

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali – CHLEF
Faculté des Sciences et Sciences de l'Ingénieur

Département de mécanique

MEMOIRE

Présenté par

MOKHTAR SAIDIA Leïla

Pour l'obtention du diplôme de

Magister en Mécanique

Option : Simulation Mécanique

THEME

**Simulation numérique de la convection forcée dans
un conduit a rangées de plaques chauffées**

Soutenu le : 16/11/ 2009

Devant le jury composé de :

LOUKARFI Larbi	Président	Professeur	UHB Chlef
YOUCEFI Abdelkader	Examineur	Professeur	UST Oran
TAHAR ABBES Miloud	Examineur	Maître de conférence "A"	UHB Chlef
BETTAHAR Ahmed	Directeur de mémoire	Professeur	UHB Chlef
BERIACHE M'hamed	Co-directeur	Maître assistant	UHB Chlef

Promotion 2009

Résumé:

Dans ce mémoire, un radiateur de plaques chauffées est analysé, modélisé et simulé par un programme développé et par CFD Fluent.

Un travail numérique a été fait par un programme développé et par CFD Fluent pour bien mener l'étude afin d'atteindre l'objectif et de se servir des résultats pour des applications de la convection forcée d'air dans le refroidissement électronique.

Le refroidissement par la convection forcée d'air associée à un radiateur à ailettes planes est adopté pour la dissipation thermique des dispositifs électroniques de haute puissance.

Les champs de vitesse de l'écoulement d'air dans les conduits rectangulaires formés par des surfaces étendues, les pertes de pression et d'autres variables thermiques sont analysés par le code développé.

La méthode des différences finies est développée pour déterminer les performances thermiques et hydrodynamiques du dispositif de refroidissement proposé. L'étude hydrodynamique est reproduite par la technique CFD pour valider et comparer les résultats obtenus par le code développé.

La caractérisation thermique et hydraulique du radiateur sous refroidissement convection forcée d'air est étudiée.

Les paramètres hydrauliques comprenant les profils de vitesse, la distribution de la pression statique, la pression dynamique et la température du fluide entre les ailettes sont analysés et présentés schématiquement.

L'effet de certains paramètres influençant le transfert de chaleur dans le radiateur a été étudié.

Mots-clefs: Transfert thermique, Hydrodynamique, Convection forcée, Minicanaux, Ecoulement laminaire, Refroidissement en électronique, CFD, Méthode des différences finies.

Abstract:

In this study the heat sink is analyzed, modeling and simulating by developed program and by CFD Fluent.

Numerical effort has been made by a developed program and by CFD Fluent to promote investigation in order to reach the goal, in which serves the new opportunities for wider application of air forced convection in electronic cooling.

Impingement air cooling made of forced convection in associated with the proposed plate fin model is adopted for heat dissipation from high power electronic devices.

Components of airflow velocity in the rectangular ducts of the extended surfaces are studied; pressure drop and other thermal variables are analyzed by developed code. This is followed by a code validation comparing the present work with similar results obtain using Fluent.

The finites differences method is developed to determine the thermal and hydrodynamic performances of the proposed cooling device.

Thermal and hydraulic characterization of the heat sink under air-forced convection cooling is studied.

The hydraulic parameters including velocity profiles, distribution of static pressure, dynamic pressure, and temperature through the heatsink are analyzed and presented schematically.

The effect of same parameters that affect the heat transfer in the heatsink ha been studied.

Key-words: Heat transfer, Hydrodynamic, Forced convection, Minichannel, Laminar flow, Electronic cooling, CFD, Finites differences method.

DEDICACE

*Je dédie cet humble travail à la mémoire de ma plus chère **mère**, que **DIEU**
tout puissant et miséricordieux, ait pitié de son âme.*

Leïla ...

REMERCIEMENTS

Je remercie **DIEU** tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a données afin de réaliser ce modeste travail.

Je tiens à remercier vivement mon directeur de mémoire monsieur le professeur **BETTAHAR Ahmed**, de m'avoir accordé sa confiance. Je lui suis reconnaissante de son soutien, je voudrais qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude et toute ma sympathie.

Je remercie particulièrement monsieur **BERIACHE M'hamed**, pour m'avoir acceptée la co-direction de ce mémoire, pour tous ses conseils opportuns et pour toute sa disponibilité tout au long de ce travail.

Je remercie les membres de jury pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce modeste travail, messieurs **LOUKARKI Larbi Pr. UHBC**, **TAHAR ABBAS Miloud M.C. UHBC**, et **YOUCEFI Abdelkader Pr. USTO**.

Ma gratitude s'adresse également aux enseignants et personnels du département de mécanique de l'université de Chlef.

Je suis également reconnaissante à tout le personnel de la direction de l'éducation de la willaya de Chlef pour le soutien, l'encouragement et les facilités qu'ils m'ont offertes.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail.

Enfin, j'exprime ma très grande reconnaissance à ma famille, mon père, mes soeurs et mes frères pour m'avoir encouragée et pour tous les soucis que je leur ai causés et surtout pour avoir été toujours à mes côtés.

NOMENCLATURE

<u>Symbole</u>	<u>Description</u>	<u>Unité</u>
c_p	Chaleur massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
g	Accélération de pesanteur	$m.s^{-2}$
$nb_{ailettes}$	Nombre d'ailettes	
A	Aire	m^2
P_m	Périmètre mouillé	m
D_h	Diamètre hydraulique du canal	m
W	Largeur globale du radiateur	m
H	Hauteur globale du radiateur	m
L	Longueur globale du radiateur	m
h_b	Epaisseur de la base du radiateur	m
h_a	Hauteur de l'ailette	m
l_c	Largeur du canal	m
l_a	Epaisseur de l'ailette	m
s	Largeur d'entrée du jet	m
x	Coordonnée cartésienne selon l'axe ox	m
y	Coordonnée cartésienne selon l'axe oy	m
z	Coordonnée cartésienne selon l'axe oz	m
Δx	Pas en espace suivant l'axe ox	m
Δy	Pas en espace suivant l'axe oy	m
Δz	Pas en espace suivant l'axe oz	m
\vec{V}	Vecteur vitesse en un point, $\vec{V}(u, v, w)$	$m.s^{-1}$

u	Composante axiale de la vitesse	$m.s^{-1}$
v	Composante radiale de la vitesse	$m.s^{-1}$
w	Composante de vitesse suivant l'axe z	$m.s^{-1}$
\tilde{u}	Valeur de vitesse axiale en temps avancé, $t = t + \Delta t$	$m.s^{-1}$
\tilde{v}	Valeur de vitesse radiale en temps avancé, $t = t + \Delta t$	$m.s^{-1}$
V_0	Vitesse d'entrée	$m.s^{-1}$
c	Vitesse du son	$m.s^{-1}$
p	Pression	Pa
p_∞	Pression atmosphérique	Pa
T	Température	$^{\circ}C, K$
Q	Source de chaleur (puissance du processeur)	W
q	Flux thermique	W
q''	Densité du flux thermique	$W.m^{-2}$
h	Coefficient de transfert de la chaleur	$W.m^{-2}K^{-1}$
R_{th}	Résistance thermique du radiateur	$^{\circ}C.W^{-1}$
\dot{m}	Flux massique	$kg.s^{-1}$
\dot{V}	Flux volumique	$m^3.s^{-1}$
t	Temps	s
\bar{D}	Divergence massique	$1/s$
n	Vecteur normal à la paroi	
N	Cellule voisine côté nord	
E	Cellule voisine côté est	
S	Cellule voisine côté sud	
W	Cellule voisine côté ouest	

i, j, k Indices d'espaces

PARAMETRES SANS DIMENSION

<u>Symbole</u>	<u>Description</u>
Re	Nombre de Reynolds, $U.D_h/\nu$
Nu	Nombre de Nusselt, $h.D_h/\lambda$
Pr	Nombre de Prandtl, ν/α
Ma	Nombre de Mach, V_0/c
Ra	Nombre de Rayleigh, $g\beta\Delta TL^3/(\nu\alpha)$
Gr	Nombre de Grashof, $g\beta\Delta TL^3/\nu^2$

SYMBOLES GRECQUES

<u>Symbole</u>	<u>Description</u>	<u>Unité</u>
ρ	Masse volumique de l'air	$kg.m^{-3}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
α	Diffusivité thermique, $\lambda/\rho.c_p$	$m^2.s^{-1}$
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
β	Coefficient d'expansion thermique, $1/\lambda$	K^{-1}
δ	Distance franchie par la conduction	m
ε	Critère de convergence	
Γ	Frontière	
Δ	Différence	
η	Efficacité de l'ailette	

$\hat{\alpha}$	Coefficient
$\bar{\beta}$	Diviseur de pression
ξ	constante
ω	Facteur de relaxation

INDICES ET EXPOSANTS

max	Maximum
e	Entrée
p	Parois
f	Relatif au fluide
s	Relatif au solide
∞	Relatif à l'ambiance
CPU	Central Processor Unit
Die	Relative à la matrice du processeur
iso	Parois isolées
cond	Relatif à la conduction
conv	Relatif à la convection
statique	Relatif à la pression statique
dynamique	Relatif à la pression dynamique
P	Relatif au point (i, j) ou (i, j, k)
e, w, n, s, u et d ou	Position de nœuds
E, W, N, S, U et D	
Jonction	Température de la source
New	Nouvelle itération, N+1
Old	Ancienne itération, N

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 :	Exemples de coefficient de transfert de la chaleur	12
Tableau 1.2 :	Comparaison entre deux radiateurs à micro-canaux sujets à un écoulement parallèle et à un jet-impactant entre terme de performances thermiques et hydrodynamiques.....	25
Tableau 2.1 :	Propriétés physiques de l'air	36
Tableau 2.2 :	Caractéristiques et dimensions du radiateur à mini-canaux.....	36
Tableau 3.1 :	Ensemble de paramètres et de données du modèle numérique Fluent	69
Tableau 4.1 :	Paramètres opérationnels du modèle d'étude.....	76
Tableau 4.2 :	Caractéristiques des maillages employés dans la simulation	78
Tableau 4.3 :	Table comparative de quelques performances	95

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 :	Loi de MOORE.....	4
Figure 1.2 :	Tendance de dissipation de puissance de microprocesseur de la société Intel.....	5
Figure 1.3 :	Génération de la chaleur au niveau d'un composant électronique.....	6
Figure 1.4 :	Quelques formes de ventilateurs.....	7
Figure 1.5 :	Caractéristiques de l'écoulement et de la pression d'un ventilateur axial typique.....	8
Figure 1.6 :	Convection forcée appliquée à une plaque plane.....	11
Figure 1.7 :	Quelques configurations de radiateurs.....	14
Figure 1.8 :	Jets et formes d'ailettes de radiateurs.....	15
Figure 1.9 :	Caractéristique de l'écoulement du système (Radiateur- Ventilateur)	16
Figure 1.10 :	Modèle physique utilisé par Tuckerman et R.F. Pease	18
Figure 1.11 :	Différents types d'arrangement d'écoulement dans des radiateurs.....	24
Figure 1.12 :	Diagramme schématique dépeignant une vue de coté de l'ensemble de radiateur et de ventilateur	28
Figure 1.13 :	Résistance thermique en fonction du nombre d'ailettes.....	30
Figure 2.1 :	Refroidissement actif d'un processeur	32
Figure 2.2 :	Représentation du modèle physique étudié. (a) Le radiateur à mini canaux rectangulaires, surmonté d'un ventilateur axial. (b) Géométrie et dimensions du radiateur.....	34
Figure 2.3 :	Modèle du radiateur en coupe transversale bidimensionnelle	35
Figure 2.4 :	Vue de dessous du radiateur à mini-canaux	35
Figure 2.5 :	Vue de radiateur en 3D avec coupe le long des axes de symétrie.....	37
Figure 2.6 :	Ecoulement de l'air au niveau du radiateur (jet impactant) (a-c).....	38
Figure 2.7 :	Illustration des phénomènes thermiques au niveau des ailettes du radiateur	39
Figure 2.8 :	Refroidissement à la surface.....	40
Figure 2.9 :	Changement de température d'un composant électronique avec le temps jusqu'à état permanent.....	41
Figure 2.10 :	Conditions aux limites hydrodynamiques appliquées à un demi-canal (Vue 3D).....	46
Figure 2.11 :	Conditions aux limites thermiques.....	48

Figure 2.12 :	Résistance thermique du radiateur.....	52
Figure 3.1 :	Schéma de maillage décalé en 2D.....	55
Figure 3.2 (a) :	Organigramme de l'algorithme numérique, (première approche)	59
Figure 3.2 (b) :	Organigramme de l'algorithme numérique, (première approche)	60
Figure 3.3 :	Coefficient de transfert de chaleur pour la modélisation du refroidissement au niveau du radiateur.....	61
Figure 3.4 :	Organigramme de l'algorithme numérique, (deuxième approche)	62
Figure 3.5 :	Différents maillages possibles pour le radiateur à mini-canaux	63
Figure 3.6 :	Maillage par différences finies du modèle en 3D.....	63
Figure 3.7 :	La conduction en un nœud.....	64
Figure 3.8 :	Résistance thermique reliée au nœud (i, j, k).....	66
Figure 3.9 :	Nœud avec condition de convection en surface.....	67
Figure 3.10 :	Organigramme de code développé.....	68
Figure 3.11 :	Volume de contrôle bidimensionnel	70
Figure 3.12 :	Différents maillages pour un canal.....	71
Figure 3.13 :	Maillage d'un canal en 2D sous Gambit avec conditions aux limites.....	72
Figure 3.14 :	Critères de convergence sous Fluent	73
Figure 3.15 :	Convergence des solutions.....	73
Figure 4.1 :	Microprocesseur Pentium® 4.....	75
Figure 4.2 :	Indépendance de la vitesse vis-à-vis plusieurs maillages, [CFD Fluent]...	77
Figure 4.3 :	Contours de la pression dynamique à travers le canal, [CFD Fluent].....	79
Figure 4.4 :	Contours de la pression statique à travers le canal, [CFD Fluent]	80
Figure 4.5 :	Contours de la pression statique relative à travers le canal, [code développé].....	80
Figure 4.6 :	Distribution de la vitesse au niveau du canal (plan médian), [CFD Fluent].....	81
Figure 4.7:	Profil de vitesse près de la paroi (base du radiateur), [CFD Fluent].....	82
Figure 4.8 :	Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent].....	82
Figure 4.9 :	Champs de vitesse dans le canal, [CFD Fluent].....	83
Figure 4.10:	Champs de vitesse dans le canal, [code développé]....	84
Figure 4.11:	Champ de vitesse verticale (v), [CFD Fluent].....	85
Figure 4.12 :	Champ de la vitesse verticale (v), [code développé].....	85
Figure 4.13 :	Champs de vitesse longitudinale (u), [CFD Fluent].....	86
Figure 4.14 :	Champs de vitesse longitudinale (u), [code développé].....	86
Figure 4.15 :	Lignes de courant dans le canal, [CFD Fluent].....	87

