

Etude de la convection forcée lors de refroidissement d'un Dissipateur thermique à ailettes cylindriques en mousse métallique

Boulahrouz Salim⁽¹⁾, Chahaoui Oualid⁽¹⁾, kamel khounfais⁽²⁾, Redha Menaceur⁽³⁾, Nouredine Menaceur⁽³⁾

(1) Département de Génie Mécanique
Université Abbes Laghrour Khenchela
Khenchela, 40000, Algerie.

boulahrouz_salim@yahoo.fr

(2) Engineering Sciences and Advanced Materials Laboratory (ISMA),
2LRPCSI Université 20 août 1955 Skikda,
BP-26, 21000 Skikda, Algeria. and
khounfaikamel@yahoo.fr

(3) Département de Génie Mécanique
Université Hamma Lakhdar Eloued
Eloued, Algerie.

Résumé :

Cette étude présente 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 muni d'un système plaque – composant électronique refroidie par un dissipateur à ailettes cylindriques en mousse d'aluminium. L'objectif est de présenter et d'analyser la fiabilité et l'efficacité du dissipateur en mousse d'aluminium à ailettes cylindriques sous des conditions variables du flux thermique dissipé par le composant électronique ainsi qu'une vitesse de l'air variable à l'entrée du canal.

Les résultats de simulation montrent clairement que sous des conditions similaires de flux thermique et de vitesse de l'air à l'entrée du canal et aux mêmes moments, la plage de température à la surface du composant électronique avec un dissipateur en mousse d'aluminium à ailettes cylindriques est nettement inférieure en comparaison avec le cas d'un dissipateur ordinaire d'aluminium ou avec le cas sans dissipateur, Ce qui favorise l'utilisation de ces dissipateurs en mousse métallique pour assurer la fiabilité et l'efficacité des composants électroniques de puissance.

Keywords — Mousse métallique, Dissipateur thermique, Comsol, Simulation, Milieu poreux, modèle Darcy-Forchheimer-Brinkman, Convection forcée.

1. INTRODUCTION

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.

1.1 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/cm² [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.

1.2 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 [14–17].

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 [14]. 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 [15]. 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 [16]. 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 [17]. 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 [17–18].

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 [19].

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 [20]. 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 [21]. 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 [22].

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 [23, 24]. 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 [25,26]. 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 [27, 28]. 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 [29]. 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 [30]. 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 [31]. 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 [32–33].

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 [34–36]. 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 tomodensitomètres [37]. 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 thermomécanique 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 tomodensitométrie 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 [38,39]. 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.

Dans cette étude, 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 muni d'un système plaque – composant électronique refroidie par un dissipateur à ailettes cylindriques en mousse d'aluminium.

2. Modélisation Thermo-Fluide

2.1 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 (figure1). 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.

2.2 La géométrie du problème

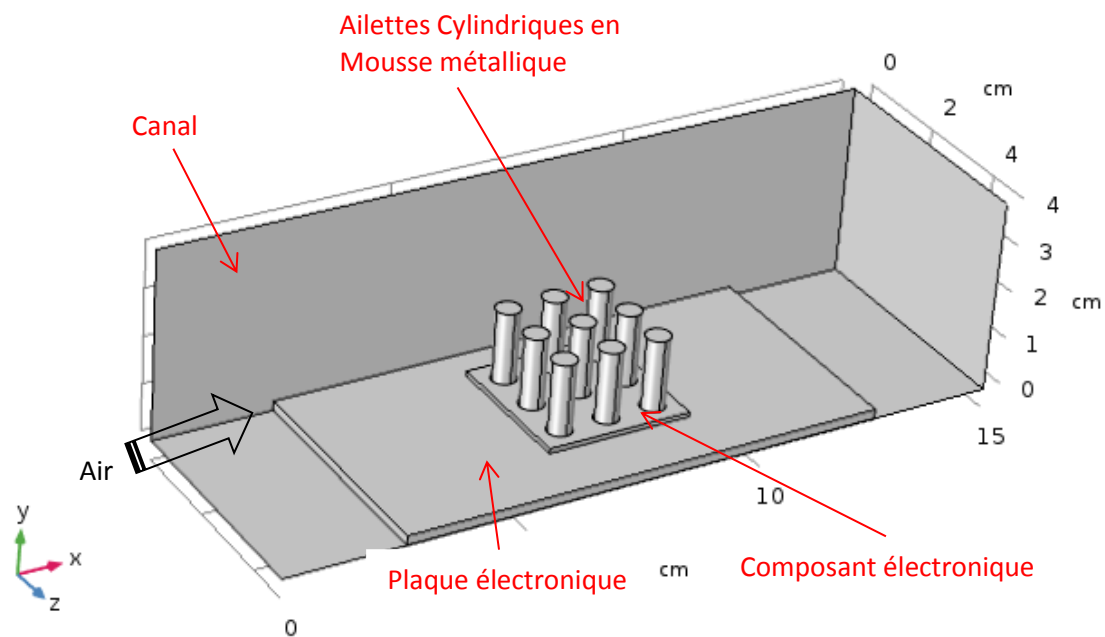


Figure 1 : Schéma du système de refroidissement simulé.

Les dimensions de notre système sont données comme suit :

Longueur du canal = 15 cm,

Hauteur du canal = 5 cm,

Longueur de la plaque électronique = 10 cm,

Epaisseur de la plaque électronique = 0.2 cm,

Longueur du composant électronique = 2 cm,

Epaisseur du composant électronique = 0.2 cm,

Base du dissipateur = 3 x 3 x 0.1 cm,

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

Longueur de l'ailette cylindrique en mousse d'aluminium = 1.5 cm,

Nombre d'ailettes en mousse d'aluminium = 9.

2.3 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 thermophysiques 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.

