



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ «ABBÈS LAGHROUR» DE KHENCHELA
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE



Département de Génie Mécanique

N° de série :.....

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de Master (L.M.D)

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Construction mécanique

Simulation Numérique de dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium à ailettes cylindriques pleines

Réalisé par : - Achour Marzouk
- Sakhria Rami

Dirigé par : Dr. Boulahrouz Salim

Membres de jury :

- M. Maache
- A. Chehhat

MCA. Président
MCA Examineur

Présenté le 10/09/2020

Résumé

Nous avons présenté dans ce mémoire une simulation numérique par le logiciel COMSOL 5.3 en 3D transitoire du comportement thermo-hydraulique de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant trois dissipateurs en bloc rectangulaires en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, chaque dissipateur est muni d'une source thermique en dessous du dissipateur. L'écoulement de l'air à travers le canal est supposé laminaire. Le but est de déterminer le comportement thermo-hydraulique de système. Le dissipateur en mousse métallique est considéré comme un milieu poreux, Le modèle est de Darcy-Forchheimer-Brinkman. Nous avons discuté les effets de la vitesse de l'air à l'entrée du canal ($u_0=1.4$ m/s), et l'augmentation du flux dissipé par la source thermique (1.10 W/cm²) sur les distributions de la température, la vitesse et la pression au sein du canal. L'objectif est d'assurer les meilleures conditions pour un refroidissement optimal des sources thermiques.

Remerciements

En tout premier lieu, je remercie le bon Dieu, tout puissant, de m'avoir donné la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Nous adressons le grand remerciement à notre encadreur qui a proposé le thème de ce Mémoire, pour ses conseils et ses dirigés du début à la fin de ce travail.

Nous tenons également à remercier Madames et Messieurs les membres de jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant l'évaluation de notre mémoire.

Enfin, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à nos familles qui nous ont toujours soutenues et à tout ce qui participe de réaliser ce mémoire. Ainsi que l'ensemble des Enseignants qui ont contribué à notre formation.

*D*édicace

Je dédie ce modeste travail

A mes parents, mes estimes pour eux sont immenses, je vous remercie pour tout ce que vous avez fait pour moi.

Que dieu vous préserve une longue vie heureuse.

A tous mes amis :

Je vous dédie ce travail et vous souhaite un avenir à la hauteur de vos ambitions. Que notre amitié dure

A Toute ma famille, Tous ceux que j'aime, qui m'aiment et me comblez de conseils

A tous ceux qui, un jour, ont pensé à moi, les plus beaux mots ne sauraient exprimer ma redevance.

Achour Marzouk

*D*édicace

Je dédie ce modeste travail

A mes parents, mes estimes pour eux sont immenses, je vous remercie pour tout ce que vous avez fait pour moi.

Que dieu vous préserve une longue vie heureuse. A mes très chers frères et sœurs,

A qui je souhaite une vie pleine de bonheur, de prospérité et de réussite. A mon binôme Marzouk

A tous mes amis : Je vous dédie ce travail et vous souhaite un avenir à la hauteur de vos ambitions.

Que notre amitié dure

A Toute ma famille, Tous ceux que j'aime, qui m'aiment et me comblez de conseils

A tous ceux qui, un jour, ont pensé à moi, les plus beaux mots ne sauraient exprimer ma redevance.

Sakhria Rami

Table des matières

Introduction Générale.....	9
Nomenclature	11
Chapitre I : Revue Bibliographique sur les mousses métalliques	13
I.1 Etudes expérimentales.....	13
I.2 Etudes de simulation	17
Chapitre II : Généralités sur les mousses métalliques.....	21
II.1 Revue bibliographique	21
II.2 Le matériau mousse métallique.....	22
II.2.1 Propriétés géométriques des mousses métallique	22
a) La porosité.....	22
b) Diamètre de pore.....	22
c) Surface spécifique	22
II.3 Procédés de fabrication des mousses métalliques.....	23
a) Voie gazeuse	23
b) Voie liquide	23
c) Voie solide	23
II.4 Domaines d'application des mousses métalliques.....	25
a) Echangeur de chaleur	26
b) Construction automobile.....	26
c) Applications biomédicales	27
d) Purification de l'eau.....	27
e) Electrode poreuse.....	27
Chapitre III :Modélisation mathématique	32
III.1 Modèle d'écoulement dans les milieux poreux.....	32
III.2 Transfert thermique dans un milieu poreux.....	32
III.3 Transfert de matière dans un milieu poreux	34
III.4 La combinaison du transfert thermique et de matière	34
III.5 Description du problème.....	34
III.6 La géométrie du problème	35
III.7 Hypothèses simplificatrices	35
III.8 Formulation mathématique.....	36
III.8.1 L'équation de continuité	36

III.8.2 L'équation de la quantité de mouvement suivant x	36
III.8.3 L'équation de la quantité de mouvement suivant y	36
III.8.4 L'équation d'énergie	36
III.9 Les conditions initiales aux limites	36
III.10 l'adimensionalisation des variables	37
III.11 L'adimensionnalisation des équations	37
III.11.1 Les paramètres de contrôle	37
III.11.2. L'équation de continuité	38
III.11.3. L'équation de la quantité de mouvement suivant x	38
III.11.4 L'équation de la quantité de mouvement suivant y	28
III.11.5 L'équation d'énergie	38
III.11.6. L'équation de masse	38
III.6 Conclusion	38
Chapitre IV: Resultats de la simulation CFD en 3D transitoire par le logiciel	
IV.1 Introduction	39
IV.2 Géométrie du système simulé.....	40
IV.3 Maillage du système simulé	40
IV.4 Résultats de la simulation au sein du canal	41
IV.4.1 Distribution de la température en transitoire	42
IV.4.2 Distribution de la vitesse en transitoire.....	43
IV.4.3 Distribution de la pression en transitoire	45
IV.4.4 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la température.....	47
IV.4.5 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la vitesse	49
IV.4.6 Effet de la vitesse d'entrée au canal sur la pression	51
IV.4.7 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température	53
IV.4.8 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse	55
IV.4.9 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression	57
IV.4.10 Comparaison thermo-hydraulique du dissipateur en mousse avec celui en aluminium et avec le cas sans dissipateur	59
Conclusion Générale	61
Bibliographie	63

Introduction Générale

Au début du XIX^e siècle, les matériaux conventionnels comme l'acier ont été largement utilisés pour un large éventail d'applications, en commençant par la fabrication d'armure de protection jusqu'à la construction navale en passant par l'industrie automobile. Ces matériaux ont été choisis comme matériaux de construction de par leurs propriétés physiques intéressantes (hautes résistances mécaniques et comportement ductile). Cependant, leur inconvénient majeur est leur importante densité. Par conséquent, de nombreuses recherches sont en cours afin de développer ou de concevoir de nouveaux matériaux qui possèdent les mêmes propriétés mécaniques mais avec des densités réduites.

Afin d'optimiser le poids d'un composant, les matériaux de faible densité sont très recherchés et l'un des moyens choisis pour les concevoir a été de réduire la quantité de matière solide utilisée dans la fabrication, tout en préservant le dimensionnement géométrique de la structure. Ainsi, des matériaux de type cellulaire ont été fabriqués à partir de métaux en adaptant et en copiant la conception naturelle (liège, mousse, os...). C'est ainsi que les mousses métalliques ont été inventées. Les mousses métalliques possèdent de bonnes caractéristiques mécaniques. De nombreux tests ont également démontré qu'elles possèdent une grande capacité d'absorption d'énergie. En outre, les performances de ces matériaux peuvent être améliorées lorsqu'ils sont assemblés en sandwich avec des fibres de carbone ou d'aramide (Kevlar). Cette combinaison a conduit à la fabrication de composites avec un rapport performances mécaniques/poids très intéressant. Aujourd'hui de nombreuses recherches dans des pays tels que les États-Unis, Allemagne, le Royaume Unis, le Japon et la France sont en cours car les applications des mousses métalliques sont nombreuses, et laisse entrevoir d'importantes retombées économiques.

Dans ce mémoire, nous avons réalisé une simulation numérique par le logiciel COMSOL 5.3 en 3D transitoire pour simuler le comportement thermo-hydraulique de l'air au sein d'un canal comportant trois dissipateurs en bloc rectangulaires en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, avec trois sources de chaleur à flux imposé. Le mémoire est subdivisé en quatre chapitres encadrés par cette introduction et une conclusion générale :

- Le premier chapitre est destiné à une revue bibliographique sur l'utilisation des matériaux mousses métalliques dans le domaine de refroidissement des composants électroniques.
- Le second chapitre présente des généralités sur les mousses métalliques.
- Le chapitre trois présente la modélisation mathématique de l'air en écoulement transitoire à travers un canal comportant trois dissipateurs en bloc rectangulaires en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, avec trois sources de chaleur à flux imposé.
- Le quatrième chapitre décrit d'une façon détaillée la simulation 3D transitoire par le logiciel COMSOL 5.3, suivi par une analyse et discussion des résultats obtenus.

Nomenclature

- c : Concentration dimensionnelle (Kg /m³).
- C_f : Coefficient du terme de Forchheimer ($C_f = 0.55$).
- C : Chaleur specifique du fluide a pression constante (J/Kg. °K).
- D : Coefficient de diffusion binaire de la vapeur d'eau dans l'air (m²/s).
- Da : Nombre de Darcy.
- Gr_c : Nombre de Grashof solutal.
- Gr_t : Nombre de Grashof thermique.
- g : Accélération de la pesanteur ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$).
- H : Hauteur du canal (m).
- h_c : Coefficient du transfert de matière local (m/s).
- h_t : Coefficient du transfert de chaleur local (W/m²°K).
- K : Permeabilite du milieu poreux (m²).
- k : Conductivite thermique (W/m°K).
- L : Longueur du canal (m).
- Nu : Nombre de Nusselt local = $\frac{2h_t H}{k_f}$.
- Nu_{moy} : Nombre de Nusselt moyen.
- P : Pression (Pa).
- Pr : Nombre de Prandtl.
- Re : Nombre de Reynolds.
- Sc : Nombre de Schmidt.
- Sh : Nombre de Sherwood local = $\frac{2h_c H}{D}$.
- Sh_{moy} : Nombre de Sherwood moyen.
- T : Temperature dimensionnelle (°K).
- t : Temps dimensionnel (s).
- u : Vitesse horizontale dimensionnelle (m/s).
- v : Vitesse verticale dimensionnelle (m/s).
- x : Cordonnée axiale dimensionnelle (m).

y : Cordonnée verticale dimensionnelle (m).

Lettres grecques

α : Coefficient de diffusion thermique $= \frac{k_f}{(\rho_r c_p)_f}$ (m²/s)

β_c : Coefficient d'expansion solutal (m³/Kg).

β_t : Coefficient d'expansion thermique (1/°K).

λ : Rapport des conductivités thermiques $= \frac{k_m}{k_f}$.

μ : Viscosité dynamique (Kg.m/s).

ν : Viscosité cinématique du fluide (m²/s).

ρ : Masse volumique (Kg/m³).

ϕ : Porosité du milieu poreux.

Exposants

* : Quantité non dimensionnelle.

Indices

o : Fait référence a l'entrée du canal.

l : Fait référence aux parois du canal.

f : Fait référence au fluide.

m : Fait référence au milieu poreux.

r : Valeur de référence.

s : Fait référence au solide.

Chapitre I

Revue Bibliographique

I.1 Etudes expérimentales

I.2 Etudes de simulation

Résumé :

Les chercheurs ont beaucoup étudié les mousses métalliques, à la fois expérimentalement et numériquement. Les sections suivantes décrivent les techniques généralement utilisées pour ces deux approches.

I.1 Etudes expérimentales

L'électronique moderne opte pour une tendance sans cesse croissante pour les composants compacts et une puissance de calcul plus élevée, générant ainsi une quantité excessive de chaleur perdue dans les circuits. Dans un proche avenir, le flux de chaleur dans les circuits intégrés (CIs) devrait dépasser 1000 W/cm^2 [1]. Cette chaleur excessive inévitable doit être dissipée rapidement et efficacement pour assurer non seulement les performances optimales du système, mais également sa sécurité.

Les dissipateurs thermiques conventionnels ne répondent malheureusement pas aux exigences de cette évolution rapide de la technologie d'instrumentation. Ainsi, de nombreuses recherches spécialisées sont en cours pour trouver d'autres approches de dissipation thermique. Les caractéristiques les plus importantes d'un dissipateur de chaleur influant sur ses performances sont les suivantes : 1) matériau, 2) géométrie et 3) résistance thermique entre la surface chauffée et le dissipateur de chaleur [2].

Les dissipateurs de chaleur sont en quelque sorte des échangeurs de chaleur utilisés pour refroidir les composants électroniques en raison de leur faible coût, de leur installation simple et de leur processus de fabrication fiable. Les dissipateurs de chaleur classiques sont ensuite divisés en types de plaques et d'ailettes. Plusieurs études portant sur les effets des types d'ailettes, de leurs dimensions et de leur disposition ont été publiées [3]. Outre la forme des dissipateurs de chaleur, le débit de fluide (air ou eau) est un autre facteur important qui affecte considérablement les performances. Mais, en comparaison, un peu d'attention a été accordée à l'effet du sens et du comportement du flux à travers les dissipateurs de chaleur, qui sont nécessaires pour un refroidissement efficace du système. Le flux de fluide à travers les dissipateurs de chaleur peut être bypass ou non bypass. La dérivation étant où l'écoulement se fait au-dessus du sommet du dissipateur de chaleur et le non-contournement à travers les canaux des ailettes du dissipateur de chaleur. Bien que le non-contournement soit préférable, il est évité lorsque la perte de charge est critique et également en raison de contraintes d'espace [4].

Les mousses métalliques ont également été utilisées comme surfaces externes étendues pour augmenter le taux de transfert de chaleur de ces surfaces. L'utilisation de mousses métalliques comme dissipateurs de chaleur efficaces présente deux avantages principaux : leur plus grande surface de dissipation de chaleur et l'écoulement de fluide à l'intérieur des pores deviennent de nature turbulente, ce qui provoque en outre une augmentation du coefficient de transfert de chaleur. Les alliages d'aluminium refroidis à l'air sont les dissipateurs thermiques les plus courants et sont simples à utiliser. En ce qui concerne différents types d'ailettes de dissipateur de chaleur, Kang et al. [5] ont rapporté que les ailettes en mousse d'aluminium offraient les meilleures performances de dissipation de la chaleur grâce à une surface étendue, une perte de charge faible ce qui favorisent un écoulement turbulent. La convection forcée en milieu poreux est l'objet d'étude depuis le siècle dernier [22]. Depuis les deux dernières décennies, l'étude des caractéristiques de transfert de chaleur des mousses métalliques a été encouragée.

Les recherches expérimentales ont été menées par Leong et Jin [6] pour la convection forcée via des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium. Des données expérimentales approfondies sur la perte de charge et la vitesse du fluide en fonction du nombre de Reynolds ont été recueillies. Ils ont découvert que le taux de transfert de chaleur s'améliorait avec l'augmentation de la densité des pores (PPI) et les mousses métalliques à faible densité des pores nécessite un faible pouvoir de pompage pour améliorer le transfert de chaleur. Mancin et al. [7-9] ont expérimenté différents échantillons de mousse d'aluminium pour étudier le transfert de chaleur et la perte de charge à l'intérieur du canal. Ils ont mis en évidence l'effet de la densité des pores, de la porosité et de la hauteur de l'échantillon sur la réponse thermique de la mousse. Parallèlement, des modèles semi-empiriques ont été développés pour mesurer le transfert de chaleur global et les pertes de charge. Chiu et al. [10] ont analysé la perte de

charge du débit d'air dans des échantillons de mousse d'aluminium et de différentes porosités et densités de pores (PPI). Ils ont utilisé une corrélation théorique qui concordait bien avec leurs résultats expérimentaux. Ils ont également constaté que le facteur de frottement des mousses métalliques est faible par rapport à celui des milieux poreux granulaires. Hseih et al. [12] ont étudié l'effet de la porosité (espaces vides), de la distribution des pores et de la vitesse du fluide sur le phénomène de transfert de chaleur dans les mousses d'aluminium. Ils ont conclu que chacun des paramètres étudiés avait une conséquence importante sur le transfert de chaleur et que le nombre de Nusselt était également élevé dans les mousses à plus haute porosité et à plus forte densité de pores. Par expérimentation, Dogan et al. [13] ont trouvé le transfert de chaleur par convection de blocs de mousse d'aluminium à l'intérieur d'un conduit rectangulaire. Ils ont discuté des conséquences de la densité de pores (PPI) et du rapport d'aspect des mousses, et en ont déduit que le nombre de Nusselt augmentait à mesure que la densité de pores (PPI) et le format des échantillons de blocs augmentaient.

