



UNIVERSITÉ DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
SITE «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 transfert de chaleur et écoulement du fluide d'un dissipateur à micro-canal

Réalisé par : - Himeur Abdelaziz
Noureddine

Dirigé par : Mr. Sid

Membres de jury :

- Boulahrouz Salim *Président*
- Zaamouche Radhia *Examineur*

Présenté le 11/07/2021

Remerciement

Tout d'abord nous remercions le bon Dieu tout puissant de la santé, de la volonté, la patience qu'il nous a donnée tout au long de notre cursus.

Nous tenons à remercier très vivement :

*Notre encadreur : Mr *Sid Noureddine * pour son aide qui nous a fait aimer notre travail.*

N'oublions pas de remercier les enseignants de l'université Abbés LAGHROUR et toute personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de cette étude.

Dédicace

*Je loue Dieu tout puissant qui m'a donné force et Courage
pour achever ce travail.*

Je dédie ce modeste travail à :

*Ceux que personne ne peut compenser les sacrifices qu'ils
ont consentis pour mon éducation et mon bien-être : Mes très
chers parents Sans oublier tous mes frères « walid et
ramzi »et toute la famille himeur*

A mon encadreur : Mr Sid noureddine

*Tous mes amis sans exception
surtout : tarek hafidi, bilal ayeb , ,moncef sahbi .*

Et L'équipe de Génie Mécanique.

*A tous les enseignants de l'université Abbes Laghrour
aussi à tous mes amis .*

A tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la

*Réalisation de ce travail. **Himeur abdelaziz***

Table de matière

LISTE DES FIGURES	6
NOMENCLATURE	11
Introduction générale	1
CHAPITRE I : Transfert thermique et Dissipateur de chaleur électronique	1
I.1 Introduction.....	4
I.2 L'effet de la température sur les composants électroniques	5
I.3 Les lois fondamentales du transfert de chaleur	6
I.4 Les mécanismes de refroidissement des composants électroniques	7
I.4.1 Refroidissement à air	8
I.4.2 Refroidissement par liquide	10
I.4.3 Les caloducs miniatures	13
CHAPITRE II : MODELISATION MATHEMATIQUE	15
II.1 Introduction.....	16
II.2 La géométrie du problème étudié	16
II.3 Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes).....	16
II.3.1 L'équation de continuité	17
II.3.2 Les équations de quantité de mouvement	17
II.3.3 L'équation de l'énergie	17
II.4 Hypothèses simplificatrices	18
CHAPITRE III : LA SIMULATION NUMERIQUE.....	20
III.1 Introduction.....	21
III.2 Présentation du logiciel	22
III.3 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics	22
III.4 Géométrie du système simulé	23
III.4.1 Ailette cylindrique pleine	23
III.4.2 Ailettes utilisées	24
III.4.3 Maillage du système simulé.....	24
III.4.4 Matériel utilisé	24

III.5	Résultats de simulation	26
III.5.1	Distribution de la température en transitoire (ailettes cylindriques)	26
III.5.2	Distribution de la vitesse en transitoire (ailettes cylindriques)	27
III.5.3	Distribution de la pression en transitoire (ailettes cylindriques).....	29
III.5.4	Distribution de la température en transitoire (ailettes élliptiques)	30
III.5.5	Distribution de la pression en transitoire (ailettes élliptiques).....	31
III.5.5	Distribution de la vitesse en transitoire (ailettes élliptiques)	32
III.6	Ailettes cylindriques perforées à un trou	33
III.6.1	Distribution de la température en transitoire.....	33
III.6.2	Distribution de la pression en transitoire	34
III.6.3	distribution de la vitesse en transitoire.....	35
III.7	Ailettes cylindriques perforées à deux trous	36
III.7.1	Distribution de la température en transitoire.....	36
III.7.2	distribution de la pression en transitoire	37
III.7.3	distribution de la vitesse en transitoire.....	38
III.8	Ailettes cylindriques perforées à trois trous.....	39
III.8.1	Distribution de la température en transitoire.....	39
III.8.2	Effet de la vitesse d'entrée au canal sur la pression (120 S).....	42
III.8.3	Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la température	45
III.8.4	Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la vitesse	48
III.8.5	Ailettes cylindriques perforées à un trou	48
III.8.6	Effet du flux dissipé sur la distribution de la température	51
III.8.7	Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse	54
III.8.8	Ailettes cylindriques perforées à deux trous	55
III.8.9	Ailettes cylindriques perforées à trois trous.....	56
III.8.10	Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression.....	57
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	62

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I.1 : Un dissipateur de chaleur refroidi par ventilateur sur le processeur d'un ordinateur personnel. À droite, un dissipateur de chaleur plus petit refroidit un autre circuit intégré de la carte mère

Figure I.2 Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement

Figure I.3 représentation des 3 modes de transfert de chaleur

Figure I.4 Système de refroidissement à air passif

Figure I.5 Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé

Figure I.6 Schéma simplifié de refroidissement par liquide.

Figure I.7 Structure de plaque à eau

Figure I.8 Mini-échangeur avec micro-canaux de 0.2mm de largeur

Figure I.9 Principe de fonctionnement et utilisation d'un caloduc

Chapitre III

Figure III.1 *Diagramme des étapes de conception avec COMSOL*23

Figure III.2 *Géométrie 3D du système de refroidissement étudié*23

Figure III.3 *Géométrie 3D du système de refroidissement étudié*26

Figure III.4 *Maillage 3D du système de refroidissement étudié*.....26

Figure III.5 *Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.*27

Figure III.6 <i>Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.</i>	28
Figure III.7 Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/cm}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	29
Figure III.8 Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	30
Figure III.9 Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	31
Figure III.10 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	32
Figure III.11 Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	33
Figure III.12 Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	34
Figure III.13 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	35
Figure III.14 Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	36
Figure III.15 Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	37
Figure III.16 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	38
Figure III.17 Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	39
Figure III.18 Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	40

Figure III.19 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$	41
Figure III.20 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 $q = 2 \text{ W/cm}^2$, $u_0=1.5, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$	42
Figure III.21: <i>Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.....</i>	43
Figure III.22: <i>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 $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/cm}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou).....</i>	44
Figure III.23 <i>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 $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)</i>	45
Figure III.24 <i>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 $q_{\text{source}} = 2 \text{ W/cm}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)</i>	46
Figure III.25 <i>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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)</i>	47
Figure III.26 <i>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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)</i>	48
Figure III.27 <i>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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0=1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t=120\text{s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)</i>	49

Figure III.28 <i>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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)</i>	50
Figure III.29 : <i>Distribution de la température pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)</i>	51
Figure III.30 <i>Distribution de la température pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)</i>	52
Figure III.31 <i>Distribution de la température pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)</i>	53
Figure III.32 <i>Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)</i>	54
Figure III.33 <i>Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)</i>	55
Figure III.34 <i>Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)</i>	56
Figure III.35 <i>Distribution de la pression pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)</i>	57

Figure III.36 *Distribution de la pression pour différents flux $q=$, 2,3, et 5 W/m² sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5$ m/s et à l'instant $t = 120$ s. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)58*

Figure III.37 *Distribution de la pression pour différents flux $q=$, 2,3, et 5 W/m² sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5$ m/s et à l'instant $t = 120$ s. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)59*

NOMENCLATURE

μ Viscosité dynamique [**kg/m. s**]

C_p chaleur spécifique à pression constante [**J / kg K**]

P pression [**Pa**]

q flux de chaleur [**W / m²**]

Q source de chaleur [**W / m³**]

t time [**s**]

T température [**K**]

ρ Masse volumique [**kg/m³**]

u vitesse du fluide [**m/s**]

Introduction générale

De nombreux systèmes industriels ont des composants critiques qui doivent être refroidis à une vitesse suffisante pour éviter de graves problèmes de surchauffe et des défaillances du système. Le transfert de chaleur par convection vers des dissipateurs de chaleur avec des ailettes de surface étendues fournit la gestion du transfert de chaleur requise dans plusieurs applications importantes, notamment les moteurs et les aubes de turbine de l'industrie aérospatiale, les échangeurs de chaleur des véhicules automobiles et les réacteurs nucléaires refroidis au gaz.

À plus petite échelle, le transfert de chaleur par convection vers l'air lorsqu'il circule sur un réseau d'ailettes est également l'approche la plus courante pour refroidir la microélectronique en raison de son faible coût, sa disponibilité et sa fiabilité. Les ailettes de surface offrent un moyen pratique d'obtenir une grande surface de transfert de chaleur, sans surface primaire excessive, et agissent comme des promoteurs de turbulence améliorant ainsi encore les taux de transfert de chaleur. Les principaux objectifs de conception de ces dissipateurs thermiques sont généralement de maximiser les taux de transfert de chaleur pour une perte de pression minimale.

Dans ce mémoire, nous avons réalisé une simulation numérique 3D par le logiciel COMSOL 5.3 en régime transitoire pour simuler l'écoulement de l'air au sein d'un canal horizontal comportant un dissipateur thermique à ailettes cylindriques. Ce mémoire est subdivisé en trois chapitres encadrés par cette introduction et la conclusion générale :

- Le premier chapitre est présenté à une étude bibliographique sur les systèmes de refroidissement des composants électroniques et les différents types des dissipateurs thermiques.

Introduction générale

- Le second chapitre est consacré à la mise en œuvre des équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie ainsi les conditions aux limites imposées.
- Le troisième chapitre est consacré à la simulation numérique 3D transitoire par le logiciel COMSOL du système considérée, suivi par la discussion des résultats obtenus.

CHAPITRE I : Transfert thermique et Dissipateur de chaleur électronique

I.1 Introduction

Un dissipateur de chaleur (également un dissipateur de chaleur couramment orthographié) est un échangeur de chaleur passif qui transfère la chaleur générée par un dispositif électronique ou mécanique à un milieu fluide, souvent de l'air ou un liquide de refroidissement liquide, où il est dissipé à l'écart du dispositif, Permettant ainsi la régulation de la température de l'appareil à des niveaux optimaux. Dans les ordinateurs, les dissipateurs de chaleur sont utilisés pour refroidir les unités centrales de traitement ou les processeurs graphiques. Les puits de chaleur sont utilisés avec des dispositifs semi-conducteurs à haute puissance tels que des transistors de puissance et des optoélectroniques tels que les lasers et les diodes électroluminescentes (LED), où la capacité de dissipation de chaleur du composant lui-même est insuffisante pour modérer sa température.



Figure I.1 : Un dissipateur de chaleur refroidi par ventilateur sur le processeur d'un ordinateur personnel. À droite, un dissipateur de chaleur plus petit refroidit un autre circuit intégré de la carte mère

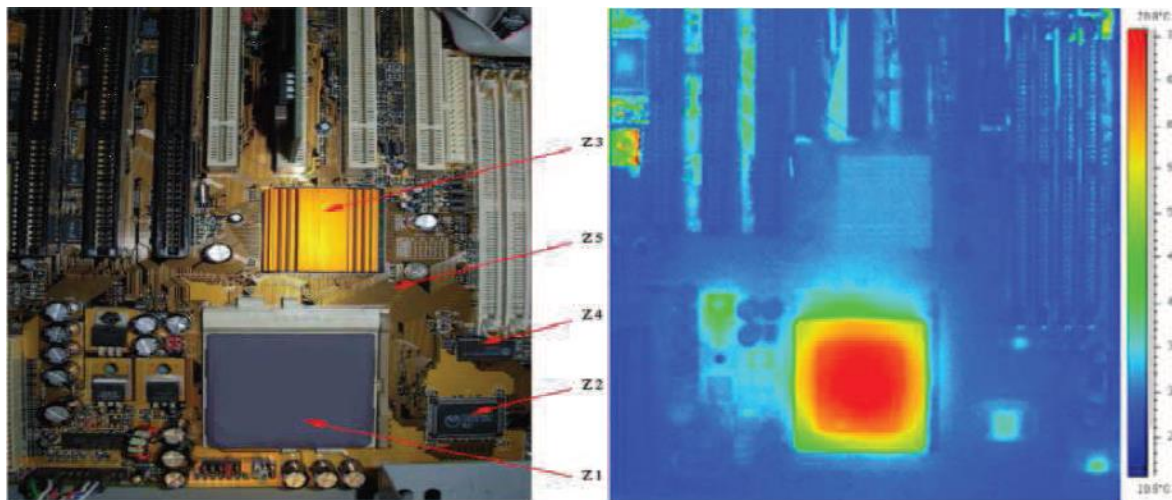
Un dissipateur de chaleur est conçu pour maximiser sa surface en contact avec le fluide de refroidissement qui l'entoure, comme l'air. La vitesse de l'air, le choix du matériau, la conception de la protrusion et le traitement de surface sont des facteurs qui influent sur la performance d'un dissipateur de chaleur. Les méthodes de fixation du dissipateur de chaleur et les matériaux d'interface thermique affectent également la température de la matrice du circuit intégré. L'adhésif thermique ou la graisse thermique améliorent la performance du dissipateur de chaleur en remplissant les trous d'air entre le dissipateur de chaleur et l'épandeur de chaleur sur l'appareil. Un dissipateur de chaleur est généralement composé de cuivre et / ou d'aluminium. Le cuivre est utilisé car il présente de nombreuses propriétés souhaitables pour les échangeurs de chaleur thermiquement efficaces et durables. D'abord et avant tout, le cuivre est un excellent conducteur de chaleur. Cela signifie que la haute conductivité thermique du cuivre permet à la chaleur de passer rapidement. L'aluminium est utilisé dans les applications où le poids est une grande préoccupation [1].

I.2 L'effet de la température sur les composants électroniques

La chaleur est un mode de transfert d'énergie qui concerne la structure atomique d'un matériau constituant tout système électronique. Lorsque ce système reçoit une certaine quantité de chaleur, l'agitation des particules qui le composent augmente. En électricité, le passage d'un courant électrique dans un conducteur provoque un dégagement de chaleur : c'est ce qu'on appelle l'effet Joule. Plus l'intensité est importante, plus la chaleur dissipée est grande. Du point de vue de la terminologie, on doit distinguer la chaleur, qui est une grandeur d'échange d'énergie, et la température, qui est une grandeur, mesurée en °C, propre au corps considéré [2].

L'augmentation de la fréquence de fonctionnement et le développement en miniaturisation a engendré plusieurs problèmes dus à l'augmentation considérable du flux de chaleur généré dans les composants électroniques. Si la chaleur n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieure à la température de fonctionnement maximale mentionnée par le constructeur, le contrôle thermique devient donc de plus en plus immédiat et important.

M. Rebayet al. [3] ont montré par thermographie infrarouge que la température globale d'un microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique réelle de la puce intégrée. Comme le montre la figure I-1, une partie dégage plus de chaleur que les autres. C'est ce que l'on appelle un point chaud ("hotspot"), représenté en rouge sur la figure. Ces pics de température risquent de causer de graves dégâts sur une zone précise du processeur.



(a) Image d'une carte mère

(b) Thermographie infrarouge

Figure I.2 Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [4]

La température intéresse l'électronicien pour au moins deux raisons :

- Capter, mesurer, réguler la température d'un système ou d'un leu ;
- Apprécier l'influence de la température sur le comportement d'un dispositif

En effet, l'élévation de température, ou échauffement, d'un composant peut modifier sensiblement son comportement ou ses performances. Il est donc important de refroidir suivant le cas, certains appareils (par exemple, un régulateur ou un processeur). A cet effet, on veillera à assurer une aération suffisante et, au besoin, on adjoindra au composant un radiateur ou un ventilateur.

I.3 Les lois fondamentales du transfert de chaleur

Le transfert thermique peut être défini comme un échange de chaleur lié à l'existence d'une différence de températures. Nous distinguons trois modes de transfert de chaleur : conduction, rayonnement et convection, Figure I.4.

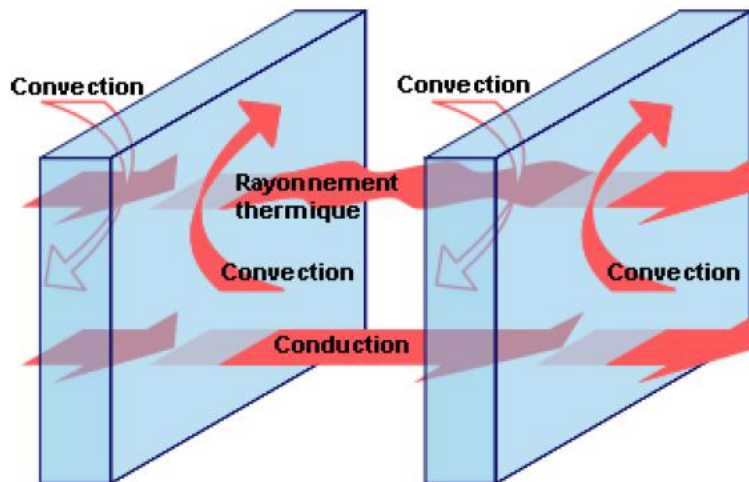


Figure I.3 représentation des 3 modes de transfert de chaleur [5].

Dans le cas des circuits électroniques, l'évacuation de la chaleur générée au sein des composants (vers la face arrière) s'effectue principalement par conduction ; mais également par convection et rayonnement sur les parties supérieures ou latérales [2], [10].

I.4 Les mécanismes de refroidissement des composants électroniques

Avec l'augmentation de la puissance dans les appareils électroniques et la réduction de leurs dimensions globales, la gestion thermique devient un élément de plus en plus important dans la conception de systèmes électroniques car la fiabilité, la performance et l'espérance de vie des équipements électroniques sont inversement proportionnels à la température.

La relation entre la fiabilité et la température de fonctionnement d'un dispositif à semi-conducteur de silicium typique montre qu'une diminution de la température correspond à une augmentation exponentielle de la fiabilité et de l'espérance de vie du dispositif. Par conséquent, longue durée de vie et une performance fiable d'un composant peuvent être obtenues en contrôlant

efficacement la température de fonctionnement de l'appareil dans les limites fixées par la technologie de leur conception [5].

Les dissipateurs de chaleur sont des dispositifs qui augmentent la dissipation de chaleur à partir d'une surface chaude, en général le cas d'un composante génération de chaleur, à une température ambiante basse température, généralement de l'air. Ceci permet de plus à dissiper la chaleur et / ou abaisser la température de fonctionnement du dispositif.

Le but principal d'un dissipateur de chaleur est de maintenir la température de l'appareil en dessous de la température maximale admissible spécifiée par le fabricant de l'appareil. Pour les modules électroniques, plusieurs méthodes de refroidissement ont été proposées (plaques de refroidissement, dissipateurs thermiques en aluminium, ventilateur) [19,20].

I.4.1 Refroidissement à air

La technologie de refroidissement par air est l'une des plus communes et largement utilisée.

On utilise l'air comme fluide caloporteur qui vient en contact avec des radiateurs sous forme naturelle (convection naturelle) ou pulsée (convection forcée) [16].

I.4.1.1 Convection naturelle

Les composants électroniques sont refroidis par circulation d'air libre. Cette technique est appliquée sur les systèmes, dont la chaleur dégagée est faible [1].

Le refroidissement passif indique qu'aucune pièce mécanique n'est en mouvement. Un simple dissipateur (un radiateur) est fixé sur le composant à refroidir, afin d'augmenter la surface de contact avec l'air ambiant, et donc de faciliter la dissipation thermique. Le refroidissement à air passif est d'abord constitué d'un dissipateur de chaleur (Figure I.13) dimensionné suivant la surface de refroidissement, celui-ci étant toujours choisi pour ses propriétés thermiques (bonne diffusivité et grande capacité thermiques, cuivre, aluminium). La chaleur émise par le composant s'épanouit dans le dissipateur thermique avant d'être dissipée dans l'air ambiant.

L'ajout du dissipateur de chaleur peut donc grandement améliorer l'efficacité du refroidissement [18].