Figure 4.16 :	Contours de température à la base du radiateur, [code développé].....	88
Figure 4.17 :	Contours de température au niveau de la zone du processeur, [code développé].....	88
Figure 4.18 :	Contours de température à la base du radiateur	89
Figure 4.19 :	Contours de température dans un radiateur typique.....	89
Figure 4.20 :	Contours de température à $x/d = W/2$ (ailette centrale), [code développé].....	90
Figure 4.21 :	Contours de température à $z/d = L/2$, (coupe transversale), [code développé].....	91
Figure 4.22 :	<i>Contours de température dans un radiateur (82x82x81mm³) en coupe transversale (Q=130W).</i>	91
Figure 4.23 :	(a) Représentation schématique de l'ailette, (b) Distribution de la température au niveau d'ailette centrale, [code développé].....	92
Figure 4.24:	Distribution de la température dans le radiateur, (Vue en coupe 3D), première approche, [code développé].....	93
Figure 4.25 :	Distribution de la température dans le radiateur, (Vue en coupe 3D), deuxième approche, [code développé].....	93
Figure 4.26 :	Distribution de la température dans le radiateur dans un radiateur (82x82x81mm ³) (Q=130W).....	94
Figure 4.27 :	Exemple de profil thermique	95
Figure 4.28 :	Distribution de la température de l'air au niveau d'un canal du radiateur à mini-canaux, plan médian (Première approche), [code développé].....	96
Figure 4.29 :	Effet de la vitesse d'écoulement sur le transfert de la chaleur.....	97
Figure 4.30 :	Perte de pression (Δp) à travers le radiateur en fonction de la vitesse d'entrée d'air (V_0).....	98
Figure 4.31 :	Effet de l'épaisseur de la base sur le transfert de la chaleur.....	99
Figure 4.32 :	Résistance thermique en fonction de la hauteur de l'ailette du radiateur...	100
Figure 4.33 :	Résistance thermique en fonction du nombre des ailettes du radiateur.....	101
Figure 4.34 :	Coefficient d'échange thermique convectif calculé en fonction de la largeur du canal.....	102
Figure 4.35 :	Résistance thermique en fonction de la largeur du canal.....	103

TABLE DE MATIERES

RESUME	i
ABSTRACT	ii
DEDICACE	iii
REMERCIEMENTS	iv
NOMENCLATURE	v
LISTE DES TABLEAUX	ix
LISTE DES FIGURES	x
TABLE DES MATIERES	xiii
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	3
1.1 Tendances du refroidissement des composants électroniques.....	3
1.2 Convection forcée dans les micro et les mini-canaux.....	11
1.3 Résultats bibliographiques.....	17
1.4 Conclusion.....	31
CHAPITRE II: MODELISATION PHYSIQUE ET MATHEMATIQUE	32
2.1 Position du problème.....	32
2.1.1 Description du problème physique.....	32
2.1.2 Modèle physique.....	33
2.1.3 Description de l'écoulement et mode de transfert de chaleur au niveau du modèle physique.....	37
2.1.3.1 Description de l'écoulement.....	38
2.1.3.2 Description du mode de transfert de chaleur.....	39
2.2 Formulation mathématique du problème.....	41
2.2.1 Hypothèses.....	41
2.2.2 Equations de base.....	43
2.2.3 Présentation hydrodynamique.....	44
2.2.4 Présentation thermique.....	44
2.3 Conditions aux limites.....	45
2.3.1 Conditions aux limites hydrodynamiques.....	45
2.3.2 Conditions aux limites thermiques.....	46
2.4 Paramètres de calcul.....	49
2.4.1 Coefficient de transfert de chaleur par convection (h).....	49

2.4.2 Nombre de Nusselt (Nu).....	50
2.4.3 La résistance thermique du radiateur (R_{th}).....	51
2.5 Conclusion.....	52
CHAPITRE III: MODELISATION NUMERIQUE.....	53
3.1 Méthode numérique.....	53
3.2 Simulation numérique.....	54
3.2.1 Première approche.....	54
3.2.1.1 Maillage.....	54
3.2.1.2 Algorithme.....	55
3.2.1.3 Critères de convergence.....	60
3.2.2 Deuxième approche.....	61
3.2.2.1 Description de la méthode de résolution.....	61
3.2.2.2 Maillage.....	63
3.2.2.3 Discrétisation des équations.....	64
3.2.2.4 Critères de convergence.....	67
3.3 Mise en œuvre et implémentation.....	67
3.4 Modélisation numérique hydrodynamique par CFD.....	69
3.4.1 Méthode numérique.....	69
3.4.2 Maillage sous FLUENT.....	71
3.4.3 Critères de convergence.....	72
3.4.4 Source et erreurs dans le calcul.....	74
3.5 Conclusion.....	74
CHAPITRE IV: RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	75
4.1 Conditions opérationnelles.....	75
4.2 Indépendance de la solution du maillage.....	76
4.3 Résultats et discussions.....	78
4.3.1 Résultats hydrodynamiques.....	78
4.3.1.1 Pression.....	78
4.3.1.2 Vitesse.....	81
4.3.2 Résultats thermiques.....	87
4.4 Etude paramétrique.....	97
4.4.1 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la performance du radiateur	97
4.4.2 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la pression	98

INTRODUCTION

Depuis quelques années, une tendance vers l'assemblage d'un nombre important de puces en un seul module et de multiples modules en une seule carte est apparue. Cette tendance de minimisation et de miniaturisation accompagnée de vitesse plus en plus rapide de fonctionnement, entraîne une dissipation énergétique élevée au niveau de la puce et du module. Cela menacerait sans doute la durée de vie et la fiabilité de ces composants électroniques.

Cette élévation exponentielle de la génération de la chaleur avec une miniaturisation de plus en plus accrue, a fait de la gestion thermique une des étapes de conception les plus importantes. Enlever la chaleur des surfaces chaudes des dispositifs électroniques est une question d'étude.

En fait, pour assurer la performance d'un système électronique, il est impératif de garder les limites de températures optimales pour le fonctionnement de tous les composants électroniques. Il en résulte que l'étude de refroidissement des composants électroniques devient nécessaire afin de permettre à ces systèmes de fonctionner sous des contraintes thermiques idéales.

D'autre part, les avantages inhérents des radiateurs à canaux miniatures ont considérablement attiré les attentions des chercheurs. Le radiateur à canaux miniatures s'est avéré être un moyen de refroidissement de hautes performances. Les micros technologies prennent de l'ampleur dans notre quotidien, par conséquent de nouveaux défis s'imposent à nous en matière de compréhension des écoulements dans les mini- et les micro-canaux.

Une des méthodes de refroidissement les plus répandues en électronique est le refroidissement par air forcé. Avec la technique de convection de l'air forcé, on recherche non seulement à évacuer l'air chauffé mais également à réduire au maximum la différence de pression au niveau du radiateur pour réduire le coût et le bruit du ventilateur.

C'est dans cet objectif que s'intègre la présente étude. Nous discutons le refroidissement actif d'un processeur d'un ordinateur de bureau. Le dispositif de refroidissement par air-forcé

est un radiateur à mini-canaux sous forme de plaques, chauffées par le bas et surmonté par un ventilateur axial.

L'objectif de cette étude est la modélisation thermique et hydrodynamique du système de refroidissement décrit ci-dessus. Dans le but d'analyser les paramètres qui commandent ce phénomène, un code de calcul en langage C++ est développé par la méthode des différences finies sur la base des modèles physique et mathématique établis, pour simuler l'écoulement du fluide et le transfert thermique conjugué dans le système de refroidissement. En plus, une simulation sur la base du CFD Fluent est faite pour l'étude de l'écoulement afin de comparer les résultats hydrodynamiques. De cette manière, les champs de vitesse, de pression et de température, décrivant le problème d'étude dans les détails, sont analysés.

Un paramètre de résistante thermique est employé pour caractériser la performance et facilite la comparaison et le choix de radiateur.

Le code développé est soigneusement validé en comparant les résultats obtenus à ceux du code CFD Fluent ainsi qu'aux données disponibles dans la littérature.

Les objectifs du présent travail sont illustrés à travers les chapitres suivants:

Dans le premier chapitre, nous exposerons les différentes techniques de refroidissements en électronique. Ensuite une revue bibliographique consacrée au refroidissement des composants électroniques par les micro et mini-canaux. Notre étude est limitée à la convection forcée.

Le deuxième chapitre est dédié à la représentation du modèle physique et la formulation des équations régissant l'écoulement et le transfert thermique, (équations de Naviers-Stokes et équation d'énergie).

La modélisation et le traitement numérique feront l'objet du troisième chapitre, illustrant les outils numériques employés dans la simulation, en deux parties. Une première partie consacrée à la simulation de l'écoulement dans le canal du radiateur par le biais de CFD Fluent. La deuxième partie est consacrée à la simulation thermique et dynamique réalisées par un code source développé en langage de programmation C++.

Enfin, dans le quatrième chapitre les résultats numériques trouvés sont élaborés, présentés et discutés.

CHAPITRE I

SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

Avec l'amélioration des puissances des circuits et des vitesses d'exploitation des systèmes électroniques avec des composants de tailles diverses dont certains présentent un fort dégagement de chaleur. Cette dissipation de chaleur rend la conception thermique plus critique. Pour assurer la précision du système, il est impératif de garder tous les composants opérant dans les limites des températures optimales.

Il en résulte que l'étude du refroidissement des composants électroniques devient nécessaire afin de permettre à ces systèmes de fonctionner sous des contraintes thermiques idéales. L'objectif de ce chapitre bibliographique est de faire un état de l'art de quelques travaux et approches existants sur le refroidissement des composants électroniques. Ainsi une vue sur quelques travaux de recherche, déjà apparus dans la littérature, sur le transfert de chaleur à petites échelles.

1.1 Tendances du refroidissement des composants électroniques

Le courant qui passe dans les composants électroniques conduit à l'apparition d'une forte chaleur, qui a tendance à se dissiper vers l'extérieur du composant. De ce fait, il est absolument nécessaire de tenir compte de la source génératrice de la chaleur due au courant qui passe dans les circuits électroniques. En effet, tout composant électronique chauffe (à de rares exceptions près) et si ce composant est un semi-conducteur, il peut être détruit si sa température dépasse une valeur critique. A titre d'exemple, il vaut mieux ne pas excéder quelque 130°C pour des composants au Silicium [1].

Comme le nombre de transistors dans un circuit intégré double chaque deux années selon la loi de Moore (Figure 1.1), la génération de la chaleur de ce circuit augmente également [2]. Si, on a un dispositif avec une vitesse de 500 MHz , de cinq millions de portes et d'une puissance d'énergie par porte de $0.15\ \mu\text{W}$, la dissipation de puissance dans un tel dispositif est 375 W . Cette dissipation de puissance dans un environnement dans l'espace est une contrainte, parfois, est au delà de l'imagination [3].

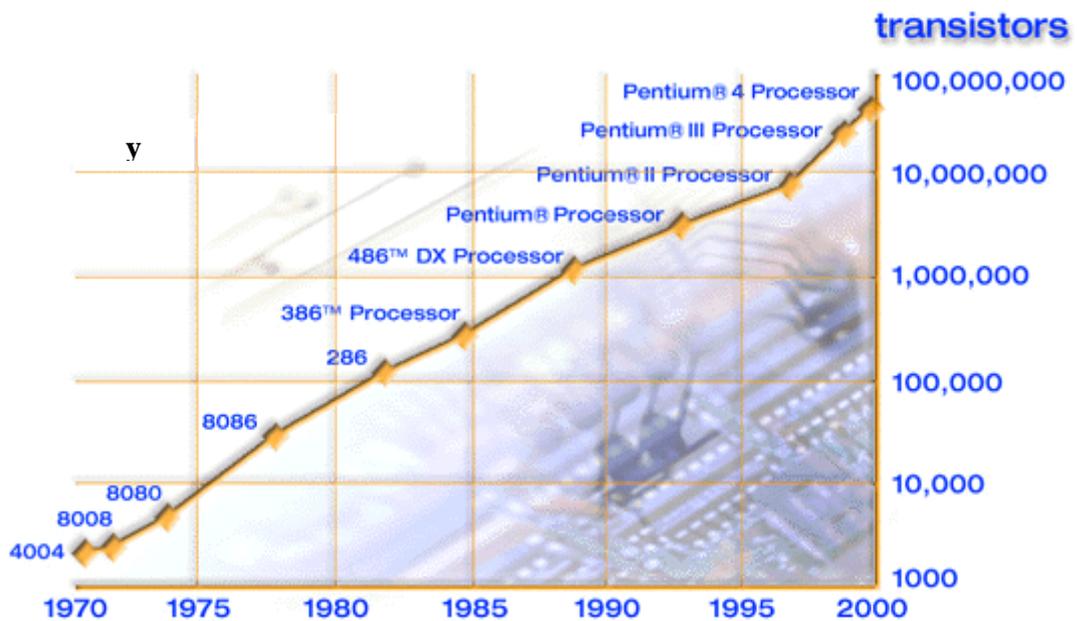


Figure 1.1 : Loi de Moore [2].

Comme la technologie progresse dans la conception et la fabrication du processeur, la génération de la chaleur de processeur est appelée à augmenter dans les futures conceptions. Le processeur contribue à la plus grande portion de quantité de chaleur totale produite. En 1971, le premier microprocesseur d'ordinateur 4004 conçu par Intel, est constitué d'environ 2300 transistors. En 2000, le Pentium IV fait aussi par Intel, regroupe 42 millions de transistors [4]. La figure 1.2 montre l'évolution temporelle de la dissipation de la chaleur des microprocesseurs d'Intel [2].

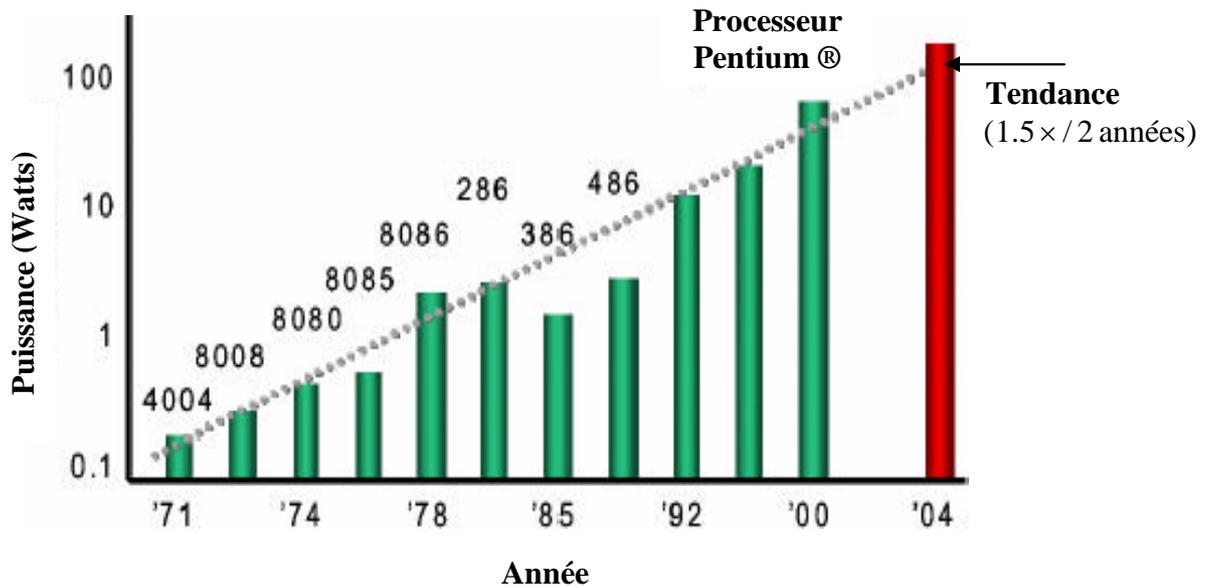


Figure 1.2 : *Tendance de dissipation de puissance de microprocesseur de la société Intel [2].*

En pratique, la dissipation de la chaleur de l'ordre de 100 W, à l'air, dans un petit boîtier d'ordinateur est une question importante. Si un appareil d'évacuation de chaleur efficace n'est pas installé, l'ordinateur souffrira de perte de performance et sa durée de vie sera sérieusement raccourcie [5].