Les mousses d'aluminium ne sont pas les seules mousses étudiées pour leurs caractéristiques de transfert de chaleur. Giani et al. [14] ont effectué des mesures de refroidissement à l'état transitoire sur des mousses d'alliage de fer et de cuivre de différentes densités de pores (10-20 PPI). Une étude de transfert de chaleur a été réalisée pour huit vitesses d'air différentes et le coefficient de transfert de chaleur correspondant a été déterminé. Dukhan [15] a étudié la perte de charge atmosphérique dans différents échantillons de mousses métalliques comprimées et non comprimées, comprenant diverses porosités et densités de pores (PPI). La perte de charge s'est avérée proportionnelle à la vitesse de l'air selon l'équation de Forchheimer [16] au sens quadratique et était plus importante dans les échantillons comprimés. Stefano et al. [17] ont conçu un nouveau dispositif expérimental pour étudier les caractéristiques thermiques et fluides des mousses à cellules ouvertes. Des échantillons de 5, 10 et 20 PPI ont été examinés pour déterminer le taux de transfert de chaleur et la chute de pression sous un débit d'air humide forcé. La meilleure performance thermique a été obtenue avec 10 échantillons de PPI (environ 4 PPC). Dans les expériences de Xu et al. [18] il a été montré que, plutôt que la porosité, la densité de pores (IPP) affectait plus nettement le transfert de chaleur par convection.

L'air n'est pas le seul moyen utilisé pour dissiper la chaleur par transfert de chaleur par convection. Zhang et al. [19] ont réalisé différentes expériences pour trouver les taux de transfert de chaleur des dissipateurs de chaleur en mousse métallique refroidie au liquide. On a utilisé différents dissipateurs de chaleur en mousse de cuivre et métal collés à une base chauffante en cuivre. Parmi les échantillons de 60 PPI, celui avec la moindre porosité a donné la plus faible valeur de résistance thermique avec la plus grande perte de charge. Les échantillons de 100 PPI, au contraire, avaient des résistances thermiques comparativement plus faibles pour les mêmes conditions d'écoulement, mais une chute de pression nettement

supérieure à celle des échantillons de 60 PPI. Mahajan et al. [20] ont examiné la convection forcée dans un milieu à l'air sur des échantillons de mousse d'aluminium à des concentrations de 5-40 PPI et une porosité supérieure à 87%. Le nombre de Nusselt qu'ils ont calculé était le nombre de Reynolds de Reynolds. Ils ont également obtenu des équations de moyenne de volume pour les profils de vitesse et les coefficients de transfert de chaleur. Il y avait un bon accord entre leurs résultats expérimentaux et numériques. Les résultats ont montré que la dispersion thermique est moins importante dans l'air que dans l'eau. Odabae et al. Des essais expérimentaux [21] ont montré que les piles à combustible à refroidissement par air utilisant des mousses métalliques demandaient près de la moitié de la puissance de la pompe électrique à celle des piles à combustible à refroidissement par eau. Bien que dissipant la quantité équivalente de chaleur dans des conditions d'essai similaires. Zhao et al. [22] ont examiné le transfert de chaleur par convection eau et air d'échangeurs de chaleur à tubes de mousse métalliques à cellules ouvertes très poreux. Ils ont déterminé que la capacité calorifique est augmentée avec l'augmentation de la densité des pores (PPI) et / ou la diminution de la porosité. Ils ont également anticipé le rapport surface / volume optimal de la mousse d'aluminium dans les échangeurs de chaleur à contre-courant.

Chumpia et Hooman [23] ont estimé la performance d'échangeurs de chaleur en mousse métallique à tuyau unique, dans lesquels de la mousse d'aluminium était enroulée sur les surfaces extérieures des tuyaux exposés à un flux d'air transversal. Les tuyaux recouverts de mousse ont nettement mieux performé que les tuyaux recouverts d'ailettes dans des conditions de fonctionnement identiques. Kim et al. [24] ont mené diverses expériences pour étudier les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur par convection de radiateurs en mousse d'aluminium de différentes densités de pores. Ils ont déterminé que les dissipateurs thermiques à plaques parallèles classiques présentaient une performance thermique inférieure à 78% par rapport à celle des dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium de dimensions similaires. Yang et al. [25] ont entrepris une étude sur l'utilisation possible de mousses d'aluminium dans les puits de chaleur pour refroidir les lampes à LED. Six types et agencements différents de dissipateurs de chaleur ont été mis à l'essai sur un banc de lampes à LED. La résistance thermique du dissipateur thermique solide dominait le reste des échantillons. La mousse de carbone à base solide, les mousses de carbone simples et le simple radiateur en mousse métallique viennent ensuite en nombre. Une autre amélioration est la réduction du poids du système de diodes électroluminescentes dissipant la chaleur.

Byon [26] a mené une étude expérimentale pour étudier les performances thermiques de mousses d'aluminium en métal lorsqu'elles étaient exposées à un jet d'air incident, sous un flux d'air fixe. Les dissipateurs de chaleur en mousse ont montré un taux de transfert de chaleur amélioré par rapport aux dissipateurs de chaleur à ailettes dans des conditions identiques, pour un nombre de Reynolds inférieur. La tendance est inverse pour un nombre de

Reynolds plus élevé. De plus, la forme de l'impact de jet transversal a un effet négligeable sur Nusselt nombre. Bien que l'impact des jets ait un meilleur taux de transfert de chaleur, il nécessite toutefois un pompage qui alourdit le coût du système [27]. Le pompage est défini comme le produit du débit massique et de la perte de charge.

Christopher et al. [28] ont réalisé une étude numérique pour déterminer l'impact de la résistance de contact sur la performance des puits thermiques en mousse d'aluminium. Ils ont constaté que lorsque la résistance de contact est augmenté, le transfert de chaleur devient progressivement asymptote et cesse d'augmenter par suite de l'arrêt complet de la conduction.

Une revue de la littérature expérimentale sur le transfert de chaleur par écoulement d'air dans les mousses métalliques a généralement utilisé différentes tailles d'échantillons de mousses métalliques, ce qui rend ces résultats spécifiques aux échantillons expérimentés. Zhao [29] a également rédigé un article de synthèse dans lequel il était présenté que la collecte de données expérimentales sur le transfert de chaleur était insuffisante, en particulier pour les mousses métalliques à cellules ouvertes. Les études sur le transfert de chaleur par écoulement d'eau sont comparativement beaucoup moins nombreuses. Le débit d'eau fournit cependant un taux de transfert de chaleur supérieur en raison de sa conductivité thermique supérieure à celle de l'air, mais ne peut malheureusement pas être utilisé pour les équipements électroniques.

De nombreux chercheurs ont entrepris des études sur le transfert de chaleur par convection forcée dans les mousses métalliques par des méthodes expérimentales, numériques et analytiques. Par la suite, les caractéristiques de transfert de chaleur et les phénomènes d'écoulement d'air dans les mousses sont négativement liés aux caractéristiques structurelles de la mousse métallique, telles que : la porosité, la PPI (densité des pores), les dimensions de la mousse et le type de matériau. Les conditions de fonctionnement telles que : flux de chaleur, vitesse du fluide, pression ambiante et température jouent également un autre facteur important pour déterminer les caractéristiques susmentionnées.

I.2 Etudes de simulation

Comme la structure des mousses métalliques est très aléatoire et complexe, de nombreuses recherches ont été menées pour idéaliser la structure de la mousse métallique afin de déterminer le transfert de chaleur par fluide et d'autres caractéristiques physiques. Des philosophes renommés tels qu'Archimède et Platon ont été les premiers de l'histoire connue à proposer que de nombreuses structures de la nature puissent être représentées par des blocs de construction ou des cellules unitaires. Bien que les mousses naturelles (matériaux poreux) et la plupart des mousses synthétisées artificiellement (mousses métalliques) ne suivent pas exactement le même schéma, de nombreux chercheurs ont montré que la plupart des mousses suivaient quelque peu une matrice géométrique répétée [30–33].

Il y a plus d'un siècle, Lord Kelvin a émis l'hypothèse connue sous le nom de «problème de Kelvin», qui proposait une théorie tridimensionnelle des cellules unitaires décrivant une géométrie idéale des mousses en général [30]. Kelvin a supposé qu'un tétradécaèdre composé de six carrés et de huit côtés hexagonaux répondait au modèle en mousse, avec une organisation de cellules de volume équivalent mais de surface différente. La cellule unitaire de Kelvin imite également le corps centré cubique (BCC), ce qui lui permet de satisfaire simultanément à la règle de Plateau pour les mousses [31]. Tout en étant adopté comme cellule unitaire idéale par les mathématiciens, physiciens et scientifiques depuis plus d'un siècle, il n'a pas été en mesure de se fonder dans la nature - ce qui en fait une hypothèse [32]. En 1994, après plus de cent ans d'existence de la cellule unitaire de Kelvin incontestée, D. Weaire et R. Phelan ont proposé leur propre cellule unitaire pour contrer sa théorie [33]. Contrairement à la cellule unitaire monohédrale de Kelvin, cette nouvelle cellule unitaire est composée de plusieurs polyèdres de volumes équivalents. Cette cellule unitaire Weaire-Phelan (WP) a été dérivée de la compression tétraédrique fermée (TCP), présente dans de nombreux produits chimiques naturels.

Actuellement, aucun modèle en mousse n'est supérieur à la cellule unitaire Weaire-Phelan. Mais comme indiqué précédemment, la cellule unitaire Kelvin ne comporte qu'un seul pore et la cellule unitaire Weaire-Phelan comporte huit pores par polyèdre. Ainsi, en raison de la simplicité du modèle de Kelvin, de nombreux chercheurs le préfèrent encore par rapport au modèle de Weaire-Phelan [34–35].

Afin de déchiffrer le véritable comportement, une meilleure compréhension de la structure est nécessaire. Ce niveau élevé de hasard dans la taille et la distribution des pores empêche les chercheurs d'analyser les propriétés et le comportement de la masse de la mousse dans diverses applications. La complexité de la structure oblige donc les chercheurs à idéaliser la structure de la mousse métallique. Cela compromet considérablement la précision réelle de leurs résultats. Certains chercheurs ont ainsi utilisé une approche consistant à représenter un pore unitaire de mousse métallique en soustrayant quatre sphères de tous les angles à une simple structure tétraédrique unique [36].

En jouant avec la taille des sphères, la forme, la taille et la dispersion des pores peuvent être modifiées dans la structure en mousse métallique. D'autres ont étendu ce concept en utilisant la même approche de soustraction à un simple cuboïde pour former une cellule élémentaire qui représente un seul pore d'une mousse métallique [37]. Certains préfèrent encore utiliser la cellule unitaire du tétradécaèdre de Kelvin avec la technique matricielle des cadres spatiaux comme alternative à une géométrie réelle, en raison de son acceptation à proximité de la cellule élémentaire idéale d'une mousse [38]. Les chercheurs ont également découvert que l'utilisation de structures cubiques centrées (BCC) était un bon moyen d'idéaliser la mousse

métallique en nid d'abeille à cellules ouvertes. Cela se fait en extrayant neuf boules équivalentes d'un cube. Ils ont également étendu leur approche en utilisant des balles en forme d'œufs elliptiques verticales et horizontales [39].

La plupart des solides poreux sont de nature aléatoire, tandis que tous les modèles théoriques connexes reposent sur une structure périodique. Ce concept de cellules unitaires à répétition a conduit de nombreuses personnes à développer des relations analytiques simples entre diverses propriétés physiques. Parce que si la géométrie peut être définie mathématiquement (comme dans le cas d'un motif de cellule unitaire répété), des modèles analytiques pourraient être dérivés facilement [40, 41]. D'autres ont dérivé des résultats analytiques basés sur le modèle de tétradécaèdre de Kelvin (structure BCC), qui a permis de vérifier les résultats obtenus par éléments finis par de nombreuses personnes [42,43]. Il convient de noter que l'analyse par éléments finis de la méthode des cellules n'est pas la description exacte du comportement de la mousse, mais qu'elle est très peu coûteuse en calcul. Ashby et Banhart avec leur théorie de la structure idéalisée de la mousse métallique établissent une relation analytique simple entre la loi de puissance [40, 41]. Selon cette loi, la plupart des propriétés physiques des mousses métalliques peuvent être approximées en multipliant une constante (différente pour des propriétés spécifiques) par la densité relative de la mousse et du métal solide.

Aux niveaux global et local (ou pores) de la cellule (cellules ouvertes ou fermées), la disposition des pores des cellules (leur angle d'intersection relatif) et la forme des entretoises (ou des parois) des cellules jouent un rôle essentiel dans l'étude de ces structures complexes [44]. La plupart des études théoriques sur les mousses métalliques tridimensionnelles simples, comme discuté, supposent un schéma cyclique de parois cellulaires prismatiques (ou d'entretoises). Celles-ci sont également connues sous le nom de modèles de faisceaux, car les parois des cellules ont un diamètre uniforme, contrairement aux mousses métalliques réelles [45]. Alors que pour la modélisation tridimensionnelle à cellules fermées, on utilise généralement la méthode de tessellation de Voronoï et le modèle de liaison de nœud [56]. La méthode de tessellation de Voronoï utilise la croissance de graines ponctuelles dans les trois dimensions pour se développer de manière aléatoire. Un peu de manipulation est faite dans ces méthodes pour obtenir de la mousse à cellules ouvertes mais les résultats finaux et la complexité de l'approche n'ont pas permis aux chercheurs de l'adopter beaucoup. Les chercheurs ont encore plus ou moins recours à ces approches, qu'ils utilisent des modèles identiques ou que de légères modifications [47–49].

Les médecins ont utilisé l'analyse FE tridimensionnelle (3D) dans le domaine de la médecine, car au niveau micro-organique, les organes humains présentent la mécanique des matériaux dans leurs activités quotidiennes [50–52]. En raison de leur complexité géométrique,

les organes humains ne sont pas faciles à concevoir dans les logiciels FE ou CAD. Les médecins préfèrent donc la technique de rendu d'image à l'aide d'instruments d'imagerie en série, tels que les tomodesitomètres [53]. Cette approche non destructive permet aux chercheurs d'acquérir les moindres détails de l'échantillon, garantissant ainsi la précision de l'analyse par éléments finis.

La discussion des résultats de simulation révèle que les modèles à ordre aléatoire sont la seule solution pour prédire la réponse des mousses métalliques, car les modèles de cellules unitaires périodiques ne reproduisent pas correctement la réponse réelle observable. Comme il n'existe aucune solution exacte pour les métaux poreux hautement désordonnés, une approche informatique à grande échelle à l'aide du scanner a été considérée ici comme le seul moyen d'extraire le véritable comportement thermo-mécanique des mousses. Cette forme d'approche n'a pas été beaucoup adoptée pour les modèles tridimensionnels, car elle prend du temps, elle prend du temps et exige des calculs. Bien que peu aient eu recours à la technique de tomodesitométrie pour obtenir des informations exactes sur les paramètres de structure et les utiliser dans la modélisation analytique, des tests par éléments finis n'ont pas été réalisés [54,55]. Les recherches décrites ici ne portent que sur les mousses métalliques à cellules ouvertes Aluminium 6101 ayant une porosité d'environ 93%. L'objectif ici est de permettre à d'autres chercheurs de trouver la vraie réponse des mousses métalliques dans les systèmes thermo-mécaniques, où la précision compte plus que la simple approximation.

Chapitre II

Généralités sur les mousses métalliques

Résumé :

C^e chapitre présente le matériau poreux sur lequel nous travaillons. Nous débutons par une description qualitative du matériau (mousse) dans toute sa diversité et focalisons vers la catégorie de mousse métallique que nous allons caractériser. Nous parcourons les techniques d'élaboration les plus classiques et présentons quelques-uns des domaines applicatifs. Enfin nous terminons par ces avantages.