2.4 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

$$\nabla(\vec{v}) = 0 \quad (1)$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement

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

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

$$\varepsilon(\rho c_P)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_P)_f \vec{v} \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot ((k_f + k_d) \nabla T_f) + h(T_s - T_f) \quad (3)$$

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

$$(1 - \varepsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon) \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + h(T_f - T_s) \quad (4)$$

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 :

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \quad (5)$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\rho_f} \nabla^2 \vec{V} \quad (6)$$

L'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T_f = \alpha_f \nabla^2 T_f \quad (7)$$

2.5 Les conditions initiales aux limites

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

La condition initiale :

$$t = 0, \quad u = v = w = 0, \quad T = T_0, \quad P = P_0. \quad (8)$$

En amont du canal : (vitesse imposée)

$$\begin{aligned} x = 0, y = 0, \quad z = 0 \quad \text{et} \quad z = H \\ u = u_0, \quad v = w = 0, \quad T = T_0, \quad P = P_0. \end{aligned} \quad (9)$$

En aval du canal : (pression imposée)

$$x=L, \quad y=0, \quad z=0 \quad \text{et} \quad z=H, \quad P = P_0 \quad (10)$$

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

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

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

$$q_{\text{source}} = 1 \dots 4 \text{W} \quad (12)$$

Table 1. Properties of aluminum-alloy T-6201 foam [17-Chen 2012].

ε	d_f (mm)	d_p (mm)	K (m ²)	F	α_{sf} (m ⁻¹)	k_{eff} (W/m.K)	λ_{eff}
0.95	0.4	3.32	1.65×10^{-7}	0.099	701	4.04	153.53

3. Résultats et discussions

Nous exposons les résultats de simulation en 3D transitoire de l'écoulement de l'air au sein du canal comportant une plaque électronique muni d'un dissipateur à ailettes cylindriques en mousse métallique. 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 en mousse métallique (figure1). Le but est :

- Déterminer sous les conditions d'un flux thermique dissipé par le composant électronique imposé, et une vitesse de l'air imposée à l'entrée du canal, 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 la phénoménologie du système.

3.2 Maillage du système simulé

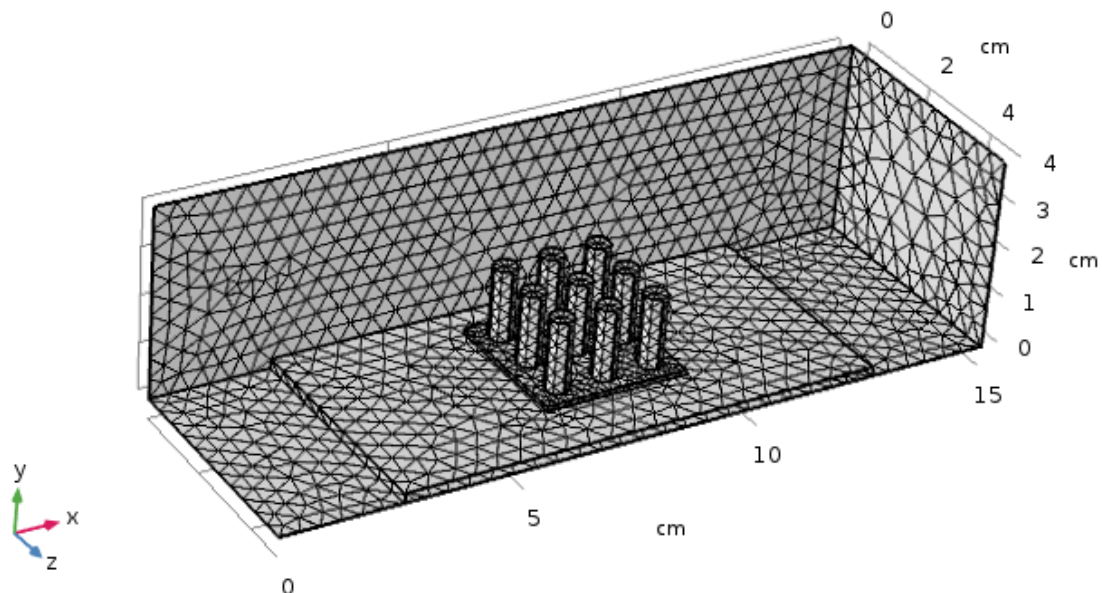


Figure 2 : Maillage 3D du système de refroidissement étudié.

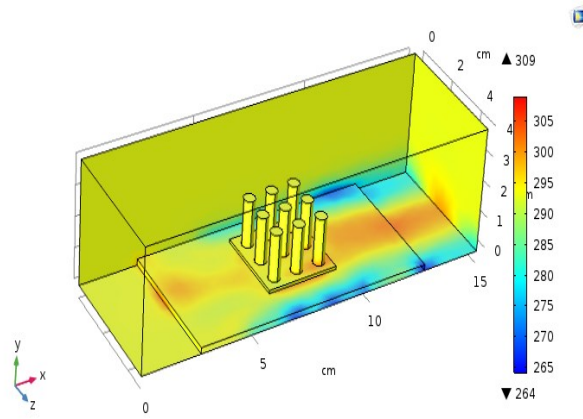
4. Résultats de simulation

4.1 Distribution de la température en transitoire

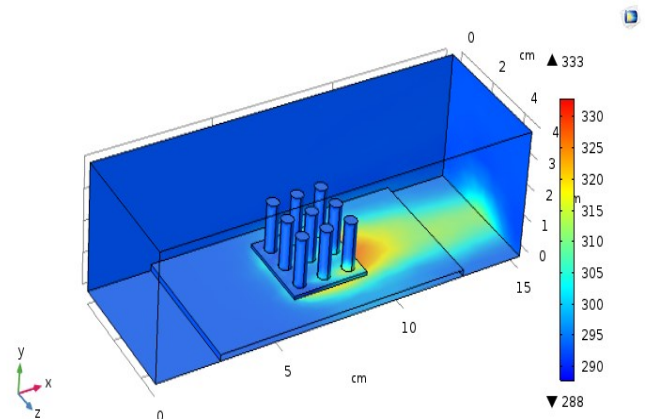
La figure 3 représente la distribution de la température en fonction du temps au sein du canal muni d'un composant électronique avec un dissipateur thermique en mousse d'aluminium. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$, et une dissipation thermique totale du composant égale à $q_{\text{source}} = 1.5 \text{ W}$.