Tous ces défis ont imposé le besoin de changements dramatiques du processus de la conception et de la gestion thermique de la microélectronique. En tant qu'élément de cet effort, dans les dernières décennies, beaucoup de nouvelles technologies ont été développées pour le refroidissement électronique. Le but était la recherche de systèmes de refroidissement plus puissants [3].

Au début, le refroidissement électronique n'était pas adressé à l'étape de conception des systèmes, il était adressé seulement quant-il y'avait un échec thermique du dispositif électronique. Plus tard, comme les densités de puissance ont augmenté et la fiabilité des composants électroniques est devenue une issue, il est devenu obligatoire d'adresser la gestion thermique à l'étape conception, pour pouvoir quantifier et contrôler l'excès de chaleur [6].

La gestion thermique des systèmes électroniques peut être divisée en trois étapes primaires de transfert thermique entre les circuits intégrés et l'environnement dans lesquels la chaleur est finalement rejetée (voir figure 1.3) [2] :

- La première étape implique la dissipation de la chaleur des circuits intégrés à la surface du paquet d'enveloppe ;
- La deuxième étape est la gestion thermique coopérative du flux de la chaleur provenant d'un certain nombre de boîtiers individuels dans la clôture d'un instrument entier;
- Finalement, la troisième étape est le rejet global de la chaleur à l'ambiance à partir le boîtier du système.

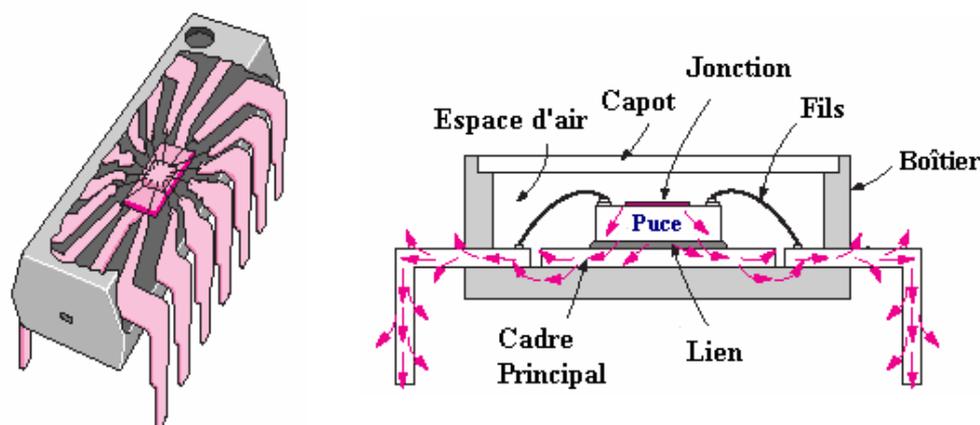


Figure 1.3 : Génération de la chaleur au niveau d'un composant électronique [7].

Plusieurs chercheurs ont essayé d'adresser l'étape de la conception des systèmes de refroidissement. Malheureusement, la vitesse d'invention des mécanismes de refroidissement est dépassée par l'accroissement des taux de chaleur générés par les puces électroniques. Par conséquent, le refroidissement efficace des composants électroniques reste un challenge dans l'engineering thermique [5].

Différentes techniques de refroidissement ont été développées pour augmenter le transfert thermique incluant la convection naturelle, la convection forcée, la conduction, le rayonnement et le transfert de chaleur par changement de phases. Le refroidissement par

convection forcée a été le mode le plus utilisé pour le déplacement de la chaleur. Le refroidissement par convection naturelle réduit le bruit acoustique inhérent au refroidissement par convection forcée de l'équipement. Il fonctionne également aux sites éloignés et aux environnements thermiques extrêmes. La conduction transfère la chaleur à partir de l'unité par le contact direct avec les composants extérieurs [4].

La disponibilité omniprésente de l'air et la facilité de sa manipulation, fait de lui une des solutions les plus préférées pour le refroidissement en électronique [8]. Le refroidissement par air, forme deux catégories, le refroidissement passif par air qui est habituellement utilisé pour des puissances et densités basses des puces, l'autre, est le refroidissement par air forcé (actif) qui est utilisé dans la plupart des situations connues [9].

Soufflant de l'air vers des unités de génération de la chaleur était la méthode la plus populaire de refroidissement. Le mécanisme à enlever la chaleur consiste à souffler de l'air du ventilateur vers un radiateur, qui est en contact à l'unité de génération de la chaleur [2].

Pour des systèmes où la convection forcée est le mécanisme de refroidissement principal, la sélection du ventilateur joue un rôle important. Les ventilateurs utilisent le moment de rotation du moteur pour faire sortir un écoulement volumétrique d'air à une pression donnée [10]. Plusieurs types de ventilateurs existent ; à propulseur, à tube axial et à palettes axiales (Voir Fig. 1.4) [2].

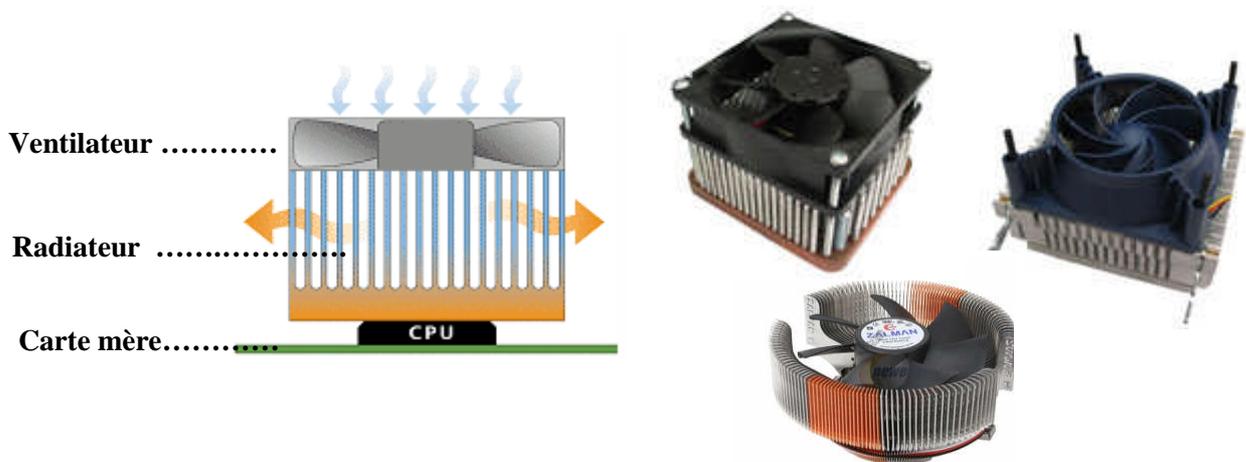


Figure 1.4 : Quelques formes de ventilateurs.

Les ventilateurs axiaux livrent l'air dans la direction parallèle à l'axe de lame de ventilateur. Ils peuvent fournir des débits d'air élevés, mais tendent à travailler contre la basse pression. S'il y a une chute de pression excessive, des souffleurs peuvent être préférés. Cependant, ils livrent moins d'air que les ventilateurs axiaux et la direction de l'écoulement d'air est perpendiculaire à l'axe de la lame de ventilateur [10].

Le choix de ventilateur est généralement conduit par les caractéristiques du système. L'écoulement d'air requis, la différence de pression du système, les restrictions d'acoustique et la fiabilité du ventilateur sont les paramètres principaux affectant le choix de ventilateur [10]. Des courbes de ventilateurs sont données par le fabricant qui donne l'évolution de la pression statique en fonction du débit d'air (Voir Fig. 1.5).

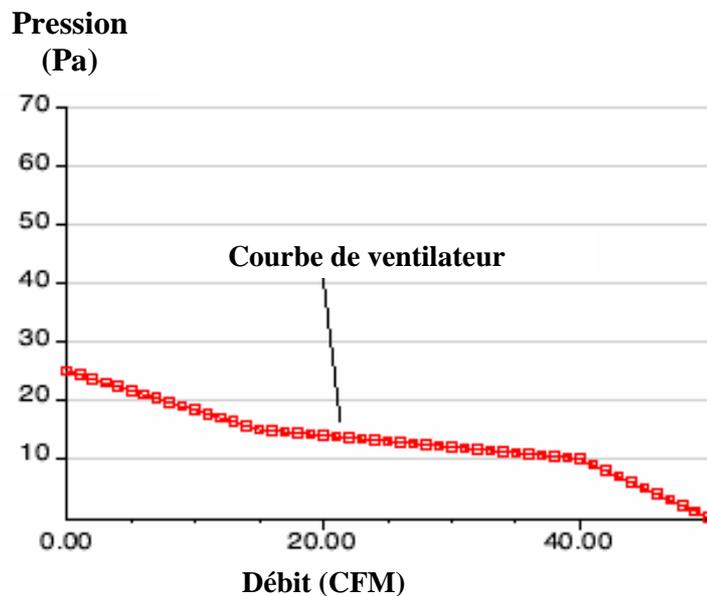


Figure 1.5 : *Caractéristiques de l'écoulement et de la pression d'un ventilateur axial typique [11].*

Cependant, le refroidissement à l'air a atteint ses limites technologiques parce qu'il est caractérisé par une basse conductivité thermique et une pauvre capacité de transport de chaleur [8].

Le refroidissement par liquide, surmonte la plupart des limites de transport de chaleur des systèmes refroidis par air. Les systèmes de refroidissement liquides peuvent être actifs aussi bien que passifs. Le refroidissement par liquide a des avantages d'être utilisé dans de plus petits volumes de radiateurs, des niveaux plus bas de bruit, facilité du déplacement de la

chaleur rejetée loin des parties sensibles à la chaleur du composant électronique et d'une meilleure fiabilité à celle du refroidissement par air [6].

Plusieurs autres techniques de refroidissement passif ont été également développées par exemple : le refroidissement par changement de phase et le refroidissement par émergence de liquide diélectrique. Le refroidissement par changement de phase est une alternative d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur. Le tube thermique (Heat pipe) et le matériel de changement de phase PCM (Phase Change Material) sont deux exemples du refroidissement par changement de phase [6].

Dans le refroidissement par matériel de changement de phase, la chaleur est absorbée par le matériel de PCM, elle le fait fondre à une température constante. Le PCM se caractérise par une chaleur latente très élevée. Un tube thermique moyen a une conductivité thermique équivalente jusqu'à $1000W/mk$. Le mécanisme de transfert de la chaleur du tube thermique est le transport latent de la chaleur par l'intermédiaire d'écoulement de vapeur et non pas par conduction thermique [6].

Un autre mode de refroidissement, la micro réfrigération implique l'implémentation d'un cycle complet d'écoulement de réfrigération. La composante clé de ces dispositifs est un micro compresseur qui peut être alimenté par un moteur ou par de l'air comprimé fourni extérieurement. Un inconvénient de ces dispositifs est le besoin de tuyauterie externe [2].

Des avantages offerts par les liquides réfrigérants sont liés à leur chaleur spécifique élevée, permettant de grands transferts thermiques hors du système avec une petite augmentation des températures de refroidissement. Cependant, en raison du besoin d'isolation électrique, le liquide doit avoir être de type diélectrique pour ne pas avoir d'incidents lors du contact direct avec les puces. Depuis les années 1950, des efforts considérables ont été faits pour développer les liquides réfrigérants à rigidité diélectrique élevée et de bonne stabilité chimique. Des liquides comme l'eau ne peuvent pas être utilisés de cette façon à cause de leur basse rigidité diélectrique. Afin d'utiliser des liquides à basse rigidité diélectrique en refroidissement, des structures d'isolation doivent être établies pour protéger les systèmes [2].

Malgré tous ces avantages, le refroidissement par liquide a l'inconvénient du coût initial élevé et le risque de fuite [6]. En effet, jusqu'à maintenant aucun producteur d'ordinateurs

personnel n'accepte l'utilisation de refroidissement liquide comme solution pratique pour ses dispositifs [2].

Jusqu'à ce jour, le plus communément utilisé pour enlever la chaleur d'un ordinateur est l'installation d'un ventilateur axial sur les ailettes chauffées. Pendant que les ailettes rejettent dehors la chaleur excessive, le ventilateur favorise en outre la chaleur enlevée en présentant un écoulement empiété sur les ailettes. Ce flux convectif d'air frais aide à décharger la chaleur de l'ordinateur à l'ambiance plus efficacement [5].

Chaque technologie de refroidissement a ses propres avantages et ses propres inconvénients. Une fois utilisées dans une conception de gestion thermique, différentes contraintes d'application et conditions doivent être considérées. Quelques critères communs pour un emballage thermique sont en bonne compatibilité avec des technologies d'emballage courantes, rendement élevé, fiabilité élevée, bruit bas, prix réduit et basse puissance d'énergie [2].

Bien que le refroidissement par liquide donne généralement une plus haute performance que le refroidissement à l'air, l'air est toujours un fluide réfrigérant préféré dans l'électronique parce qu'il est bon marché, stable, et facile d'accéder [2]. En fait, les techniques de refroidissement mentionnées ci-dessus ont des inconvénients de, surcoût de stockage, de milieu de refroidissement, d'emballage des risques de fuite et de poids excessif [6].

Néanmoins, la réalité a prouvé que les limites signalées aujourd'hui, seront surmontées à l'avenir. Par exemple, en 1985, seulement 5 W/cm^2 ont été considérés la limite de refroidissement par air, mais aujourd'hui cette limite à dépasser les 35 W/cm^2 [3].

L'amélioration de transfert de chaleur par air exige le recours à d'autres moyens pour augmenter le transfert thermique afin de pouvoir l'utiliser efficacement comme un fluide de refroidissement [8].

Pour ces raisons, le refroidissement par air, particulièrement le refroidissement par air-forcée a été et demeure toujours comme la principale technique disponible pour traiter la question critique de dissipation d'énergie en microélectronique [6].

1.2 Convection forcée dans les micro et mini-canaux

Comme vu, le refroidissement par air peut être passif ou actif. Étant en convection naturelle c'est la méthode passive et en convection forcée est la méthode active. Cette dernière méthode est la solution de refroidissement la plus répandue.

Nous parlons de la convection forcée quand l'écoulement est provoqué par des moyens externes, tels qu'un ventilateur, une pompe, ou les vents atmosphériques. Dans les conditions naturelles, la convection est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique. Le fluide échange de la chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de températures [12].

Le transfert thermique à partir d'une surface à la température T_s d'un fluide à la température T_∞ par la convection (voir figure 1.6) est exprimé par la loi de Newton de refroidissement comme [12],

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (1.1)$$

Où :

q : Flux de transfert de chaleur convectif (W);

h : Coefficient convectif de transfert de la chaleur ($W.m^{-2}K$);

A : Surface d'aire disponible pour la convection (m^2).

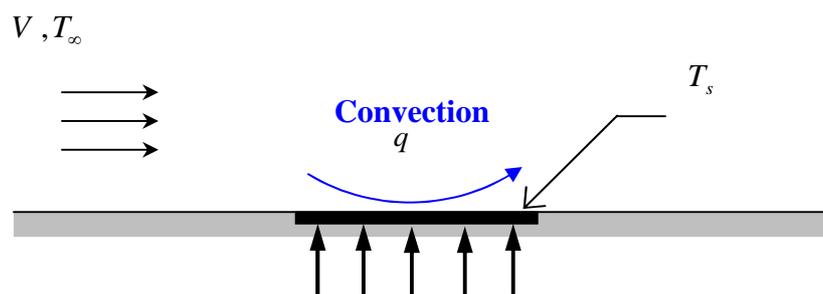


Figure 1.6 : Convection forcée appliquée à une plaque plane.