II.1 Généralités sur le matériau mousse métallique

Afin d'optimiser le poids d'un composant, les matériaux de faible densité sont très recherchés et l'un des moyens choisis pour les concevoir a été de réduire la quantité de matière solide utilisée dans la fabrication, tout en préservant le dimensionnement géométrique de la structure. Ainsi, des matériaux de type cellulaire ont été fabriqués à partir de métaux en adaptant et en copiant la conception naturelle (liège, mousse, os...). C'est ainsi que les mousses métalliques ont été inventées. Les mousses métalliques possèdent de bonnes caractéristiques mécaniques. De nombreux tests ont également démontré qu'elles possèdent une grande capacité d'absorption d'énergie [1].

Une mousse est un matériau créé par la dispersion d'un gaz dans un liquide. Il s'agit d'un état particulier de la matière, où l'objet « mousse » dans sa globalité est obligatoirement diphasique.

La phase gazeuse différencie la mousse de l'émulsion par la structure cellulaire caractéristique et la large porosité associée. Les mousses sont créés par le processus de minimisation de surface (à volume de gaz donné) qui résulte de l'équilibre simultané entre la pression gazeuse dans les cellules, la pression du liquide dans les films entre les cellules, la tension interfaciale et l'écoulement de drainage induit par la gravité Adler 1992.

Les mousses sont classées en fonction de leur fraction liquide volumique et de la géométrie de leurs cellules. Une mousse sèche (dry foam) présente une fraction liquide extrêmement faible (généralement inférieure à 1 %). Les bulles en contact deviennent polyédriques et constituent un réseau (3D) de films minces, quasi 2D d'épaisseur uniforme, de courbure constante et qui se coupent en suivant les lois de Plateau. Les arêtes (bord de Plateau) sont constituées par l'intersection de 3 films liquides placés à 120° . Les sommets sont l'intersection de 4 arêtes d'angle mutuel 109.5° ($\cos^{-1}(1/3)$).

Lorsque la fraction volumique liquide est plus importante (jusqu'à 50 %) on parle de mousse humide (wet foam). Les films liquides deviennent tridimensionnels ce qui induit une grande variabilité de formes. On peut passer de situations où les films ont été réduits à des brins situés autour des arêtes, à des parois épaisses entourant les bulles. On distingue usuellement les mousses ouvertes et fermées [2].

II.2 Les différents types de mousses métalliques

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

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

Sont similaires aux mousses métallique à pores ouverts, cependant elles ne présentent pas de pores mais des réticulations [1].

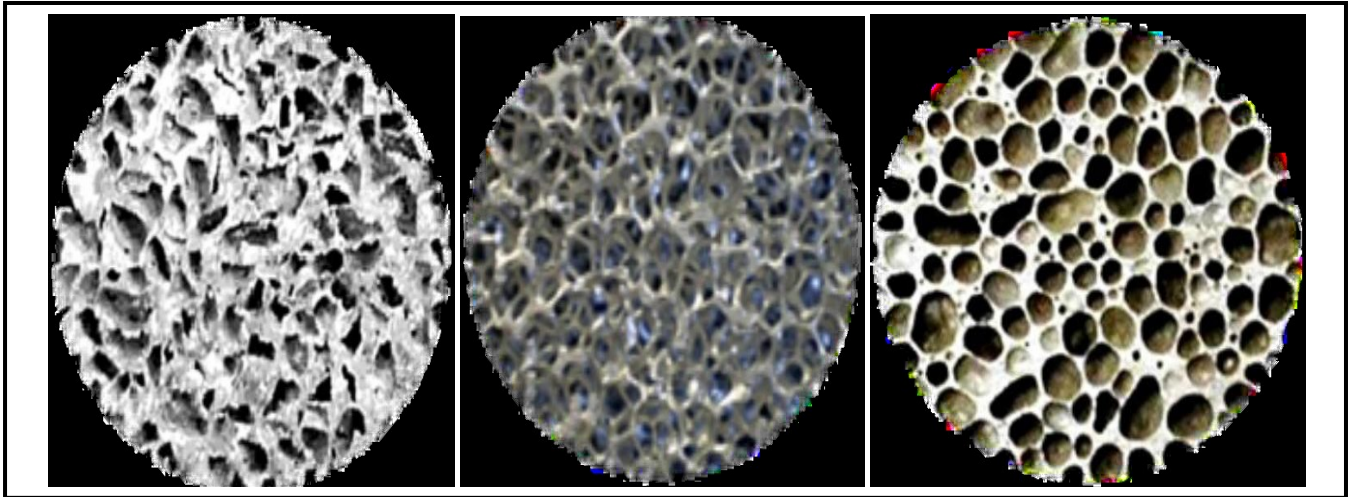


Figure II.1: Mousse métalliques à cellule a) fermée, b) ouverte et d) réticule.

II.3 Caractérisation géométrique de la mousse métallique

a) Porosité

La porosité, est le paramètre principal décrivant un milieu poreux [3], 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 [4].

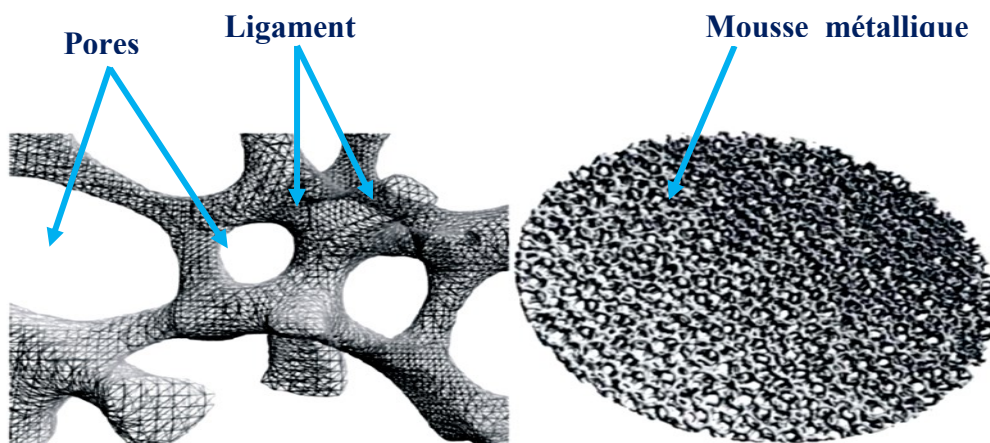


Figure II.2: Présentation d'une mousse métallique à pores ouvertes.

b) Perméabilité

La perméabilité $K [L^2]$ est une propriété intrinsèque du milieu poreux, indépendamment des caractéristiques du fluide et dépend essentiellement de la 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 d_p est le diamètre moyen des cellules présentes de la mousse [4].

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 S_p 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 écoulement du matériau [4].

Tableau II.1 : les propriétés thermomécaniques des mousses métalliques [5].

Propriétés thermomécaniques	Cellules ouvertes	Cellules fermées
Poit de fusion (K)	Semblable à solide	Semblable à solide
Chaleur spécifique (J/Kg.K)	Semblable à solide	Semblable à solide
Dilatation thermique (10e-6/K)	Semblable à solide	Semblable à solide
Chaleur latente(Kj/Kg)	Semblable à solide	Semblable à solide
Module de young (G.Pa),E	$E= (0.2-4)Es(\rho/\rho_s)^{2.2}$	$E= (0.2-1)Es^*$ $[0.4(\rho/\rho_s)^{2.2}+0.3(\rho/\rho_s)]$
Résistance à la compression (M.Pa) . σ_c	$\sigma_c= (0.2-1) \sigma_{c,s}(\rho/\rho_s)^{1.49}$	$\sigma_c= (0.2-1)^*$ $\sigma_{c,s}[0.4(\rho/\rho_s)^{0.6}+0.3(\rho/\rho_s)]$
Résistance à la traction (M.Pa) . σ_t	$\sigma_t= (1.1-1.4) \sigma_c$	$\sigma_t= (1.1-1.4) \sigma_c$
Conductivité thermique (W/m .K)	$(\rho/\rho_s)^{1.79} < \lambda / \lambda_s < (\rho/\rho_s)^{1.66}$	$(\rho/\rho_s)^{1.79} < \lambda / \lambda_s < (\rho/\rho_s)^{1.66}$

II.4 Elaboration des mousses métalliques.

L'élaboration des mousses métalliques est assez empirique, et les recettes sont confidentielles. Du fait de son point de fusion assez bas (650°C), l'aluminium est l'ingrédient idéal pour fabriquer des mousses métalliques [1]. Pour fabriquer des métaux cellulaires, de nombreux procédés ont été et continuent d'être développés. Chacun d'entre eux apporte une solution souvent unique à la fabrication de structures particulières. Ces procédés présentent cependant des ressemblances au niveau :

- de l'état de la matière à laquelle ils font appel (solide, liquide, vapeur, ion) ;
- des principes physiques auxquels ils sont soumis (phénomènes physiques dans les mousses, mécanique des fluides, thermique...)[7].

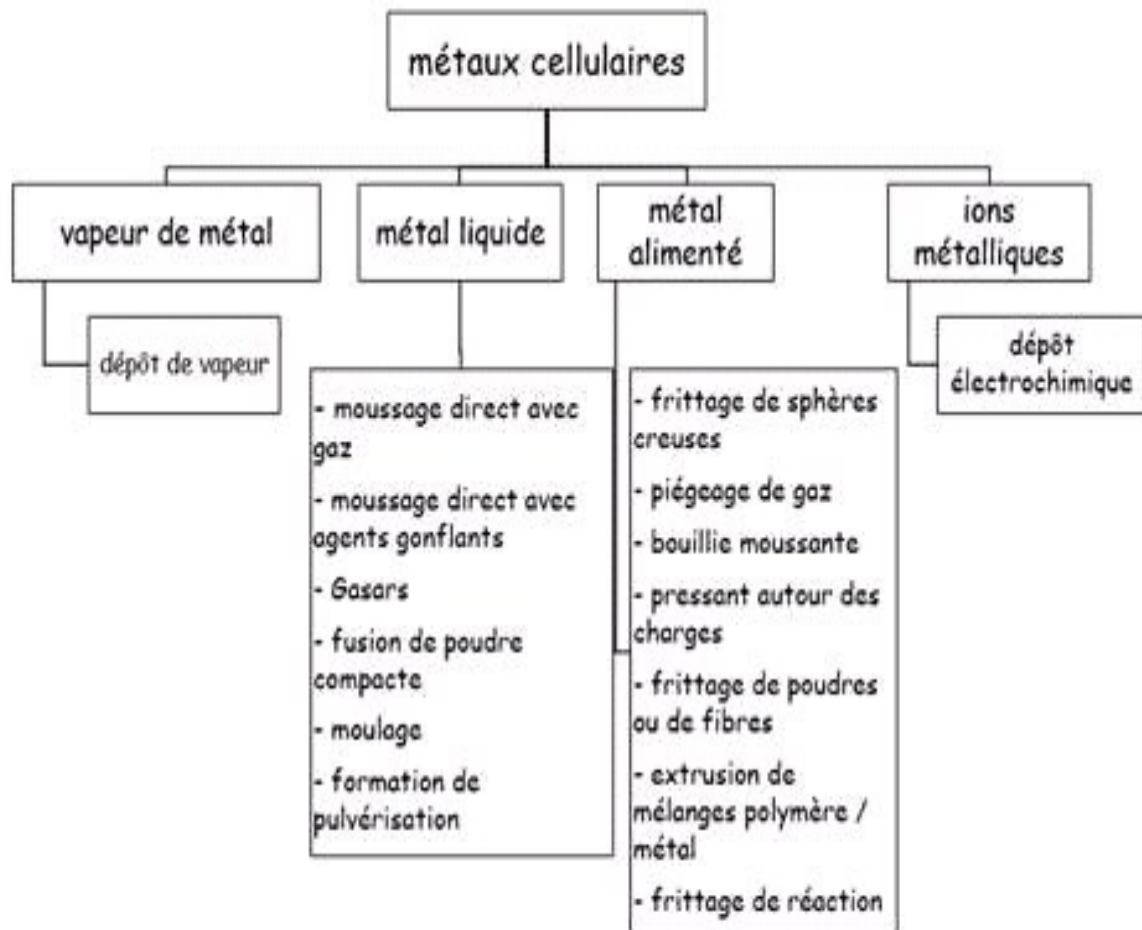


Figure II.3: Les principaux procédés d'élaboration des mousses métalliques [7].

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.

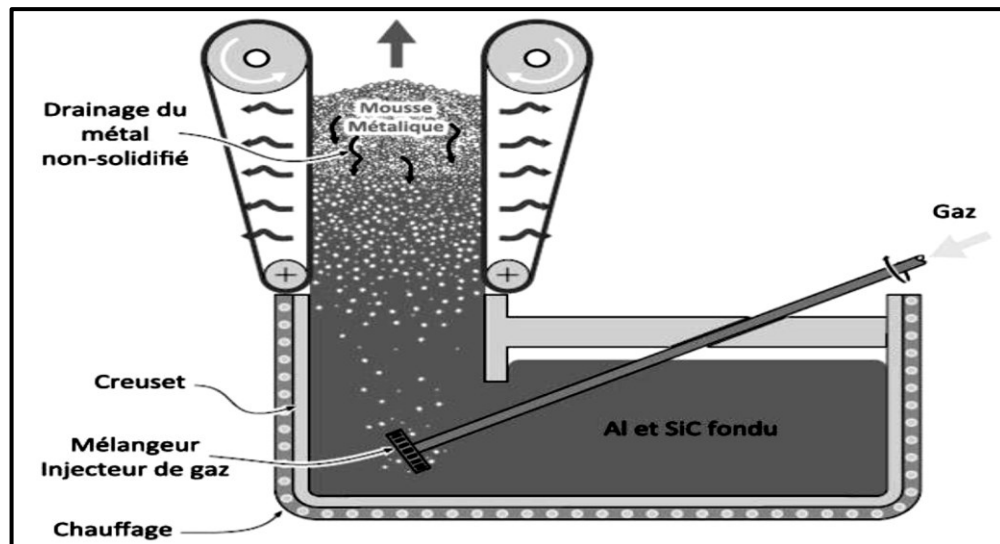


Figure II .4: Mise en œuvre d'une mousse d'aluminium par injection de gaz.

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.

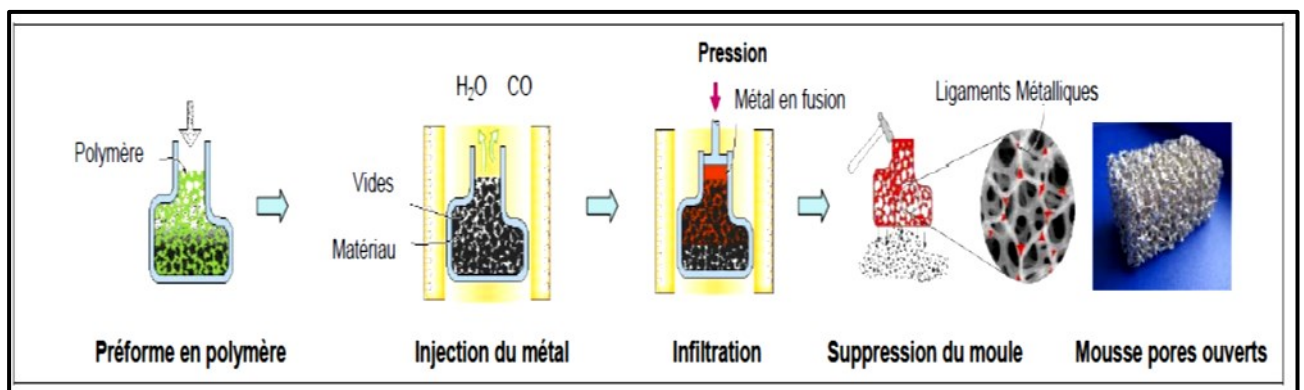


Figure II .5: Procédé de fabrication des mousses d'aluminium par écoulement d'infiltration.

c) Production des mousses métalliques par agent moussant

Un agent moussant est un composé sous forme de poudre qui relâche un gaz lorsqu'il est introduit dans un métal liquide.