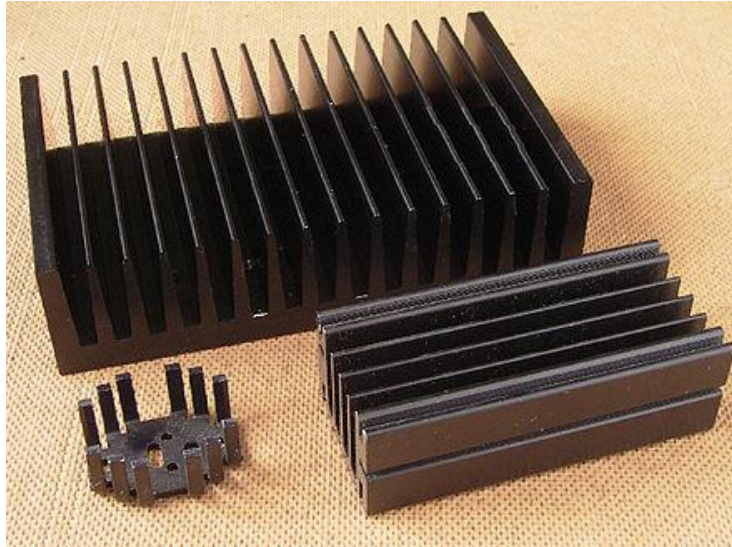


Figure I.4 *Système de refroidissement à air passif*

I.4.1.2 Convection forcée

Pour améliorer le transfert thermique vers le milieu ambiant, on peut utiliser un ventilateur qui augmente le débit d'air à travers la surface d'échange afin de créer un flux d'air sur celui-ci et donc de faciliter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (Figure I.14). Ce système est devenu un standard pour le refroidissement des microprocesseurs. Le bloc formé par le dissipateur et le ventilateur est souvent appelé *ventera* (Ventilateur-Radiateur), Figure I.14.

Certes, les radiateurs permettent d'évacuer vers l'air ambiant la chaleur qu'ils produisent, mais dans certains cas, il n'existe pas de radiateur pour évacuer toute la chaleur produite (cas des amplificateurs de très grande puissance). C'est pourquoi dans certains cas, on ne peut pas se contenter d'une évacuation de chaleur par méthode passive.

Les principaux défauts d'un refroidissement actif sont le bruit émis par le souffle du ventilateur, ainsi que l'accumulation de poussière.

La technologie de refroidissement à air présente plusieurs avantages : la sécurité du fait qu'aucun liquide n'est nécessaire (pas de risque de corrosion), le coût est limité et la durée de vie est satisfaisante. Toutefois, le consensus actuel sur la méthode traditionnelle de refroidissement par air à haute puissance atteindra vite ses limites et l'utilisation de ventilateurs standards engendrent un niveau de bruit nuisible [21].



Figure I.5 Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé

I.4.2 Refroidissement par liquide

Le refroidissement par liquide (souvent de l'eau additionnée) est une autre méthode d'évacuation de la chaleur vers le milieu ambiant. Le principal mécanisme de refroidissement par liquide est le transfert de chaleur par convection tout comme pour l'air. Le refroidissement par liquide est couramment utilisé pour le refroidissement des moteurs à combustion interne et dans les grandes installations industrielles comme les centrales à vapeur, les générateurs hydroélectriques, les raffineries de pétrole et usines chimiques. D'autres utilisations incluent le refroidissement à huile lubrifiante dans les pompes, de même on peut trouver à l'intérieur des ordinateurs haut de gamme un refroidissement incluant un liquide.

Les avantages d'utiliser un liquide de refroidissement par rapport à l'air sont liés à la possibilité de tirer profit de plus grandes valeurs de chaleur spécifique, de densité et de conductivité thermique ainsi le coefficient d'échange convectif est beaucoup plus élevé [22].

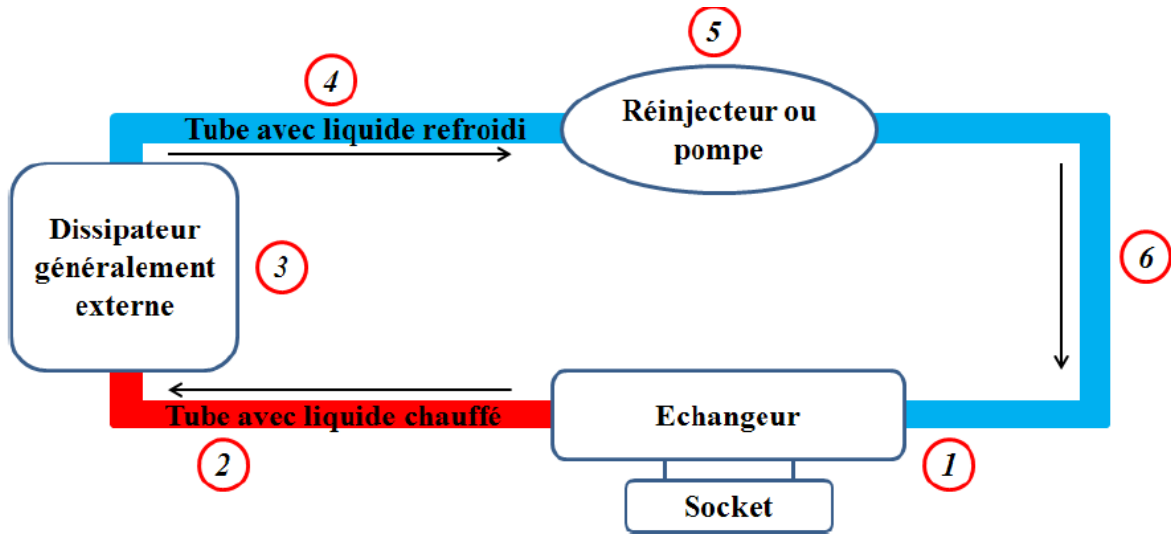


Figure I.6 Schéma simplifié de refroidissement par liquide..[11]

I.4.2.1 Refroidissement par plaque à Eau

Une technologie robuste consiste à utiliser une cavité assez proche de la source de chaleur dans laquelle le liquide circule de manière turbulente. Comme le liquide utilisé est souvent à base d'eau, cette technologie se nomme plaque à eau (Figure I.16).

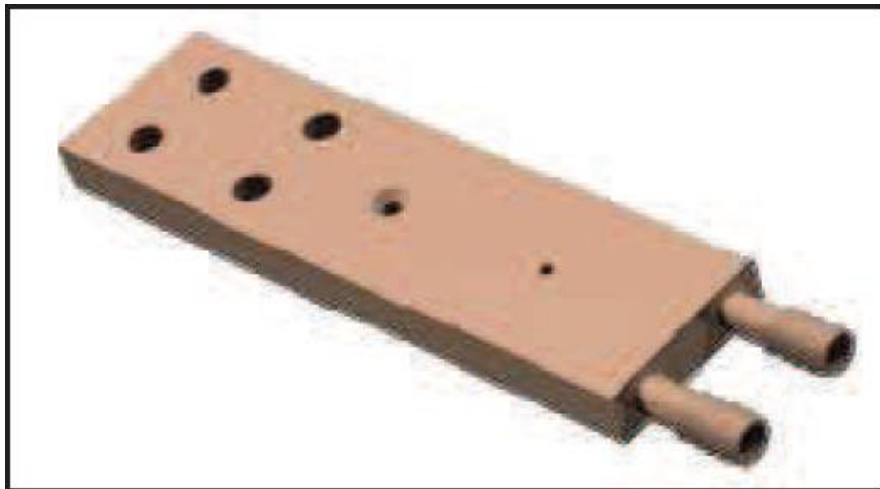


Figure I.7 Structure de plaque à eau [19]

Une pompe est nécessaire pour contraindre le passage d'un fluide entre deux plaques après son passage dans un canal étroit afin de créer de la turbulence. Les avantages de l'utilisation d'une plaque à eau

1. Efficacité du transfert de chaleur : les valeurs du coefficient de transfert de chaleur sont 3 à 5 fois plus élevées que celles d'une tubulaire simple.
2. Fonctionnement régulé : par le biais d'un contrôle précis de la température de sortie, le Débit peut être régulé de façon à optimiser l'efficacité du refroidisseur.

I.4.2.2 Refroidissement par micro-canaux

Le développement rapide du domaine de la microélectronique et l'intégration croissante de transistors à haute vitesse dans les appareils électroniques, la densité de dissipation thermique visée devrait atteindre 500 W/cm^2 pour les applications futures [19], [24]. Les micro-canaux qui sont des dispositifs à refroidissement très performants utilisés en systèmes embarqués liés à l'aérospatiale par exemple et en électronique médicale, Figure I.17.

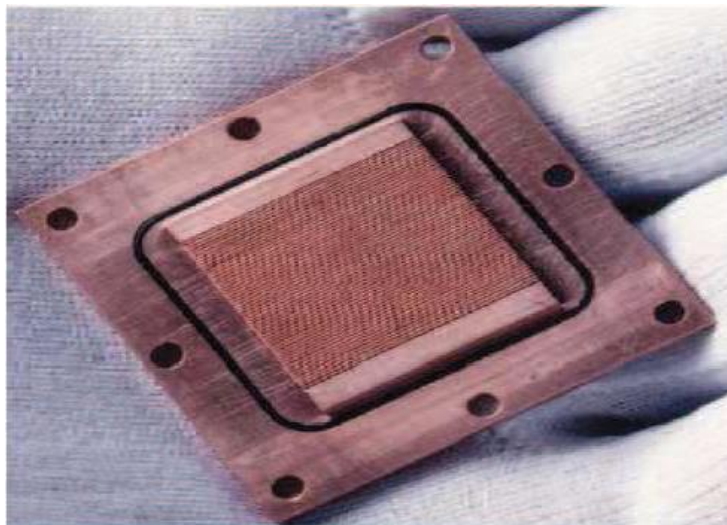


Figure I.8 *Mini-échangeur avec micro-canaux de 0.2mm de largeur*

Les principaux avantages :

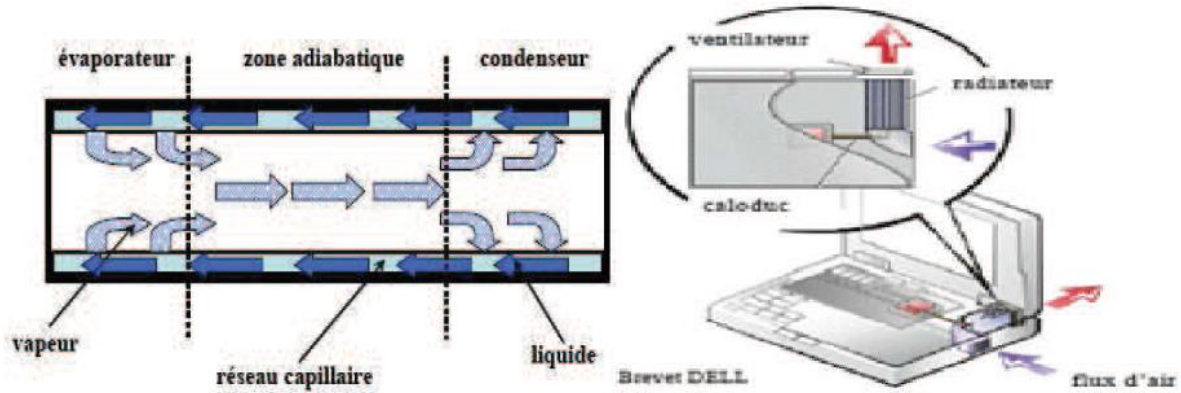
1. Les micros canaux agissent comme plusieurs micro-plaque-ailettes. Ils augmentent la surface d'échange. La résistance thermique de convection est donc réduite.
2. Pour utiliser les micro-canaux, la plateforme sous boîtier est supprimée, donc la résistance thermique de conduction est réduite.
3. En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

I.4.3 Les caloducs miniatures

Un caloduc est un système qui, en profitant du changement de phase d'un fluide caloporteur, Prélève de la chaleur en un point (évaporateur) et la transporte vers un autre (condenseur) sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Il est généralement composé de trois parties appelées évaporateur, condenseur et zone adiabatique. Son principe

De fonctionnement est représenté sur la figure I.18.a. Au niveau de l'évaporateur, le liquide se vaporise et va vers le condenseur où il repasse en phase liquide. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc. Avec un réseau capillaire adapté, le caloduc peut fonctionner dans toutes les positions et par conséquent hors gravité. L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court-circuit thermique, [25].

La Figure I.18.b présente l'utilisation d'un caloduc dans le cas du refroidissement du microprocesseur d'un ordinateur portable. Nous voyons que, pour refroidir le microprocesseur, le concepteur a inséré un caloduc permettant d'amener la chaleur du composant vers un côté de l'ordinateur où se trouve un dissipateur à air. Un tel système est appelé « caloduc miniature » lorsque son diamètre (cas du caloduc cylindrique) ou son épaisseur (cas du caloduc plat) est de seulement quelques millimètres [25].



(a) principe de fonctionnement d'un caloduc (b) Application dans un ordinateur portable

Figure I.9 Principe de fonctionnement et utilisation d'un caloduc

L'évolution des techniques de refroidissement est étroitement liée à l'augmentation de la puissance et de la complexité des circuits électroniques. La tendance de l'industrie électronique est de dissiper plus de puissance dans de plus petits modules, ce qui a créé des défis de gestion thermique croissants. La densité de flux a augmenté dans les nouvelles générations de microprocesseurs, quant aux convertisseurs de puissance leur volume s'est vu réduire d'une manière importante.

CHAPITRE II : MODELISATION MATHEMATIQUE

II.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la mise en œuvre des équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

On commence par une description et présentation de la géométrie étudiée, on passe après à l'écriture des équations gouvernantes et on termine par les conditions aux limites.

II.2 La géométrie du problème étudié

Les configurations PHS considérées ici sont représentées sur les Fig. 4 et 5. Sa base a des dimensions de 50 mm x 50 mm x 2 mm et les dimensions des broches sont basées sur la conception expérimentale du dissipateur thermique illustrée à la Fig. 2 avec un pas de 6,5 mm dans les deux sens. En plus des deux ailettes expérimentales à broches (appelées 0 et 3P e voir Fig. 4), les sept autres conceptions de broches de la Fig. 4 ont été considérées (là encore avec les perforations alignées dans le sens du flux). Les porosités des ailettes de la broche, définies comme $f = V_{\text{trou}}/V$ où V_{trou} et V sont respectivement le volume des perforations et le volume de la broche.

II.3 Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes)

Les équations régissant l'état stationnaire pour les conservations de masse, de quantité de mouvement et d'énergie adoptées dans notre travail sont données par :

La formulation mathématique des phénomènes de l'écoulement tridimensionnel et stationnaire de la convection forcée turbulente repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

- La loi de conservation de masse (équation de continuité).
- La loi de conservation de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes).
- La loi de conservation d'énergie (équation d'énergie).

II.3.1 L'équation de continuité

Cette équation est déduite du premier principe de conservation de masse.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

Où u et v et w sont les composantes du champ de vitesse.

II.3.2 Les équations de quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule :

➤ Suivant x:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

➤ Suivant y:

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

➤ Suivant z:

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

II.3.3 L'équation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la Thermodynamique pour le fluide et le solide :

➤ *pour l'air :*

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

- Dans les ailettes solides:

$$k_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0$$

II.4 Hypothèses simplificatrices

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

- L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- L'écoulement est laminaire.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La dissipation visqueuse est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide (ρ_f , k_f , C_{pf} , μ_f) et du solide

(ρ_s , k_s , C_{ps}) sont constantes.

II.5 Conditions aux limites

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante :

- A l'entrée du canal :

$$u = u_0, \quad v = 0, \quad T = T_0, \quad P = P_0.$$

- Paroi : pour les parois les vitesses sont nulles :

$$u = v = w = 0$$

- Paroi : les parois du canal sont adiabatiques :

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

- A la sortie du canal :

$$u = u_0, \quad v = 0, \quad T = T_0, \quad P = P_0.$$

- Le flux de chaleur appliqué :

$$q = 5\text{W/m}^2.$$

CHAPITRE III : LA SIMULATION NUMERIQUE

III.1 Introduction

La simulation se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis. Elle est la suite logique de la modélisation qui est la première approche d'une simulation.

La modélisation et la simulation interviennent pour :

- La compréhension de la structure et des interactions à l'intérieur d'un système (déterminer le rendement, la performance...).
- L'étude du comportement du système par rapport à son environnement extérieur (consommation énergétique/cout...).
- La prédiction du comportement d'un système pour des situations nouvelles ou extrêmes.
- La conception de nouveaux dispositifs /composant, étude de système (composant) avant de la création de prototype et mis en œuvre de procédés nouveaux (stratégies et algorithmes de contrôle).
- L'optimisation des solutions lors de la conception.

La simulation ne supplante pas l'expérimentation mais la complète. Elle permet d'effectuer l'analyse du problème dans des conditions réalistes (reproduire des tests que l'on fait en expérimentation pour mieux les comprendre et à moindre coût) ou au contraire dans des conditions d'essais extrêmes (climat extrêmes, défauts d'installation...). Ces dernières ne peuvent être faites par l'expérimentation (raison de coûts...), ainsi la simulation accroît le champ des tests pour un système.

La simulation se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatique. Ces derniers sont couramment appelés des environnements de simulation. [25]

III.2 Présentation du comsol

Pour la conception du modèle thermique on a utilisé le logiciel COMSOL Multiphysics.

C'est un logiciel conçu par l'entreprise « Comsol » qui est fondée en 1986. Elle se spécialise dans le domaine de développement de logiciels de support technique et de formation spécialisée et de conseil. Le logiciel est utilisé par plusieurs grandes entreprises à travers le monde. Vous pouvez modéliser et simuler tout système basé sur la physique en utilisant un logiciel de COMSOL®.

COMSOL Multiphysics® comprend l'interface COMSOL Desktop® utilisateur graphique

(GUI) et un ensemble d'interfaces d'utilisateur prédéfinies avec des outils de modélisation associés, appelés interfaces de physique, pour la modélisation des applications courantes. Une suite de produits add-on élargit cette plate-forme de simulation multiphysique pour la modélisation des domaines d'application spécifiques ainsi que l'interface avec des logiciels tiers et de leurs capacités. COMSOL Multiphysics est nécessaire pour exécuter l'un des produits add-on.

La notion de multi-physique est représentée dans la combinaison de plusieurs phénomènes physiques lors de la description d'un processus. On peut décrire mathématiquement des phénomènes physiques très différents par les mêmes équations générales. Alors que des géométries et des phénomènes complexes nécessitent la modélisation avec des équations complexes et des conditions aux limites, COMSOL Multiphysics offre un couplage des différentes formulations physiques (multiphysiques) simple. Le résultat de ses systèmes sont des équations qui peuvent être résolues de façon séquentielle ou dans une formulation entièrement couplée.

Multiphasiques étendus : Physique dans différentes géométries peuvent être facilement combinés. Ces variables de couplage peuvent également être utilisés pour lier des physiques ou des géométries différentes comme dans notre cas. Lors de la modélisation et les simulations, ces descriptions sont basées sur les lois de la physique.

III.3 Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics

Dans notre projet on va passer étape par étape commençant par la création de la géométrie du modèle à concevoir. Après avoir dessiné notre modèle on doit rajouter les caractéristiques de

la matière à chacune des formes. Les conditions aux limites et les paramètres du modèle sont rajouté.