Les instants pris en considération sont respectivement : $t = 30, 900, 1800, 2700$, et 3600 s . On remarque au départ au temps $t=30 \text{ s}$, le flux thermique dissipé est concentré au niveau du composant, 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 du dissipateur en mousse qui absorbe la majeure partie de ce flux, ce dernier se propage le long du canal vers la sortie.

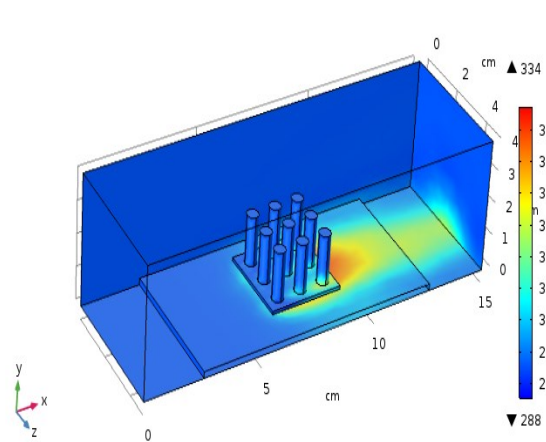
L'absorption du flux par le dissipateur en mousse se fait sans que les ailettes cylindriques soient en hautes températures, ceci c'est l'avantage premier de l'utilisation des mousses métalliques pour l'aménagement thermiques des composants électroniques. Une partie minimale du flux dissipé par le composant se propage au sein du dissipateur par conduction, tandis que la majeure partie est dissipée par convection à travers les ailettes en mousse vers l'air.



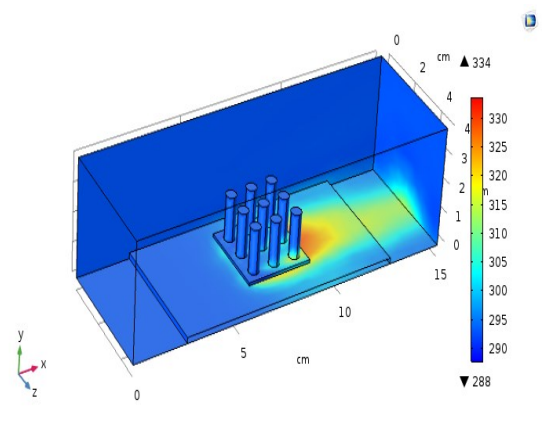
(a) $t = 30s$



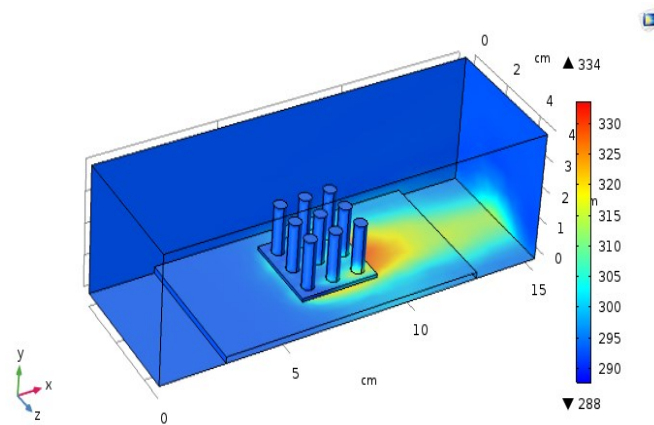
(b) $t = 900s$



(c) $t = 1800s$



(d) $t = 2700s$



(e) $t = 3600s$

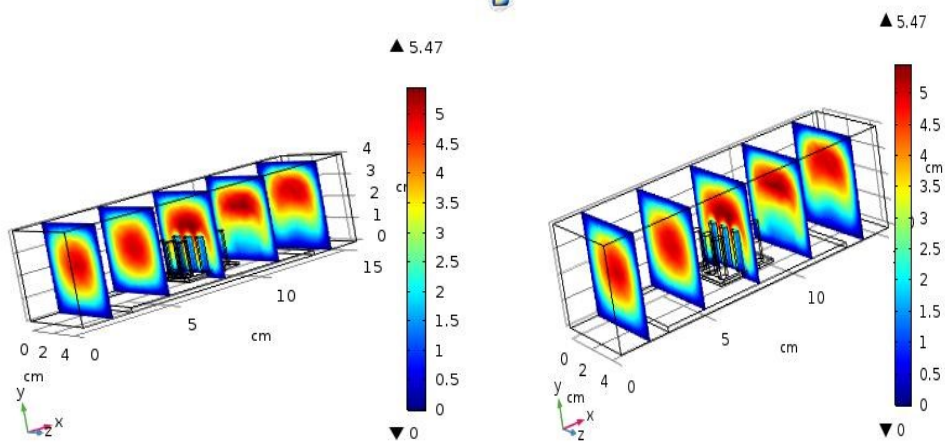
Figure 3: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1.5 \text{ W}$ et $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$.

4.2 Distribution de la vitesse en transitoire

La figure 4 illustre la distribution de la vitesse de l'air au sein du canal muni d'un composant électronique avec un dissipateur thermique en mousse d'aluminium pour différents instants qui couvrent une période de fonctionnement en continu du composant électronique. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$, et une dissipation thermique totale du composant égale à $q_{\text{source}} = 1.5 \text{ W}$, pour les instants suivants : $t=30, 900, 1800, 2700$, et 3600 s .