Le procédé se décompose en plusieurs étapes :

- traitement du bain au calcium. L'introduction de cet élément (entre 1% à 3% en masse) permet de former in situ des inclusions micrométriques nécessaires à la stabilisation de la mousse ;
- introduction d'hydrure de titane (TiH_2 , à hauteur de 1,6% en masse) dans le bain métallique. Le bain, placé dans une enceinte chauffante et confinée, est ensuite maintenu à $680^\circ C$ pour permettre à l'hydrure de se décomposer et créer des porosités. La pression de l'enceinte est ajustée pour piloter la croissance des bulles au sein de l'aluminium et en définir la taille ;
- refroidissement de la mousse qui s'est formée ;
- découpage. Il permet d'obtenir des plaques de 5 à 250 mm d'épaisseur ;

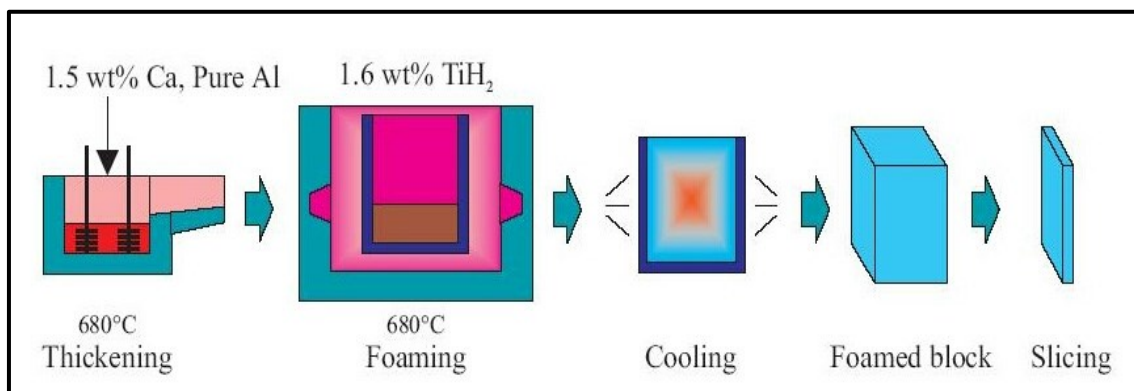


Figure II.6 : Etapes de fabrication des mousses métalliques par agent moussant.

II.5 Applications des mousses métalliques

Nous présentons dans cette partie quelques une des nombreuses applications où l'utilisation du matériau mousse métallique apporte une valeur ajoutée certaine aux systèmes qui l'utilisent. Compte tenu de la relative jeunesse du matériau, la recherche de secteur potentiel d'utilisation du matériau est un sujet de recherche à part entière qui contribue chaque jour à l'élargissement du champ applicatif des « mousses métalliques ». Par conséquent, la liste des applications présentées ci-dessous ne saurait être exhaustive [2].

a) Echangeur de chaleur

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.

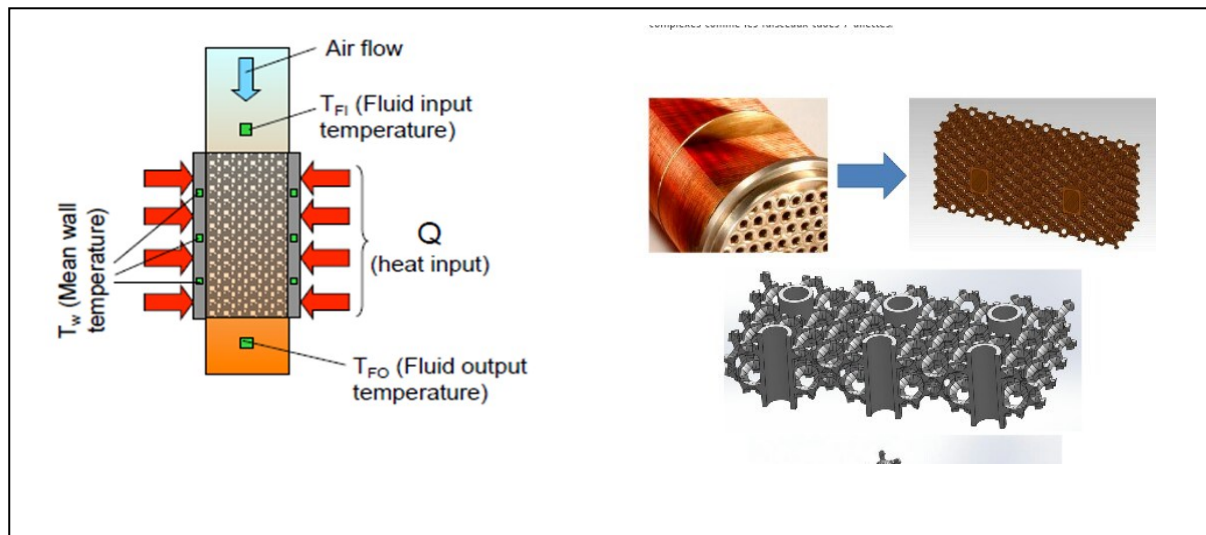


Figure II.7: Echangeurs de chaleurs en mousse métallique.

b) Construction automobile

Le poids des véhicules a tendance à augmenter sous l'effet des équipements de sécurité. En même temps on cherche à les alléger pour diminuer la consommation de carburant. L'introduction de panneaux sandwichs en mousse d'aluminium est un des moyens de concilier ces deux aspects antagonistes. Le recours à ces panneaux permet, en plus du gain de poids considérable, d'obtenir des structures avec une grande capacité d'absorption de l'énergie et une bonne résistance à la chaleur. Cette aptitude est exploitée aux points les plus susceptibles d'être accidentés pour y créer une déformation contrôlée et une dissipation optimale de l'énergie. Les mousses d'aluminium sont utilisées également dans les pare-chocs et les crash-box pour l'absorption de choc à l'avant de véhicule. Ces derniers systèmes, placés entre le pare-chocs et le châssis, sont constitués de boîtes de mousse d'aluminium à 75 % de vide qui absorbent l'énergie par écrasement en cas de choc. Une mousse d'aluminium à 95% de vide,

tapissant le capot avant protégerait les piétons de chocs frontaux en cas de heurts à faible vitesse. Positionnée sous le bloc volant elle protégerait les jambes du conducteur. Sur le montant entre la vitre et le pare-brise, elle protégerait sa tête.

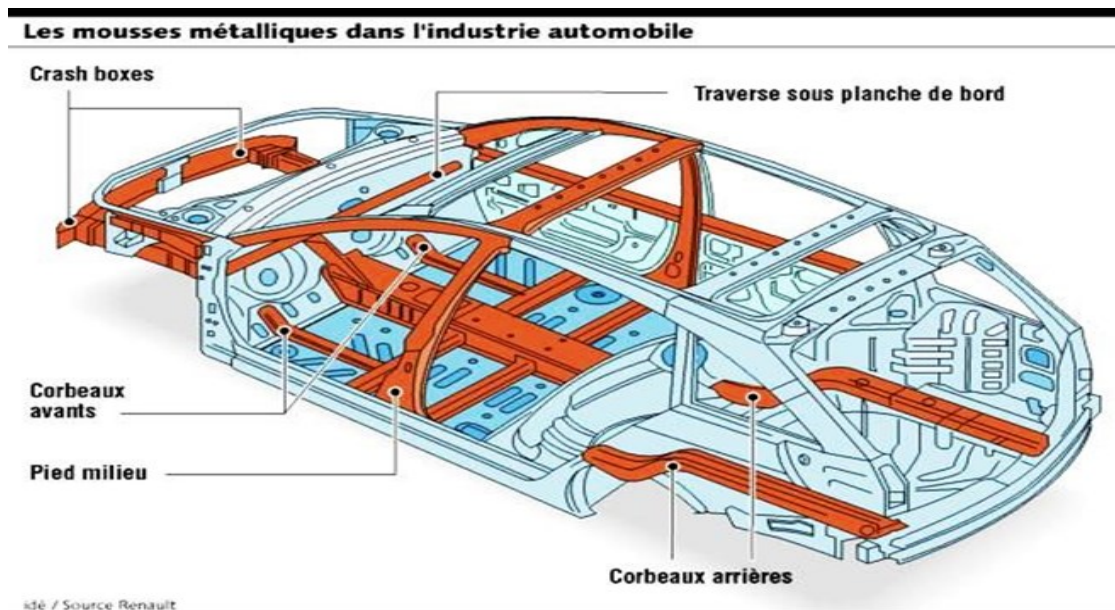


Figure II.8 : Caisse de Renault pour le renforcement structural avec des mousses d'aluminium.

c) Purification de l'eau

L'utilisation de mousses de « cuivre – argent » pour la purification de l'eau est une nouvelle voie de développement. Le contact entre liquide et les métaux peut agir contre les bactéries et les algues transportées par le fluide (par exemple les légionnelles, les streptocoques...). L'utilisation de telles mousses présente un intérêt certain sur tous les circuits d'eau qui nécessitent une qualité d'eau irréprochable : stations thermales, eau potable, tours de refroidissement...

Des essais préliminaires effectués en laboratoire prouvent que des mousses dont la phase solide est composée d'un alliage de cuivre et d'argent possèdent des caractéristiques enviables pour épurer l'eau en termes d'écologie, de coûts et de facilité de mise en œuvre.

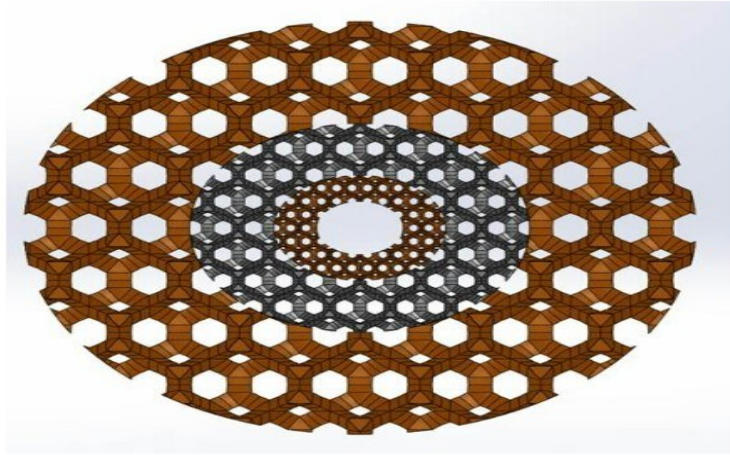


Figure II.9 : Un filtre pour purification de l'eau.

d) Applications biomédicales

L'institut des matériaux industriels (IMI) a récemment développé un procédé de fabrication de mousses métalliques. La structure ouverte de ce type de matériau est particulièrement adaptée pour la fabrication d'implants ou de systèmes d'ancrage poreux.

En fait, les propriétés et structures des matériaux obtenus sont similaires à celles des os. La structure, la résistance à la corrosion, la biocompatibilité et les propriétés mécaniques de ces mousses de titane en font un matériau de choix pour la fabrication d'implants et de systèmes d'ancrage pour des applications orthopédiques et dentaires.

II.5 Avantages des mousses métalliques [8]

- La mousse métallique assure une résistance aux chocs thermiques, aux hautes températures, à l'usure et aux cycles thermiques et elles sont d'excellents absorbeurs sonores, absorption d'énergie.
- Ses conductivités thermiques effectives sont assez élevées (de 5 à 30 W/m.K).
- Grâce à ce produit sans limite de forme, les artistes, créateurs ou designers libres de concevoir leurs formes, motifs ou leurs textures.
- Les différentes combinaisons d'utilisation des mousses sont infinies. Le produit est manufacturable, il est possible de donner la formes souhaitée ;
- Sa masse volumique est très faible, il n y a que 5% à 15% de volume de solide [8].

- Les mousses métalliques peuvent être utilisées pour leurs atouts esthétiques, ils interpellent surtout par le côté très structuré qu'elles proposent. Des créateurs se tournent de plus en plus vers ce type de matériau pour composer [8].



Figure II.10: Utilisation des mousses métalliques en décoration.

Chapitre III

Modèle Thermo-fluide

III.1	Modèle d'écoulement dans les milieux poreux
III.2	Transfert thermique dans un milieu poreux
III.3	Transfert de matière dans un milieu poreux
III.4	La combinaison du transfert thermique et de matière
III.5	Description du problème
III.6	La géométrie du problème
III.7	Hypothèses simplificatrices
III.8	Formulation mathématique
III.9	Les conditions initiales aux limites

Résumé :

L'Objectif de ce chapitre est de présenter le modèle thermo-fluide de l'écoulement de l'air au sein d'un canal comportant une zone libre occupé par l'air, et trois dissipateurs en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium avec une source thermique à flux imposé au-dessous de chaque dissipateur.

III.1 Modèle d'écoulement dans les milieux poreux

On utilise un modèle continu d'un milieu poreux basé sur le concept du volume élémentaire représentatif pour bien décrire le bilan de quantité de mouvement d'un fluide visqueux Newtonien en milieu poreux. Le modèle est de Darcy-Forchheimer-Brinkman [2].

L'équation vectorielle de conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu poreux s'écrit :

$$\underbrace{\rho_f \left[\frac{1}{\varphi} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\varphi} \vec{\nabla} \cdot \left(\frac{\vec{V} \vec{V}}{\varphi} \right) \right]}_{(a)} = \underbrace{-\frac{1}{\varphi} \vec{\nabla}(\varphi P)}_{(b)} + \underbrace{\rho_f \vec{g}}_{(c)} + \underbrace{\frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 \vec{V}}_{(d)} - \underbrace{\frac{\mu}{K} \vec{V}}_{(e)} - \underbrace{\frac{C_f \rho_f}{K^{1/2}} |\vec{V}| \vec{V}}_{(f)} \quad (\text{III.1})$$

\vec{V} Une quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

- (a) Forces inertielles macroscopiques.
- (b) Gradient de pression.
- (c) Forces de volumes.
- (d) Terme visqueux de *Brinkman*.
- (e) Terme de *Darcy*.
- (f) Terme de *Forchheimer* (Forces inertielles microscopiques).

III.2 Transfert thermique dans un milieu poreux

On concentre sur l'équation qui exprime la première loi de la thermodynamique dans un milieu poreux isotrope ou les effets radiatifs, la dissipation visqueuse et le travail d'échange de pression sont négligeables avec un équilibre thermique local : $T_s = T_f = T$. On suppose aussi que la conduction dans les phases solide et fluide se produit en parallèle, et la conductivité thermique du milieu est la moyenne arithmétique des conductivités des phases solide et fluide. Dans notre cas, le milieu poreux est isotrope donc la conductivité est un scalaire [2].

Pour tout le milieu, on a l'équation d'énergie suivante :

$$(\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T = \vec{\nabla} \cdot (K_m \vec{\nabla} T) \quad (\text{III.2})$$

$$(\rho c_m) = (1 - \varphi)(\rho c)_s + \varphi(\rho c_p)_f \quad (\text{III.3})$$

La perméabilité équivalente du milieu (mousse métallique) est donnée par [9] :

$$K_m = 0.00073(1 - \epsilon)^{-0.224} \left(\frac{d_f}{d_p}\right)^{-1.11} d_p^2 \quad (\text{III.4})$$

Le coefficient du terme de Forchheimer est donné par [9] :

$$C_f = 0.00212(1 - \epsilon)^{-0.132} \left(\frac{d_f}{d_p}\right)^{-1.63} \quad (\text{III.5})$$

Le rapport du diamètre du ligament (fibre) par celui du pore est donné en fonction de la porosité de la mousse comme suit [9] :

$$\frac{d_f}{d_p} = 1.18 \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi} \left(\frac{1}{1-e^{(1-\varepsilon)/0.04}} \right)} \quad (\text{III.6})$$

Le diamètre du port est donné en fonction de la densité de la porosité ω par [9] :

$$d_p = \frac{0.0224}{\omega} \quad (\text{III.7})$$

III.3 Transfert de matière dans un milieu poreux

Le terme "transfert de matière" signifie le transport de substance qui implique comme une composante (constituant, espèce, ...) dans le mélange du fluide. En général, le transfert de matière est analogue à celui de la chaleur. On applique le principe de la conservation de la matière à chaque composant dans le mélange et puisque la diffusivité est un scalaire [2], on a :

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{1}{\varphi} (\vec{V} \vec{\nabla} C) = D \Delta C \quad (\text{III.8})$$

III.4 La combinaison du transfert thermique et de matière

Dans la convection mixte bi-diffusive, le couplage du transfert de chaleur et de matière est nécessaire parce que la densité du mélange de fluide dépend de la température et de la concentration. On a approximativement :

$$\rho_f(T, C) = \rho_f(T_r, C_r) [1 - \beta_T (T - T_r) - \beta_C (C - C_r)] \quad (\text{III.9})$$

Où :

$\rho_f(T_r, C_r)$: est la masse volumique à la température T_r et à la concentration C_r .