La modélisation avec COMSOL Multiphysics se résume en 5 étapes :

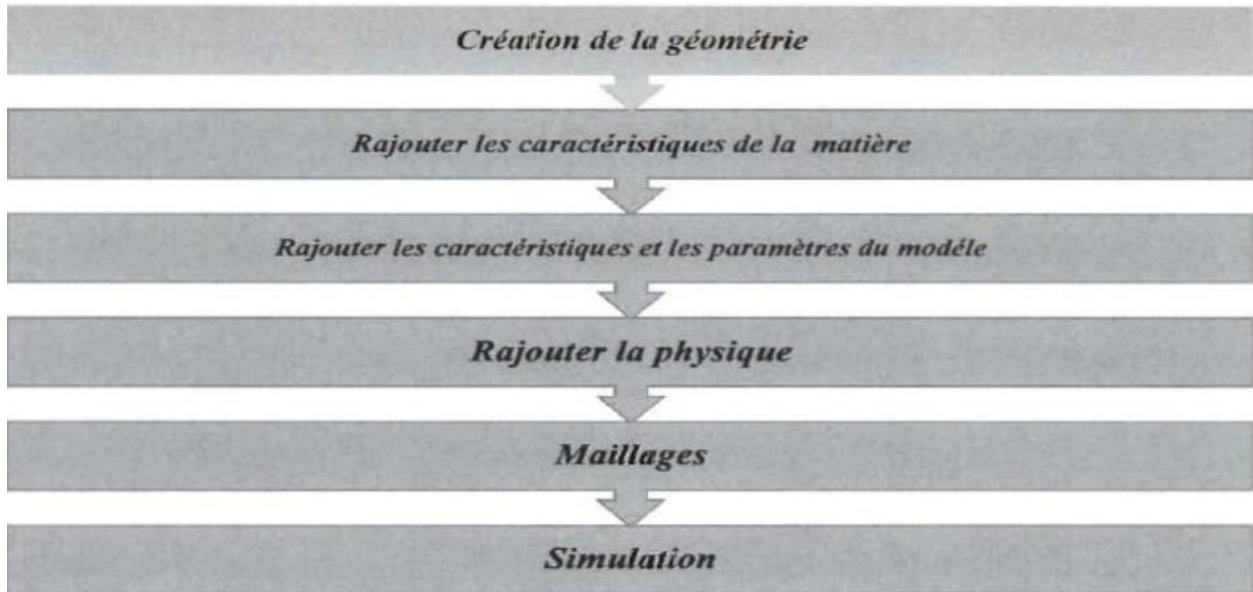


Figure III.1 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL

III.4 Géométrie du système simulé

III.4.1 Ailette cylindrique plein

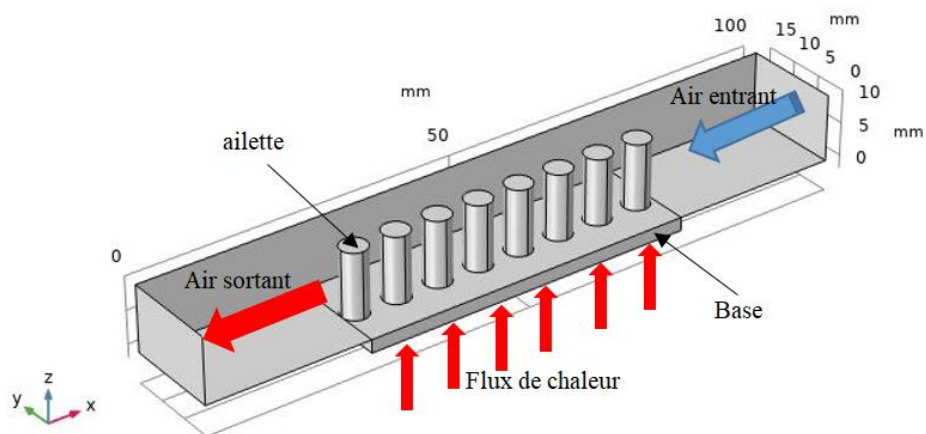


Figure III.2 : Géométrie 3D du système simulé.

III.4.2 Ailettes utilisées

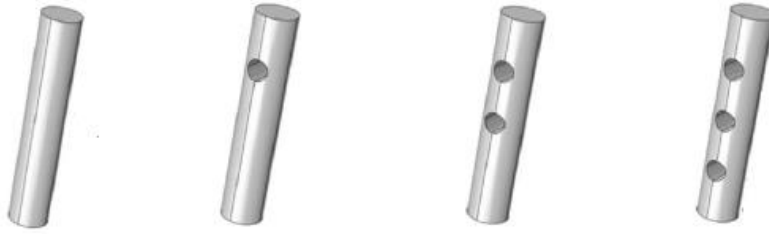


Figure III.3 : Géométries 3D des ailettes utilisées en simulation.

III.4.3 Maillage du système simulé

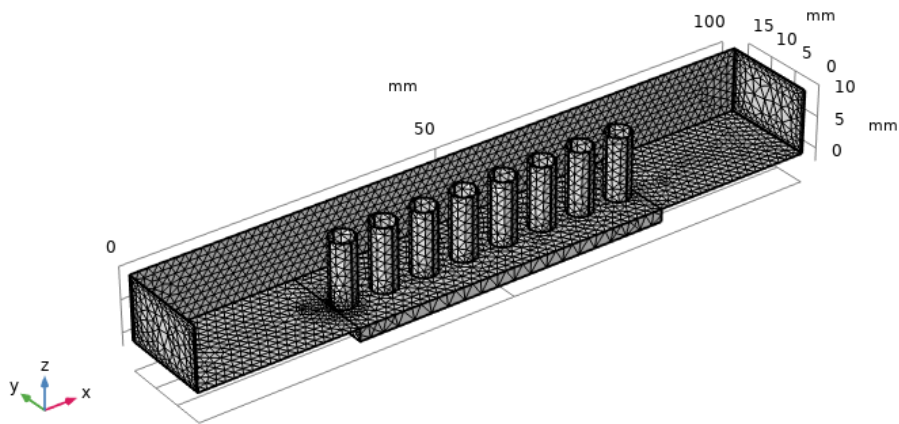


Figure III.4 : Maillage 3D du système simulé.

III.4.4 Matériel utilisé

»	Material	Selection
	Air (mat1)	Domain 1
	Aluminum 3003-H18 (mat2)	Domains 2-10

Et voilà le Contenu de chaque matériau qui représenté dans chaque tableau c'est dessous,

➤ *Pour l'aluminium :*

Tableau III. 1 Propriétés thermo-physiques de l'aluminium.

Property	Variable	Value	Unit	Property group
Heat capacity at constant pressure	Cp	893[J/(kg*...]	J/(kg·K)	Basic
Density	rho	2730[kg/...]	kg/m ³	Basic
Thermal conductivity	k_iso ; k...	155[W/(m...]	W/(m·K)	Basic
Relative permeability	mur_iso...	1	1	Basic
Electrical conductivity	sigma_i...	2.326e7[S/...]	S/m	Basic
Coefficient of thermal expansion	alpha_is...	23.2e-6[1/...]	1/K	Basic
Relative permittivity	epsilon...	1	1	Basic
Young's modulus	E	69e9[Pa]	Pa	Young's modulus and Poisson...
Poisson's ratio	nu	0.33	1	Young's modulus and Poisson...

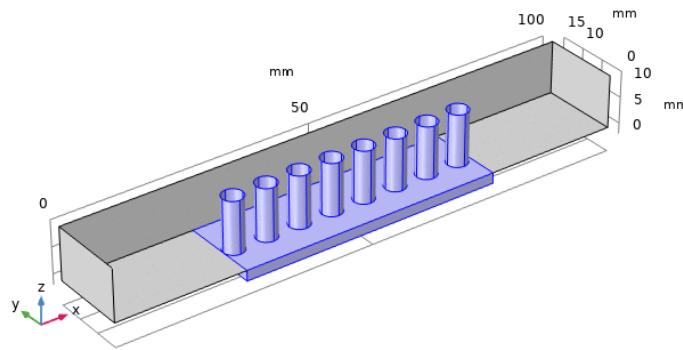


Figure III.5 : définition du domaine base et ailette.

➤ *Pour l'air :*

Tableau III. 2 Propriétés thermo-physiques de l'air.

Property	Variable	Value	Unit	Property group
Dynamic viscosity	mu	eta(T)	Pa·s	Basic
Ratio of specific heats	gamma	1.4	1	Basic
Heat capacity at constant pressure	Cp	Cp(T)	J/(kg·K)	Basic
Density	rho	rho(pA, T)	kg/m ³	Basic
Thermal conductivity	k_iso ; kii...	k(T)	W/(m·K)	Basic
Coefficient of thermal expansion	alpha_iso...	alpha_p(pA, T)	1/K	Basic
Mean molar mass	Mn	0.02897[kg/...]	kg/mol	Basic
Bulk viscosity	muB	muB(T)	Pa·s	Basic
Relative permeability	mur_iso ; ...	1	1	Basic
Relative permittivity	epsilon...	1	1	Basic
Electrical conductivity	sigma_iso...	0[S/m]	S/m	Basic
Speed of sound	c	cs(T)	m/s	Basic
Refractive index, real part	n_iso ; nii...	1	1	Refractive index
Refractive index, imaginary part	ki_iso ; kiii...	0	1	Refractive index
Parameter of nonlinearity	BA	(def.gamma...	1	Nonlinear model

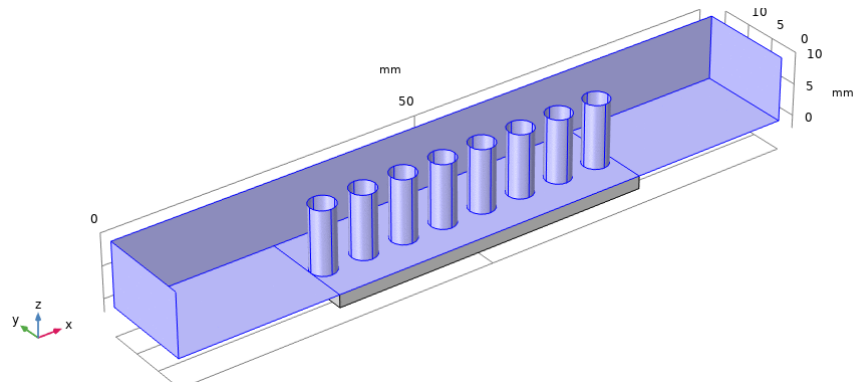


Figure III.6 : *définition du domaine fluide.*

III.5 Résultats de simulation

III.5.1 Distribution de la température en transitoire (ailettes cylindriques)

La figure (III.7) représente la distribution de la température en fonction du temps au sein d'un canal muni de dissipateurs thermiques sous forme d'ailettes cylindriques pleines en aluminium, le dissipateur est alimenté par un flux imposé d'un flux thermique. Cette distribution est due pour les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.58$ m/s, et une dissipation thermique égale $q = 5$ W/m².

Les instants pris en considération sont respectivement: $t = 0, 30, 60, 90, 120$ et 1800 s. On remarque que le régime permanent est établi dès l'instant $t=30$ s (la distribution de la température au sein du canal est presque la même pour les sixes instants) la cause est que la vitesse de l'air est très élevée à l'entrée du canal $u_0 = 3.5$ m/s.

L'absorption du flux par le dissipateur se fait par conduction le long des ailettes cylindriques pleines en aluminium puis par convection vers l'ambiante. L'avantage premier de l'utilisation de ce type de dissipateurs: ailettes pleines en d'aluminium 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 l'aménagement rapide des sources thermiques.

3.5 m/s, et une dissipation thermique totale de la source thermique égale à $q = 5 \text{ W/m}^2$, pour les instants suivants: $t = 0, 30, 60, 90, 120$ et 180 s .

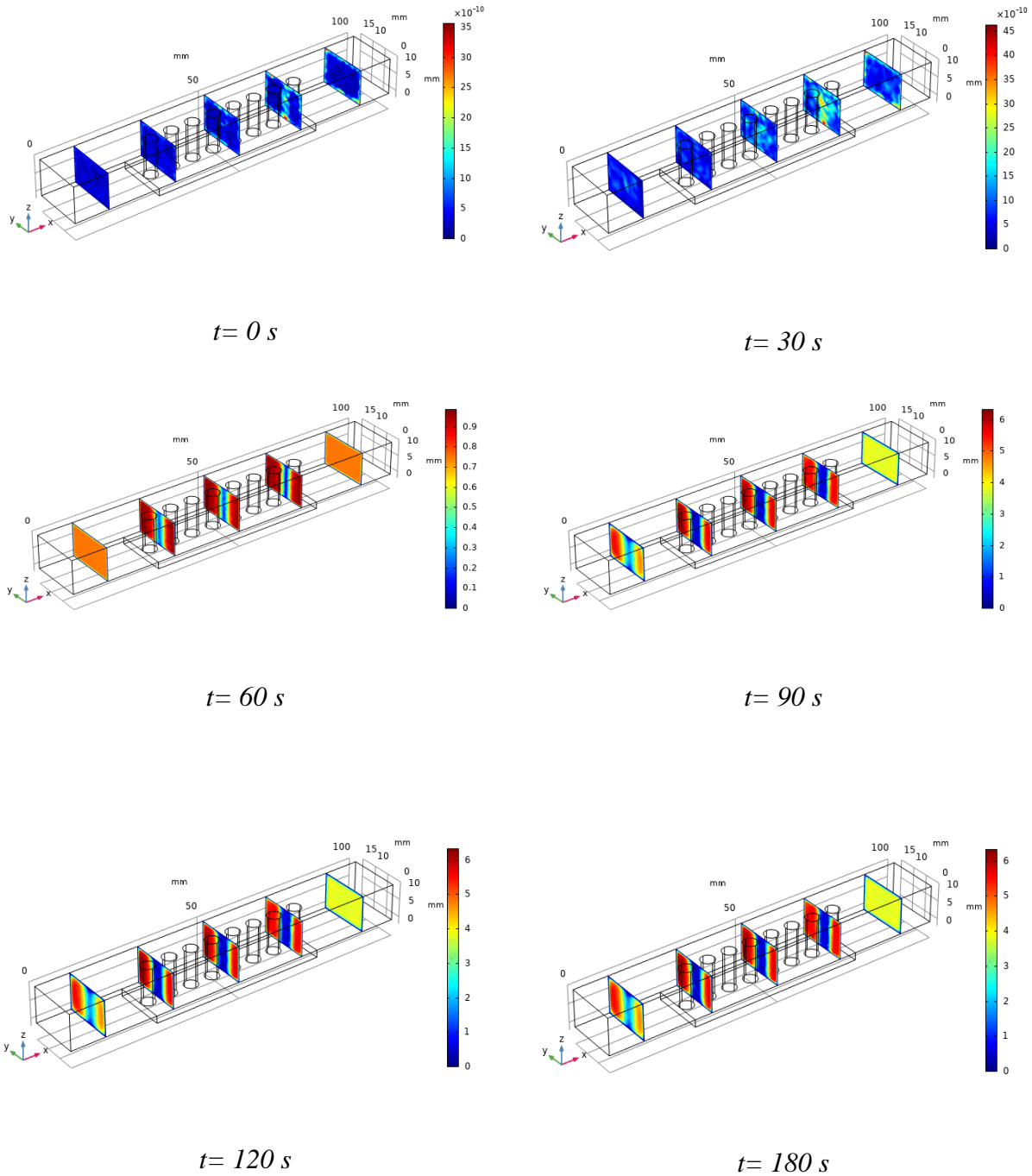


Figure III.8 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.5.3 Distribution de la pression en transitoire (ailettes cylindriques)

La figure (III.9) 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.

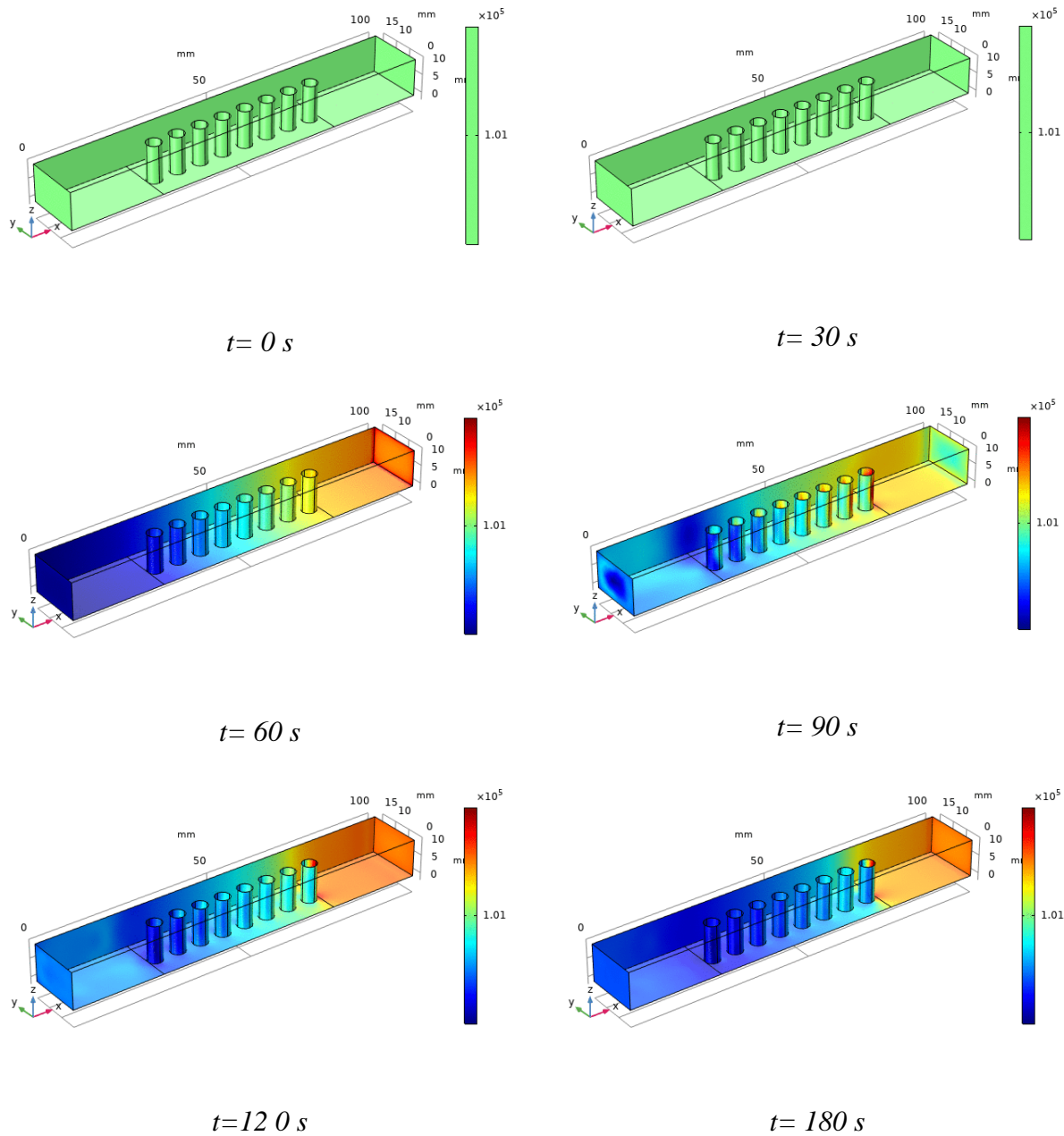


Figure III.9 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5\text{ W/cm}^2$ et $u_0 = 3.5\text{ m/s}$.

III.5.4 Distribution de la température en transitoire (ailettes éллиptiques)

La figure (III.10) représente la distribution de la température en fonction du temps au sein d'un canal muni de dissipateurs thermiques sous forme d'ailettes éллиptiques pleines en aluminium, sous les mêmes conditions citées ci-dessus.

