Z. Cui, "Heat transfer enhancement in

microchannel heat sinks with periodic expansion–contraction cross-sections," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 62, pp. 741-751, 2013.

[32] H. E. Ahmed and M. I. Ahmed, "Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 66, pp. 47-57, 2015.

[33] L. Chai, G. D. Xia, and H. S. Wang, "Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls," *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 32-41, 2016.

[34] R.-j. Wang, J.-w. Wang, B.-q. Lijin, and Z.-f. Zhu, "Parameterization investigation on the microchannel heat sink with slant rectangular ribs by numerical simulation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, pp. 428-438, 2018.

[35] Y. Jia, G. Xia, Y. Li, D. Ma, and B. Cai, "Heat transfer and fluid flow characteristics of combined microchannel with cone-shaped micro pin fins," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 78-89, 2018.

[36] E. Bayrak, A. B. Olcay, and M. F. Serincan, "Numerical investigation of the effects of geometric structure of microchannel heat sink on flow characteristics and heat transfer performance," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 135, pp. 589-600, 2019.

[37] Y. Zhai, G. Xia, X. Liu, and Y. Li, "Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 68, pp. 224-233, 2014.

[38] BELHADJ et BENYAYA thèse sous titre (Etude de la performance des dissipateurs thermiques hybrides (ailettes, mousse métallique) aux configurations multiples dans un environnement de convection forcée) université el-oued année 2020.

[39] DOUIB et CHIKHA thèse sous titre (Simulation Numérique du Comportement Thermique d'un Dissipateur Thermique à Micro-canaux en Mousse Métallique) université el-oued année 2021.

[40] Thierry Dillard. Caractérisation et simulation numérique du comportement mécanique des mousses de Nickel : morphologie tridimensionnelle, réponse élastoplastique et rupture. These de doctorat. Thèse de doctorat, Ecole Nationale des Mines de Paris, 2004.

[41] John Banhart., Denis Weaire. On the Roab Again: Metal foams find favour, *American Institue of physics*, pp. 205-207, 2002.

[42] Kovacik J., Tobolka P., Simanik F. Metal foams and porous metal structures. In: Editor. *Int.Conf.*, Germany, 14-16, pp 405, 1999.

[43] Ashby MF., Evans AG., Gibson L J., Hutchinson J W., Wadley HNG. *Metal foams: a design guide*. Boston: Butterworth-Heinemann, 2000.

[44] J. P. Bonnet, Phénomènes de transport dans les mousses métalliques : approche expérimentale des écoulements monophasiques et liquide-gaz. Thèse Mécanique – Energétique, Université de Provence Aix-Marseille, 1. 21 Novembre 2007.

[45] M. Benmerkhi, Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse. Mémoire de Magistère, Spécialité énergétique, option photothermique, Université Mentouri Constantine, 2007.

[46] I.Solmus, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of a block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel , *ElsevierApplied Thermal Engineering* 78 (2015) 605-615.

- [47] Mousses métalliques[document électronique]. Troyes, UTT,
<http://docplayer.fr/stroage/29/13883040/1528074267/28K26MbKpd8gZpTXV96gZQ/13883040.pdf>
- [48] Épreuve commune de TIPE - Session 2011
- [49] Oseen-Senda, K.Etude de l'ébullition du pentane en monocanal en vue de son utilisation pour le refroidissement des piles à combustible PEMFC. PhdThesis. Université Henri Poincaré - Nancy I (2006).
- [50] Article la participation du groupe Grims conférence technique 16 juin 2022

Résumé

Ce mémoire est intéressé à l'étude du comportement thermo-hydraulique d'un dissipateur de chaleur en mousse d'aluminium couplé avec ailette cylindrique, appliqué pour le refroidissement d'une carte électronique de puissance. En utilisant le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkman de l'écoulement de l'air au sein d'un milieu poreux. Les données de ce modèle numérique développé sont basées sur les caractéristiques d'une carte électronique réelles tirées par les littératures.

En utilisant le logiciel software Comsol Multiphasiques 5.5 pour simuler les performances thermiques de dissipateur sous différents conditions variables notamment : le flux thermique dissipé par la carte électronique, la vitesse d'écoulement de l'air à l'entrée et la porosité de mousse. Les résultats obtenus montrant que l'augmentation des deux facteurs ; vitesse d'écoulement d'air et la porosité de la mousse, permettant d'améliorer l'efficacité de dissipateur thermique.

Mots clés: Simulation numérique, COMSOL Multiphasiques, mousse métallique, refroidissement des composants électronique, dissipateur à mousse d'aluminium

Abstract

This study is interested in the thermo-hydraulic behavior of an aluminum foam heat sink coupled with a cylindrical fin, applied for the cooling of an electronic power board. Using the Darcy-Forchheimer-Brinkman model of airflow within a porous medium. The data of developed numerical model is based on the characteristics of a real electronic board drawn from the literatures.

The Comsol Multiphysics 5.5 software is used to simulate the thermal performance of the heatsink under different variable conditions, in particular: the heat flux dissipated by the electronic board, the airflow velocity at the inlet and the foam porosity. The obtained results showing that the increase in the two factors; airflow velocity and foam porosity, improving heat sink efficiency.

Keywords: Numerical simulation, COMSOL Multiphysics, metal foam, cooling of electronic components, aluminum foam heatsink.

ملخص

تهتم هذه المذكرة بدراسة السلوك الحراري الهيدروليكي للمشتت الحراري لرغوة الألمنيوم المقترنة بزغفة أسطوانية، مطبقة لتبريد لوحة طاقة إلكترونية. باستخدام النموذج الرياضي-Darcy-Forchheimer Brinkman لتدفق الهواء داخل وسط مسامي. تعتمد بيانات هذا النموذج العددي المطور على خصائص لوحة إلكترونية حقيقية مستمدة من دراسات سابقة.

باستخدام برنامج Comsol Multiphasiques 5.5 لمحاكاة الأداء الحراري للمبدد الحراري في ظل ظروف متغيرة مختلفة، على وجه الخصوص: تدفق حرارة المشتت بواسطة اللوحة الإلكترونية، وسرعة تدفق الهواء عند المدخل ومسامية الرغوة. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن الزيادة في هذين العاملين؛ سرعة تدفق الهواء ومسامية الرغوة، يحسن من كفاءة المشتت الحراري.

الكلمات المفتاحية: محاكاة عددية، COMSOL Multiphasiques، رغوة معدنية، تبريد المكونات الإلكترونية، خافض حرارة لرغوة الألمنيوم.