β_C et β_T : sont présentées respectivement comme suit :

$$\beta_T = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p,c} \quad (\text{III.10})$$

$$\beta_C = \frac{-1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial C} \right)_{p,T} \quad (\text{III.11})$$

III.5 Description 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.1). L'objectif est multiple, premièrement c'est de déterminer sous les conditions d'un flux imposé dissipé par le composant 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 du composant électronique. Deuxièmement, c'est discuté les effets de l'augmentation du flux thermiques du composant, et l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée sur la phénoménologie entière du système.

III.6 La géométrie du problème

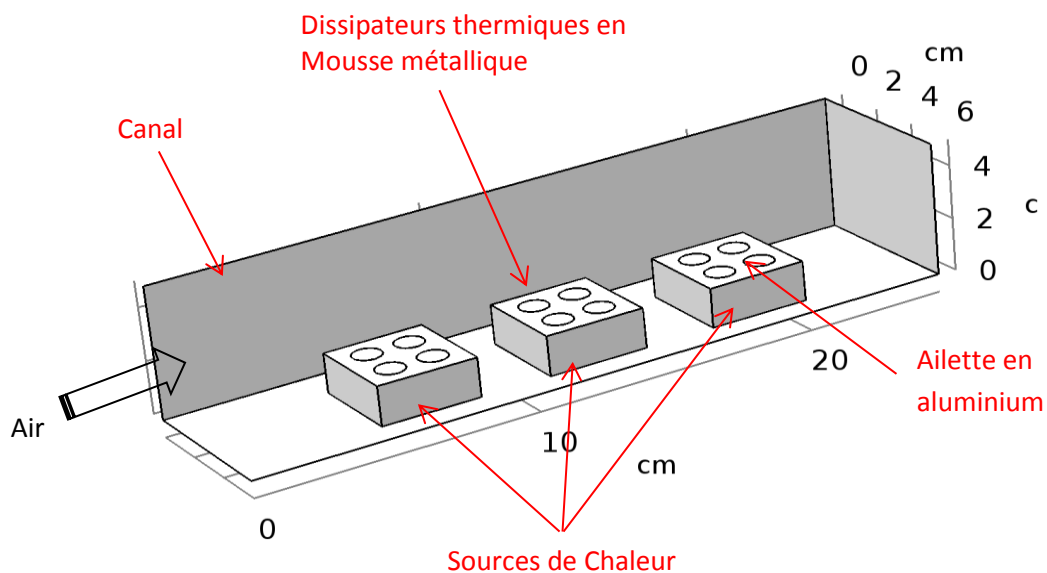


Figure III.1 : Schéma du système de refroidissement simulé.

Les dimensions de notre système sont données comme suit :

Longueur du canal = 25 cm,

Largeur du Canal = 6 cm,

Hauteur du canal = 6 cm,

Longueur du Dissipateur en mousse d'aluminium = 3 cm,

Largeur du Dissipateur en mousse d'aluminium = 3 cm,

Hauteur du Dissipateur en mousse d'aluminium = 1.5 cm,

Rayon de l'ailette cylindrique en aluminium = 0.25 cm,

Hauteur de l'ailette cylindrique en aluminium = 1.5 cm,

III.7 Hypothèses simplificatrices

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

- le milieu poreux est isotrope et homogène.
- Le fluide qui s'écoule est Newtonien, visqueux et incompressible.
- L'écoulement est laminaire.
- La dispersion thermique 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 gravité varie linéairement avec la température et la concentration et elle est donnée par l'approximation de Boussinesq. Cette approximation est en général valable si la différence maximale de la température dimensionnelle dans le canal divisée par la température maximale dimensionnelle est inférieure à 1/3 et aussi si la différence maximale de la concentration dimensionnelle dans le canal divisée par la concentration maximale dimensionnelle est inférieure à 1/3.

III.8 Formulation mathématique

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 :

L'équation de continuité

$$\nabla(\vec{v}) = 0 \quad \text{(III.12)}$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{\varepsilon C_F}{K^2} |\vec{v}| \vec{v} \quad (\text{III.13})$$

L'équation de conservation de l'énergie de la phase fluide

$$\varepsilon (\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{v} \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot ((k_f + k_d) \nabla T_f) + h(T_s - T_f) \quad (\text{III.14})$$

L'équation de conservation de l'énergie de la phase solide

$$(1 - \varepsilon) (\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon) \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + h(T_f - T_s) \quad (\text{III.15})$$

Le système d'équations locales différentielles aux dérivées partielles de conservation de continuité, du mouvement de fluide décrivant ce problème dans la zone fluide (l'air) est donné par :

L'équation de continuité :

$$\nabla(\vec{v}) = 0 \quad (\text{III.16})$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\rho_f} \nabla^2 \vec{v} \quad (\text{III.17})$$

L'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T_f = \alpha_f \nabla^2 T_f \quad (\text{III.18})$$

III.9 Les conditions initiales aux limites

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

La condition initiale :

$$t = 0, \quad u = v = w = 0, \quad T = T_0, \quad P = P_0. \quad (\text{III.19})$$

En amont du canal : (vitesse imposée)

$$x = 0, \quad y = 0, \quad z = 0 \quad \text{et} \quad z = H$$

$$u = u_0, v = w = 0, T = T_0, P = P_0. \quad (\text{III.20})$$

En aval du canal : (pression imposée)

$$x = L, y = 0, z = 0 \text{ et } z = H$$

$$P = P_0 \quad (\text{III.21})$$

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

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.22})$$

A la base du dissipateur : (flux thermique imposé)

$$q_{\text{source}} = 1 \dots 10 \text{ W/cm}^2 \quad (\text{III.23})$$

Chapitre IV

RESULTATS DE LA SIMULATION CFD EN 3D TRANSITOIRE PAR LE LOGICIEL COMSOL 5.3

IV.1.	Introduction
IV.2.	Géométrie du système simulé
IV.3.	Maillage du système simulé
IV.4.	Résultats de la simulation thermohydraulique
IV.5.	Conclusion

Résumé :

L'Objectif de ce chapitre c'est de présenter et d'analyser les résultats de la simulation en 3D transitoire par le logiciel COMSOL 5.3 du comportement thermo-fluide au sein d'un canal muni de trois dissipateurs en mousse d'aluminium muni d'ailettes cylindriques pleines en aluminium avec trois sources de chaleur.

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 trois dissipateurs en bloc rectangulaires en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, et avec trois sources de chaleur à flux imposé. Nous sommes intéressés par la simulation des conditions réelles de l'écoulement de l'air et le transfert thermique au sein du canal et à travers les dissipateurs (figure IV.1). 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 et la pression au sein du système.
- Discuter les effets de l'augmentation du flux thermique du composant, et l'augmentation de la vitesse de l'air à l'entrée sur la phénoménologie du système.

IV.2 Géométrie du système simulé

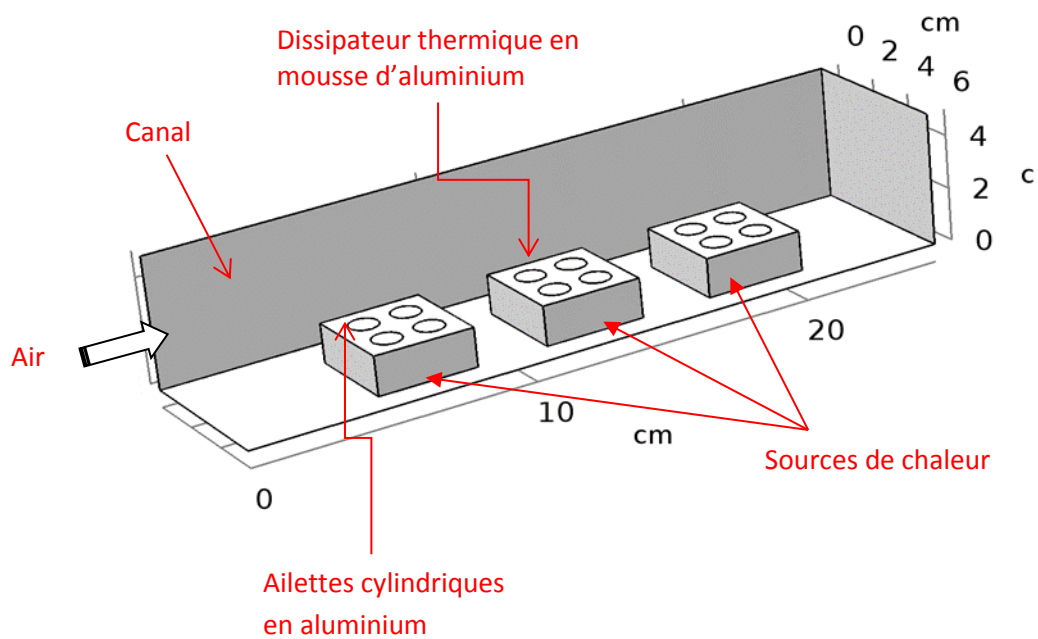


Figure IV.1 : Géométrie 3D du système de refroidissement étudié.

IV.3 Maillage du système simulé

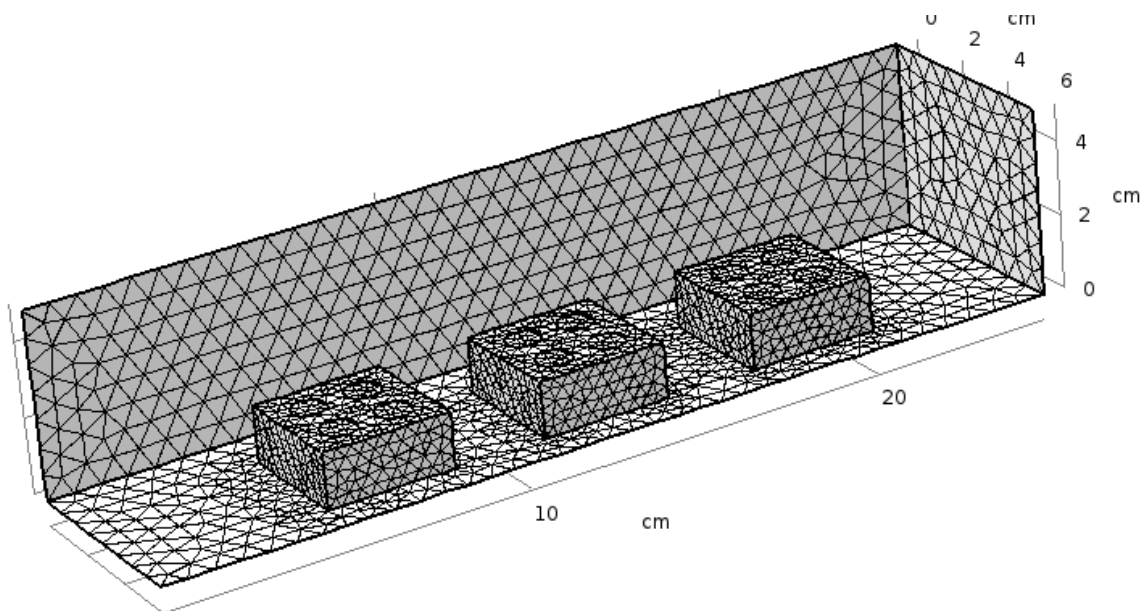


Figure IV.2 : Maillage 3D du système de refroidissement étudié.

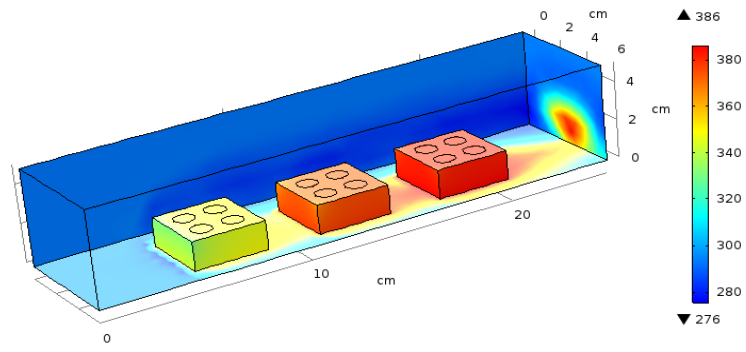
IV.4 Résultats de simulation

IV.4.1 Distribution de la température en transitoire

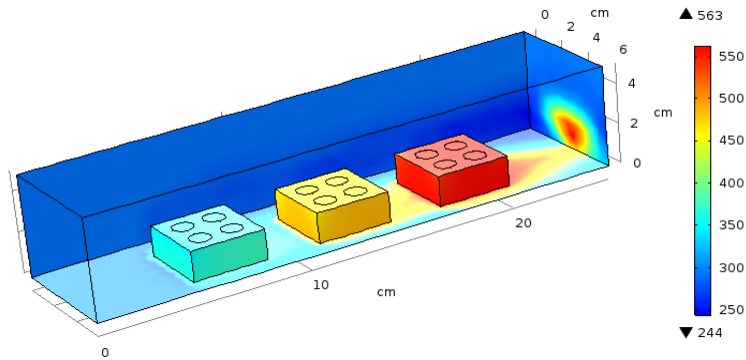
La figure (IV.3) représente la distribution de la température en fonction du temps au sein d'un canal muni de dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 1$ m/s, et une dissipation thermique totale des trois sources thermiques égale pour chacun à $q_{\text{source}} = 1$ W/cm².

Les instants pris en considération sont respectivement : $t = 60, 300, 900$ et 1800 s. On remarque au départ au temps $t=60$ s, le flux thermique dissipé est concentré au niveau des sources de chaleur et se propage rapidement vers les dissipateurs thermiques, l'échauffement de ces derniers et leurs niveaux de température se fait par ordre croissant dans le sens de l'écoulement de l'air suite au phénomène de convection (le dissipateur en amont est moins chaud, le médiant est moyen, alors que celui qui est en aval est le plus chaud). Au fil du temps et suite à l'écoulement de l'air le long du canal et l'effet de la convection qui s'engendre d'une part, et de l'autre part l'existence des dissipateurs en mousse d'aluminium qui absorbent la majeure partie de ce flux, ce dernier se propage le long du canal vers la sortie.

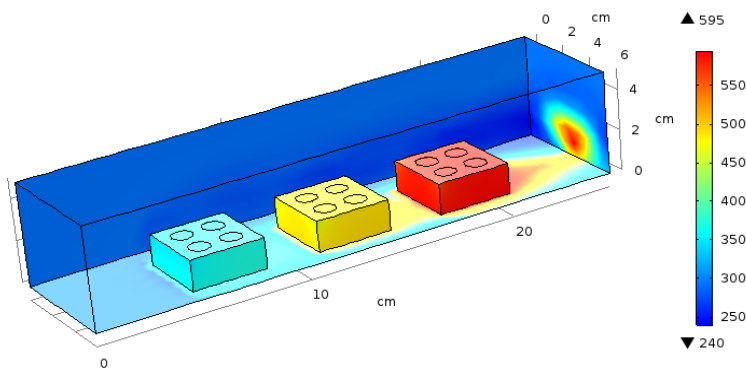
L'absorption du flux par le dissipateur se fait par convection par la partie en mousse, et les ailettes cylindriques en aluminium absorbent par conduction une partie de la puissance dissipée par la source thermique. L'avantage premier de l'utilisation de ce type de dissipateurs (hybrides) c'est de favoriser le transfert thermique mixte (convection-conduction) pour intensifier les échanges thermiques entre les sources thermiques et les dissipateurs ce qui assure le vite possible l'aménagement thermiques des composants électroniques.