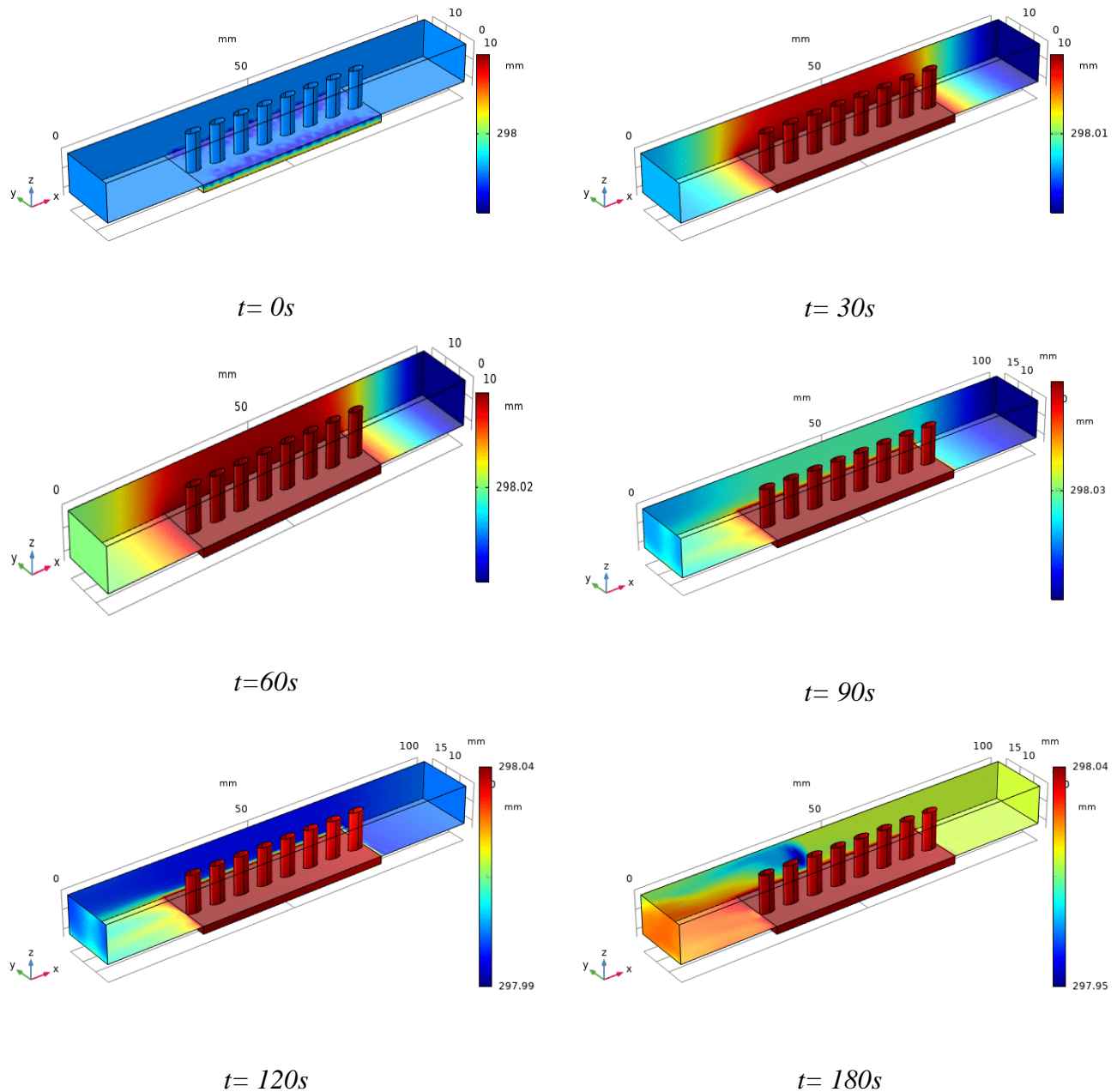


Figure III.10 : Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.5.5 Distribution de la pression en transitoire (ailettes élliptiques)

La figure (III.11) illustre la distribution de la vitesse de l'air en fonction du temps au sein d'un canal muni de dissipateurs thermiques sous forme d'ailettes élliptiques pleines en aluminium, sous les mêmes conditions citées ci-dessus.

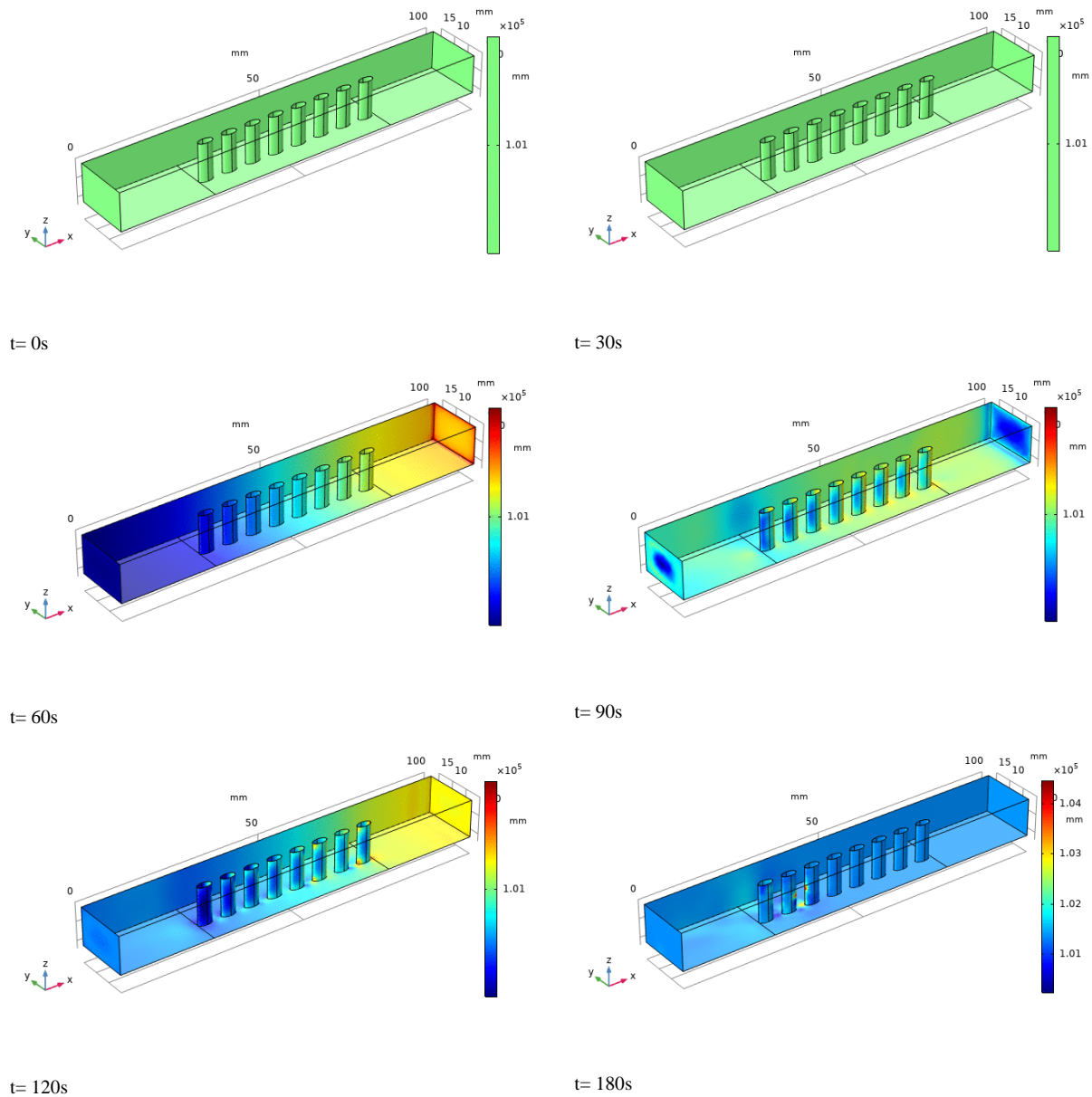


Figure III.11 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.5.5 Distribution de la vitesse en transitoire (ailettes élliptiques)

La figure (III.2) 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.

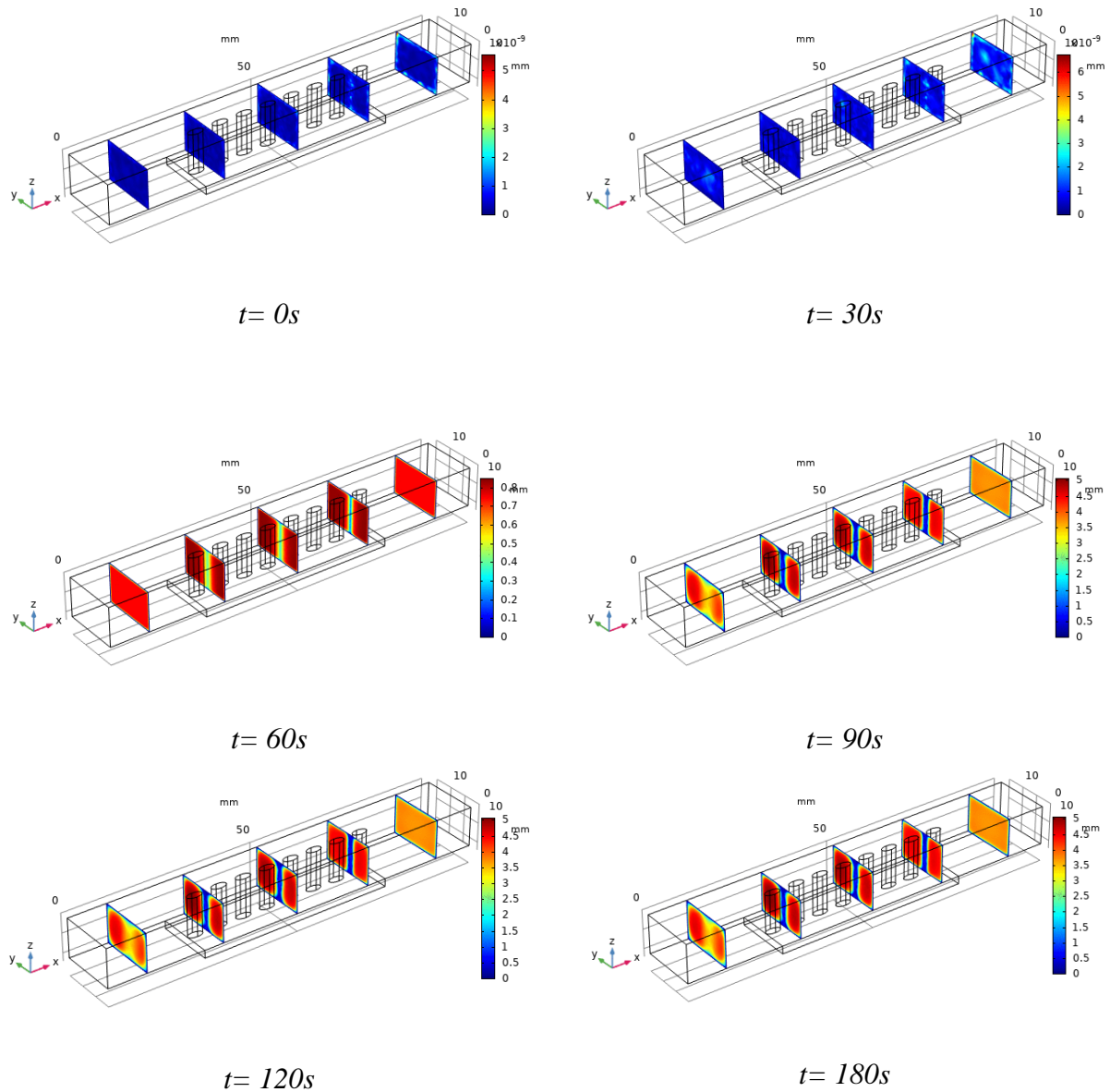


Figure III.12 : Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.6 Ailettes cylindriques perforées à un trou

III.6.1 Distribution de la température en transitoire

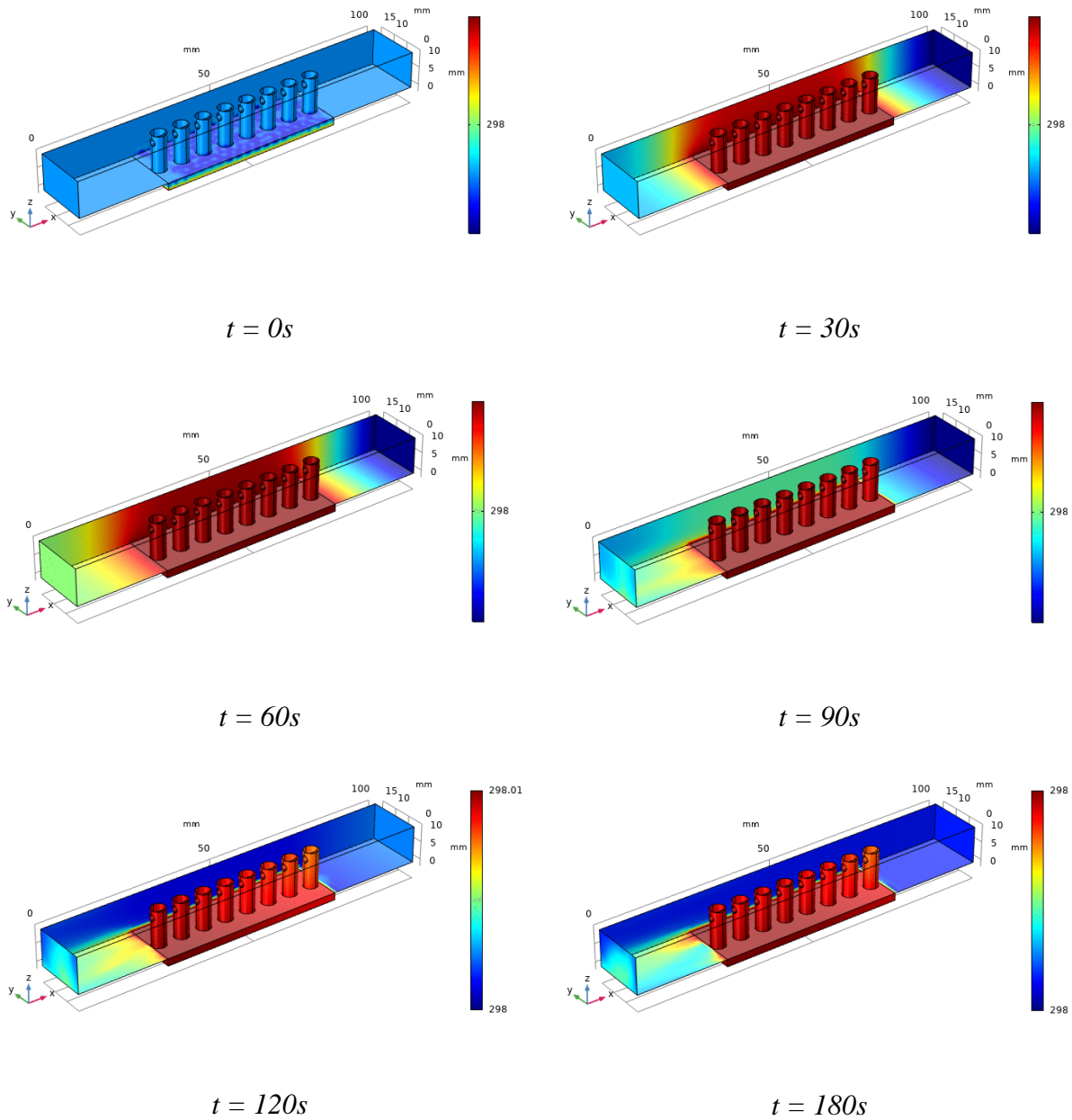


Figure III.13 : Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.6.2 Distribution de la pression en transitoire

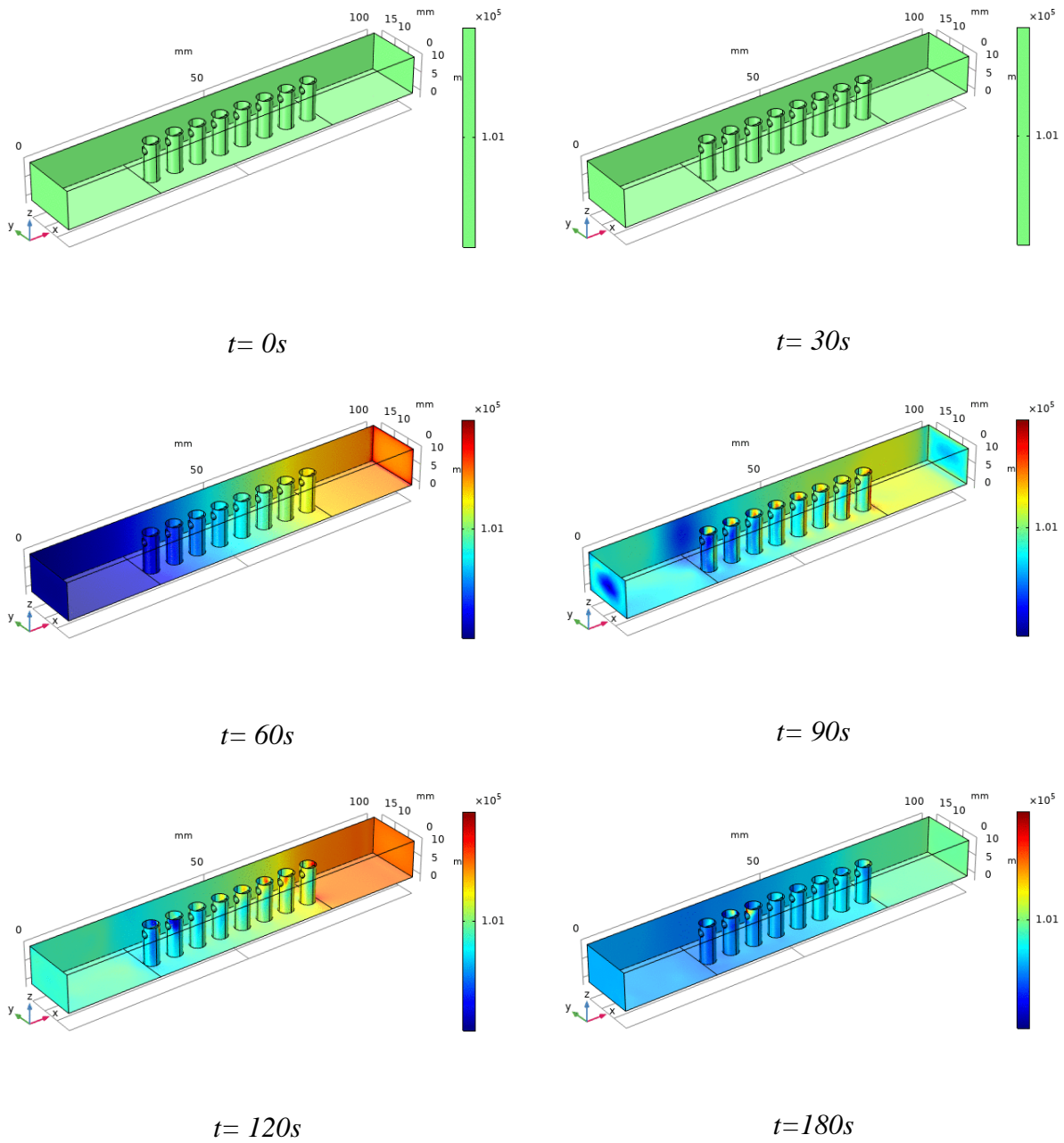


Figure III.14 : Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q_{source} = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.6.3 distribution de la vitesse en transitoire