Le coefficient de transfert de chaleur, h , est disponible sous forme tabulée, suivant les propriétés du fluide, les caractéristiques physiques du matériau, du régime d'écoulement et de la géométrie du problème (voir tableau 1.1) [6].

Mode de refroidissement	Coefficient de transfert de chaleur $h (W/m^2.K)$
Ebullition, eau	$10^4 - 3 \times 10^5$
Condensation, eau	$8 \times 10^3 - 10^5$
Condensation, organique vapeur	$9 \times 10^2 - 4 \times 10^4$
Métaux liquides, convection forcée	$9 \times 10^3 - 8 \times 10^5$
Eau, convection forcée	$9 \times 10^2 - 10^4$
Liquides organiques, convection forcée	$2 \times 10^2 - 10^4$
Gaz, 200 atm, convection forcée	$4 \times 10^2 - 2 \times 10^3$
Gaz, 1 atm, convection forcée	$10 - 4 \times 10^2$
Gaz, convection naturelle	5 - 50

Tableau 1.1 : Exemples de coefficients de transfert de la chaleur [6].

Cette amélioration dans le transfert de chaleur par le refroidissement à air, peut être accomplie en premier lieu par l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur convectif.

L'augmentation du coefficient de transfert de la chaleur, h , peut être accomplie par une des manières suivantes [6,8] :

- Augmentation du débit massique d'écoulement d'air ;
- Augmentation de la surface d'aire globale d'échange thermique. Dans le transfert thermique convectif, l'augmentation du déplacement de la chaleur est basée sur la surface d'aire de refroidissement disponible ;
- Combinaison des deux méthodes présentées.

Toutes ces techniques offrent quelques avantages mais également vient à un prix. L'augmentation de débit massique d'air exige des dispositifs plus puissants, et résultent dans une augmentation du bruit acoustique, aussi bien le coût, le poids et le volume global du système. L'augmentation de la surface de dissipation thermique peut être réalisée en incluant des radiateurs à l'intérieur du système. En général, il est plus efficace d'augmenter la surface et de réduire la vitesse. En fait, ce saut dramatique vers l'avant du refroidissement par air a été réalisé principalement par le développement des radiateurs de rendement élevé [8].

Avec une densité plus élevée des composants électroniques sur une puce, les radiateurs deviennent plus denses et les canaux deviennent plus étroits. Selon les lois de la mécanique des fluides, les gaz deviennent visqueux dans des canaux étroits, ce qui gêne de façon considérable le mouvement d'air, et par conséquent, génère des diminutions de l'efficacité de refroidissement. Pour maintenir l'air comme fluide réfrigérant, des systèmes de refroidissement à coefficient de transfert thermique très élevé doivent être développés [2].

Kandlikar (2002) propose la classification suivante en fonction du diamètre hydraulique (D_h) pour les canaux [13,14]:

- Canaux conventionnels : $D_h > 3mm$
- Mini-canaux : $200\mu m < D_h \leq 3mm$
- Micro-canaux : $10\mu m < D_h \leq 200\mu m$

Cette classification est significative dans la description des dimensions du canal de l'écoulement.

Le flux de la chaleur provenant du dispositif de puissance augmente sensiblement, approchant $500W/cm^2$. Ce niveau de flux est au-delà des possibilités des radiateurs conventionnels utilisés pour les dispositifs à base de silicium, qui peuvent réaliser seulement environ $20 W/cm^2$ en maintenant les températures de jonction au-dessous de $150^\circ C$ [8].

Par ailleurs, le refroidissement par micro et mini-canaux a prouvé son efficacité très élevée d'évacuation de la chaleur dans des applications telles que le refroidissement des microprocesseurs, d'équipements électroniques de haute puissance, échangeurs de chaleur compacts et même les piles à combustibles. Le diamètre hydraulique réduit, augmente le coefficient de transfert de chaleur dans ces passages, Kandlikar [13].

Les radiateurs sont souvent utilisés dans beaucoup d'industries pour augmenter la quantité de chaleur évacuée par convection libre ou forcée. Les radiateurs sont des dispositifs qui mettent en valeur la dissipation thermique d'une surface chaude, facilitant la distribution rapide de la chaleur à l'intérieur du composant électronique. Ces radiateurs sont conçus de sorte que leur chaleur relâchée soit le maximum possible et leur surface soit aussi grande que

possible. Ils peuvent être trouvés sur divers dispositifs électroniques tels que les microprocesseurs et les cartes vidéo à haute performance [15].

Les radiateurs sont fabriqués en substrats solides ayant habituellement une conductivité thermique élevée, tels que le silicium, le cuivre ou l'aluminium. Une des conceptions de radiateur les plus simples et les plus rentables actuellement utilisées est le radiateur en aluminium extrudé [5, 8]. Plusieurs formes de radiateurs possibles sont présentées dans la figure 1.7.

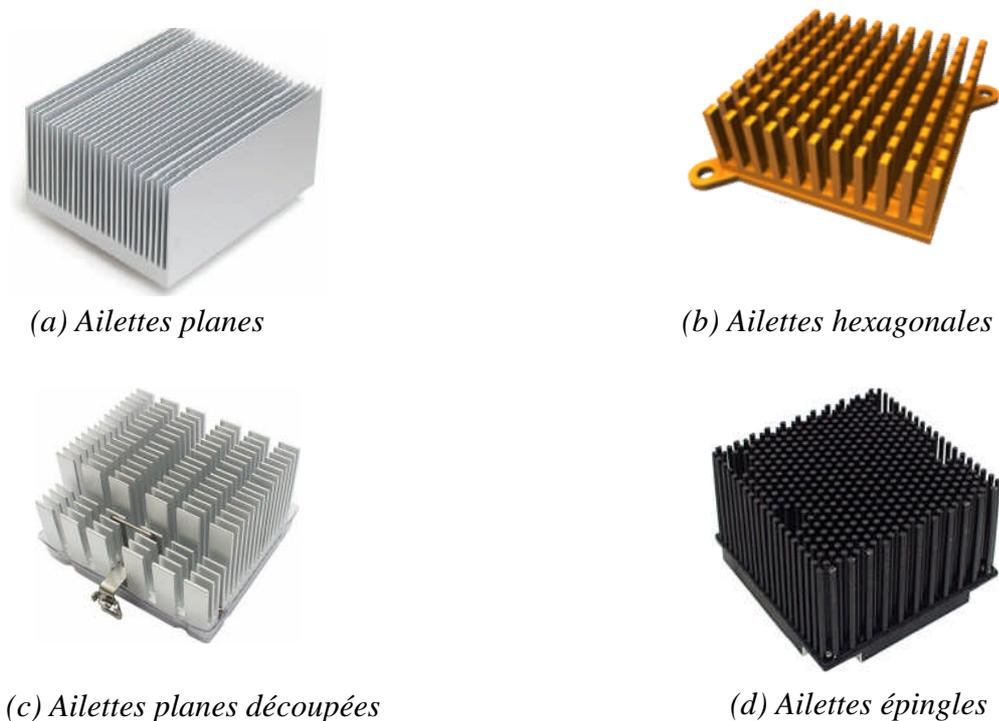


Figure 1.7 : *Quelques configurations de radiateurs.*

Un composant électronique est alors monté sur la surface de base du radiateur. La chaleur produite par le composant est d'abord transférée aux canaux par conduction, ensuite évacuée par convection forcée [5].

Les composants électroniques tels que les diodes et les transistors qui sont attachés aux radiateurs, ont une température de jonction critique vis-à-vis leurs performances. C'est un but ultime pour concevoir la géométrie du radiateur afin que la température de jonction estimée du radiateur ne devrait plus être grande que la température de jonction prescrite par le fabricant [16].

Les ailettes sont en contact direct avec de l'air ambiant, ainsi, elles libèrent la chaleur à l'ambiance. Puisque la conductivité thermique de l'air est considérablement inférieure à celle du radiateur, une couche limite thermique se formera autour des ailettes. La présence de cette couche limite est plutôt désavantageuse du point de vue efficacité de refroidissement. C'est la raison principale d'appliquer un ventilateur additionnel dans un système de refroidissement actif, puisque le transfert de chaleur par convection forcée est beaucoup plus efficace dans le transport de chaleur par convection libre [17].

Les radiateurs à micro-canaux ont un avantage que le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé que celui des radiateurs conventionnels. C'est à cause que le coefficient de transfert de chaleur est inversement proportionnel au diamètre hydraulique du canal [18]. Les radiateurs à micro-canaux dégagent la chaleur 50 fois plus que les radiateurs conventionnels. En fait, le radiateur à micro-canaux combine la compacité et un grand coefficient de transfert thermique [13].

Les micro-canaux sont des échangeurs de chaleur intégrés directement avec le composant électronique. Cette technologie augmente la surface pour le transfert thermique et améliore le coefficient de transfert thermique. Cette technologie de refroidissement exige également un schéma efficace pour le rejet de la chaleur à l'ambiance, qui dépend de la conception et de la fabrication des radiateurs sophistiqués [2].

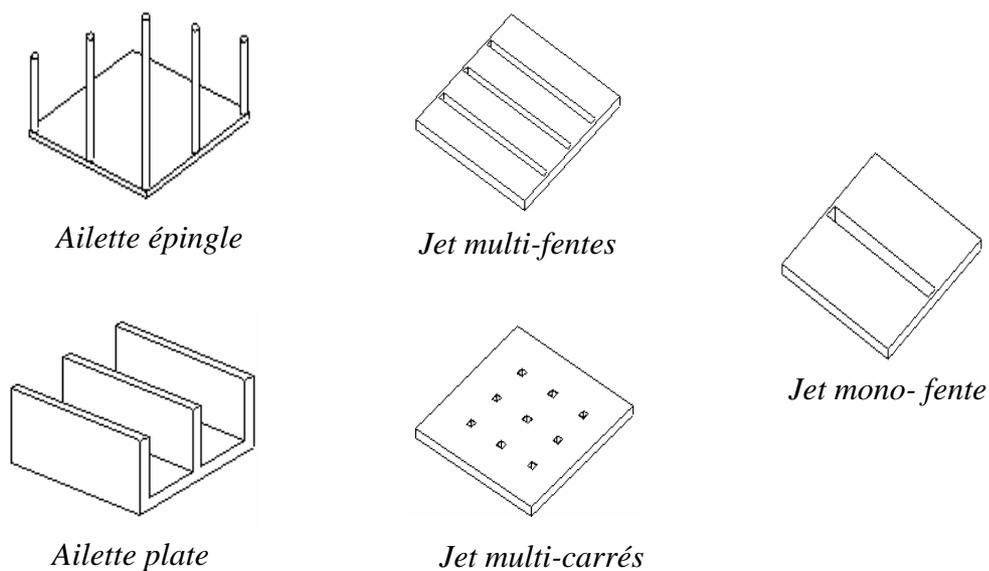


Figure 1.8 : Jets et formes d'ailettes de radiateurs [6].

Pour augmenter le flux de dissipation thermique de n'importe quelle surface chaude, on prolonge la surface de chauffage et en ajoutant les ailettes, est une solution thermique [19]. En effet, Les ailettes augmentent la surface globale du transfert de chaleur [6]. Les ailettes se trouvent sous plusieurs formes et tailles, ailettes de section uniforme ou non uniforme, ailettes rectangulaire ou ailettes épingle [19], comme illustré dans la figure 1.8.

La forme, la taille et le nombre des ailettes jouent un rôle important dans l'augmentation du coefficient de transfert de la chaleur. L'augmentation de la hauteur de l'ailette au-delà d'une certaine limite n'augmente pas nécessairement le flux de transfert de la chaleur. Les ailettes étroitement espacées empêchent l'écoulement d'air et les ailettes très minces ont une basse capacité de dissipation de chaleur. Ainsi, il y'a une hauteur, un espace et une largeur optimale pour les ailettes [6].

La quantité de chaleur qui peut être enlevée par le radiateur est fonction de la vitesse d'écoulement, de la forme géométrique du radiateur, et de la disposition des ailettes. En plus, la différence de pression nécessaire pour forcer l'air de refroidissement à circuler à travers l'espace inter-ailettes, détermine la taille et la puissance du ventilateur nécessaire. Par conséquent un radiateur optimal est celui qui maximise le flux de la chaleur enlevée avec la différence de pression nécessaire la plus basse (voir Fig. 1.9) [20].

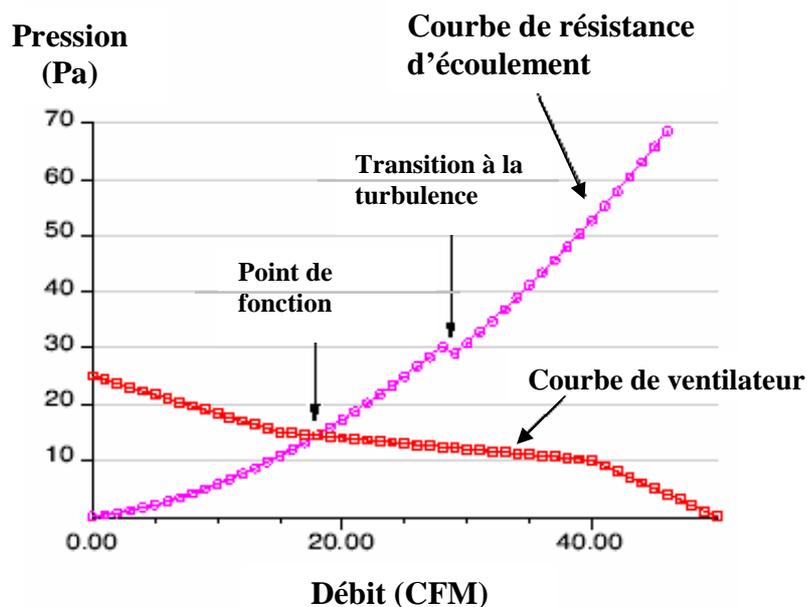


Figure 1.9 : Caractéristique de l'écoulement du système (Radiateur- Ventilateur) [11].

Avec une grande surface d'échange thermique, la chaleur est beaucoup plus facile à enlever avec de l'air impactant. Des jets impactant peuvent être utilisés comme alternative avec des radiateurs pour augmenter les taux de transfert thermique ou pour réduire la taille requise d'un radiateur. En outre, des jets impactant peuvent être utilisés pour présenter l'évaporation dans le système de refroidissement si le fluide utilisé a un point d'ébullition au-dessous de la température de fonctionnement du composant électronique [21].

Afin d'optimiser la performance globale du radiateur, la performance thermique devrait être maximisée et le poids satisfait les contraintes (dimensions, constructions) doit être minimisé.

1.3 Résultats bibliographiques

L'étude de l'augmentation du transfert de la chaleur a commencé dès 1920 et le travail continu à ce jour. Dans les années 1980, les avantages de ce champ ont commencé à émerger dans l'industrie et aussi dans la littérature [13].

Un nombre considérable de recherches a été conduit dans le sujet de transfert de chaleur dans les micro- et les mini-canaux dans les dernières années. En effet, le transfert de la chaleur dans les canaux miniatures a fait l'objet de plusieurs études et a été comparé et confronté avec ceux de l'échelle conventionnelle. Cependant, il y a eu de grandes anomalies entre les différents résultats [13].