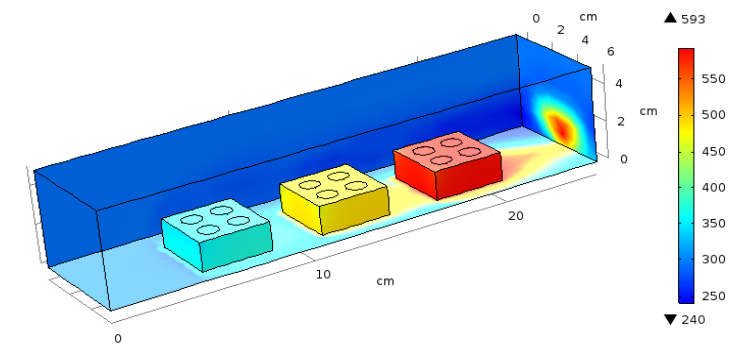
t = 60 s



t = 300 s



t = 900 s



t = 1800 s

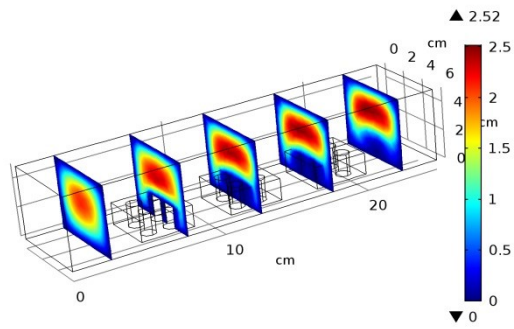
Figure IV. 3: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$ et $u_0 = 1 \text{ m/s}$.

IV.4.2 Distribution de la vitesse en transitoire

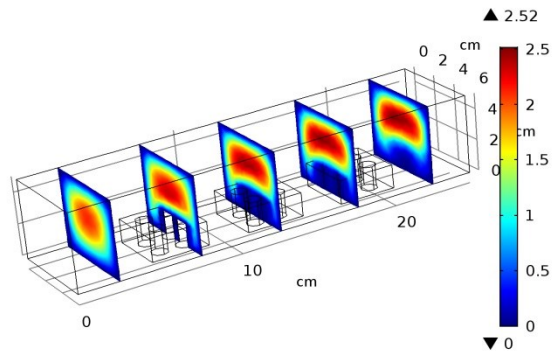
La figure (IV.4) illustre la distribution de la vitesse de l'air au sein du canal muni de trois dissipateurs en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, avec une source de chaleur en dessous de chaque dissipateur. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 1$ m/s, et une dissipation thermique totale du composant égale à $q_{\text{source}} = 1$ W/cm², pour les instants suivants : $t = 60, 300, 900$ et 1800 s.

On observe que la vitesse de l'air varie très fort dans l'espace, et très peu dans le temps. A l'entrée du canal la vitesse est fixe elle est égale à $u_0 = 1$ m/s, au niveau des parois du canal elle s'annule par effet de l'adhérence à la paroi. On remarque principalement trois zones correspondant à la vitesse de l'air : la zone en amont de chaque dissipateur, celle au niveau du dissipateur, et la zone en aval du dissipateur. Dans la première, la vitesse s'intensifie au fur et à mesure qu'on s'éloigne des parois (des valeurs maximales sont au centre du canal). Au niveau du dissipateur, la vitesse prend une valeur faible, et moyenne aux bords, tandis qu'au-dessus des dissipateurs l'air prends des valeurs maximales de vitesse.

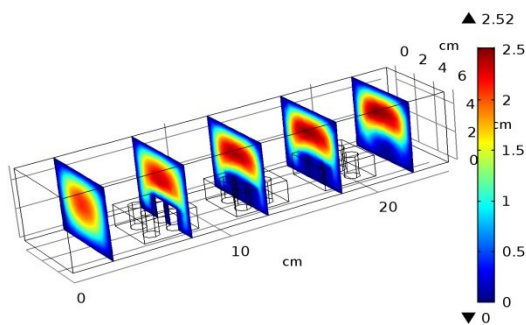
La forte vitesse de l'air favorise le phénomène de convection, ce qui joue un rôle important dans le refroidissement des sources thermiques, tandis que la vitesse faible de l'air favorise la conduction au sein des ailettes cylindriques pleines en aluminium.



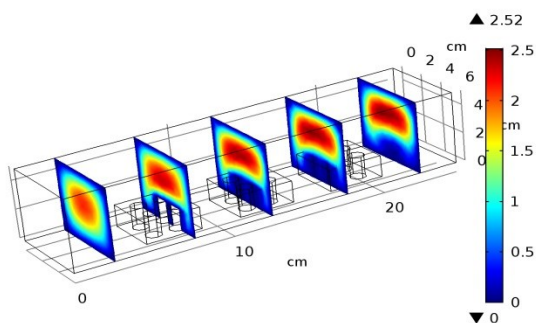
(a) $t = 60s$



(b) $t = 300s$



(c) $t = 900s$



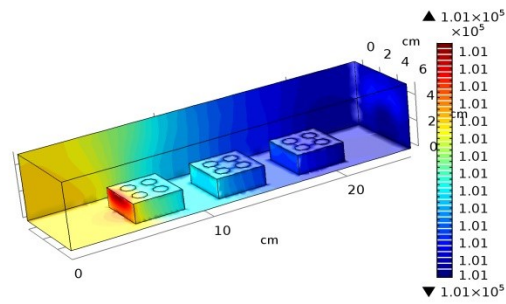
(d) $t = 1800s$

Figure IV.4 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents instants sous les conditions de $q_{source} = 1 \text{ W/cm}^2$ et $u_0 = 1 \text{ m/s}$.

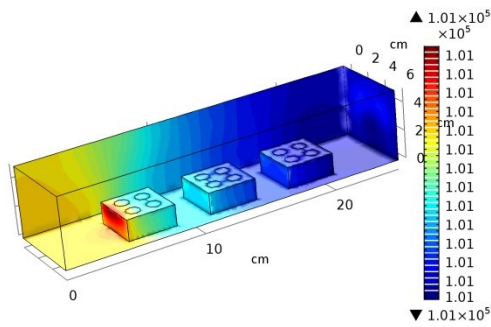
IV.4.3 Distribution de la pression en transitoire

La figure (IV.5) illustre la distribution de la pression lors de l'écoulement de l'air à travers le canal sous les mêmes conditions citées ci-dessus. L'évolution de la pression le long du canal est spatio-temporelle, elle varie fortement en espace, et très faiblement en fonction du temps.

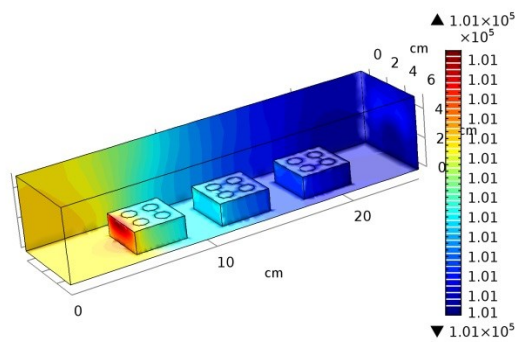
En amont de chaque dissipateur la pression de l'air prend des valeurs fortes, alors qu'en son aval elle est faible. Au niveau du dissipateur, on remarque deux zones distinctes ; pour son côté gauche, et suite aux chocs directs entre l'écoulement et le dissipateur qui représente un obstacle dans le sens d'écoulement de l'air du gauche vers la droite, la pression augmente et prend des valeurs maximales, alors que le reste du corps du dissipateur avec les ailettes qui se trouve à l'intérieur se trouvent à des moyennes pressions, les chocs sont moins forts et par conséquent la pression est moyenne.



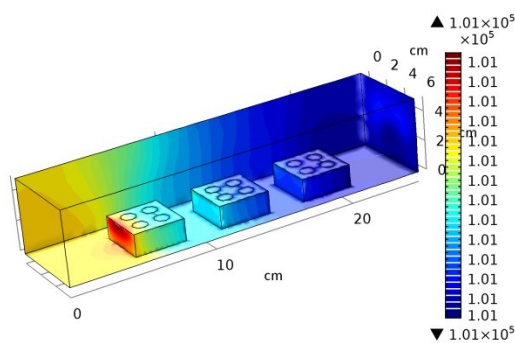
(a) $t = 60s$



(b) $t = 300s$



(c) $t = 900s$



(d) $t = 1800s$

Figure IV.5 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 1 \text{ W/cm}^2$ et $u_0 = 1 \text{ m/s}$.

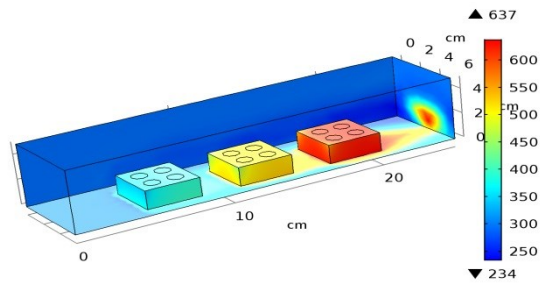
IV.4.4 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la température

La figure (IV.5) montre la distribution de la température au sein du canal pour différentes vitesses de $u_0 = 1, 2, 3$ et 4 m/s, avec un flux constant dissipé par le composant électronique $q_{\text{source}} = 2$ W/cm² et pour le temps $t = 900$ s.

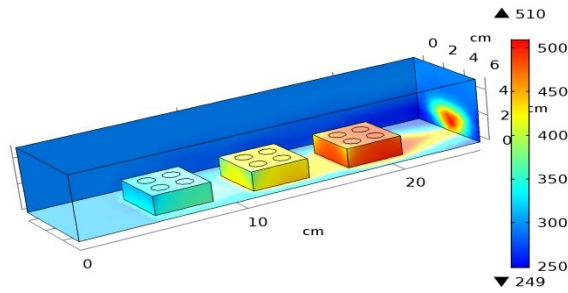
La température au long du canal varie selon des régions différentes. Pour les parois latérales et en amont du canal (les premiers et deuxièmes rangés des cylindres de dissipateur) on observe des températures de faible valeur sous l'effet de l'air entrée avec différentes vitesses tandis qu'au niveau du composant électronique la température prend sa valeur maximum affectée par le flux.

En aval la température se distribue en deux zones : la première zone est de moyenne valeur de température au sein juste de composant électronique et des ailettes, la deuxième zone en aval du canal est de faible valeur de température.

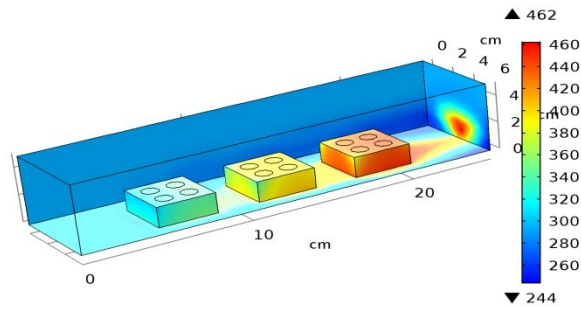
L'augmentation de la vitesse de l'air permet aux ailettes de dissiper une grande quantité de chaleur provoquée par le composant électronique par un phénomène de convection forcée.



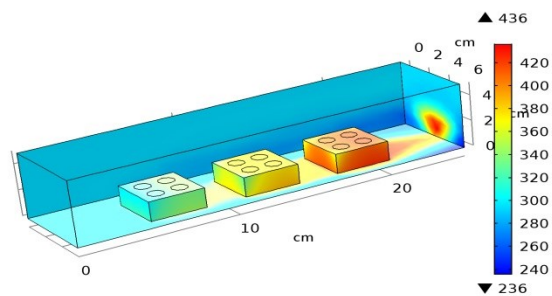
(a) $u_0 = 1\text{ m/s}$



(b) $u_0 = 2\text{ m/s}$



(c) $u_0 = 3\text{ m/s}$



(d) $u_0 = 4\text{ m/s}$

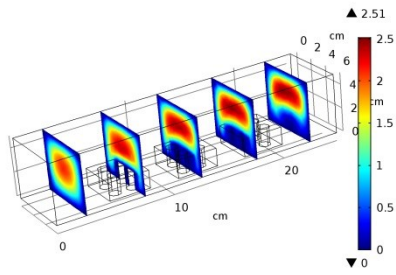
Figure IV.6 : Distribution de la température au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1\text{ W/cm}^2$, $u_0 = 1, \dots, 4\text{ m/s}$ et $t = 900\text{ s}$.

IV.4.5 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la vitesse

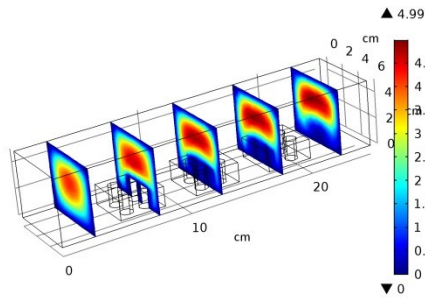
La figure (IV.7) présente la distribution de la vitesse au niveau du canal pour des conditions d'un flux constant et égale à $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$ avec différentes vitesses d'entrée au canal $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ et pour l'instant $t = 900 \text{ s}$.

Deux régions distinctes concernant la distribution de la vitesse se présentent au niveau de chaque dissipateur : au niveau de la zone au-dessus du dissipateur et sur les parois latérales, la vitesse est maximale (l'air est accéléré), par contre au sein du dissipateur l'air se déplace très lentement, à cause de son écoulement dans les pores de la mousse d'aluminium.

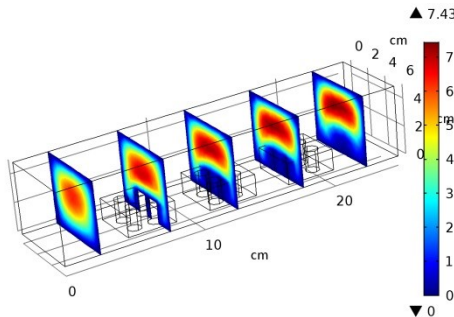
L'effet de l'augmentation de la vitesse à l'entrée du canal c'est d'élevé le niveau d'intensité de la vitesse au sein de la première zone (au-dessus et sur les parois latérales du dissipateur) loin du milieu poreux, et retarde l'écoulement au niveau des pores du milieu poreux.



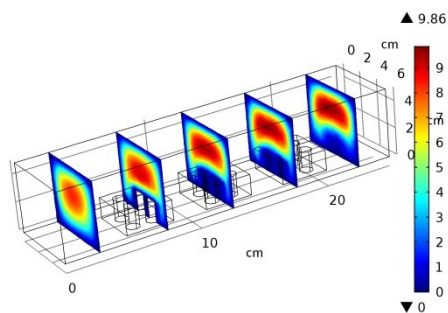
(a) $u_0 = 1 \text{ m/s}$



(b) $u_0 = 2 \text{ m/s}$



(c) $u_0 = 3 \text{ m/s}$



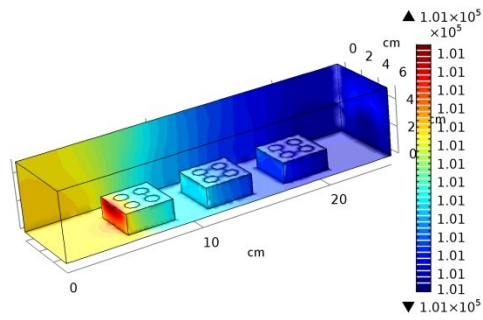
(d) $u_0 = 4 \text{ m/s}$

Figure IV.7 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$, $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ et $t = 900 \text{ s}$.

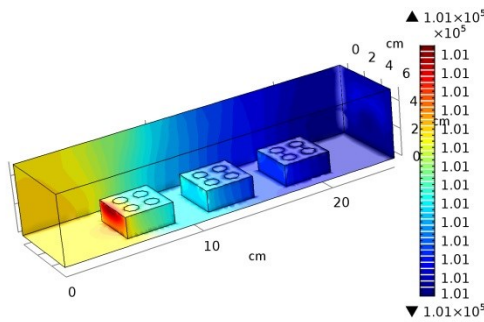
IV.4.6 Effet de la vitesse d'entrée au canal sur la pression

La figure (IV.8) présente la distribution de la pression d'un écoulement laminaire de l'air au sein d'un canal sous les conditions d'un flux thermique constant $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$, et pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ pour un instant $t = 900 \text{ s}$.