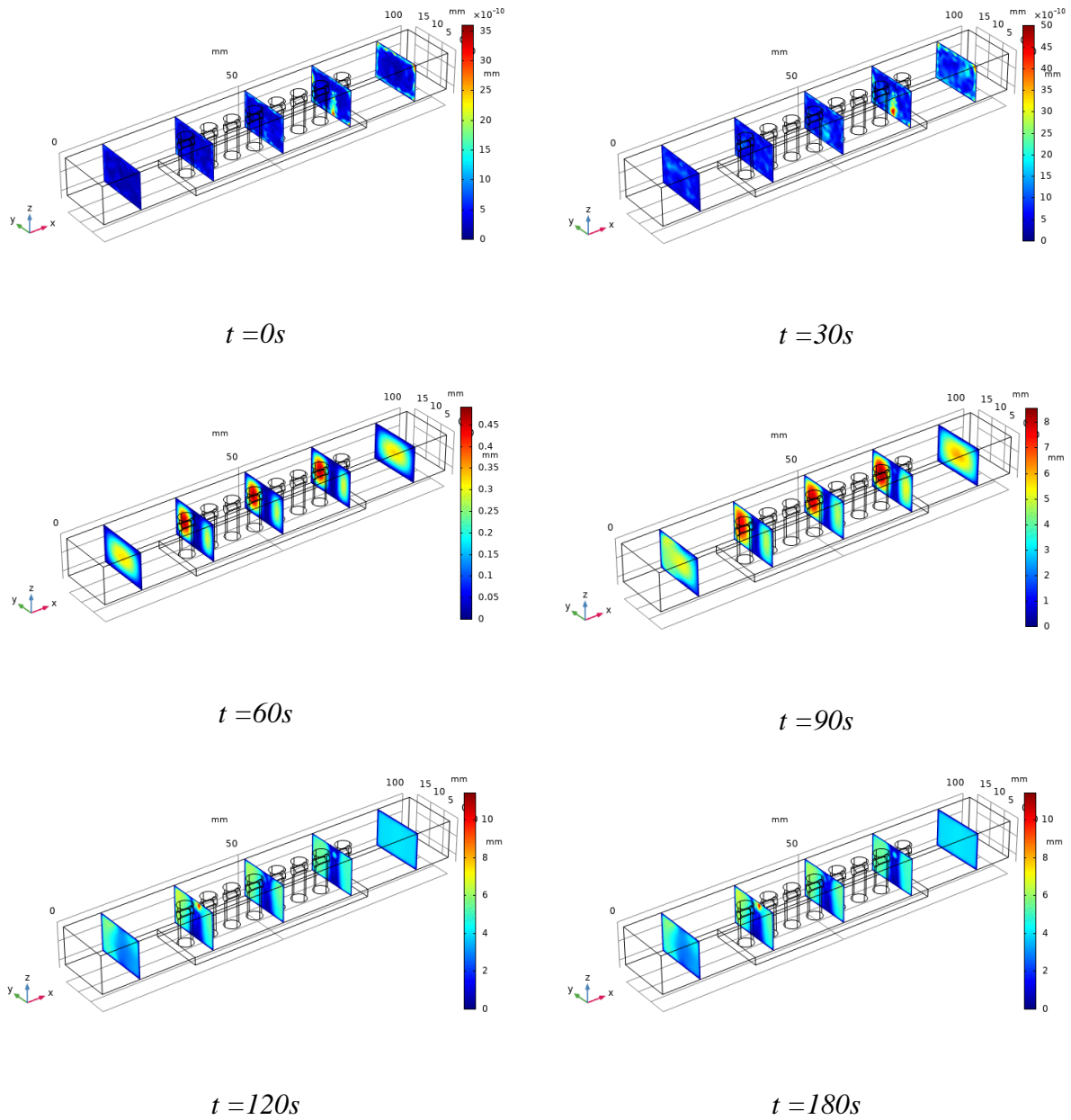


Figure III.15: Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.7 Ailettes cylindriques perforées à deux trous

III.7.1 Distribution de la température en transitoire

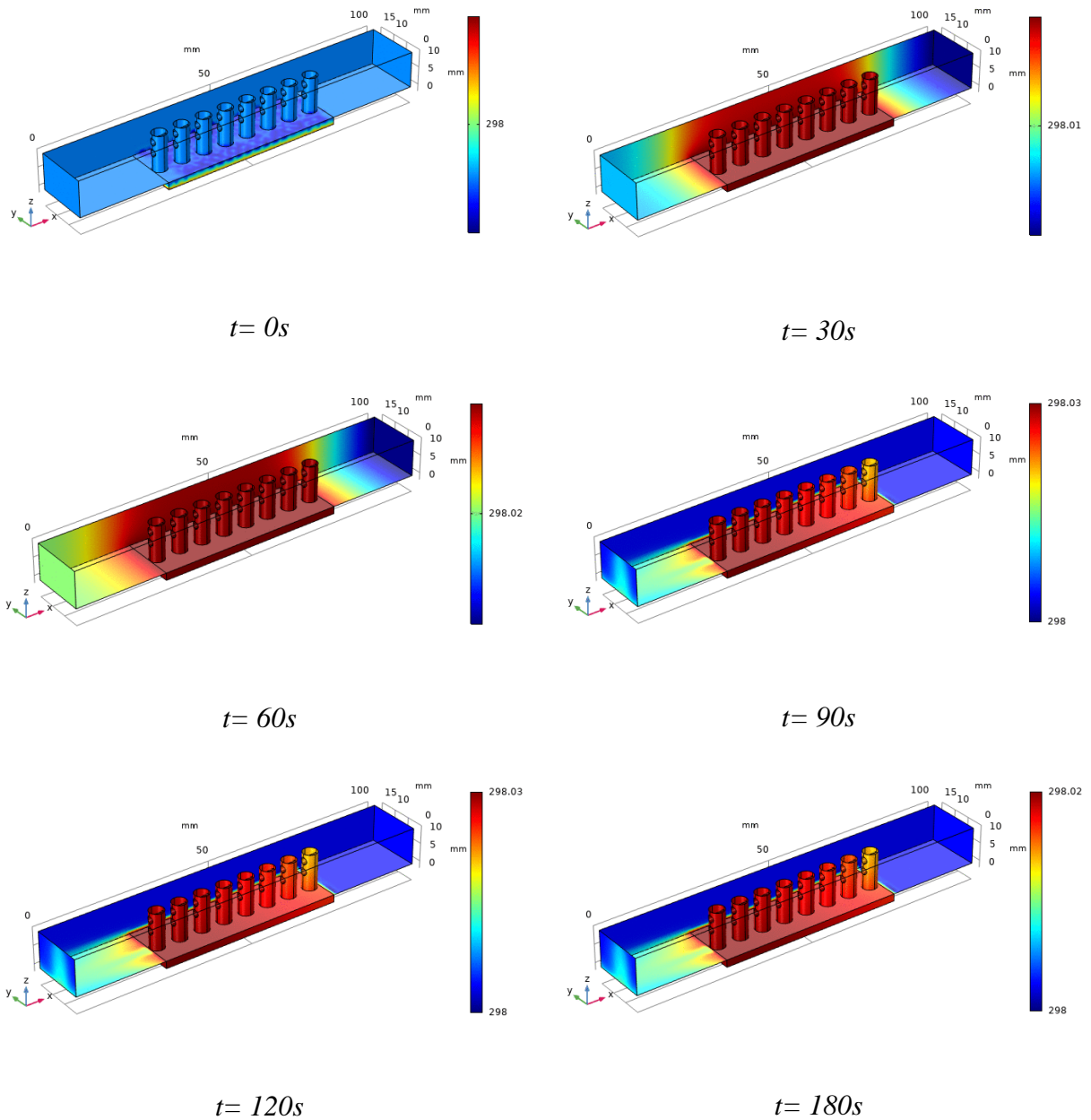


Figure III.16: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.7.2 distribution de la pression en transitoire

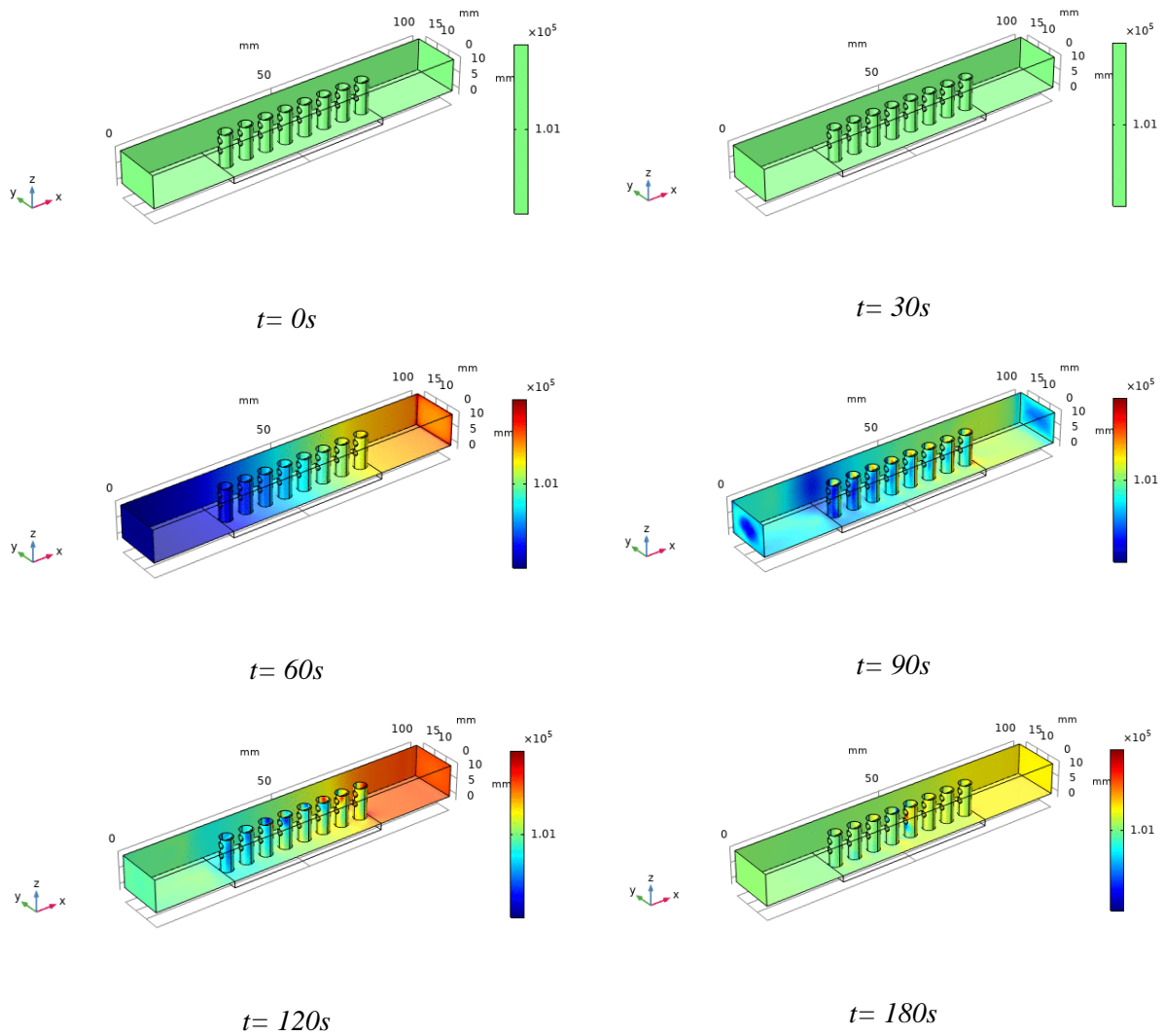


Figure III.17: Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.7.3 distribution de la vitesse en transitoire

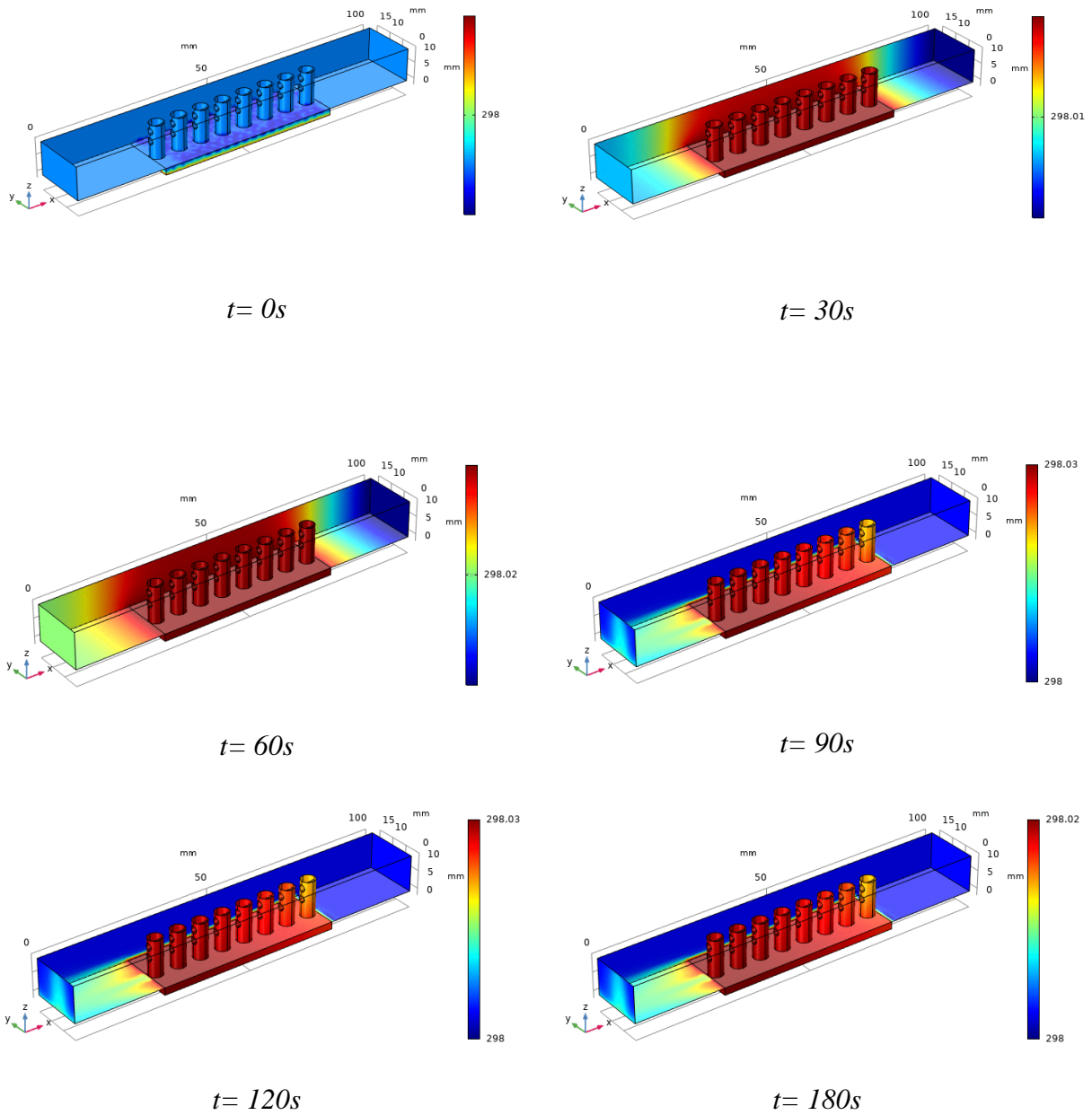


Figure III.18: Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.8 Ailettes cylindriques perforées à trois trous

III.8.1 Distribution de la température en transitoire

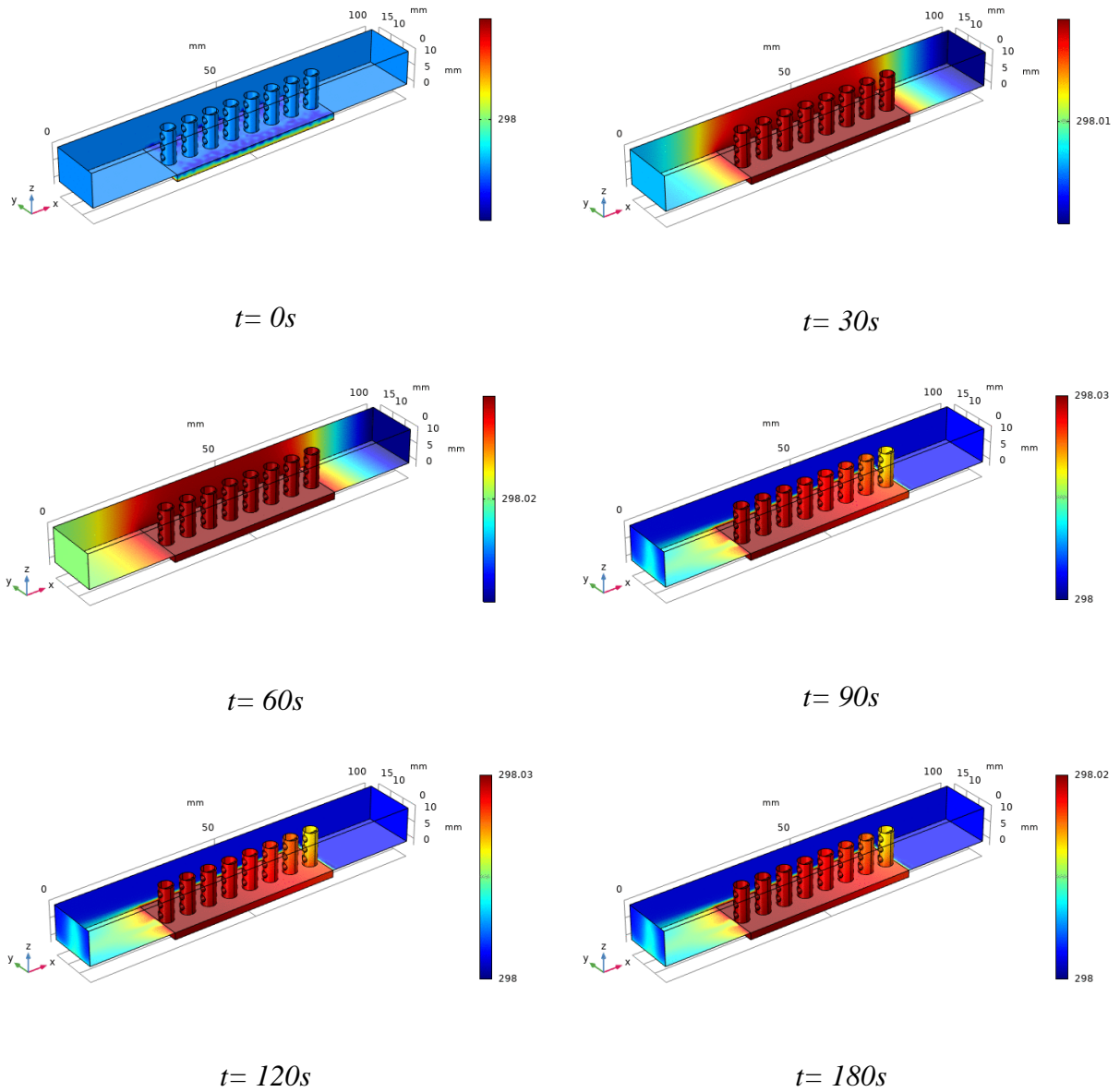


Figure III.19: Distribution de la température au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.8.1.1.1 Distribution de la pression en transitoire