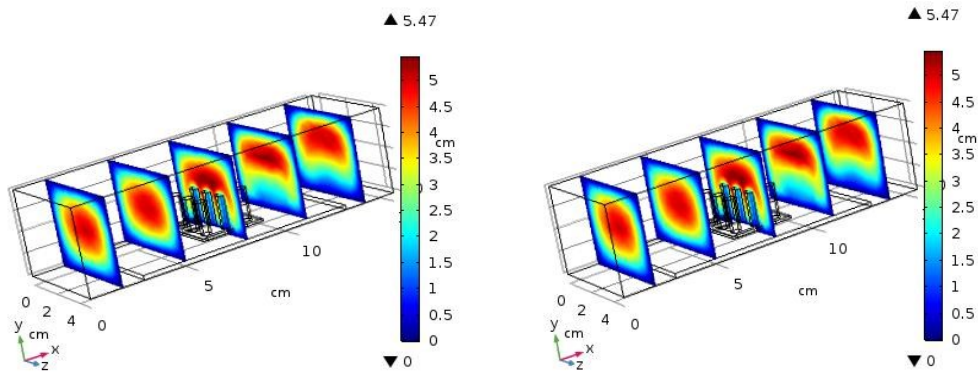
On observe que la vitesse de l'air varie très fort dans l'espace, et très peu dans le temps. A l'entrée du canal la vitesse est fixe elle est égale à $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$, au niveau des parois du canal elle s'annule par effet de l'adhérence à la paroi. On remarque principalement trois zones correspondant à la vitesse de l'air : la zone en amont du 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 en ailettes cylindriques en mousse d'aluminium, la vitesse prend une valeur faible au centre des ailettes, et moyenne aux bords, tandis qu'elle est de valeur élevée dans les régions inter-aillettes. Au-dessus des ailettes 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 du composant électronique, tandis que la vitesse faible de l'air favorise la conduction



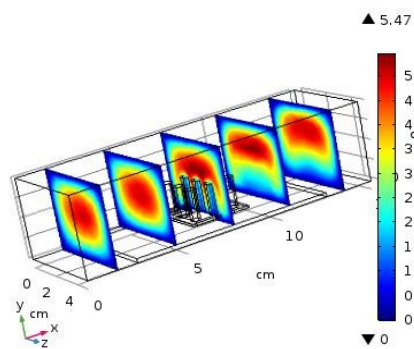
(a) $t = 30s$

(b) $t = 900s$



(c) $t = 1800s$

(d) $t = 2700s$



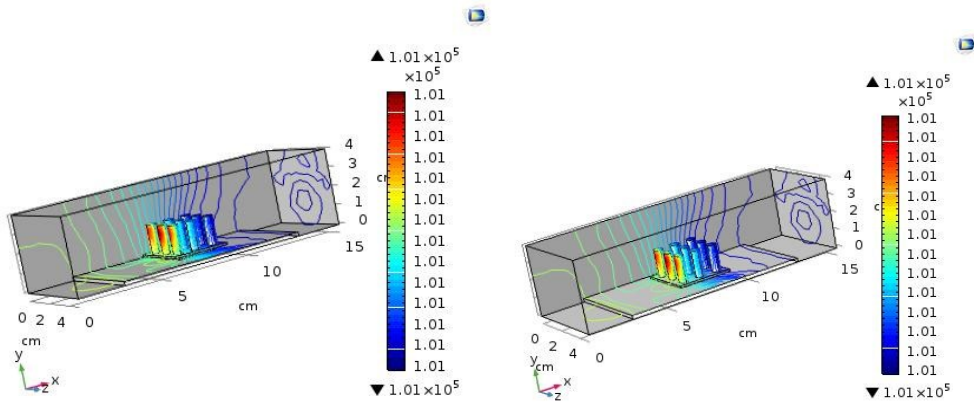
(e) $t = 3600s$

Figure 5 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 1.5 W$ et $u_0 = 2.5 m/s$.

4.3 Distribution de la pression en transitoire

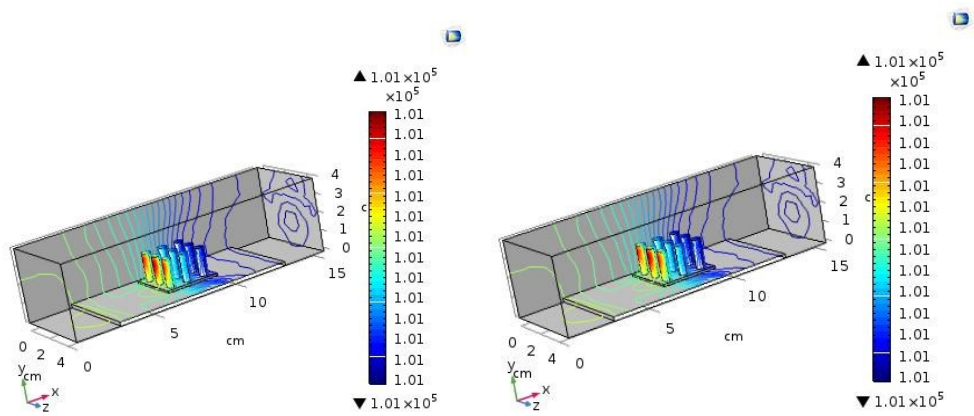
La figure 6 illustre la distribution de la pression lors de l'écoulement de l'air à travers le canal sous les mêmes conditions citées ci-dessus. L'évolution de la pression le long du canal est spatio-temporelle, elle varie fortement en espace, et très faible en fonction du temps.

En amont du dissipateur la pression de l'air prend des valeurs moyennes, alors qu'en son aval elle est faible. Au niveau du dissipateur, on remarque trois zones distinctes ; pour les premières ailettes rencontrées par l'air en son écoulement à travers le dissipateur, et suite aux chocs directs entre l'écoulement et ces ailettes qui représentent des obstacles, la pression augmente et prends des valeurs maximales, alors que les ailettes en deuxième rang du dissipateur, les chocs sont moins fort et par conséquent la pression est moyenne. Les ailettes au troisième rang subissent les chocs les moins forts, donc les pressions les moins faibles.