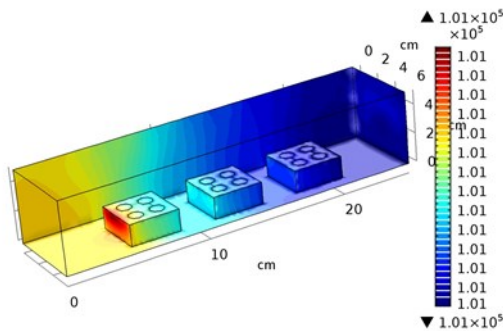
L'effet de l'augmentation de la vitesse d'entrée de l'air au canal sur la pression est très peu observable aux différentes zones du canal. La phénoménologie globale de la distribution de la pression au sein du canal reste inchangée et les zones de la pression ci-dessus restent les mêmes. Ceci est due essentiellement au fait que le dissipateur (mousse d'aluminium + ailettes cylindriques) sert à uniformiser l'écoulement de l'air dans les pores et minimise le choc direct entre l'air et les corps des dissipateurs, ce qui engendre une chute de pression très peu remarquable au sein du canal.



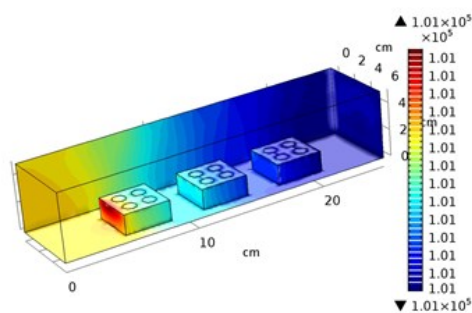
(a) $u_0 = 1 \text{ m/s}$



(b) $u_0 = 2 \text{ m/s}$



(c) $u_0 = 3 \text{ m/s}$



(d) $u_0 = 4 \text{ m/s}$

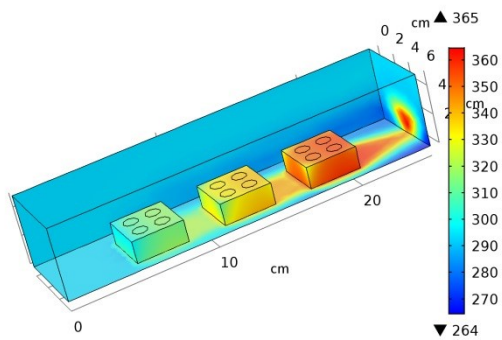
Figure IV.8 : Distribution de la pression au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$, $u_0 = 1, \dots, 4 \text{ m/s}$ et $t = 900 \text{ s}$.

IV.4.7 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température

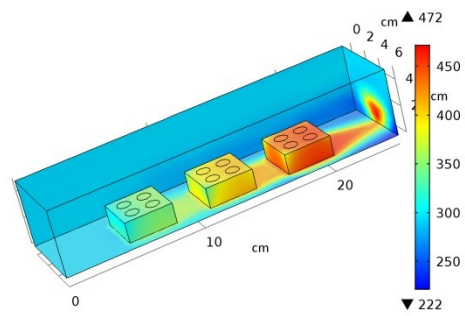
La figure (IV.9) montre l'effet de l'augmentation du flux thermique dissipé par le composant électronique sur la distribution de la température au sein du canal pour une vitesse à l'entrée du canal $u_0 = 2$ m/s et à l'instant $t = 900$ s.

On note que la température généralement augmente par l'augmentation des valeurs de flux pour les valeurs suivantes $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm² et on observe spécifiquement qu'il y a des faibles températures à proximité des parois du canal sous l'effet de l'air entrée, contrairement à celle au niveau de composant électronique elles ont des grandes valeurs ceci est une conséquence de la chaleur dégagée lors de la variation de flux par le composant.

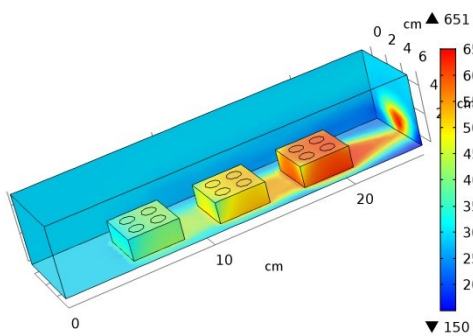
Près du composant électronique et en son aval on remarque que la température se dégrader jusqu'à la sortie, à cause du fait de la convection de l'air forte engendrée et aussi du fait de l'écoulement de l'air dans les pores du dissipateur en contact avec une grande surface d'échange, ce qui a un effet direct remarquable sur le refroidissement du composant électronique.



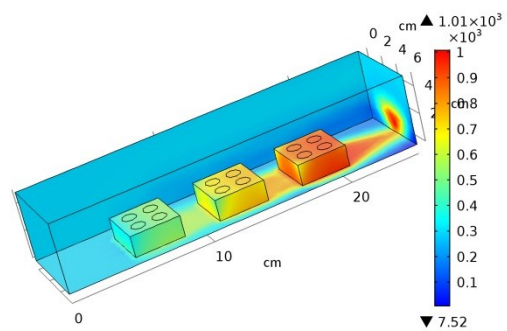
(a) $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$



(b) $q_{\text{source}} = 2.5 \text{ W/cm}^2$



(c) $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/cm}^2$



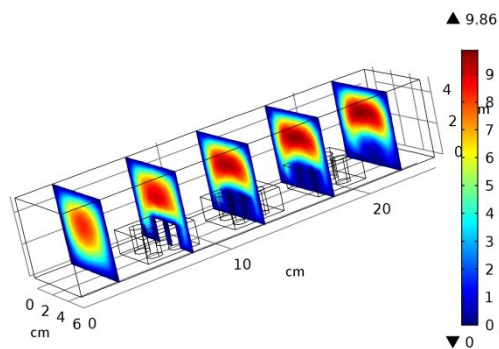
(d) $q_{\text{source}} = 10 \text{ W/cm}^2$

Figure IV.9 : Distribution de la température pour différents flux $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm^2 sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 900 \text{ s}$.

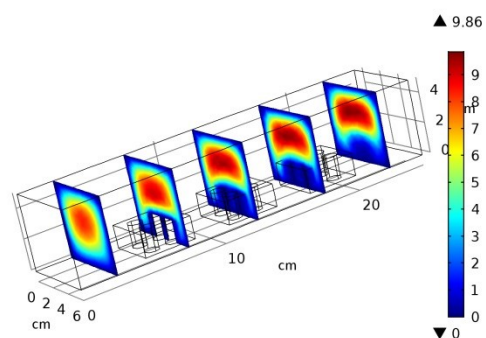
IV.4.8 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse

La figure (IV.10) montre l'évolution de la vitesse le long du canal en présence du dissipateur en mousse d'aluminium avec une vitesse initial de l'air $u_0 = 2$ m/s et sous les conditions du flux $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm² et pour le temps $t = 900$ s.

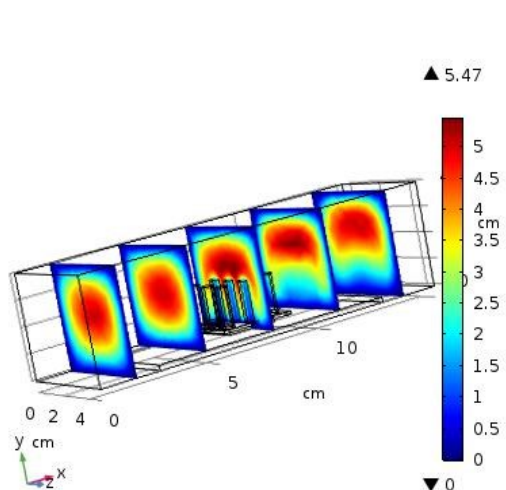
La phénoménologie globale de la distribution la vitesse suite à l'augmentation du flux dissipé est très peu remarquable, cette augmentation à une conséquence directe sur l'échauffement du composant et de plaque et par la suite l'échauffement du dissipateur.



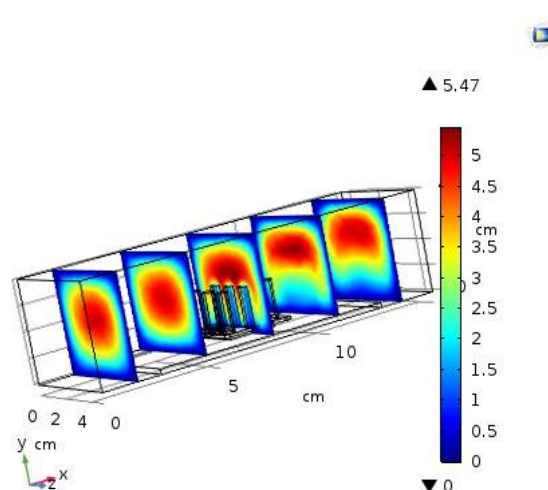
(a) $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$



(b) $q_{\text{source}} = 2.5 \text{ W/cm}^2$



(c) $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/cm}^2$



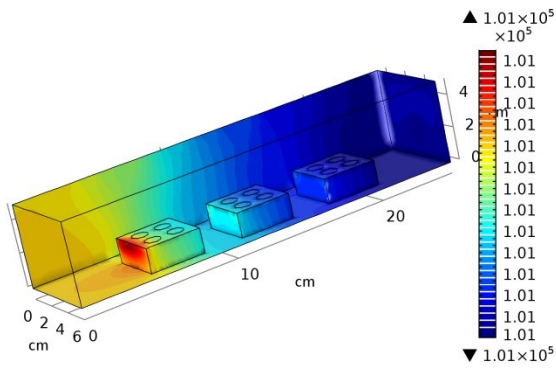
(d) $q_{\text{source}} = 10 \text{ W/cm}^2$

Figure IV.10 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents flux $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm^2 sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 900 \text{ s}$.

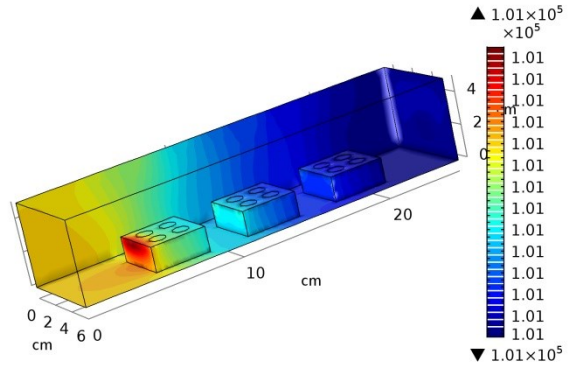
IV.4.9 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression

La figure (IV.10) montre l'évolution de la pression le long du canal en présence du dissipateur en mousse d'aluminium avec une vitesse initial de l'air $u_0 = 2$ m/s et sous les conditions du flux $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm² et pour le temps $t = 900$ s.

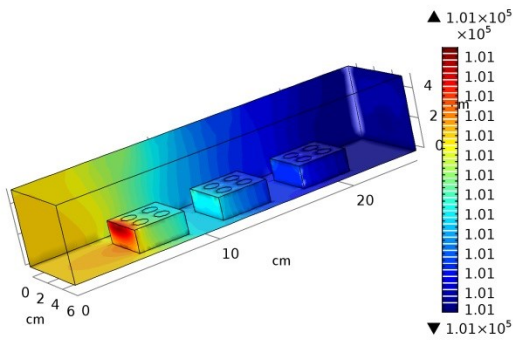
La même discussion citée concernant la vitesse s'avère utile à citer pour la pression, la phénoménologie globale de la distribution la pression suite à l'augmentation du flux dissipé est très peu remarquable, cette augmentation à une conséquence directe sur l'échauffement du composant et la plaque et par la suite l'échauffement du dissipateur.



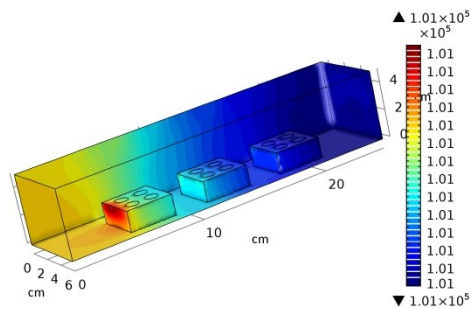
(a) $q_{\text{source}} = 1 \text{ W/cm}^2$



(b) $q_{\text{source}} = 2 \text{ W/cm}^2$



(c) $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/cm}^2$



(d) $q_{\text{source}} = 10 \text{ W/cm}^2$

Figure IV.11 : Distribution de la pression pour différents flux $q_{\text{source}} = 1, 2.5, 5$ et 10 W/cm^2 sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 900 \text{ s}$.

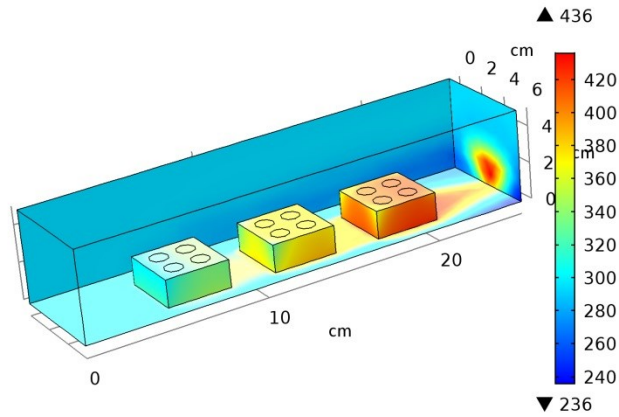
IV.4.10 Comparaison thermo-hydraulique du dissipateur en mousse avec celui en aluminium et avec le cas sans dissipateur

a) Température

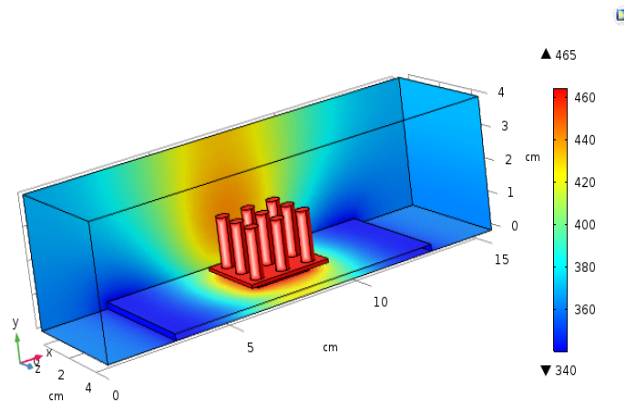
La figure (VI.12) présente une comparaison de la distribution de la température en 3D d'un canal avec de trois dissipateurs thermiques en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques avec source thermique contre premièrement un dissipateur en ailettes cylindriques d'aluminium, et deuxièmement contre le cas d'une source thermique libre sans dissipateur, en gardant des conditions communes fixes de flux dissipé par le par la source $q_{\text{source}}=1.5 \text{ W}$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et pour un temps $t=1800 \text{ s}$.

L'objectif d'insérer un dissipateur thermique en électronique de puissance c'est de garder une température modérée au composant électronique, ceci lui assure un fonctionnement fiable et le maintien contre les effets de fusion. La figure (VI.13) montre que la température maximale atteinte par la source avec un dissipateur en mousse d'aluminium est de 420 K, alors qu'elle atteint 465 K pour le dissipateur en Aluminium, et elle est de 445 K pour le cas de source sans dissipateur. Le dissipateur en mousse d'aluminium est le meilleur pour assurer un refroidissement fiable du composant électronique à des températures maximales modérées. Cela est réalisé par le fait que le transfert thermique par convection s'effectue à travers une grande surface de contact offerte par la mousse et l'air (agent refroidisseur).

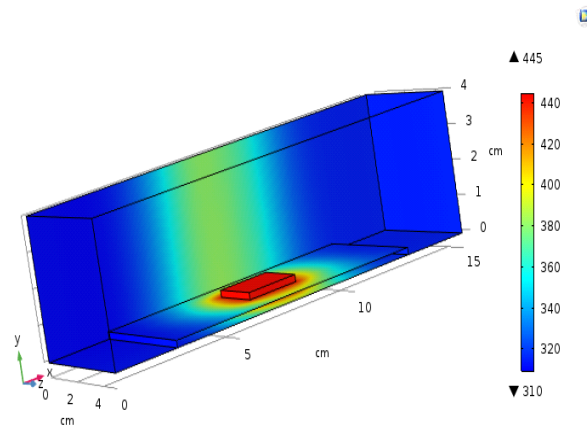
Le dissipateur moussant (le milieu poreux) absorbe la chaleur donc il joue le rôle d'un refroidisseur au sein du composant électronique.