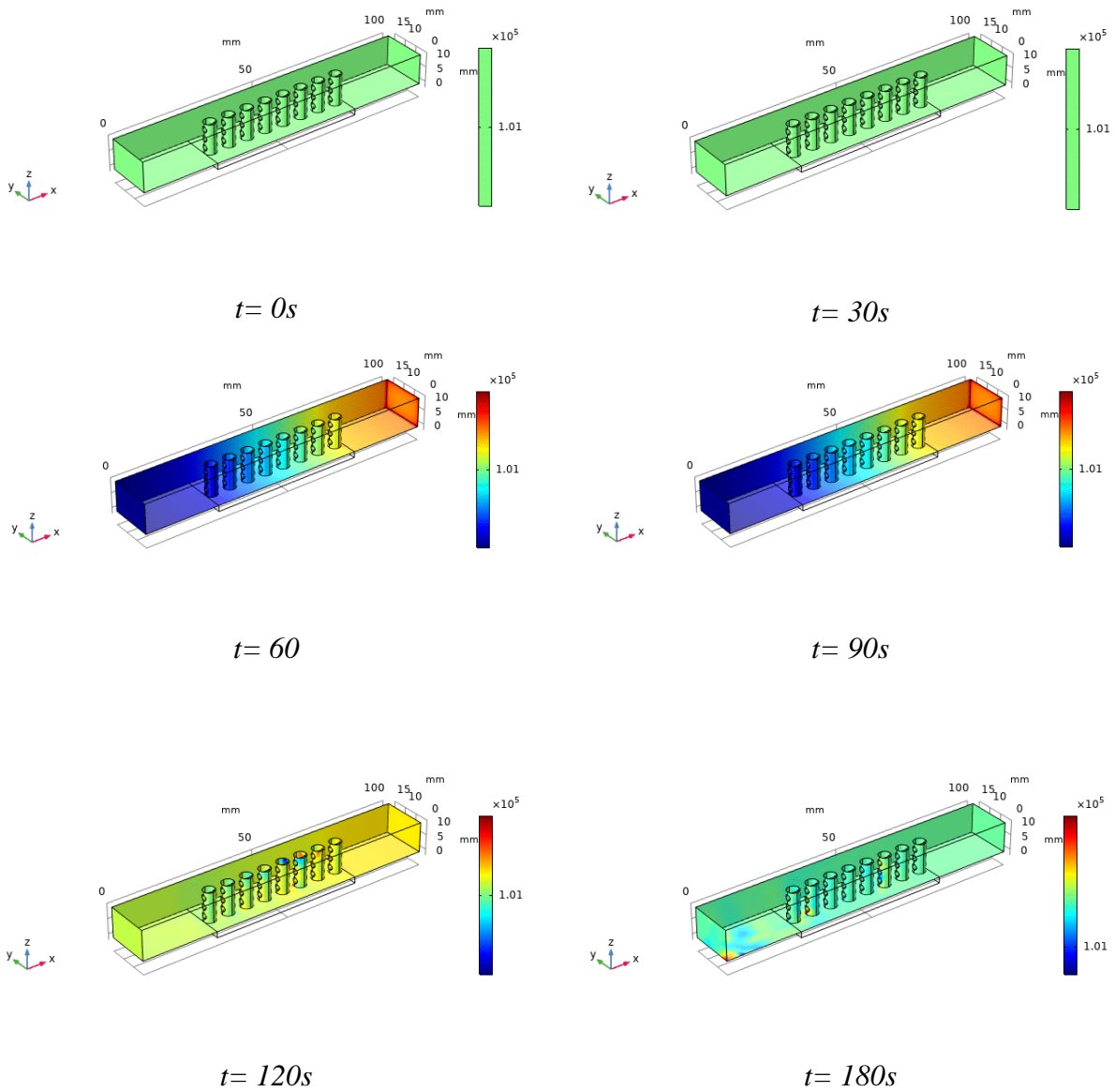


Figure III.20: Distribution de la pression au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q=5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

III.8.1.1.2 Distribution de la vitesse en transitoire

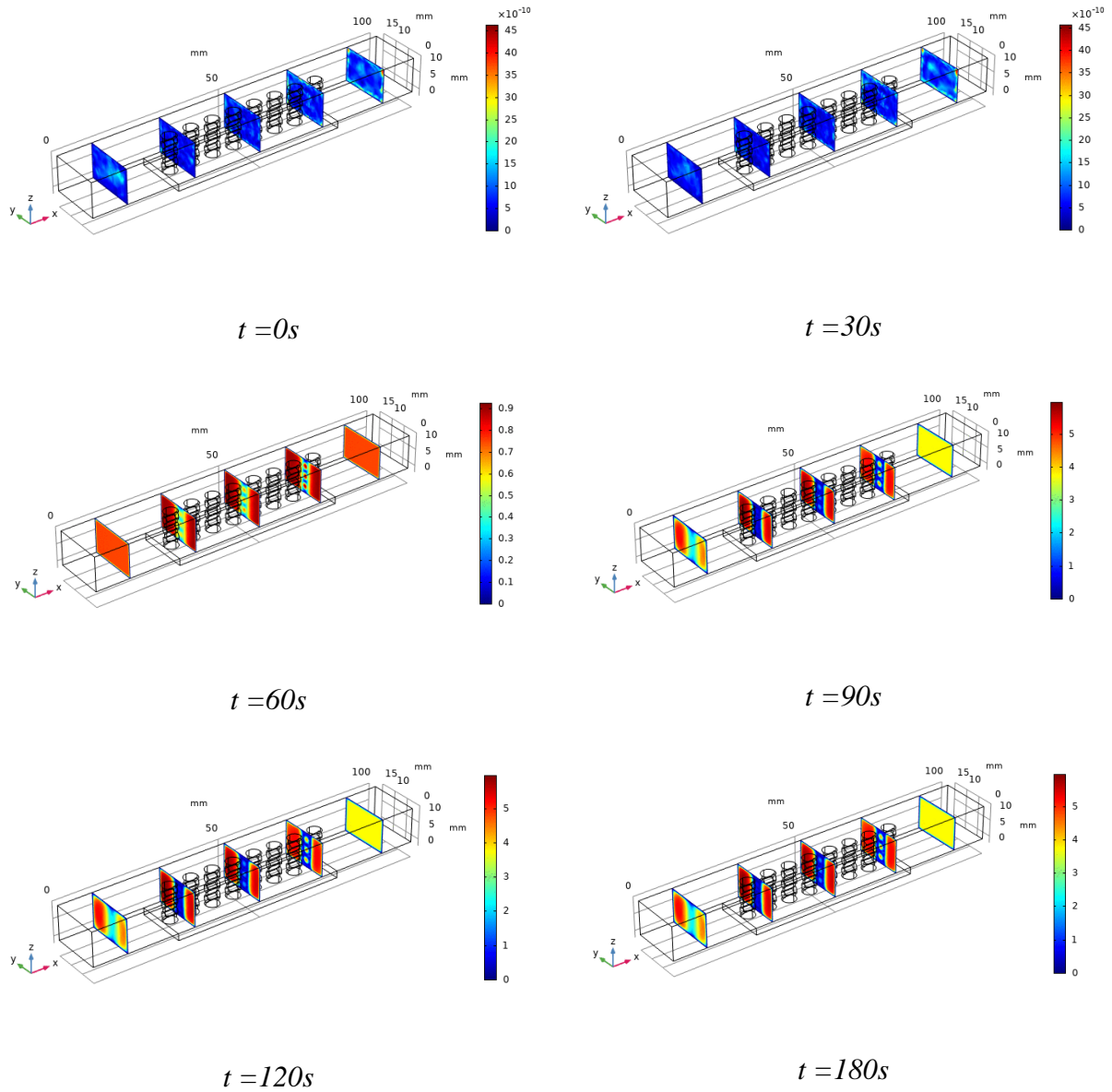
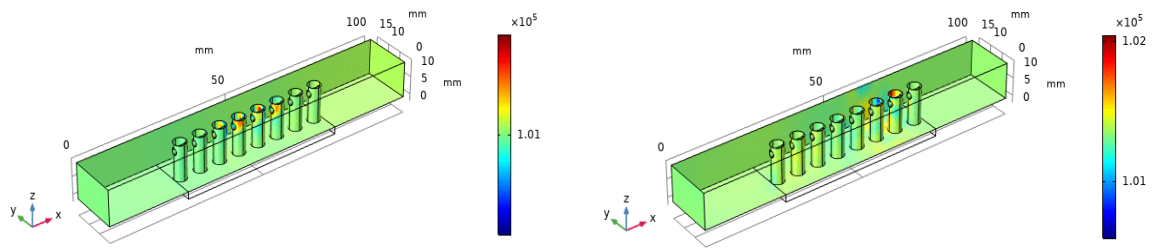


Figure III.21: Distribution de la vitesse au sein du canal pour différents temps sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$ et $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$.

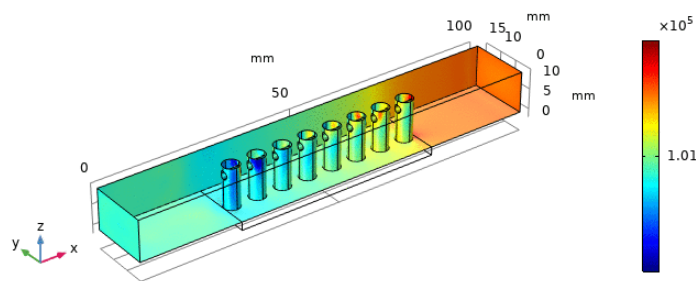
III.8.2 Effet de la vitesse d'entrée au canal sur la pression (120 S)

III.8.2.1 Ailettes cylindriques perforées à un trou



$u = 1.5 \text{ m/s}$

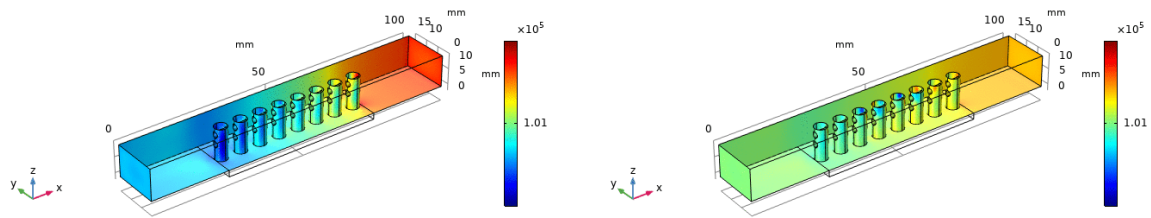
$u = 2.5 \text{ m/s}$



$u = 3.5 \text{ m/s}$

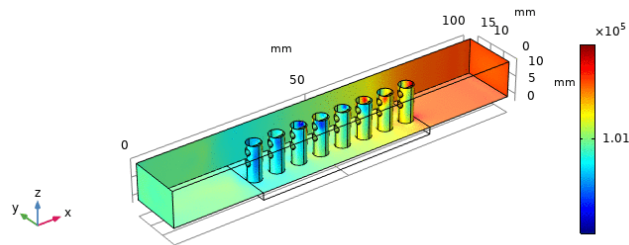
Figure III.22: Distribution de la pression au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/cm}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)

III.8.2.2 Ailettes cylindriques perforées à deux trous



$u = 1.5 \text{ m/s}$

$u = 2.5 \text{ m/s}$



$u = 3.5 \text{ m/s}$

Figure III.23 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 $q_{\text{source}} = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.2.3 Ailettes cylindriques perforées à trois trous

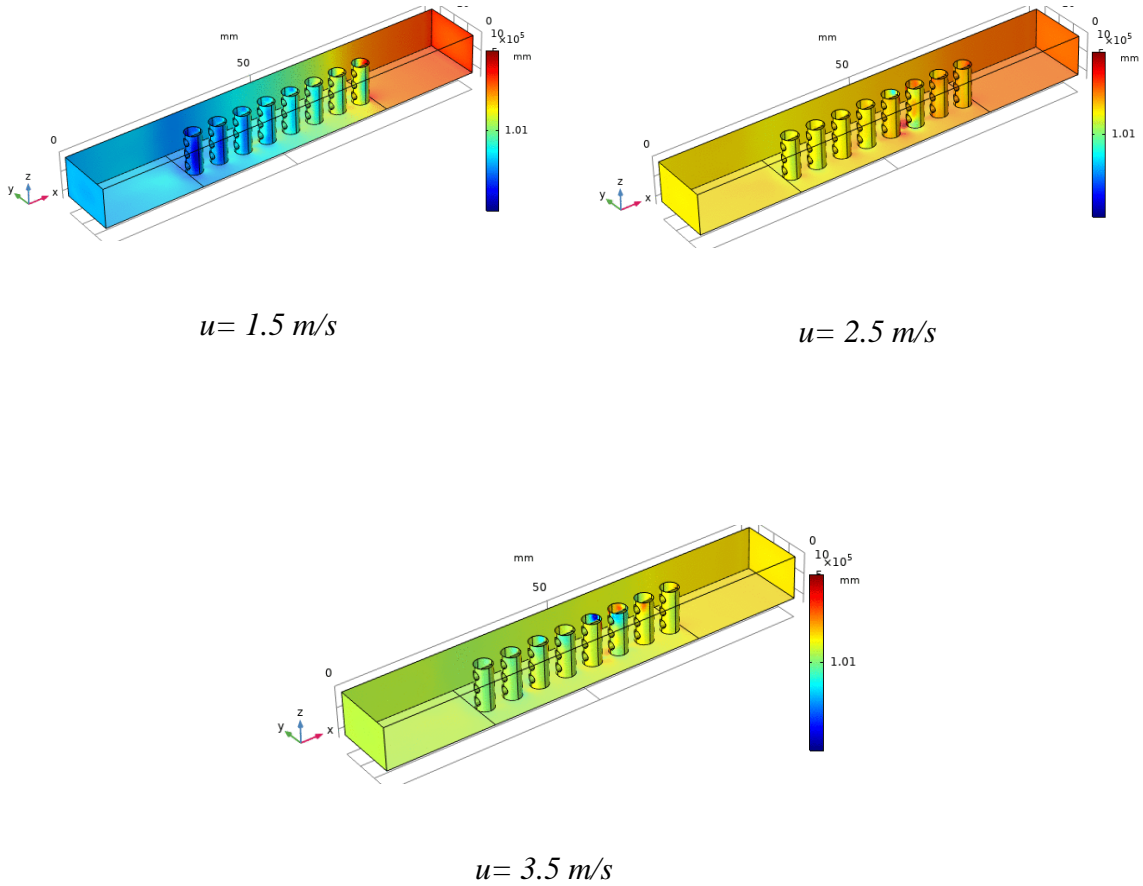
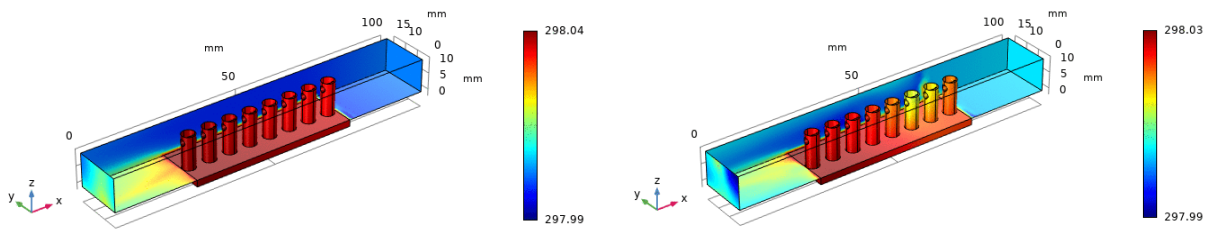


Figure III.24 Distribution de la température au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q_{\text{source}} = 2 \text{ W/cm}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

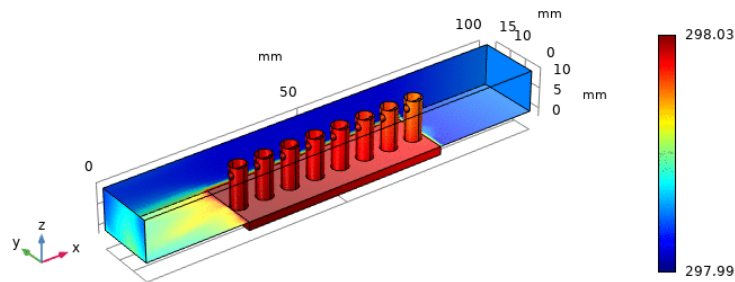
III.8.3 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la température

III.8.3.1 Ailettes cylindriques perforées à un trou



$u = 1.5 \text{ m/s}$

$u = 2.5 \text{ m/s}$



$u = 3.5 \text{ m/s}$

Figure III.25 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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$.
(Ailettes cylindriques perforées à un trou)

III.8.3.2 Ailettes cylindriques perforées à deux trous

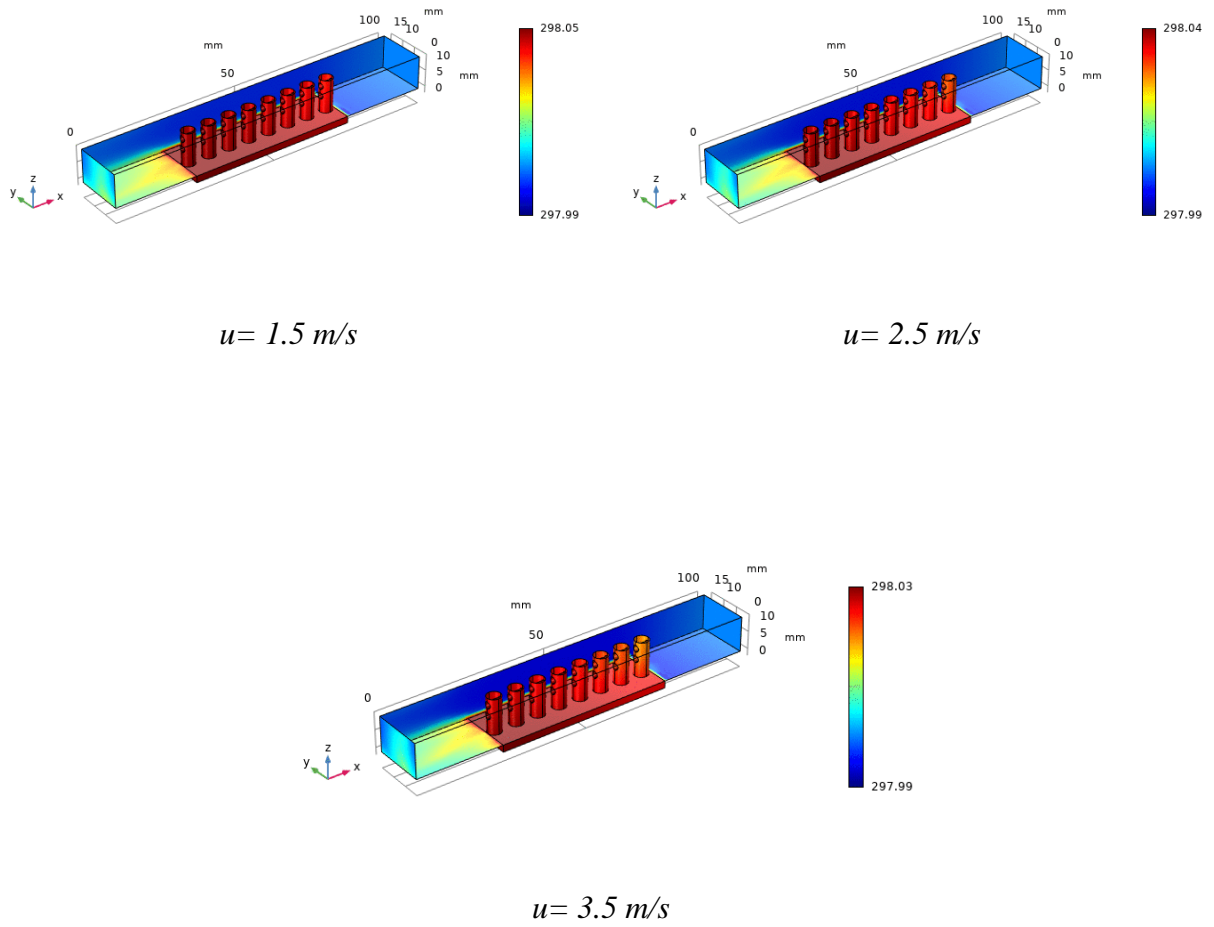
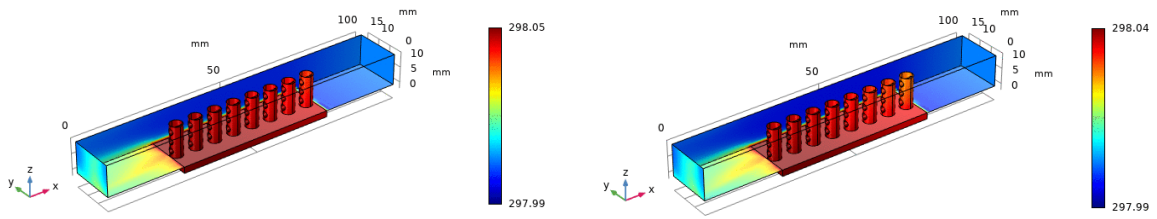