L'utilisation de refroidisseur à micro-canaux pour les composants électroniques a été proposée en premier lieu par D.B. Tuckerman et R.F.W. Pease, il y a deux décennies. Leur idée était assez simple, selon eux le coefficient de transfert de chaleur augmente généralement avec la taille décroissante, la taille du canal devrait être rendue aussi petit que possible. Ceci a comme conséquence un paquet dense avec un transfert thermique plus élevé et un rapport surface-volume large qu'un dispositif de refroidissement conventionnel [9].

En effet, Tuckerman et Pease ont analysé le régime laminaire établi dans un radiateur à micro-canaux. Ce radiateur était simplement un substrat en silicone avec des nombreux petits canaux à section rectangulaire avec des ailettes rangées en parallèle, en sélectionnant un canal à $302 \mu m$ de profondeur, $1 cm$ de longueur et $50 \mu m$ de largeur. Dans ce modèle, la chaleur est transférée principalement à travers la surface de base du canal. Utilisant de l'eau comme

un fluide refroidissant à un débit de 0.01 l/s , Tuckerman et Pease montrent que leur radiateur à micro-canaux était capable de dissiper un flux de chaleur de 790 W.cm^{-2} avec une température de puce maintenue en dessous de 110°C . De ce fait, la chaleur est déportée efficacement du substrat dans le caloporteur. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé dans le régime laminaire que dans le régime turbulent à travers les macro-canaux [9, 22, 23, 24].

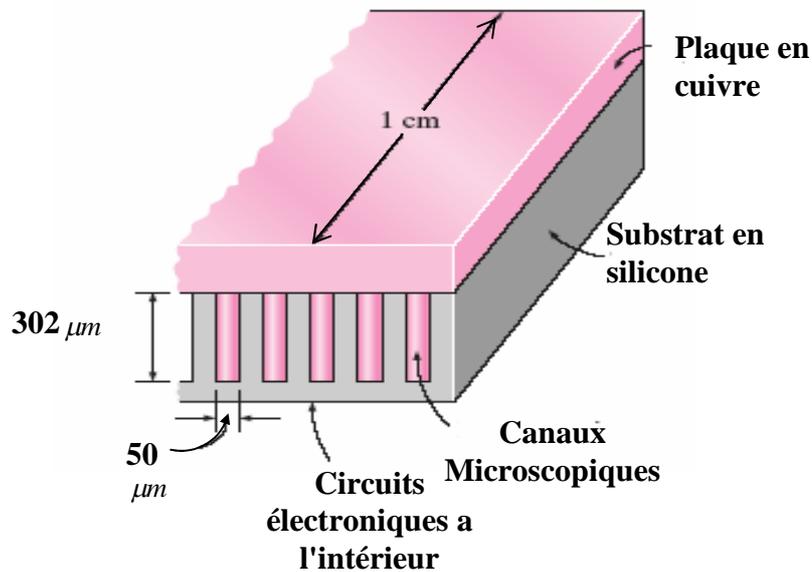


Figure 1.10 : *Modèle physique utilisé par Tuckerman et R.F. Pease [7].*

Cependant, les avantages de l'utilisation des micro-canaux sont gâchés par des pertes accrues de pression dues aux canaux miniaturisés, en plus des défis de fabrication. En utilisant l'analyse traditionnelle de fluides, Tuckerman et Pease ont déterminé qu'il y avait une dimension optimale du canal pour des différences de pression réalistes. Leur modèle (Fig. 1.10) a éprouvé une basse 30-psi avec un écoulement de l'eau de 0.66 LPM. Avec ce résultat remarquable, il s'est avéré que cela fournirait une nouvelle solution à la gestion thermique de l'électronique de puissance à flux de chaleur élevé [9].

Étonnamment, cette amélioration dans la technologie du refroidissement a coïncidé avec une autre borne importante dans l'histoire des dispositifs électroniques, car Intel a lancé le microprocesseur 80286 en 1982. Cette puce a marqué la première application commerciale

largement répandue de la technologie de transformation CMOS (Compact Memory Operating System) dans l'industrie du semi-conducteur, avec des caractéristiques thermiques significatives car ces dispositifs consomment seulement la puissance dans leur état de commutation. Par conséquent, la dissipation de puissance des puces électroniques typiques a diminué et le besoin accru en matière de refroidissement agressif a été réduit. En conséquence, les micro-canaux ont été en grande partie ignorés commercialement aussitôt après leur invention [9, 25].

Malgré le manque d'intérêt industriel, les microcanaux ont encore amassé beaucoup d'études académiques dans les décennies qui ont suivi leur invention. La fascination s'est devenue particulièrement forte après la publication d'une série d'articles au début des années 1990, les questions soulevées étaient au sujet de la dynamique fondamentale des fluides dans ces canaux. Ces résultats se sont étendus de rare transition laminaire au turbulent à des coefficients de transfert de chaleur remarquablement élevé, ce qui a impliqué que cette technologie pourrait être bien plus prometteuse que prévue [9].

Au milieu des années 90, le développement de la microélectronique a fait augmenter le besoin en matière de dissipation thermique. Le refroidissement par micro et mini-canaux a été largement recherché académiquement et industriellement. Les micro-canaux ont été une option viable pour l'implémentation pratique. La question suivante était l'application des équations conventionnelle pour prédire la performance thermo-hydraulique de ces canaux miniature [25].

Wang et Peng étudiaient le transfert de la chaleur pour les deux régimes laminaire et turbulent dans une configuration proche de celle de Tuckerman et Pease, cette géométrie est faite par divers micro-canaux parallèles et identiques. Wang et Peng observent que, dans le régime laminaire, le nombre de Nusselt obtenu est plus bas que celui de la théorie et présente une dépendance avec le nombre de Reynolds. Dans le régime turbulent, ils ont rapporté que le nombre de Nusselt est presque trois fois plus petit que celui donné par la corrélation de Colburn (Eq. (1.2)) et la transition du nombre de Reynolds ($\cong 700$) est inférieur que celui des conduits conventionnelles [26].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (1.2)$$

Ces résultats sont contradictoires avec d'autres études telles que l'étude de Choi et al. ou l'étude d'Adams et al. qui ont conclu que le nombre de Nusselt en régime turbulent est supérieur que celui de l'expérience. Peng et Peterson expliquent que les contradictions rapportées par Wang et Peng sont dues à la réduction de la viscosité du fluide le long du canal à cause de l'augmentation significative dans la température. Les auteurs notent que le nombre de Reynolds doit être doublé à l'entrée de 1000. Cependant, cet effet de viscosité peut être expliqué par la réduction du facteur de frottement, sans expliquer pas l'augmentation du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds dans le régime laminaire [26].

Adams et al étudiaient la convection forcée monophasée de l'eau en régime turbulent dans des micro-canaux circulaires à diamètres 0.76 et 1.09 mm. Leurs nombres de Nusselt expérimentaux étaient de manières significatives plus élevées que ceux obtenus par des corrélations traditionnelles de canaux conventionnels telles que la corrélation de Gnielinski. Adams et al. qui ont prolongés ce travail aux micro-canaux non circulaires de diamètres hydrauliques plus larges, supérieur à 1.13 mm. Toutes leurs données pour les diamètres larges ont été bien prévues par la corrélation de Gnielinski [22].

Plusieurs études récentes ont confirmé que le comportement des micro-canaux est presque similaire aux canaux conventionnels. Liu et Garimella ont montré que les corrélations conventionnelles offrent des prédictions fiables pour les caractéristiques d'écoulement laminaire dans des micro-canaux à travers un diamètre hydraulique dans l'intervalle de $244 - 974 \mu\text{m}$ [22].

Peng et Peterson ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée monophasée de l'eau dans une structure à micro-canal à ailettes plates formant des canaux rectangulaires. Le diamètre hydraulique varie de 133 à $367 \mu\text{m}$. Leurs résultats ont indiqué que le nombre de Reynolds pour la transition de l'écoulement du régime laminaire au régime turbulent devient beaucoup plus petit que celui pour l'écoulement dans les canaux conventionnels. Le rapport d'aspect de la section transversale du canal a un effet significatif sur le transfert de chaleur convectif. Des corrélations empiriques ont été suggérées pour la prévision du transfert thermique pour des régimes laminaires et turbulents [24].

Concernant la littérature sur le calcul de transfert de la chaleur dans les canaux à petite échelle, les coefficients de transfert de chaleur tendent d'être plus élevés ou plus bas que les

corrélations classiques de transfert de chaleur. La déviation des coefficients classiques de transfert de chaleur peut être justifiée par les erreurs commises dans la mesure des dimensions des canaux ou aux incertitudes dans l'enregistrement des températures [27].

En plus des travaux expérimentaux, plusieurs études analytiques sur le transfert de chaleur dans les radiateurs à micro-canaux sont traitées dans la littérature. La méthode d'analyse classique des ailettes a été largement adoptée dans ces études. Fondamentalement, la région solide séparant deux écoulements de canaux est approximée comme une épaisseur d'ailette. Les résultats de l'analyse classique des ailettes sont appliqués directement pour modéliser le processus de transfert de chaleur dans les radiateurs à micro-canaux. Cette méthode fournit un moyen simplifié pour évaluer les caractéristiques globales du transfert de chaleur [23].

Concernant la géométrie des radiateurs, les canaux carré et triangulaire équilatéral sont analysés numériquement. Il est trouvé que la géométrie et la taille des bulles dans les coins sont dépendantes de la tension de la surface et de l'angle de contact. Concernant les effets de la conduction de chaleur axiale dans la paroi du canal, la conduction de chaleur axiale dans la paroi du canal pour les canaux de taille conventionnelle doit être négligée à cause de l'épaisseur faible de la paroi par rapport au diamètre du canal. Cependant, il est noté que pour les microcanaux, l'épaisseur de paroi peut être du même ordre de la largeur que le diamètre hydraulique, qui va affecter l'écoulement et le transfert de chaleur dans les microcanaux. En effet, les facteurs liés aux effets de surface ont plus d'influence sur le transfert de chaleur à petite échelle, car les composants micro ont une surface large par rapport au volume [28]

Dans une étude faite par I. Shwaish, C. Amon et J. Murthy, la performance thermique d'un radiateur à ailettes plates dentelées est évaluée pour une gamme de nombres de Reynolds au moyen des simulations numériques tridimensionnelles de l'écoulement d'air au-dessus du radiateur. L'écoulement est considéré comme turbulent, hydrodynamiquement et thermiquement développé. Ils ont calculé le transfert de chaleur local et global et les paramètres d'écoulement tels que la distribution de la température dans l'ailette, le coefficient de transfert thermique, le nombre de Nusselt, la chute de pression et la température maximale du radiateur. Les résultats servent à optimiser le radiateur, par conséquent, des variations des paramètres de conception autour des configurations existantes sont étudiées. Ces paramètres sont l'interruption et le chancellement d'ailette, hauteur d'ailette, espacement de dentelure,

épaisseur d'ailette et espacement inter-ailette, épaisseur de la base d'ailette et l'espace de dégagement entre les bouts d'ailette et la paroi supérieure du canal qui enferme le radiateur [29].

La température maximale est un paramètre important à considérer dans le classement des radiateurs pour la sécurité de l'équipement électronique et des jonctions. Ici, les calculs de la température maximale du radiateur indiquent un comportement intéressant de T_{\max} . La température maximale diminue avec la diminution de la hauteur de l'ailette. L'influence de la hauteur de l'ailette sur le coefficient de transfert thermique moyen et la chute de pression est marginale à une petite réduction de la hauteur. Cependant, cette influence devient plus grande pour plus de réduction de la hauteur, particulièrement sur la chute de pression, qui grimpe jusqu'aux valeurs impraticables [29].

Dans cette étude, les chercheurs ont observé que la dentelure de l'ailette plate n'est pas toujours une option bénéfique. Ils ont prouvé que l'ailette plate dentelée peut être remplacée par une ailette plate à surface lisse ayant la même performance thermique et moins chère à fabriquer et à maintenir [29].

Iwasaki et Ishizuka et Iwasaki et al. ont étudié les caractéristiques de refroidissement par convection forcée d'air d'une ailette plate compacte par simulations numériques. Leur calcul a montré que le coefficient de transfert thermique de la base de l'ailette était approximativement supérieur que la moitié de sa valeur pour l'ailette et qu'il y a un espacement optimum de l'ailette pour une résistance thermique donnée de l'ailette plate. En outre, ils ont proposé une certaine corrélation empirique pour le nombre de Nusselt et pour le facteur de frottement [29].

Wesberg et Al. fourniraient une image plus réaliste en résolvant numériquement un problème conjugué concernant le transfert de chaleur à deux dimensions avec un calcul simultané de la conduction de la chaleur dans le solide et de la convection thermique dans le fluide. Les distributions détaillées de la température, du flux de chaleur, du nombre de Nusselt le long d'une section du radiateur à micro-canaux sont obtenues. Une hypothèse majeure est introduite par Wesberg et al est que l'écoulement est complètement développé dans ce cas [23].

Fedorov et Viskanta développèrent un modèle à trois dimensions pour examiner le transfert de la chaleur conjuguée dans un radiateur à micro-canaux. L'hypothèse d'écoulement complètement développé a été éliminée et le développement du champ de vitesse et de température a été considéré. Un modèle très complexe de transfert de la chaleur était obtenu, grâce aux effets combinés de conduction et de convection en trois dimensions. Ils ont noté que la température moyenne au niveau de la paroi du canal le long de la direction d'écoulement est presque uniforme sauf dans la région près de l'entrée du canal, où régnait un très grand gradient de température. Cependant, la plupart des études dans ce domaine rapportent que l'augmentation de la température de paroi le long de la direction d'écoulement est presque linéaire [23].

Récemment, des études sur la conception de radiateurs pour le refroidissement par convection forcée ont été menées. Bejan a déterminé l'espace optimal pour le transfert de chaleur maximal pour un paquet de pile de plaques parallèles refroidies par convection forcée [23].

Knight a développé des méthodes pour l'optimisation de l'ailette pour un radiateur à micro-canaux par une solution itérative des cinq équations non linéaires pour les nombres de Reynolds, le facteur de frottement, le nombre de Nusselt, la longueur réelle de l'ailette, et la puissance du ventilateur. Metrol a déterminé la dimension du radiateur par l'utilisation de la résistance thermique selon la chaleur dissipée et la vitesse d'écoulement environnant. Lee a analysé la relation entre la géométrie de l'ailette et la différence de pression au niveau du radiateur en prenant en considération la quantité d'écoulement environnant par l'analyse hydrodynamique [23].

Peng et al. se sont intéressés à étudier la performance du microcanal par rapport à la théorie conventionnelle. Ils ont trouvé une anomalie dans les deux. Ils ont testé expérimentalement le transfert thermique dans des microcanaux rectangulaires avec des diamètres hydrauliques de 133-367 μm . Leurs expériences indiquent une transition tôt au régime turbulent et l'écoulement est complètement développé pour un nombre de Reynolds de 400 à 1500, le nombre de Nusselt dans le régime laminaire est dépendant de $Re^{0.62}$. Des propriétés du fluide ont été calculées à la température d'entrée du fluide. La relation entre le facteur de frottement et le nombre de Nusselt était nettement différente en régime laminaire. Les auteurs ont déclaré que pour les microcanaux, le facteur de frottement dans le régime

laminaire était fortement dépendant du diamètre hydraulique et du rapport profondeur/hauteur du canal. Ils ont trouvé que le facteur expérimental de frottement était plus élevé que celui donné par les corrélations classiques. La transition du régime laminaire au régime turbulent s'est avérée une fonction forte du diamètre hydraulique [25].