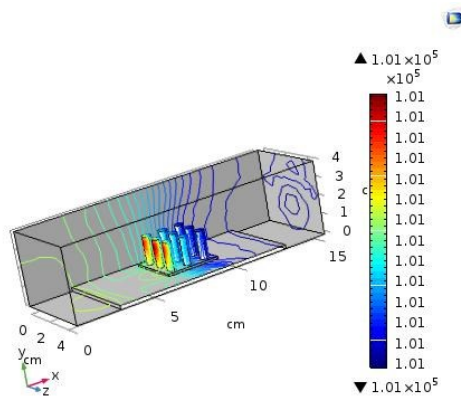
a) $t = 30s$

b) $t = 900s$



c) $t = 1800s$

d) $t = 2700s$



e) $t = 3600s$

Figure 6 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 1.5 \text{ W}$ et $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$.

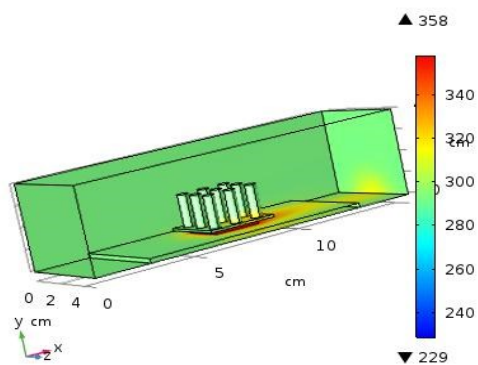
4.4 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la température

La figure 6 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 $q_{\text{source}} = 1.5$ W et pour le temps $t = 900$ s.

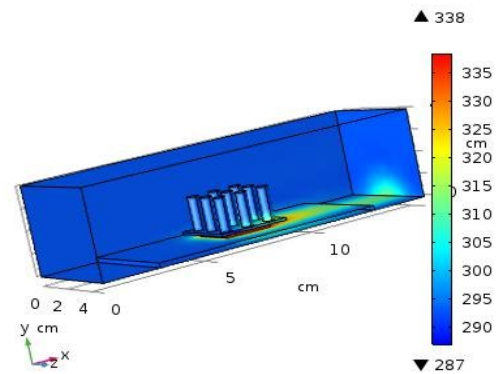
La température au long du canal varie selon des régions différentes. Pour les parois latérales et en amont du canal (les premiers et deuxièmes rangs des cylindres de dissipateur) on observe des températures de faible valeur sous l'effet de l'air entrée avec différentes vitesses tandis qu'au niveau du 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.

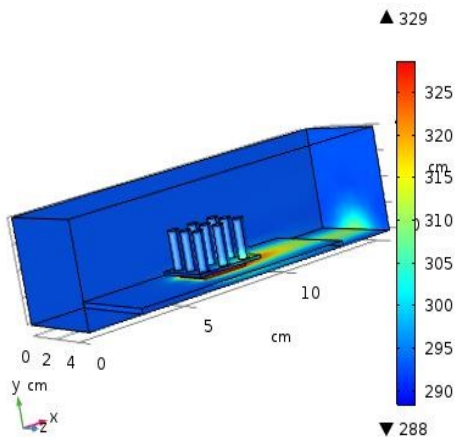
L'augmentation de la vitesse de l'air permet aux ailettes de dissiper une grande quantité de chaleur provoquée par le composant électronique par un phénomène de convection forcée.



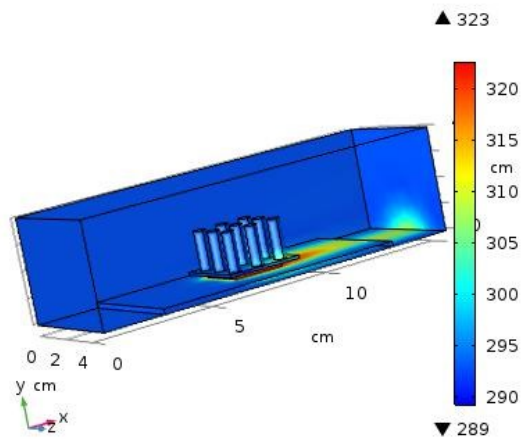
(a) $u_0 = 1\text{ m/s}$



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



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



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

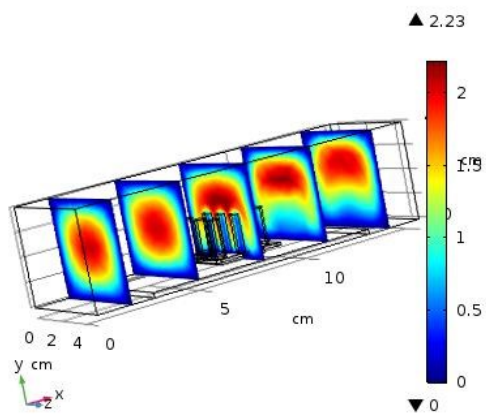
Figure 6 : Distribution de la température au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1.5\text{ W}$, $u_0 = 1, \dots, 4\text{ m/s}$ et $t = 900\text{ s}$.

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

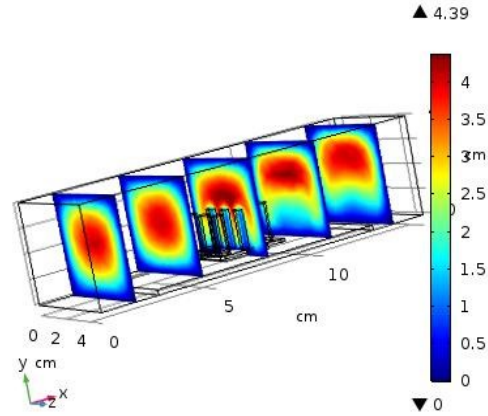
La figure 7 présente la distribution de la vitesse au niveau du canal pour des conditions d'un flux constant et égale à 1.5 W avec différentes vitesses d'entrée au canal et pour l'instant $t = 900$ s.