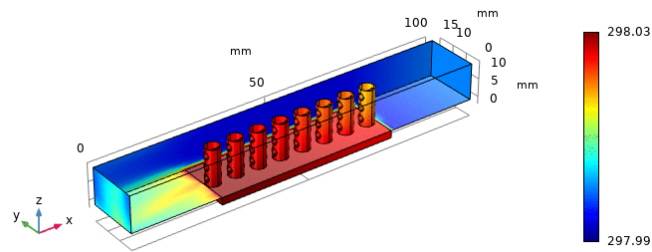
Figure III.26 Distribution de la température au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$.
(Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.3.3 Ailettes cylindriques perforées à trois trous



$u = 1.5 \text{ m/s}$

$u = 2.5 \text{ m/s}$



$u = 3.5 \text{ m/s}$

Figure III.25 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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$.
(Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.4 Effet de la vitesse d'entrée sur la distribution de la vitesse

III.8.5 Ailettes cylindriques perforées à un trou

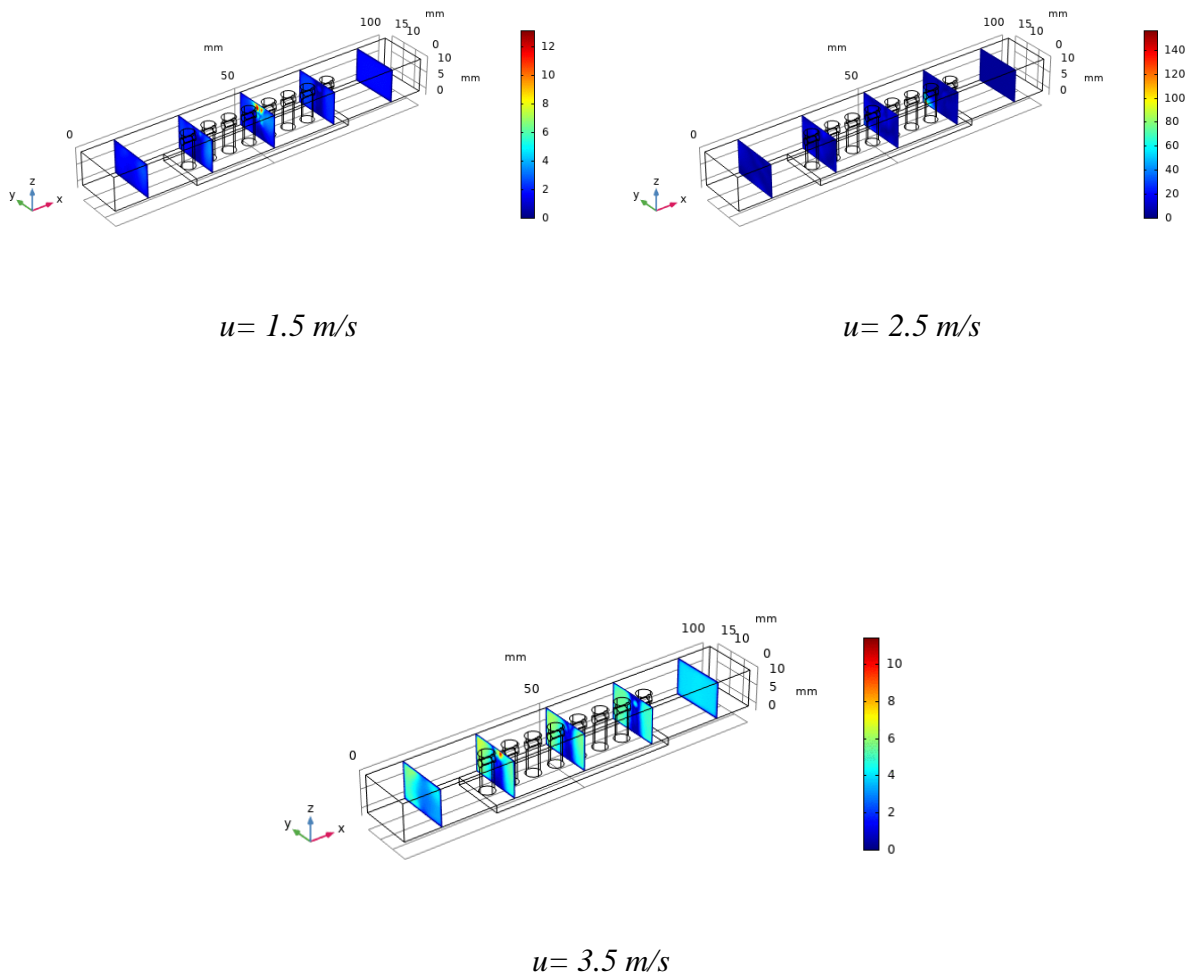
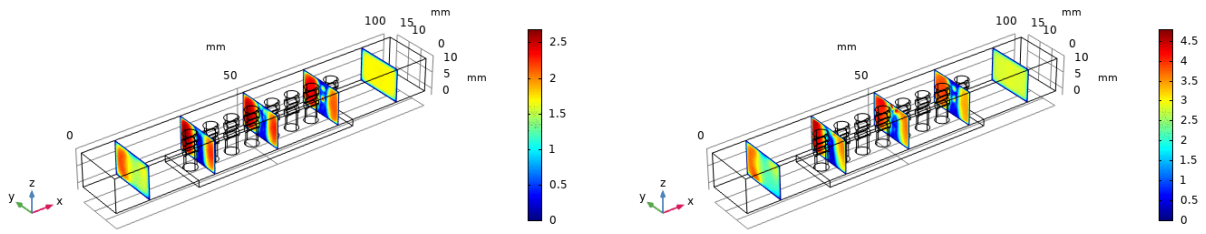


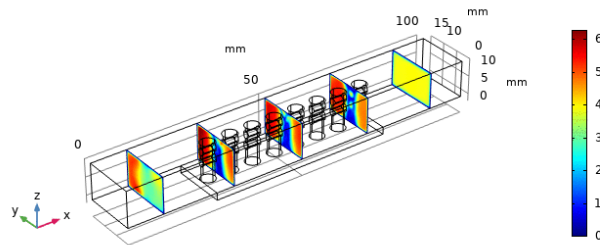
Figure III.26 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

III.8.5.1 Ailettes cylindriques perforées à deux trous



$u = 1.5 \text{ m/s}$

$u = 2.5 \text{ m/s}$



$u = 3.5 \text{ m/s}$

Figure III.27 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 $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)

III.8.5.2 Ailettes cylindriques perforées à trois trous

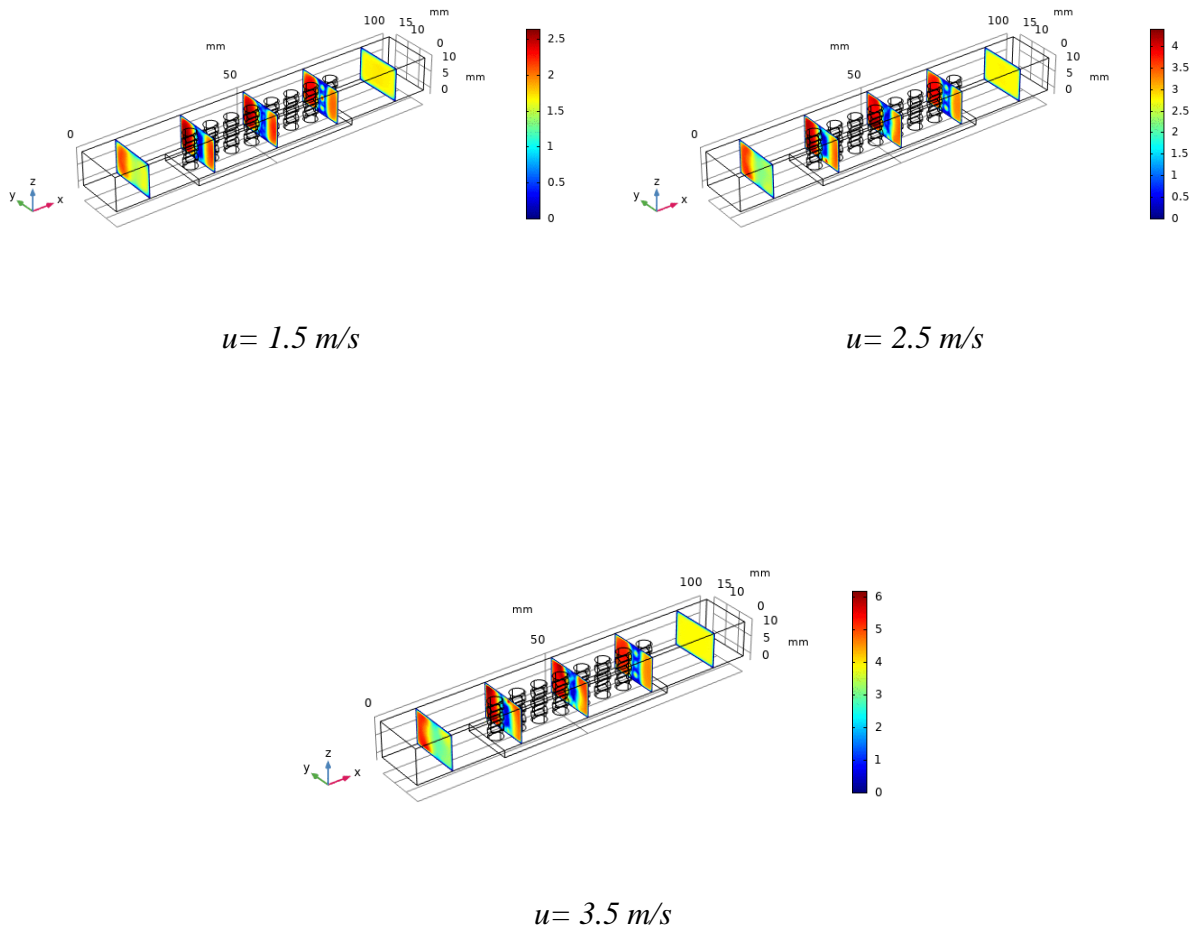


Figure III.28 Distribution de la vitesse au sein du canal pour différentes valeurs de la vitesse de l'air à l'entrée du canal sous les conditions de $q = 5 \text{ W/m}^2$, $u_0 = 1, \dots, 3.5 \text{ m/s}$ et $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

III.8.6 Effet du flux dissipé sur la distribution de la température

III.8.6.1 Ailettes cylindriques perforées à un trou

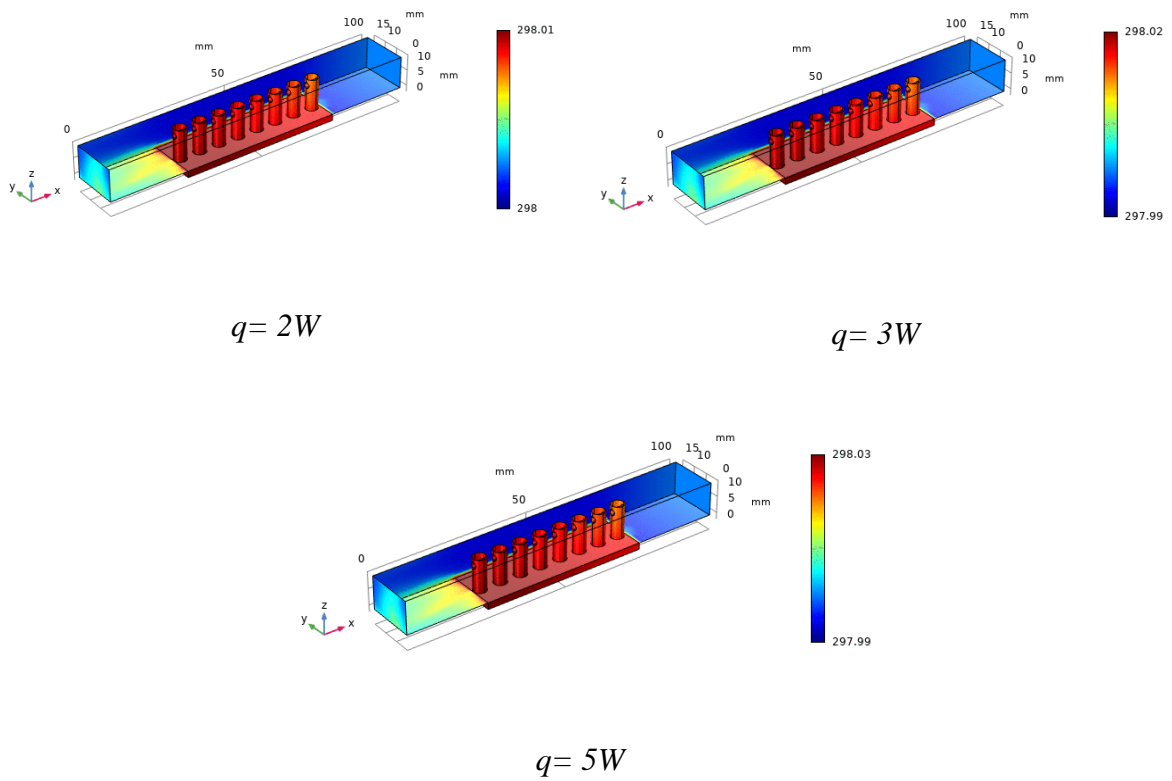


Figure III.29 : Distribution de la température pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

III.8.6.2 Ailettes cylindriques perforées à deux trous

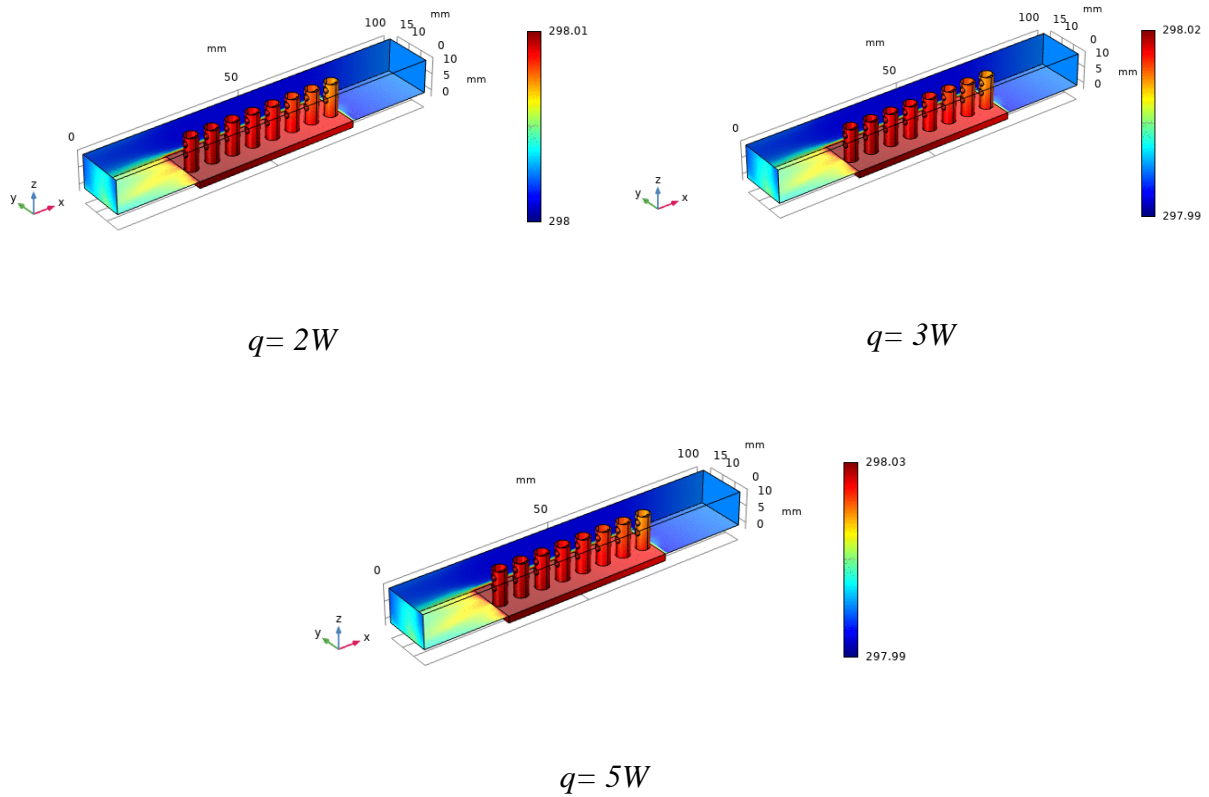


Figure III.30 Distribution de la température pour différents flux $q=$, 2,3, et 5 W/m^2 sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5$ m/s et à l'instant $t = 120$ s. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.6.3 Ailettes cylindriques perforées à trois trous

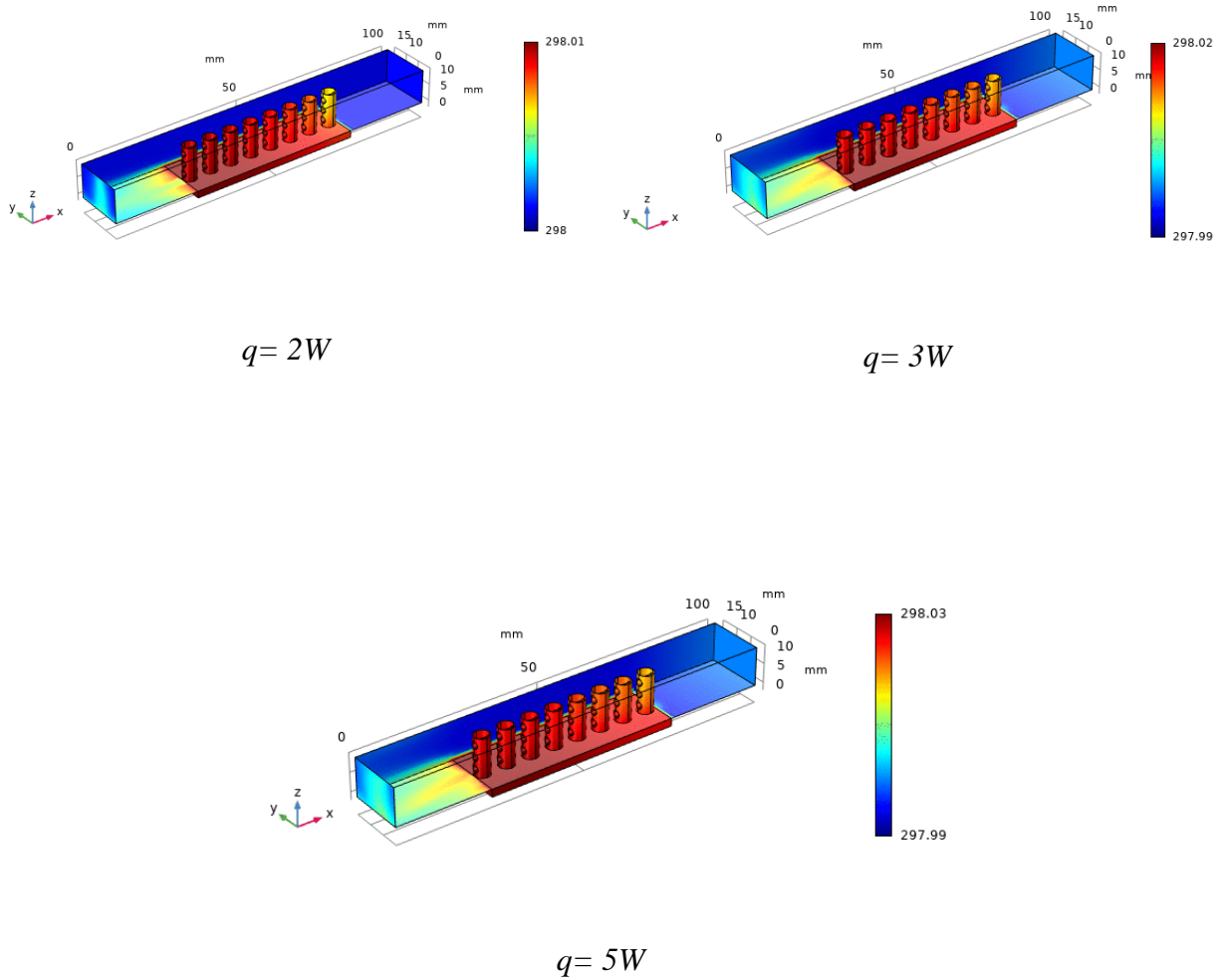


Figure III.31 Distribution de la température pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