Plusieurs travaux publiés sur le transfert de chaleur en microcanaux présentaient des différences inattendues de ce qui est connu en échelle conventionnelle. Parmi ces travaux, on peut citer Lee et al. qui ont trouvé que les prévisions numériques basées sur une approche classique et continuée sont en très bon accord avec les données expérimentales qu'à l'entrée et les conditions aux limites imposées dans l'expérience sont assortiment en prudent dans la simulation [30].

Copeland et al. ont indiqué qu'un radiateur à microcanaux avec un écoulement parallèle (voir Fig. 1.11) a deux inconvénients : une chute de pression élevée due à la combinaison de la largeur étroite du canal et le débit élevé, et l'autre est une différence significative de température à l'intérieur du radiateur [18].

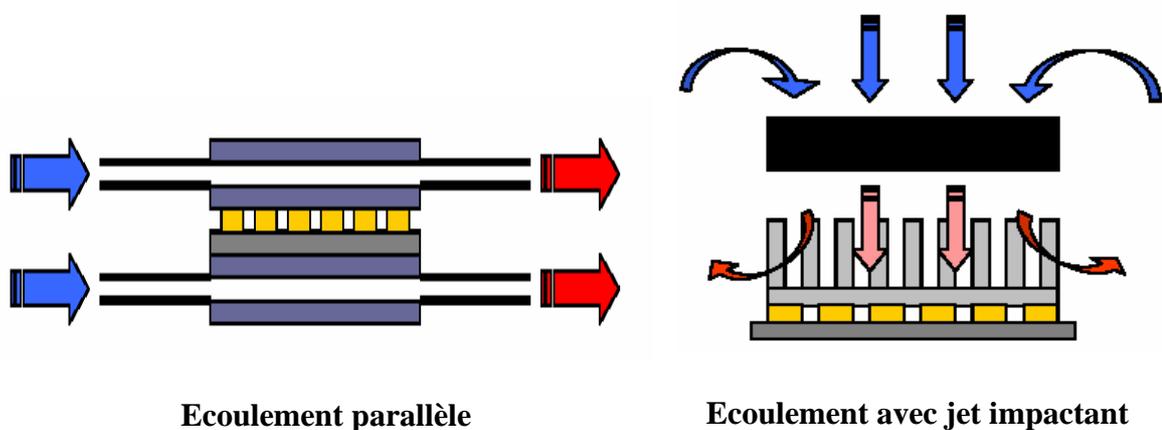


Figure 1.11 : *Différents types d'arrangement d'écoulement dans des radiateurs.*

Pak et al. ont présenté que la résistance thermique optimale d'un radiateur à microcanaux avec collecteur pour une puissance dégagée allant de 0.02W à 1.2W, est approximativement 35% inférieure que celle du radiateur à micro-canaux avec écoulement parallèle. Bien que le radiateur à microcanaux avec collecteur ait une performance de refroidissement élevée et une basse chute de pression, il est difficile de l'appliquer aux

équipements électroniques compacts parce que le collecteur lui-même est plus grand que le radiateur à microcanaux [18].

En outre, le jet d'air impactant (Fig.1.11) lié au perfectionnement extérieur tel que le radiateur, a suscité une grande attention. Un jet impactant peut habituellement avoir comme conséquence le flux local de transfert thermique élevé dans la région du point de stagnation. Le niveau de déplacement de chaleur dû à un jet impactant avec un radiateur est comparable au refroidissement liquide [18].

Sur la base de l'étude de Copelant et al. et l'étude de Pak et al., Seok et Sing représentent une étude sur le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans un radiateur à microcanaux soumis à un jet d'air impactant. Dans cette étude, les caractéristiques de l'écoulement de fluide et de transfert thermique d'un radiateur de microcanaux sujet à un jet impactant, sont expérimentalement étudiées. Afin d'évaluer la performance du radiateur à microcanaux soumis à un jet impactant dans les conditions de puissance de soufflage fixes, la chute de pression à travers le radiateur et les distributions de la température à la base sont mesurées. Basés sur leurs résultats expérimentaux, ils montrent que le radiateur à micro-canaux soumis à un jet impactant minimise les deux inconvénients du radiateur à micro-canaux avec écoulement parallèle [18].

	Radiateur à microcanal avec écoulement parallèle (Résultats numérique par Kim et Al)	Radiateur a micro canaux soumis à un jet impactant (Résultats Expérimentaux)
Géométrie	Hauteur du canal = 1.4 mm Largeur du canal = 200 mm Epaisseur d'ailette = 200 mm	Hauteur du canal = 1.4 mm Largeur du canal = 200 mm Epaisseur d'ailette = 200 mm
Différence de pression Q=30 SLM	4345.8 pa	409.8 pa
Différence de température Q = 20 SLM Source de chaleur = 4.84 W/cm²	12.9 °C	1.6 °C

Tableau 1.2 : Comparaison entre deux radiateurs à micro-canaux sujets à un écoulement parallèle et à un jet- impactant en terme de performances thermiques et hydrodynamiques [18].

Le tableau 1.2 montre que la différence de pression à travers le radiateur à micro-canaux sujet d'un jet impactant est diminuée environ de 90.5 % comparée au radiateur à un écoulement parallèle, les deux radiateurs sont semblables et opèrent dans les mêmes conditions. Ce type de radiateur maintient le coefficient élevé de transfert thermique lié au radiateur typique de micro canal et subit une baisse de pression, comparée au radiateur à microcanaux à écoulement parallèle.

Ces résultats signifient que le radiateur à micro-canaux sujet à un jet impactant fournit un plus grand débit avec la moindre différence de pression. Ceci est dû principalement au fait que le diamètre hydraulique à l'entrée du radiateur à micro-canaux sujet à un jet impactant est plus grand que celui du radiateur à micro-canaux avec écoulement parallèle. La différence de la température à travers la base du radiateur à micro-canaux sujet à un jet impactant est 1.6°C , alors que la différence de la température à travers la base du radiateur à micro-canaux avec un écoulement parallèle est 12.9°C [18].

La résistance thermique du radiateur à microcanaux optimisé sujet à un jet impactant est comparée à celle du radiateur à microcanaux optimisé à un écoulement parallèle présenté par Kim et Al. En conclusion, Il est montré que la performance de refroidissement d'un radiateur à micro-canaux optimisé sujet à un jet impactant est augmentée environ de 21% en comparaison à celui du radiateur à microcanaux à un écoulement parallèle optimisé lorsque la puissance de soufflage est 0.08 W [18].

Hilbert et al. ont étudié une conception unique de radiateur, consistant en des ailettes intercalées, formant des canaux à un rapport élevé limité. Dans cette conception, la largeur du canal est égale à l'épaisseur de l'ailette, puisque chaque ailette est employée pour espacer le canal adjacent. De l'air a été empiété près du centre du radiateur et l'écoulement est laminaire. Une résistance thermique externe minimale a été enregistré en fonction de l'épaisseur de l'ailette l_a , à diverses chutes de pression à travers le radiateur. Ce minimum s'est avéré pour $l_a = 0.0127\text{ cm}$ pour une chute de pression de 2500 pa . À mesure que l'épaisseur augmente, la surface d'aire de l'ailette diminue et l'épaisseur de la couche limite augmente aussi, toutes les deux réduisent le transfert thermique. Comme l_a a diminuée au-dessous de l'optimum, le débit diminue à cause des frottements [8].

Azar et Tavassoli ont étudié l'effet des dimensions du radiateur et du nombre d'ailettes sur la performance thermique. On signale que le choix du radiateur dépend non seulement de sa résistance thermique, mais également du nombre d'ailettes qu'il a, et de la façon dont il est monté sur le composant électronique.

Compte tenu des plus petites surfaces libres d'écoulement, la puissance requise pour pomper le fluide à travers les petits canaux augmente beaucoup. De ce fait, des pressions très élevées sont requises pour maintenir l'écoulement à travers ces canaux. Des corrélations permettant de calculer la différence de pression ont été proposées pour les micro- et les minicanaux [8].

Sathe et Sammakia ont présenté les résultats de l'étude d'un radiateur unique refroidi par de l'air impactant à rendement élevé. Une étude numérique très vaste sur la performance du radiateur a été menée et vérifiée par des données expérimentales. Dans cette étude, un jet rectangulaire se heurte sur un ensemble d'ailettes parallèles et puis tourne en croisement d'écoulement. Les effets de l'épaisseur de l'ailette, la largeur du canal, la forme de l'ailette et la différence de pression sur le transfert thermique ont été étudiés. On constate que la différence de pression est réduite en coupant les ailettes dans la zone centrale d'impact sans sacrifier le transfert thermique dû à une réduction au point de la zone stagnante. Une combinaison de l'épaisseur de l'ailette de l'ordre de 0.5 mm et des canaux de 0.8 mm avec une coupe centrale appropriée, a rapporté que les valeurs des coefficients de transfert thermique dépassent les $1500\text{ W/m}^2\text{ K}$ et une chute de pression moins de 100 N/m^2 [8].

Dans le même sens, des résultats numériques sont présentés à l'issue d'une récente étude menée par Shah, Sammakia, Srihari et Ramakrishna sur la performance d'un radiateur sujet d'un jet impactant, heurté conçu pour un ventilateur spécifique utilisé pour un microprocesseur de bureau, comme le montre la Fig. 1.12. Un des objectifs de cette étude était d'examiner l'effet de la forme de l'ailette du radiateur, en particulier près du centre du radiateur. L'analyse permet de comparer dix géométries différentes d'ailettes et différentes valeurs d'épaisseurs de la base du radiateur [8].

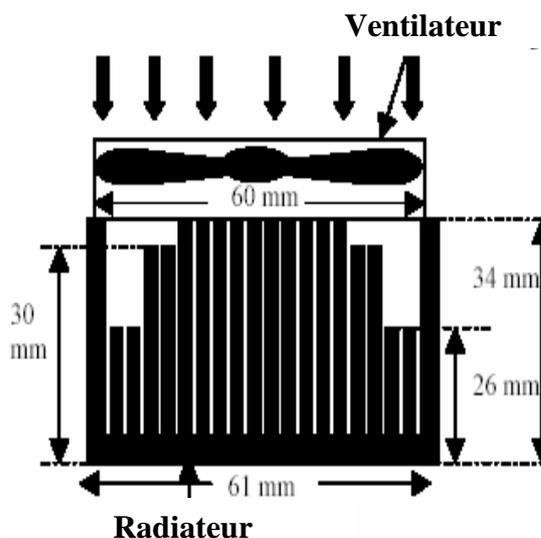


Figure 1.12 : *Diagramme schématisique dépeignant une vue de coté de l'ensemble de radiateur et de ventilateur [8].*

Le gradient de pression au centre du radiateur, près de la base, tend à être substantiel, ce qui réduit de manière significative l'écoulement d'air et par conséquent le transport dans cette région.

Le but de cette étude été d'évaluer la possibilité d'améliorer la performance du radiateur par l'amélioration des caractéristiques d'écoulement d'air près du centre du radiateur. Les auteurs ont trouvé qu'une conception de radiateur type escaliers a pour résultat une faible augmentation de température comparée à un radiateur d'ailette parallèle intégrale. La différence de pression pour le même débit d'écoulement était considérablement inférieure que dans un radiateur standard (sans coupe) [8].

Guarino et Manno ont discuté le refroidissement de jet impactant appliqué à un microprocesseur d'un ordinateur de bureau pour un faible nombre de Reynolds, $Re < 1500$ (écoulement laminaire), l'effet de refroidissement par l'augmentation de la vitesse du jet s'est avéré beaucoup plus fort que l'augmentation du diamètre de jet. La puissance du ventilateur utilisé pour le jet impactant est moins que celle du ventilateur utilisé dans l'ordinateur original avec radiateur semblable à écoulement parallèle [31].

Maveety et Jung ont étudié le refroidissement à air impactant sur un radiateur d'ailettes carrés épingle dans des conditions turbulentes. Ils ont constaté que parmi diverses hauteurs d'ailettes épingle (5×5 jusqu'à 13×13), une hauteur optimale pour la rangée d'ailette épingle existe, soit 7×7 . Une augmentation de la hauteur d'ailette peut entraîner l'effet de refroidissement, c'est-à-dire, la résistance thermique totale est réduite. Cependant, au-delà d'une certaine valeur de la hauteur de l'ailette (15 mm), la diminution de la résistance thermique est insignifiante [31].

Ryu et al. travaillaient sur l'optimisation numérique des performances thermiques du radiateur à micro-canaux. La proposition de leur étude était de développer une procédure d'analyse à trois dimensions et d'examiner les effets d'entrée sur les performances thermiques du radiateur à micro-canaux. Ils ont noté que même si le radiateur à micro-canaux présente des performances significatives en matière de refroidissement, il n'est pas toujours utilisé à cause de deux limitations: une différence de pression élevée due au diamètre hydraulique réduit du canal et une variation de température significative à travers le radiateur entre l'entrée et la sortie. Dans leur analyse, l'écoulement est supposé laminaire, incompressible et hydrodynamiquement complètement développé. Les équations de Navier-Stokes et de l'énergie sont utilisées pour gouverner l'écoulement. Une technique de recherche aléatoire était utilisée pour optimiser le microcanal. Les paramètres d'intérêts sont le nombre de canaux, le rapport du canal, les dimensions du canal et la puissance. Ils ont conclu que parmi ces variables de conception diverses, la largeur du canal apparaît la grandeur la plus cruciale pour révéler la performance du radiateur à microcanaux. Ils ont trouvé que la forme optimale du canal reste relativement inchangée même si une variation du nombre de canaux est large et que les dimensions optimales et la résistance thermique ont une loi de dépendance de puissance sur la puissance pompée [32].

Chen dans une étude récente discute comment peut on avoir un rapport performance/volume élevé pour un refroidisseur de processeur. Pour ce faire, une simulation pour le processeur AMD d'une vitesse en dessous de 1 GHz avec une puissance de 18 W , un radiateur traditionnel en aluminium d'extrusion à l'aide du logiciel d'analyse thermique FLOTHERM [33].

Ils ont discuté la capacité du radiateur en aluminium extrudé et le radiateur en cuivre. Ils ont investigué l'effet des paramètres suivants afin d'avoir une température basse de la jonction du processeur [33], soit :

- Une valeur élevée du coefficient de transfert de chaleur h , par l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air, V ;
- Une valeur élevée de la conductivité thermique λ . Par exemple l'emploi de l'aluminium expulsé 6063 à une conductivité thermique de $168 W.m^{-1}$, ou l'emploi du cuivre avec une conductivité thermique de $395 W.m^{-1}$;
- Une valeur élevée de l'efficacité de l'ailette η , le cuivre avec une épaisseur réduite peut donner la même efficacité que l'aluminium;
- La distance minimale du centre du radiateur vers le côté extérieur, donne un radiateur de petite taille, mais l'efficacité de transfert de chaleur sera élevée.