Trois régions distinctes concernant la distribution de la vitesse se présentent : en aval du canal, la vitesse est maximale au centre du canal et diminue au fur et à mesure que l'on se rapproche des parois. Au niveau du dissipateur, la vitesse est maximale au-dessus des ailettes cylindriques, et moyenne au sein de ces ailettes. En aval, la vitesse s'intensifie en niveau de la paroi supérieure, et elle est moyenne au niveau de la paroi inférieure.

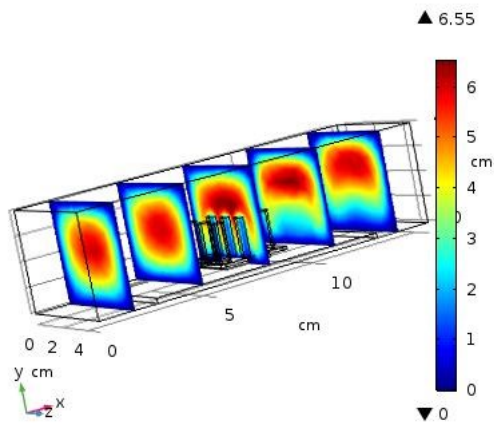
L'effet de l'augmentation de la vitesse à l'entrée du canal c'est d'élever le niveau d'intensité de la vitesse au sein des trois régions citées ci-dessus, mais elle n'apporte aucun changement de la phénoménologie globale de la distribution de vitesse.



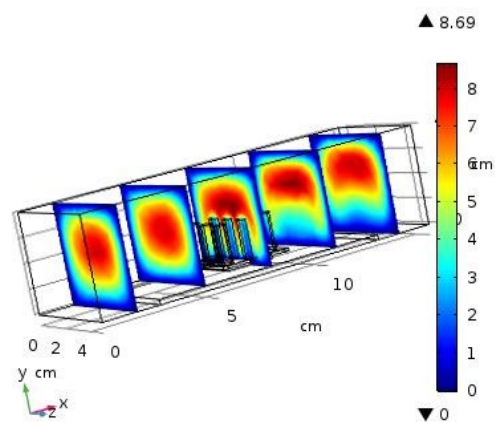
(a) $u_0 = 1\text{m/s}$



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



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



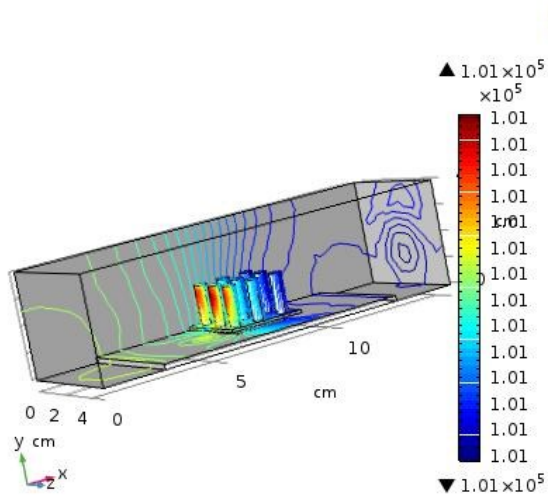
(d) $u_0 = 4\text{m/s}$

Figure 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 $q_{\text{source}} = 1.5\text{ W}$, $u_0 = 1, \dots, 4\text{ m/s}$ et $t = 900\text{s}$.

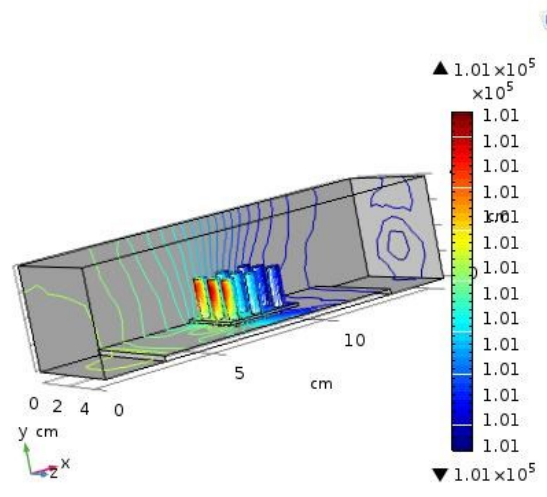
4.6 Effet de la vitesse d'entrée au canal sur la pression

La figure 8 présente la distribution de la pression d'un écoulement laminaire de l'air au sein d'un canal sous l'effet d'un flux constant $q_{\text{source}} = 1.5 \text{ W}$ 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 $t = 900 \text{ s}$.

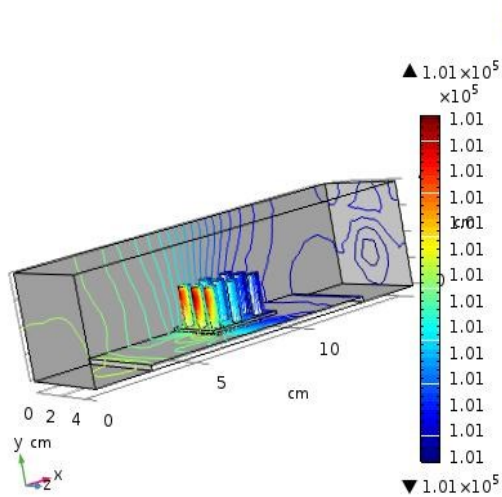
L'effet de l'augmentation de la vitesse d'entrée de l'air au canal sur la pression est très peu observable aux différentes zones du canal. La phénoménologie globale de la distribution de la pression au sein du canal reste inchangée et les zones de la pression ci-dessus restent les mêmes. Ceci est due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