(a) Dissipateur en mousse d'aluminium



(b) Dissipateur en Aluminium



(c) Sans dissipateur

Figure IV.12 : Distribution de la température au sein du dissipateur en mousse, en Aluminium et sans dissipateur sous les conditions du flux dissipé par le composant $q_{\text{source}}=1.5 \text{ W}$, d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et pour le temps $t=1800 \text{ s}$.

Conclusion Générale

Une simulation CFD du transfert de chaleur et de l'écoulement d'air à travers un canal comportant trois dissipateurs en bloc rectangulaires en mousse d'aluminium muni chacun de quatre ailettes cylindriques pleines en aluminium, avec trois sources de chaleur à flux imposé. Le modèle de Darcy-Forchheimer-Brinkman de l'écoulement de l'air au sein d'un milieu poreux a été adopté à partir de la littérature. Le logiciel COMSOL 5.3 multi-physique est utilisé pour résoudre les équations et simuler numériquement par la méthode des éléments finis le système étudié. Les effets de la vitesse de l'air ($u_0=1.4$ cm/s), du flux thermique dissipé par les sources thermiques ($1..10$ W/cm²) sur la phénoménologie du système sont examinés.

Les conclusions suivantes peuvent être mentionnées:

- Sous les conditions d'un flux de chaleur imposé constant et une vitesse constante de l'air à l'entrée du canal, et pour un régime établi concernant la distribution de la température, l'effet de l'écoulement de l'air à travers le canal et les dissipateurs qui engendre une convection forcée est très remarquable, le dissipateur en amont se trouve à des températures moyennes, celui du milieu est à des températures élevées, et pour le dernier en aval ses températures sont très élevées. on peut distinguer trois zones de températures: la zone de température la plus élevée est située au niveau des sources thermiques, la zone la plus basse est située en amont du canal, et celle de température moyenne est au niveau des dissipateurs en mousse métallique, qui joue le rôle d'un absorbeur de calories dissipées par les sources thermiques.

- La phénoménologie hydrodynamique de l'écoulement sous les conditions envisagées, montre que la vitesse de l'air varie très fort dans l'espace, et très peu variable dans le temps. Il existe trois zones distinctes correspondant à la vitesse de l'air : la zone en amont de chaque dissipateur, celle au niveau du dissipateur, et la zone en aval du dissipateur. Dans la première, la vitesse s'intensifie au fur et à mesure qu'on s'éloigne des parois (des valeurs maximales sont au centre du canal). Au niveau du dissipateur, la vitesse prend une valeur faible, et moyenne aux bords, tandis qu'au-dessus des dissipateurs l'air prends des valeurs maximales de vitesse.
- L'évolution de la pression est remarquable en espace, En amont de chaque dissipateur la pression de l'air prend des valeurs fortes, alors qu'en son aval elle est faible. Au niveau du dissipateur, on remarque deux zones distinctes ; pour son côté gauche, et suite aux chocs directs entre l'écoulement et le dissipateur qui représente un obstacle dans le sens d'écoulement de l'air du gauche vers la droite, la pression augmente et prends des valeurs maximales, alors que le reste du corps du dissipateur avec les ailettes qui se trouve à l'intérieur se trouvent à des moyennes pressions, les chocs sont moins fort et par conséquent la pression est moyenne.
- Les dissipateurs en bloc de mousse d'aluminium avec des ailettes cylindriques pleines en aluminium favorisent le transfert de chaleur mixte (conduction-convection) de la part des sources thermiques vers le milieu ambiant (l'air). Ce phénomène est assuré par le transfert conductif à travers les ailettes cylindriques, et simultanément par le transfert convectif à travers le milieu poreux (bloc de mousse d'aluminium), ce qui intensifie les échanges thermiques et joue un rôle important dans l'aménagement des températures des sources thermiques. Par conséquent, Ce procédé d'échange thermique ouvre par une alternative intéressante dans le domaine de refroidissement de composants électroniques de puissance par l'utilisation des dissipateurs en mousse d'aluminium.
- L'effet de l'augmentation de la vitesse de l'air permet aux ailettes cylindriques et au bloc de mousse d'aluminium de dissiper une puissance élevée absorbée de la part des sources thermiques par un phénomène de convection forcée.
- En perspective à ce travail, la validation des résultats de la simulation en 3D laminaire transitoire sous les mêmes conditions de transfert de chaleur et d'écoulement contre des résultats expérimentaux doit être faite, examinée et discutée.

Bibliographie

- [1] Kandlikar, S. G., 2013, Review and Projections of Integrated Cooling Systems for 3D ICs, ASME J. Electron. Packag, 136(June), pp. 1–11.
- [2] Hajmohammadi, M. R., Poozesh, S., Salman Nourazar, S., and Manesh, A. H., 2013, Optimal architecture of heat generating pieces in a fin, J. Mech. Sci. Technol., 27(4), pp. 1143–1149.
- [3] Dixit, T., and Ghosh, I., 2015, —Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, Renew. Sustain. Energy Rev., 41, pp. 1298–1311.
- [4] Chingulpitak, S., and Wongwises, S., 2015, —A review of the effect of flow directions and behaviors on the thermal performance of conventional heat sinks, Int. J. Heat Mass Transf., 81, pp. 10–18.
- [5] Kim, S. Y., Paek, J. W., and Kang, B. H., 2003, Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling, IEEE Trans. Components Packag. Technol., 26(1), pp. 262–267.
- [6] Kaviany, M., 2002, Principles of heat transfer.
- [7] Leong, K. C., and Jin, L. W., 2006, —Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities, Int. J. Heat Mass Transf., 49(3-4), pp. 671–681.
- [8] Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., and Rossetto, L., 2010, Heat transfer during air flow in aluminum foams, Int. J. Heat Mass Transf., 53(21-22), pp. 4976–4984.

- [9] Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., and Rossetto, L., 2010, Pressure drop during air flow in aluminum foams, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 53(15-16), pp. 3121–3130.
- [10] Cavallini, a., Mancin, S., Rossetto, L., and Zilio, C., 2009, Air Flow in Aluminum Foam: Heat Transfer and Pressure Drops Measurements, *Exp. Heat Transf.*, 23(February), pp. 94–105.
- [11] Liu, J. F., Wu, W. T., Chiu, W. C., and Hsieh, W. H., 2006, Measurement and correlation of friction characteristic of flow through foam matrixes, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 30(4), pp. 329–336.
- [12] Hsieh, W. H., Wu, J. Y., Shih, W. H., and Chiu, W. C., 2004, Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 47, pp. 5149–5157.
- [13] Dogan, A., and Tezel, T., 2013, Experimental investigation of convection heat transfer from open-celled metal foam blocks, *J. Enhanc. Heat Transf.*, 20(3), pp. 267–275.
- [14] Giani, L., Groppi, G., and Tronconi, E., 2005, Heat Transfer Characterization of Metallic Foams, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 44(24), pp. 9078–9085.
- [15] Dukhan, N., Pic n-Feliciano, R., and lvarez-Hernández, A. R., 2006, —Air Flow Through Compressed and Uncompressed Aluminum Foam: Measurements and Correlations, *J. Fluids Eng.*, 128(5), p. 1004.
- [16] Whitaker, S., 1996, —The Forchheimer equation: A theoretical development, *Transp. Porous Media*, 25(3), pp. 27–61.
- [17] Guarino, S., Rubino, G., Tagliaferri, V., and Ucciardello, N., 2015, —Thermal behavior of open cell aluminum foams in forced air: Experimental analysis, *Measurement*, 60, pp. 97–103.
- [18] Yang, Y., Ji, X., and Xu, J., 2010, —Pool boiling heat transfer on copper foam covers with water as working fluid, *Int. J. Therm. Sci.*, 49(7), pp. 1227–1237.
- [19] Zhang, H. Y., Pinjala, D., Joshi, Y. K., Wong, T. N., Toh, K. C., and Iyer, M. K., 2005, Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic packages, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(2), pp. 272–280.
- [20] Calmidi, V. V., and Mahajan, R. L., 2000, —Forced Convection in High Porosity Metal Foams, *J. Heat Transfer*, 122(3), p. 557.

- [21] Odabae, M., Mancin, S., and Hooman, K., 2013, —Metal foam heat exchangers for thermal management of fuel cell systems - An experimental study, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 51, pp. 214–219.
- [22] Lu, W., Zhao, C. Y., and Tassou, S. a., 2006, —Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 49(15-16), pp. 2751–2761.
- [23] Chumpia, a., and Hooman, K., 2014, —Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 66(1-2), pp. 266–273.
- [24] Kim, S. Y., Lee, M. H., and Lee, K. S., 2005, —Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement, *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, 28(1), pp. 142–148.
- [25] Yang, K.-S., Chung, C.-H., Lee, M.-T., Chiang, S.-B., Wong, C.-C., and Wang, C.-C., 2013, —An experimental study on the heat dissipation of LED lighting module using metal/carbon foam, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 48, pp. 73–79.
- [26] Byon, C., 2015, —Heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks subject to an impinging jet under fixed pumping power, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 84, pp. 1056–1060.
- [27] Kim, S. J., and Kim, D., 1999, —Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling, *J. Heat Transfer*, 121(3), p. 639.
- [28] DeGroot, C. T., Gateman, D., and Straatman, A. G., 2010, The Effect of Thermal Contact Resistance at Porous-Solid Interfaces in Finned Metal Foam Heat Sinks, *J. Electron. Packag.*, 132(4), p. 041007.
- [29] Zhao, C. Y., 2012, —Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 55(13-14), pp. 3618–3632.
- [30] Sir Thomson, W., 1887, On the division of space with minimum partitional area, *Acta Math.*, 11, pp. 121–134.
- [31] Liquides, D. E. S., 1873, *Des liquides*, Sci. York.
- [32] MATZKE, E. B., 1946, The three-dimensional shape of bubbles in foam; an analysis of the role of surface forces in three-dimensional cell shape determination., *Am. J. Bot.*, 33(1), pp. 58–80.
- [33] Weaire, D., and Phelan, R., 1994, A counter-example to Kelvin's conjecture on minimal surfaces, *Philos. Mag. Lett.*, 69(2), pp. 107–110.

- [34] Luxner, M. H., Stampfl, J., and Pettermann, H. E., 2007, —Numerical simulations of 3D open cell structures - influence of structural irregularities on elasto-plasticity and deformation localization, *Int. J. Solids Struct.*, 44, pp. 2990–3003.
- [35] Kopanidis, a., Theodorakakos, a., Gavaises, E., and Bouris, D., 2010, —3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 53(11-12), pp. 2539–2550.
- [36] Sihn, S., and Roy, A. K., 2004, —Modeling and prediction of bulk properties of open-cell carbon foam, *J. Mech. Phys. Solids*, 52, pp. 167–191.
- [37] Straatman, A. G., Gallego, N. C., Yu, Q., Betchen, L., and Thompson, B. E., 2007, Forced Convection Heat Transfer and Hydraulic Losses in Graphitic Foam, *J. Heat Transfer*, 129(9), p. 1237.
- [38] Li, K., Gao, X.-L., and Roy, a. K., 2005, Micromechanical modeling of three-dimensional open-cell foams using the matrix method for spatial frames, *Compos. Part B Eng.*, 36, pp. 249–262.
- [39] Druma, A., Alam, M. K., Anghelescu, M., Druma, C., and Maruyama, B., 2005, Three Dimensional Modeling of Carbon Foams, *Heat Transfer, Part A, ASME*, pp. 209–211.
- [40] Ashby, M. F., Evans, A. G., Fleck, N. A., Gibson, L. J., Hutchinson, J. W., and Wadley, H. N. G., 2000, *Metal Foams*, Elsevier.
- [41] Banhart, J., 2001, —Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams, *Prog. Mater. Sci.*, 46, pp. 559–632.
- [42] Zhu, H. X., Knott, J. F., and Mills, N. J., 1997, —Analysis of the elastic properties of open-cell foams with tetrakaidecahedral cells, *J. Mech. Phys. Solids*, 45(3), pp. 319–343.
- [43] Warren, W., Neilsen, M. ., and Kraynik, a. ., 1997, Torsional rigidity of a plateau border, *Mech. Res. Commun.*, 24, pp. 667–672.
- [44] Roberts, a. P., and Garboczi, E. J., 2002, Elastic properties of model random three-dimensional open-cell solids, *J. Mech. Phys. Solids*, 50, pp. 33–55.
- [45] Warren, W. E., and Kraynik, A. M., 1988, The Linear Elastic Properties of Open-Cell Foams, *J. Appl. Mech.*, 55(2), p. 341.
- [46] Chiu, S. N., Stoyan, D., Kendall, W. S., and Mecke, J., 2013, *Stochastic Geometry and Its Applications*, John Wiley & Sons.
- [47] Yuan, Z., Rayess, N., and Dukhan, N., 2014, —Modeling of the Mechanical Properties of a Polymer-metal Foam Hybrid, *Procedia Mater. Sci.*, 4(2009), pp. 207–211.

- [48] Suleiman, A. S., and Dukhan, N., 2014, —Forced convection inside metal foam: Simulation over a long domain and analytical validation, *Int. J. Therm. Sci.*, 86, pp. 104–114.
- [49] Baillis, D., and Coquard, R., 2008, Radiative and Conductive Thermal Properties of Foams.
- [50] Rodrigues, F. P., Li, J., Silikas, N., Ballester, R. Y., and Watts, D. C., 2009, Sequential software processing of micro-XCT dental-images for 3D-FE analysis, *Dent. Mater.*, 25, pp. 47–55.
- [51] Langton, C. M., Pisharody, S., and Keyak, J. H., 2009, Comparison of 3D finite element analysis derived stiffness and BMD to determine the failure load of the excised proximal femur, *Med. Eng. Phys.*, 31, pp. 668–672.
- [52] Tie, Y., Wang, D. M., Ji, T., Wang, C. T., and Zhang, C. P., 2006, Three-dimensional finite-element analysis investigating the biomechanical effects of human mandibular reconstruction with autogenous bone grafts, *J. Cranio-Maxillofacial Surg.*, 34, pp. 290–298.
- [53] Li, M., Miller, K., Joldes, G. R., Doyle, B., Garlapati, R. R., Kikinis, R., and Wittek, A., 2015, Patient-Specific biomechanical model as whole-body CT image registration tool, *Med. Image Anal.*
- [54] Wulf, R., Mendes, M. a a, Skibina, V., Al-Zoubi, A., Trimis, D., Ray, S., and Gross, U., 2014, Experimental and numerical determination of effective thermal conductivity of open cell FeCrAl-alloy metal foams, *Int. J. Therm. Sci.*, 86, pp. 95–103.
- [55] Liebscher, a., Proppe, C., Redenbach, C., and Schwarzer, D., 2013, Stochastic multiscale modeling of metal foams, *Procedia IUTAM*, 6, pp. 87–96.
- [56] 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.
- [57] M. Benmerkhi, Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse, Spécialité énergétique, option photothermique, Université Mentouri Constantine.
- [58] I.Solmus, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow behaviors of a block type graphite foam heat sink inserted in a rectangular channel , *Elsevier Applied Thermal Engineering* 78 (2015) 605-615.

- [59] C.C. Chen, P. C. Huang, H.Y. Hwang, Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers, Elsevier International Journal of Heat and Mass Transfer 58 (2013) 356–373.
- [60] N. Dukhan , K.C. Chen, Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2007) 624–631.
- [61] CFD Module User's guide. Logiciel, Burlington, COMSOL, 2012.
- [62] Introduction to COMSOL Multiphysics. Logiciel, Burlington, COMSOL, 2012.
- [63] Heat Transfert Module User's Guide. Logiciel, Burlington, COMSOL, 2012.
- [64] B. Buonomo, D. Ercole, O. Manca, S. Nardini, A numerical analysis on a compact heat exchanger in aluminum foam, Journal of physics, conference series 745 (2016) 032141.
- [65] Mousses métalliques. [document électronique]. Troyes, UTT, <http://docplayer.fr/stroage/29/13883040/1528074267/28K26MbKpd8gZpTXV96gZQ/13883040.pdf>.