Une étude faite décrivant le processus d'optimisation de contraintes pour un radiateur d'ailettes parallèles avec un ventilateur destiné pour le refroidissement électronique. Certains des facteurs considérés sont; l'épaisseur et la densité d'ailette, la hauteur d'ailette, taille globale du radiateur et sa performance. Les facteurs contraignants sont choisis pour un ventilateur tenant compte du poids, du coût et de la technologie de fabrication. Il y a quelques conclusions sur ce sujet. Le plus significatif est que la sensibilité au nombre d'ailettes diminue à mesure que la hauteur d'ailette augmente, figure 1.13. L'espace large d'écoulement convient à la plus basse chute de pression. La fabrication d'ailettes plus étroites en ajoutant plus d'ailettes produit une faible augmentation de chute de pression pour des ailettes longues que pour des ailettes courtes. En plus l'augmentation de l'épaisseur d'ailette au delà d'une certaine limite résulte dans l'amélioration négligeable de la performance du radiateur [34].

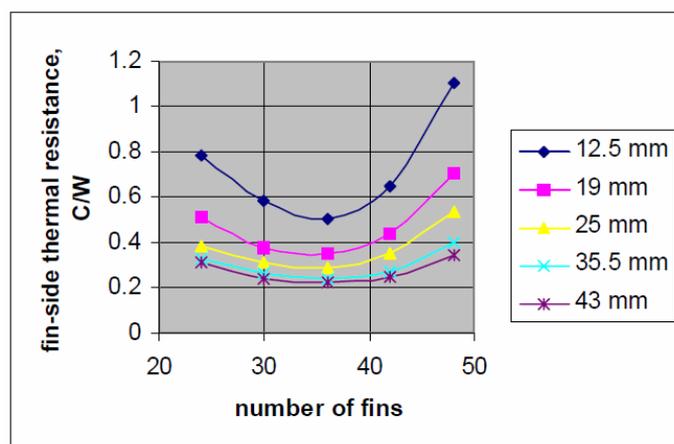


Figure 1.13 : Résistance thermique en fonction du nombre d'ailettes [34].

Quelques conclusions significatives dérivant de la revue bibliographique sont comme suit :

- Le radiateur à mini-canaux semble avoir avantage pour le transfert de chaleur. Ceci est dû au coefficient thermique élevé comparé avec celui d'un radiateur conventionnel;
- Il est observé qu'il y'a différentes opinions concernant l'utilisation des corrélations conventionnelles pour caractériser et prédire les performances des radiateurs à petites échelles ;
- On compterait également que la différence de pression résultante sera un objectif de conception importante qui doit être réduit au minimum ;
- La résistance thermique est un facteur caractérisant la capacité de dissipation de chaleur du radiateur, par conséquent, la résistance thermique est considérée comme un critère de performance déterminant.

1.4 Conclusion

Cette partie nous a permis de fournir plusieurs idées pour améliorer les techniques de refroidissement des équipements électroniques. Elle permet également l'introduction du concept de micro et mini-canaux pour le traitement des problèmes thermiques.

Nous avons essayé de recenser quelques articles pertinents de la littérature spécialisée, qui nous permettront de mieux cerner la problématique exposée en introduction générale.

CHAPITRE II

MODELISATION PHYSIQUE ET MATHEMATIQUE

L'objectif de ce chapitre est de modéliser le problème concerné par notre étude sous un aspect physique et sous un aspect mathématique. Pour se faire, une description des phénomènes physiques fondamentaux est présentée. Par la suite, une partie est élaborée sur les modèles physiques et mathématiques employés, servant comme base de la simulation.

2.1 Position du problème

2.1.1 Description du problème physique

En vertu de l'augmentation de la vitesse d'horloge (vitesse de traitement), la vitesse de la permutation et la densité des transistors, la taille de l'unité centrale de traitement CPU (Central Processing Unit) devient de plus en plus petite mais l'efficacité est de plus en plus grande. Cela entraîne un dégagement de chaleur plus élevé par volume de CPU. Un moyen simple et efficace pour améliorer la dissipation de chaleur du processeur est l'emploi du refroidissement actif (Fig. 2.1).

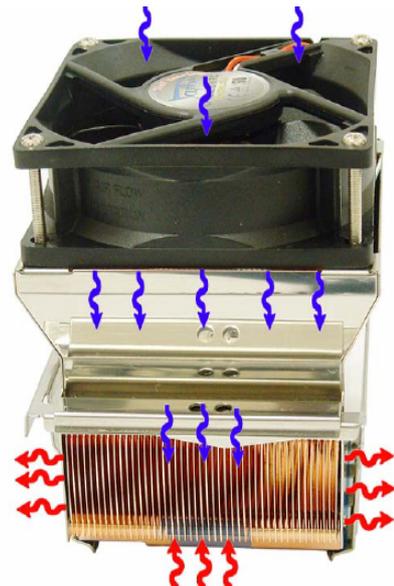


Figure 2.1 : *Refroidissement actif d'un processeur.*

Le refroidissement actif du processeur sera le choix de notre étude, basé sur la convection forcée dans un radiateur à mini-canaux.

2.1.2 Modèle physique

Le modèle physique de cette étude est schématisé dans les figures 2.2 (a-b) et les figures 2.3, 2.4. Ce modèle physique implique l'interaction de toutes les pièces depuis le CPU au dernier ventilateur, y compris les différentes couches, le radiateur et l'entourage d'air circulé.

Dans la configuration représentée sur ces figures, un radiateur à mini-canaux rectangulaires est chauffé du fond avec la puissance générée par le CPU, Q , qui est absorbée par le radiateur et libérée à l'ambiance à travers les autres surfaces. Le radiateur est surmonté d'un ventilateur axial, qui souffle de l'air (fluide de refroidissement) à travers les ailettes du radiateur pour enlever la chaleur dégagée dans l'ambiance avec un flux volumique constant prédéfini \dot{V} . L'air se heurte aux mini-canaux du radiateur suivant l'axe oy puis sort parallèlement à l'axe ox par deux issues identiques géométriquement.

Une fois le flux volumique connu, la vitesse d'entrée d'air peut être facilement déduite en divisant le flux volumique, \dot{V} , par la surface d'entrée d'air, A_e . De ce fait, le ventilateur sera défini par la vitesse d'air qu'il délivre à l'entrée des mini-canaux. Pour notre étude, la valeur de V_0 à l'entrée est estimé à environ 5 m/s .

La source de chaleur sera le processeur. La chaleur est supposée générée à l'intérieur du processeur qui peut être représentée par un flux de chaleur constant au dessous de la base du radiateur selon les dimensions du processeur (Fig. 2.4). La densité de flux de chaleur, q'' , est calculée sur la base de la puissance de dissipation thermique, Q , et la surface d'air du CPU, A_{CPU} , suivant la formule suivante [7] :

$$q'' = \frac{Q}{A_{CPU}} \quad (2.1)$$

Pour cette étude, le processeur est censé être en contact direct et parfait avec le radiateur, c.à.d, il n'y a aucune couche additionnelle entre le processeur et le radiateur.

Le modèle fonctionne sous une température ambiante, T_∞ .

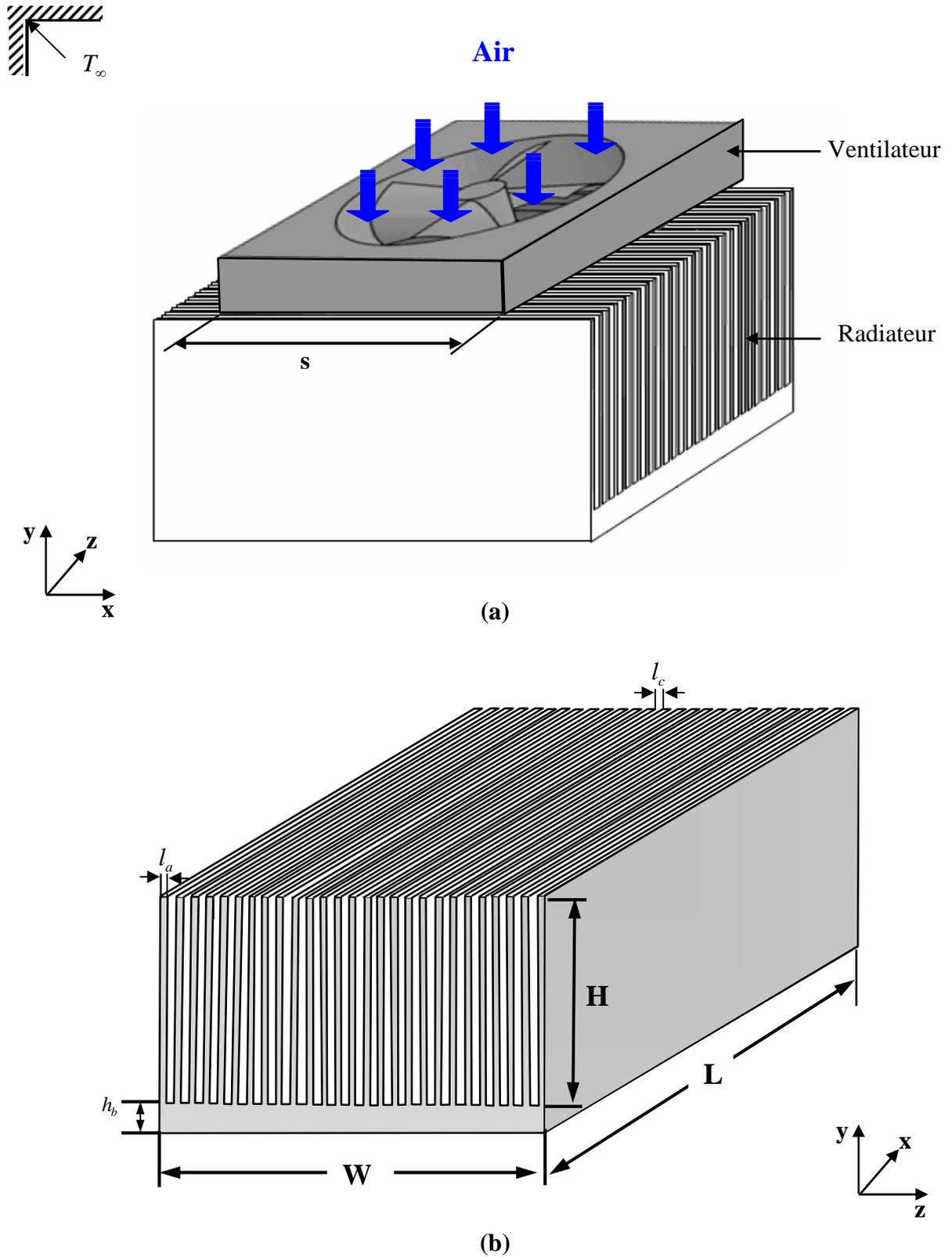


Figure 2.2 : Représentation du modèle physique étudié.

(a) Le radiateur à mini canaux rectangulaires, surmonté d'un ventilateur axial.

(b) Géométrie et dimensions du radiateur.

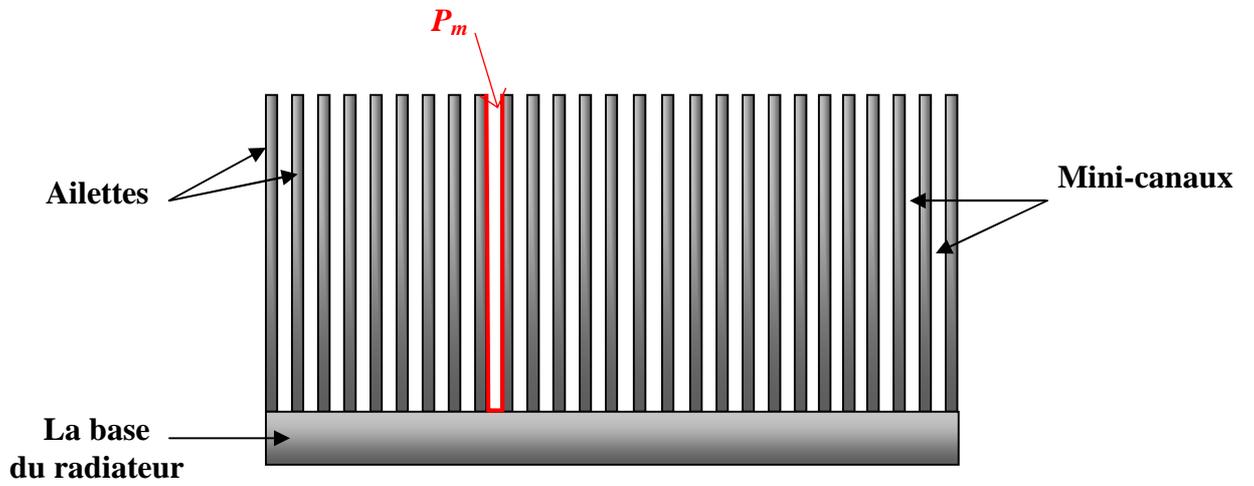


Figure 2.3 : *Modèle du radiateur en coupe transversale bidimensionnelle.*

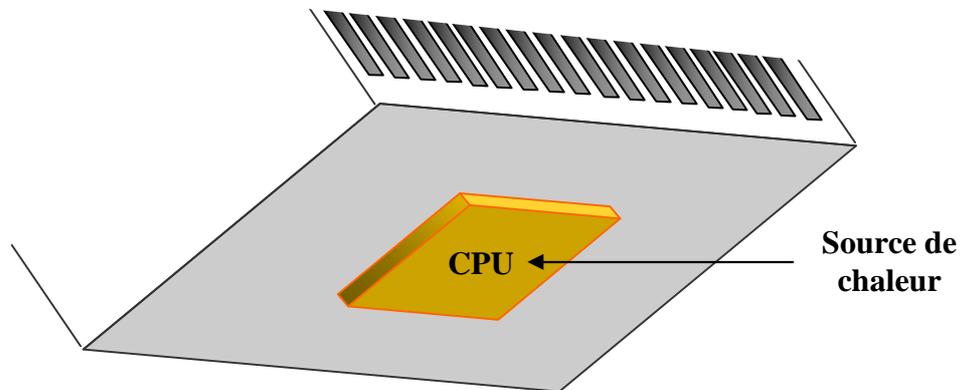


Figure 2.4 : *Vue de dessous du radiateur à mini-canaux.*

L'air est utilisé comme fluide de refroidissement dans cette étude, ses propriétés sont données dans le tableau 2.1, à une température de $27^{\circ}C$ ($300 K$):

Propriétés de l'air (300 K)	
Densité, ρ	1.1614 kg.m^{-3}
Chaleur spécifique, c_p	$1007 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique, λ_f	$0.0263 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Viscosité dynamique, μ	$1.846 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
Viscosité cinématique, ν	$1.589 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$
Nombre de Prandtl, Pr	0.707

Tableau 2.1 : *Propriétés physiques de l'air [12].*

Le radiateur de refroidissement est fabriqué d'aluminium, le choix de l'aluminium est justifié par sa densité faible, 2702 kg.m^{-3} , et sa haute conductivité thermique d'environ $237 \text{ W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$ à $300 K$ [12].

Les dimensions du radiateur à mini-canaux (Fig. 2.2 (a-b)) utilisé dans la validation du modèle sont données dans le tableau 2.2 :

Caractéristiques du radiateur	
Nombre des ailettes, nb_{ailettes}	27
Largeur du radiateur, W	0.066 m
Hauteur globale, H	0.036 m
Longueur globale, L	0.082 m
Epaisseur de la base, h_b	0.004 m
Largeur du canal, l_c	0.0015 m
Epaisseur de l'ailette, l_a	0.001 m
Largeur d'entrée du jet, s	0.068 m

Tableau 2.2 : *Caractéristiques et dimensions du radiateur à mini-canaux.*

Vu la géométrie du radiateur, le modèle peut être réduit par raison de symétrie en un quart de la taille globale. Cette hypothèse simplificatrice permet de réduire nettement le temps de calcul. Les résultats obtenus peuvent être facilement étendus à la totalité du radiateur. Une vue du radiateur en 3 dimensions avec une coupe le long des plans de symétrie est représentée dans la fig. 2.5.