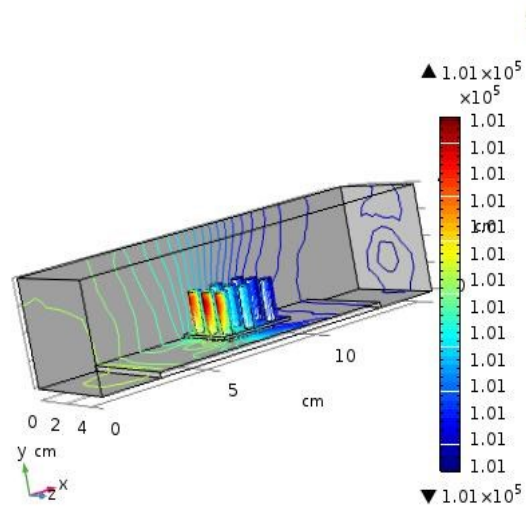
(a) $u_0 = 1\text{ m/s}$



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



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



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

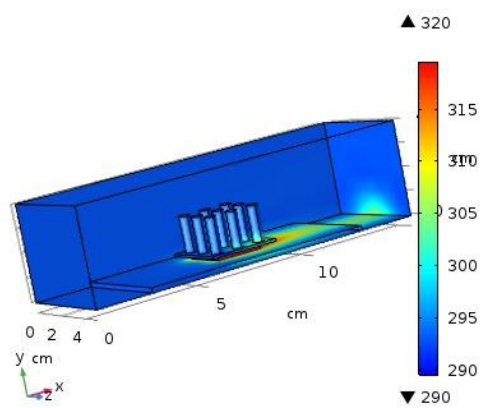
Figure 8 : Distribution de la pression au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 1.5\text{ W}$, $u_0 = 1, \dots, 4\text{ m/s}$ et $t = 900\text{ s}$.

4.7 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température

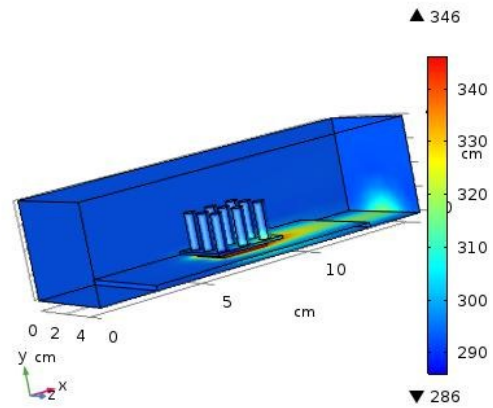
La figure 9 montre l'effet de l'augmentation du flux thermique dissipé par le composant électronique sur la distribution de la température au sein du canal pour une vitesse à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 900 \text{ s}$.

On note que la température généralement augmente par l'augmentation des valeurs de flux pour les valeurs suivantes $q_{\text{source}} = 1, 2, 3 \text{ et } 4 \text{ W}$ 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.

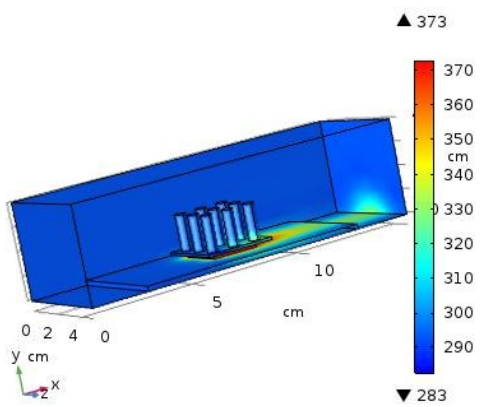
Près du composant électronique et en son aval on remarque que la température se dégrader jusqu'à la sortie, à cause du fait de la convection de l'air forte engendrée et aussi du fait de l'écoulement de l'air dans les pores du dissipateur en contact avec une grande surface d'échange, ce qui a un effet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



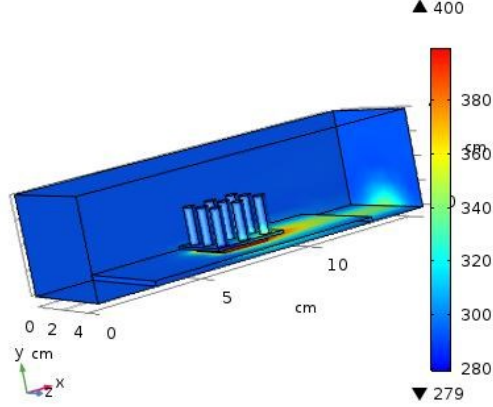
(a) $q_{\text{source}} = 1 \text{ W}$



b) $q_{\text{source}} = 2 \text{ W}$



c) $q_{\text{source}} = 3 \text{ W}$



d) $q_{\text{source}} = 4 \text{ W}$

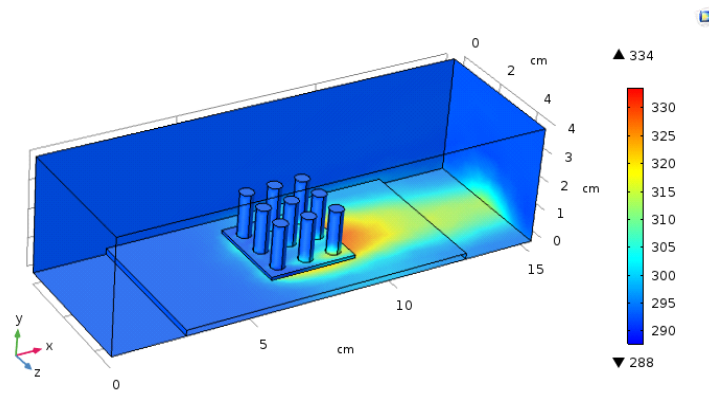
Figure 9 : Distribution de la température pour différents flux $q_{\text{source}}=1, 2, 3$ et 4 W sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 2.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 900 \text{ s}$.