III.8.7 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la vitesse

III.8.7.1 Ailettes cylindriques perforées à un trou

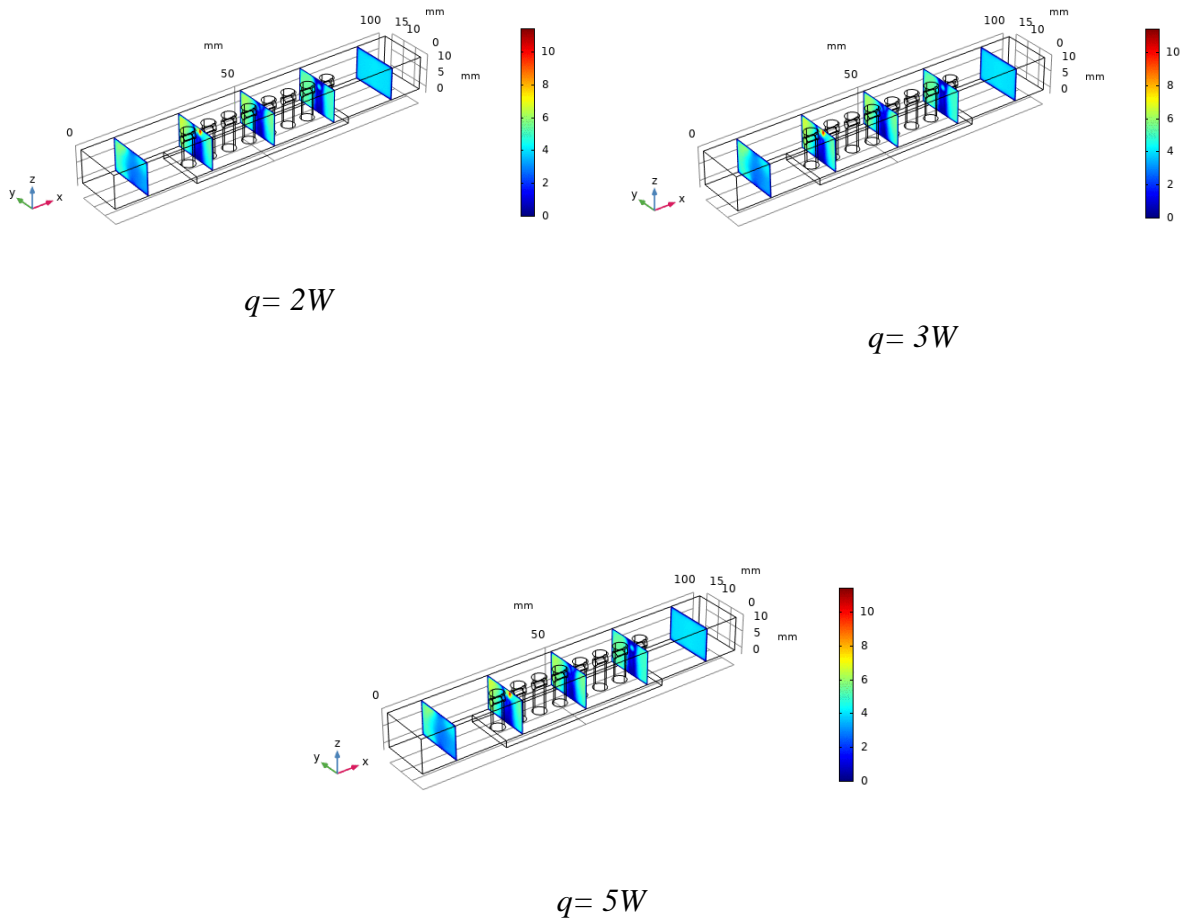
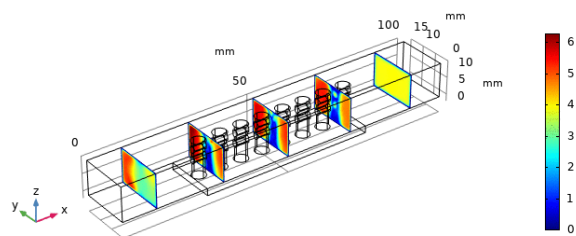


Figure III.32 Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)

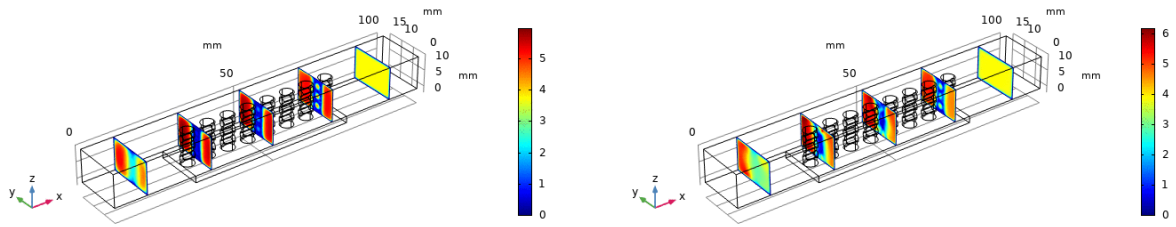
III.8.8 Ailettes cylindriques perforées à deux trous



$$q = 5W$$

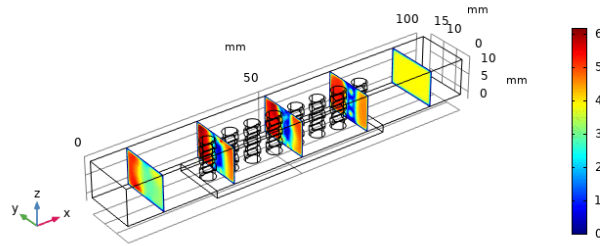
Figure III.33 Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.9 Ailettes cylindriques perforées à trois trous



$q = 2W$

$q = 3W$



$q = 5W$

Figure III.34 Distribution de la vitesse pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

III.8.10 Effet du flux thermique dissipé sur la distribution de la pression

III.8.10.1 Ailettes cylindriques perforées à un trou

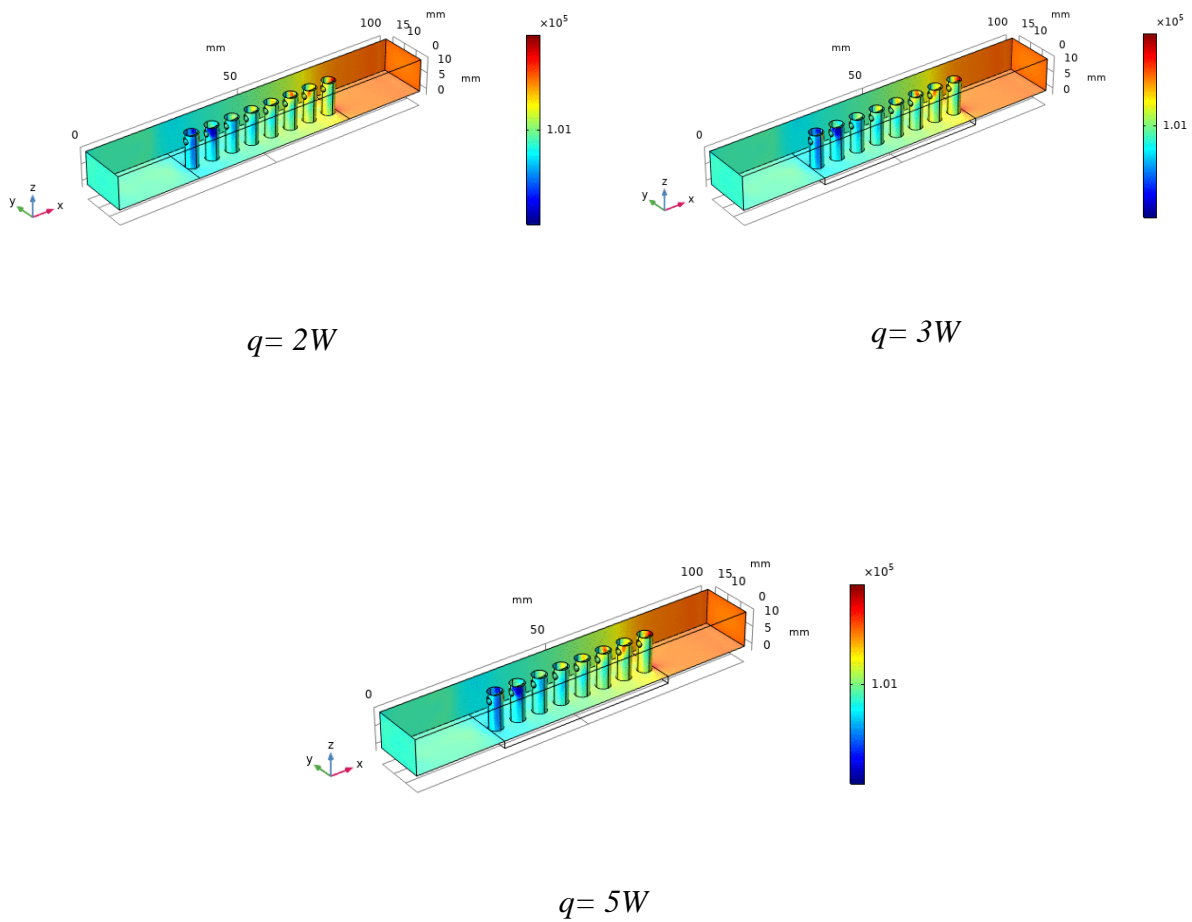
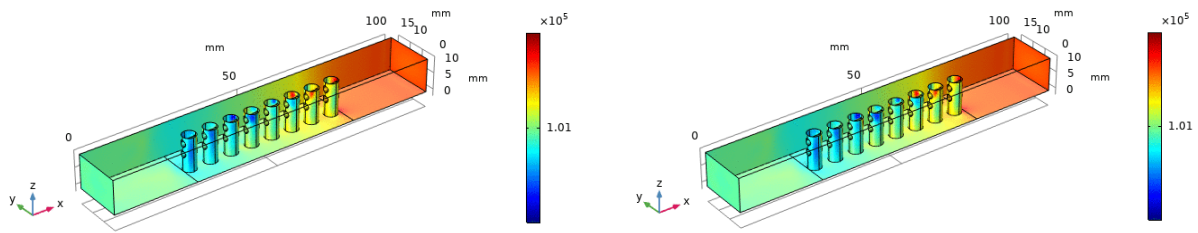


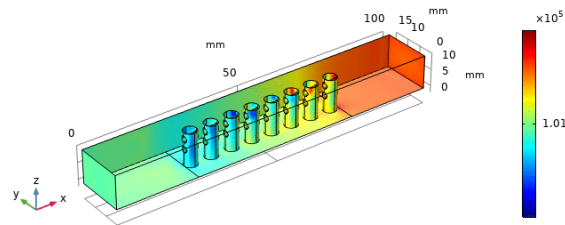
Figure III.35 Distribution de la pression pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à un trou)

III.8.10.2 Ailettes cylindriques perforées à deux trous



$q = 2W$

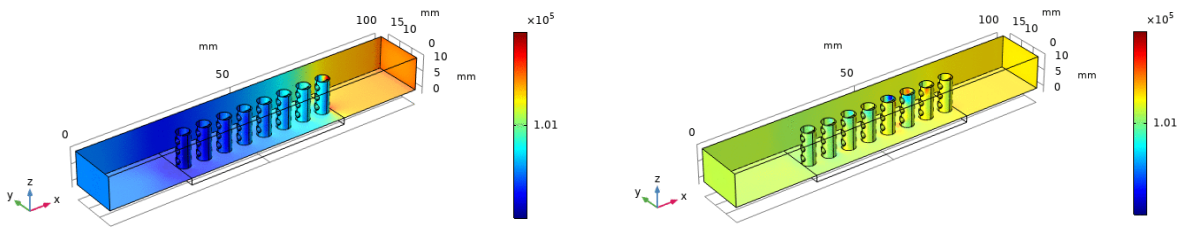
$q = 3W$



$q = 5W$

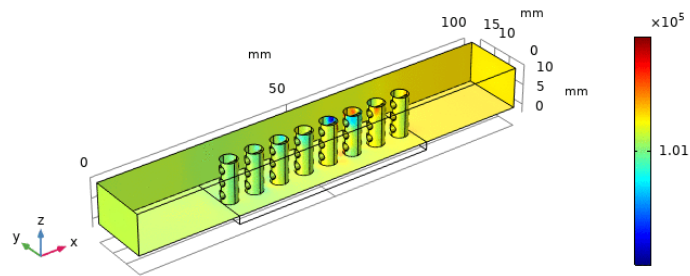
Figure III.36 Distribution de la pression pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à deux trous)

III.8.10.3 Ailettes cylindriques perforées à trois trous



$q = 2W$

$q = 3W$



$q = 5W$

Figure III.37 Distribution de la pression pour différents flux $q = 2, 3, \text{ et } 5 \text{ W/m}^2$ sous les conditions d'une vitesse de l'air à l'entrée du canal $u_0 = 3.5 \text{ m/s}$ et à l'instant $t = 120 \text{ s}$. (Ailettes cylindriques perforées à trois trous)

Conclusion générale

Les dissipateurs de chaleur assurent le refroidissement des composants critiques dans de nombreuses applications importantes, allant des moteurs d'avion et des réacteurs nucléaires aux ordinateurs et autres dispositifs microélectroniques, où les augmentations inexorables des densités de puissance stimulent l'innovation dans les techniques d'échange de chaleur. Alors qu'une partie de cette innovation dans les systèmes informatiques se concentre sur l'utilisation de technologies de refroidissement liquide (par exemple) sur puce, ou le refroidissement par liquide diélectrique, l'utilisation du transfert de chaleur par convection pour l'air lorsqu'il passe sur des dissipateurs thermiques à surface étendue restera populaire car il fournit un refroidissement de haute fiabilité à un coût relativement faible.

Cette étude présente une simulation CFD du comportement thermique et hydraulique à travers d'un canal comportant un dissipateurs thermique en ailettes cylindriques pleines et perforées, pour étudier les avantages des perforations sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans les dissipateurs thermiques à ailettes. Avec sources de chaleur à flux thermique imposé. Le logiciel COMSOL multi-physique 5.3 basé sur la méthode des éléments finis est utilisé pour résoudre les équations différentielles du modèle et simuler numériquement le système étudié.

Conclusion générale

Les effets de la vitesse de l'air ($u_0 = 1.5, 2.5$ et 3.5 m/s), du flux thermique dissipé par le composant électronique ($q = 2, 3$ et 5 W/m²) sur la phénoménologie du système sont examinés.

La présente étude a montré que l'utilisation de perforations à broches multiples peut avoir des avantages substantiels en termes de performances en permettant d'augmenter le transfert de chaleur tout en réduisant à la fois la chute de pression à travers le dissipateur thermique et la puissance du ventilateur nécessaire pour pomper l'air à travers eux. La chute de pression et la puissance du ventilateur diminuent avec le nombre de perforations de manière monotone. Pour les cas considérés ici, les ailettes à trois perforations ont une chute de pression généralement faible, plus importants que les dissipateurs thermiques à broches pleines.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1] M. Grujicic, C.L. Zhao, and E.C. Dusel, "The Effect of Thermal Resistance on Heat Management in the Electronic Packaging," *Applied Surface Science*, vol. 246, pp. 290–302, 2005.
- [2] C. Christophe : "Amélioration de modèles électrothermiques des composants de puissance de type TBH ou pHEMT et application à la conception optimale de modules actifs pour les radars", thèse de doctorat de LIMOGES, mai 2004.
- [3] M. Rebay, S. kakaç, R. Ben maad , J. Padet: "Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling", *Int. Journal of Transport Phenomena*, Vol. 11, pages :185-196, 2009.
- [4] W. Wondrak: "Physical limits and lifetime limitations of semiconductor devices at high temperature", *Microelectronics reliability*, Vol. 39, issues 6-7, June-July 1999, pp. 1113-1120.
- [5] Md. Didarul, O. Kenyu, Y. Minoru, S. Izuru : "Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 31, pages 367-379 , 2007.
- [6] A.Bejan:"Heat transfer", John Wiley & Sons, Inc, 1993.
- [7] Benmansour, "Contribution à l'étude des mécanismes de défaillances de L'IGBT sous régimes de fortes contraintes électriques et thermiques", thèse de Doctorats, laboratoire IMS Bordeaux, décembre 2008.
- [8] A.Tanaka, Mori M., Inoue H., "3300 High power IGBT modules with high reliability for traction applications", *Power Conversion*, pp. 191-199, 1997.
- [9] E.Iacona, J. Taine, and J.P. Petit : "Transferts thermiques: Introduction aux transferts", édition 2008: Dunod.
- [10] J.Fourier, « Théorie analytique de la chaleur», Jacques Gabay, 1989.
- [11] G. Marcello Pesare , Anna Gina Perri, "An analytical method for the thermal layout optimization of multi-layer structure solid-state devices," *Solid-State Electronics*, vol. 45, 2001.

BIBLIOGRAPHIE

- [12] Pitts, D.R. and L.E. Sissom, Schaum's "Outline of Theory and Problems of Heat Transfer" 1998: edition McGraw-Hill.
- [13] V. Szekely. A New Evaluation Method of Thermal Transient Measurement Results. *Microelectronics Journal*, Volume: 28, Pages: 277–292, 1997.
- [14] P. Dupuy, thèse "Modèles thermiques et méthodologie d'analyse thermique pour circuits intégrés de puissance de type "SmartPower", LAAS- No d'ordre : 449, en 1998.
- [15] Y. Peles, A. Kosar, C. Mishra, C. Kuo, B. Schneider: "Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pages : 3615-3627, 2005.
- [16] Wang, B.X. and X.F. Peng, "Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through micro channels". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994. volume 1: p. 73-82.
- [17] Frank Fan, "Electronics packaging simplified radiation heat transfer analysis method with Thermal and Thermo mechanical Phenomena in Electronic Systems", 2004. SEMITHERM '04. The Ninth Intersociety Conference, 2004.
- [18] Stephen A. Solovitz, M.E.L.D.S., Advanced Technology Leader, Ener, Micro channels Take Heat sinks to the Next Level, November 2006, *Power Electronic Technology: Power Electronic Technology* November 2006. p. 14-20.
- [19] Tong, X.C., "Advanced Materials for Thermal Management of Electronic Packaging" 2010: Springer.
- [20] S. Azzopardi, J.-P. Fradin, M. Médina, R. Meuret, M. Piton, P. Rollin, "Etude prédictive de la fiabilité de l'électronique de puissance embarquée : projet CEPIA", *Electronique de Puissance du Futur*, Tours : France 2008.

BIBLIOGRAPHIE

[21] Toshiba America Electronic Components, Inc., "Six-In-One Package Offers Low- Cost IGBT Solution for Industrial Drive Market," <http://www.toshiba.com/taec/press/to-727.htm>(Irvine, CA: TAEC, 1997).

[22] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, Cooling of Electronic Systems, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1994.

[23] "What Does the Future of Thermal Management Hold for Electronics?"

(<http://www.me.umn.edu/divisions/tht/tme/tme4.html>).

[24] J. H. Rosenfeld, N. J. Gernert and M. T. North, "Internally Extended Surface Heat Pipe Evaporators for Microelectronics Cooling", Fundamentals of Phase Change: Boiling and Condensation, ASME HTD-Vol.273, (1994).

[25] **khodja Nabila CHEREF**, Etude numérique des écoulements dans les micro-canaux ; Thèse de Magister, Université de Batna.2010