4.8 Comparaison thermique du dissipateur en mousse avec celui en aluminium et avec le cas sans dissipateur

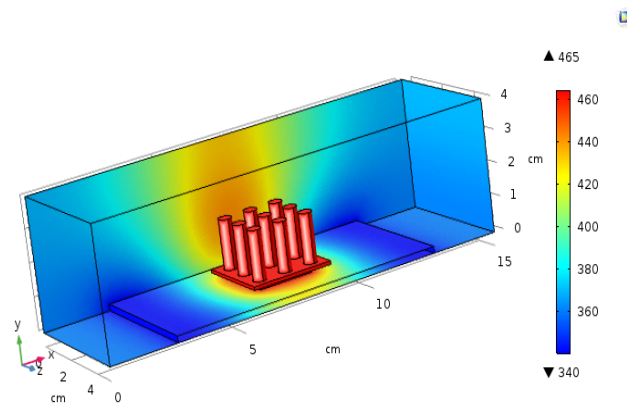
La figure 10 présente une comparaison de la distribution de la température en 3D d'un dissipateur en mousse d'aluminium contre premièrement un dissipateur en aluminium, et deuxièmement contre le cas d'un composant électronique libre sans dissipateur, en gardant des conditions communes fixes de flux dissipé 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 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 le composant électronique avec un dissipateur en mousse d'aluminium est de 334 K, alors qu'elle atteint 465 K pour le dissipateur en Aluminium, et elle est de 445 K pour le cas du composant 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 le transfert thermique par convection à travers une grande surface de contact offerte par la mousse entre l'air (agent refroidisseur) et les fibres de la mousse.

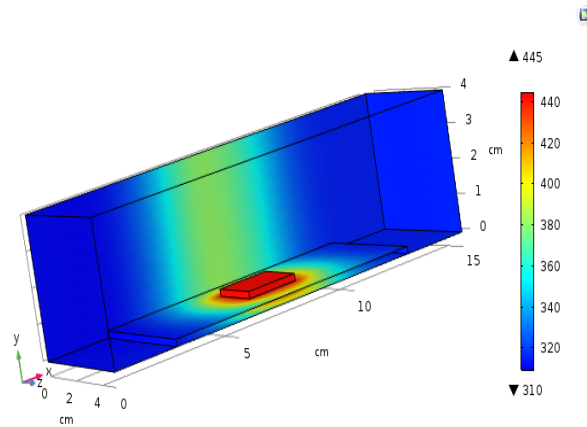
Le dissipateur moussant (le milieu poreux) absorbe la chaleur donc il joue le rôle d'un refroidisseur au sein du composant électronique.



(a) Dissipateur en mousse



(b) Dissipateur en Aluminium



(c) Sans dissipateur

Figure 10 : 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

Une simulation CFD du transfert de chaleur et d'écoulement de l'air à travers un canal muni d'un système plaque - composant électronique refroidie par un dissipateur thermique à ailettes cylindriques en mousse d'aluminium a été présentée.

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 multiphysique COMSOL 5.3 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, du flux thermique dissipé par le composant électronique ainsi que leur effet sur la phénoménologie du système ont été examinés.

Les conclusions suivantes peuvent être mentionnées :

- Sous les conditions d'un flux de chaleur imposé constant et d'une vitesse d'air constante à l'entrée, on peut distinguer trois zones de température : la zone la plus haute est située au niveau du couple plaque-composant électronique, la zone la plus basse est située en amont du canal, et celle de température moyenne est au niveau du dissipateur en mousse métallique, qui joue le rôle d'un absorbeur de calories dissipées par le composant.
- La phénoménologie hydrodynamique de l'écoulement sous les conditions envisagées, montre que la vitesse est moyenne en amont du canal à l'entrée, faible au niveau du dissipateur en mousse, et forte en dessus de ce dernier.
- La comparaison du dissipateur en mousse d'aluminium avec un dissipateur ordinaire et avec le cas sans dissipateur a montré les intervalles des températures favorables et optimales pour le bon fonctionnement des composants électroniques de puissance qui sont assurées par l'utilisation des dissipateurs à ailettes cylindriques en mousse d'aluminium.
- En perspective à ce travail, la validation des résultats de la simulation en 3D laminaire et transitoire sous les mêmes conditions de transfert de chaleur et d'écoulement contre des résultats de l'expérimental doit être faite, examinée et discutée.

Références

- [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] Weaire, D., and Phelan, R., 1994, A counter-example to Kelvin's conjecture on minimal surfaces, *Philos. Mag. Lett.*, 69(2), pp. 107–110.
- [16] 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.

- [17] 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.
- [18] Sihh, 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.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] Ashby, M. F., Evans, A. G., Fleck, N. A., Gibson, L. J., Hutchinson, J. W., and Wadley, H. N. G., 2000, *Metal Foams*, Elsevier.
- [23] Banhart, J., 2001, —Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams, *Prog. Mater. Sci.*, 46, pp. 559–632.
- [24] 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.
- [25] Warren, W., Neilsen, M. ., and Kraynik, a. ., 1997, Torsional rigidity of a plateau border, *Mech. Res. Commun.*, 24, pp. 667–672.
- [26] 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.
- [27] Warren, W. E., and Kraynik, A. M., 1988, The Linear Elastic Properties of Open-Cell Foams, *J. Appl. Mech.*, 55(2), p. 341.
- [28] Chiu, S. N., Stoyan, D., Kendall, W. S., and Mecke, J., 2013, *Stochastic Geometry and Its Applications*, John Wiley & Sons.
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] Baillis, D., and Coquard, R., 2008, *Radiative and Conductive Thermal Properties of Foams*.
- [32] 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.
- [33] 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.
- [34] 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.

- [35] 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.*
- [36] 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.
- [37] Liebscher, a., Proppe, C., Redenbach, C., and Schwarzer, D., 2013, Stochastic multiscale modeling of metal foams, *Procedia IUTAM*, 6, pp. 87–96.
- [38] 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.
- [39] M. Benmerkhi, Transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse, Spécialité énergétique, option photothermique, Université Mentouri Constantine.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] 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.