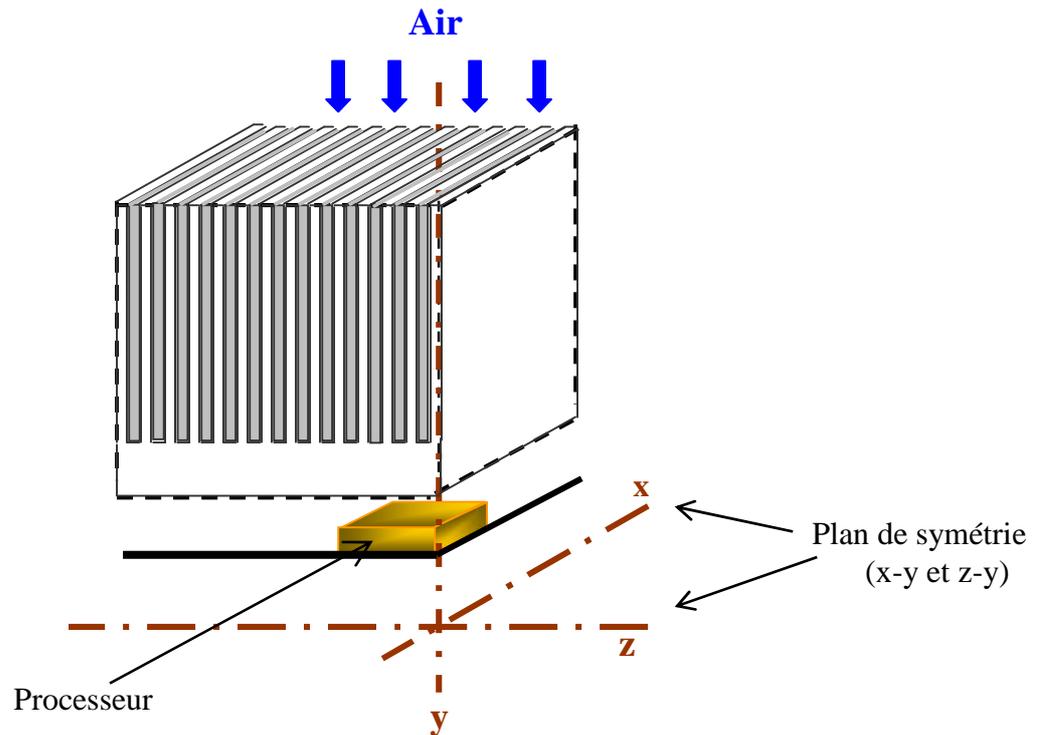


Figure 2.5 : Vue de radiateur en 3D avec coupe le long des axes de symétrie.

2.1.3 Description de l'écoulement et mode de transfert de chaleur au niveau du modèle physique

Tandis que le radiateur peut sembler structurellement simple, le fluide qui traverse le champ d'ailette et l'accouplement thermique avec son entourage crée un problème plutôt complexe. En fait, le radiateur refroidit le processeur en dissipant la chaleur dégagée le long des ailettes par le biais de la conduction de chaleur. Par la suite, le ventilateur enlève la chaleur du radiateur par le biais de la convection forcée d'air. Il s'agit donc d'un problème très compliqué où la thermique et la mécanique des fluides sont couplées.

2.1.3.1 Description de l'écoulement

L'écoulement de l'air dans le canal du radiateur à mini-canaux est un exemple de jet impactant. L'écoulement d'impact est produit par collision de fluide sur la surface. L'air est injecté ou pulvérisée sur la surface en l'heurtant avec une certaine vitesse [36]. L'écoulement d'air impactant est illustré dans la figure 2.6 (a-c).

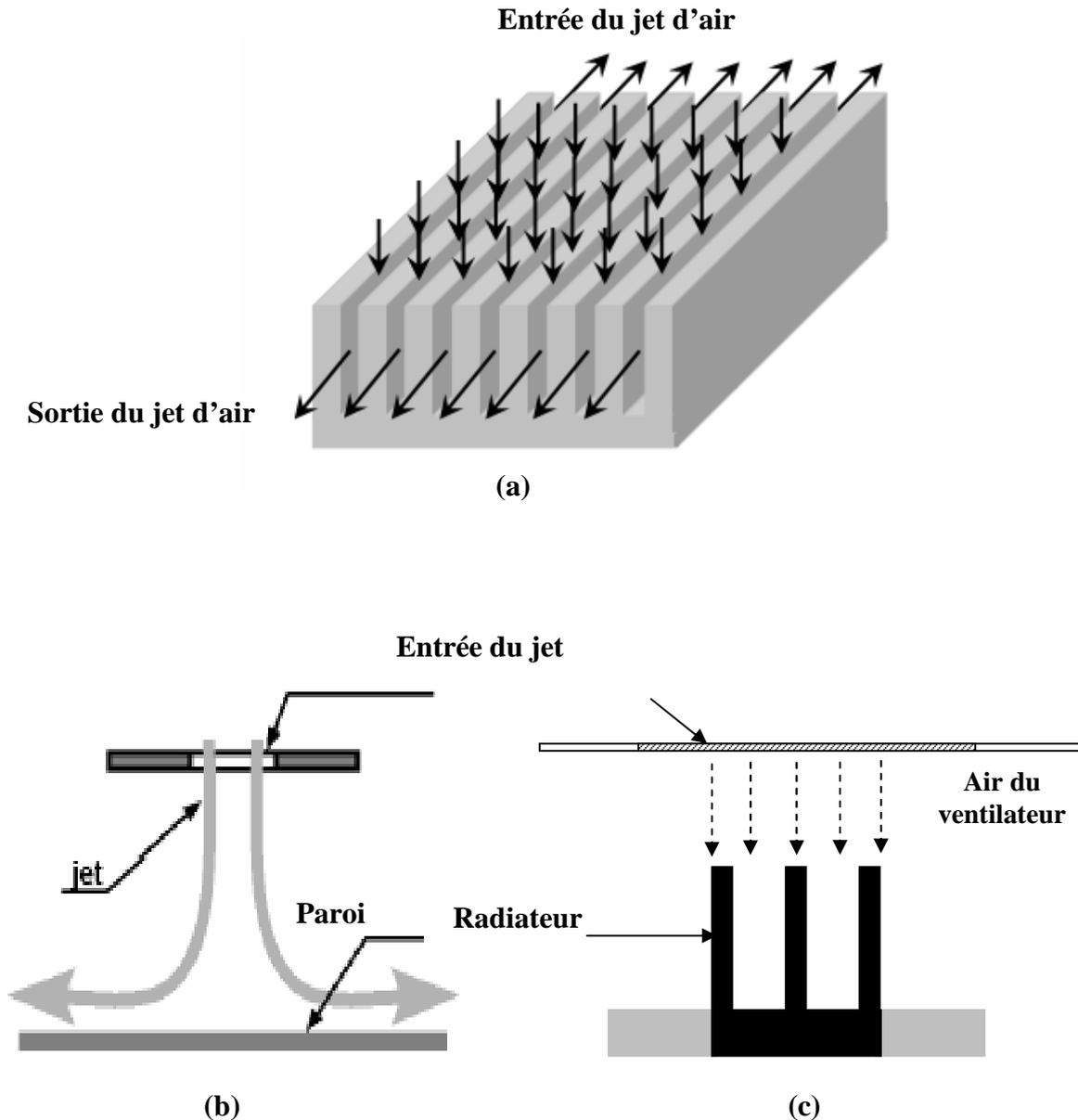


Figure 2.6 : Ecoulement de l'air au niveau du radiateur (jet impactant) (a-c).

2.1.3.2 Description du mode de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur au niveau du radiateur est un problème conjugué qui combine la conduction de la chaleur dans la partie solide et le transfert de chaleur convectif côté fluide de refroidissement.

Si l'on considère un canal (Fig. 2.7), formé par les surfaces de 1 à 5, la convection forcée et la conduction doivent être considérées afin de décrire le transfert de chaleur total qui apparaît sur ces surfaces.

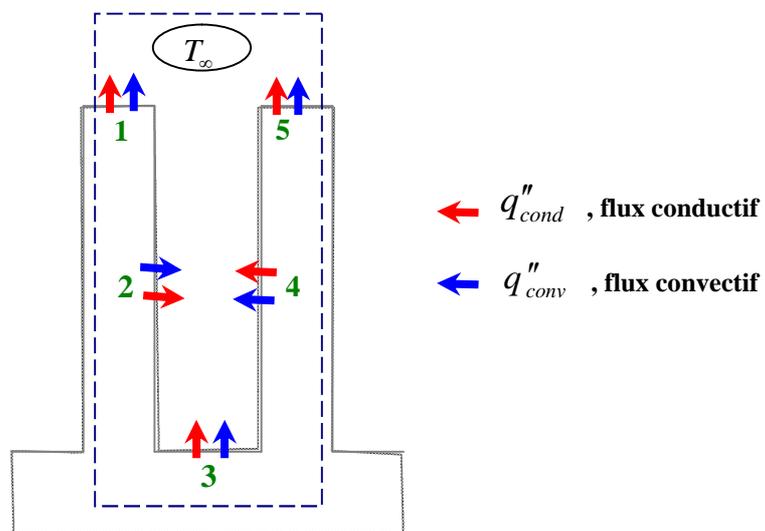


Figure 2.7 : Illustration des phénomènes thermiques au niveau des ailettes du radiateur.

Les deux modes de transferts de chaleur sont couplés par les continuités des températures et des flux de chaleur à l'interface solide-fluide (Fig. 2.8), qui sont exprimés par les relations :

$$T_{s,\Gamma} = T_{f,\Gamma} \quad (2.1)$$

$$q''_{cond} = q''_{conv} \quad (2.2)$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\Gamma} = h(T_{\infty} - T) \quad (2.3)$$

Avec T , q''_{cond} , q''_{conv} , λ et h représente respectivement la température, le flux conductif, le flux convectif, la conductivité thermique et le coefficient de transfert de chaleur.

L'équation 2.3 exprime que le flux thermique échangé est fonction du gradient de température (solide-ambiance).

En plus, dans l'équation 2.3 le terme $h(T_\infty - T)$ est connu comme la loi de Newton de refroidissement, qui spécifie le flux de la chaleur de l'environnement dû aux convections forcées et/ou naturelles. T_∞ est la température ambiante.

La loi de Newton de refroidissement pour un corps se refroidissant par convection forcée, s'exprime comme la perte de chaleur, est proportionnelle à la différence dans les températures entre le corps et son environnement. En un autre terme, la quantité de la chaleur perdue par le corps est équivalente à la chaleur captée par son environnement, voir figure 2.8.

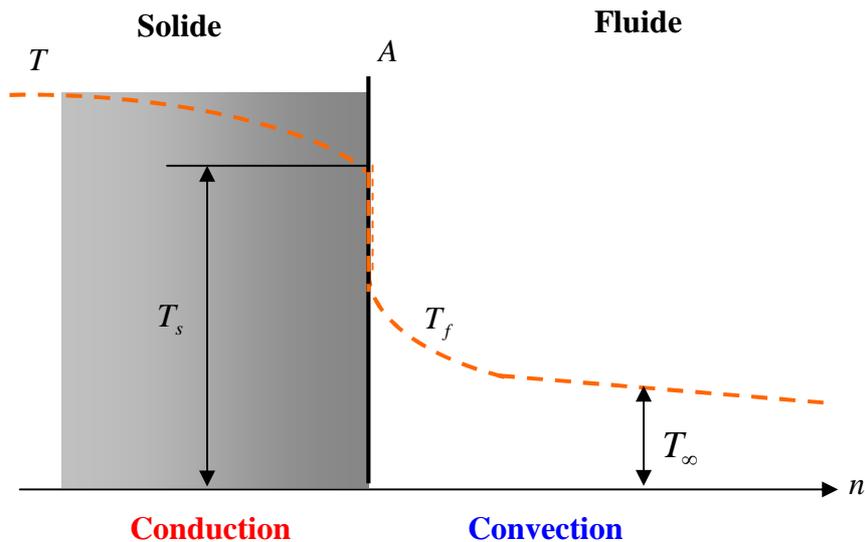


Figure 2.8 : Refroidissement à la surface, dont T est la distribution de température à l'intérieur du corps, et T_s est la température de la surface A , T_∞ est la température ambiante, ce qui est assez proche du corps devient T_f et n est le vecteur normal extérieur à la surface A [17].

Le calcul des températures au niveau des parois internes et externes est basé sur des corrélations selon le cas : convection naturelle ou convection forcée.

2.2 Formulation mathématique du problème

2.2.1 Hypothèses

Afin de simplifier la complexité de notre étude, les hypothèses suivantes sont à considérer:

a- Fluide Newtonien

b- Les propriétés du fluide et celles du solide sont supposés constantes

c- L'écoulement résultant est supposé bidimensionnel

De ce fait, on a une composante de vitesse nulle selon la direction oz , soit:
 $w = 0 = \partial^2 u / \partial z^2 = \partial^2 v / \partial z^2$.

d- Ecoulement permanent

L'état physique du système naturellement change avec le temps (instable). En fait, quand le composant électronique (CPU) est mis en marche, la température du radiateur commence à augmenter progressivement, comme résultat de l'absorption de la chaleur générée du composant. Cette température ensuite, commence à se stabiliser à un point où la chaleur générée sera égale à la chaleur déplacée par le système de refroidissement (Voir Fig. 2.9). A ce moment là, on peut dire que le système fonctionne en régime permanent [7]. Dans cette étude, on s'intéressera seulement au régime permanent, c'est-à-dire :

$$\partial u / \partial t = \partial v / \partial t = \partial T / \partial t = 0.$$

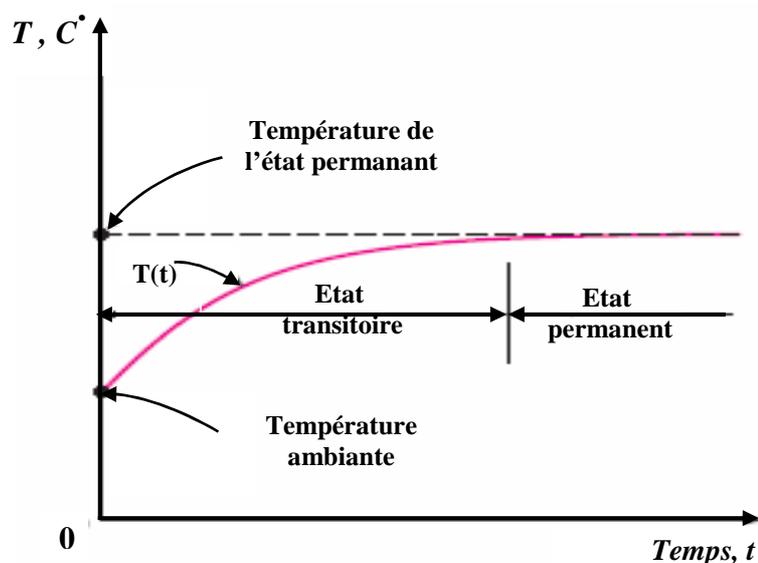


Figure 2.9 : Changement de température d'un composant électronique avec le temps jusqu'à état permanent [7].

e- Régime d'écoulement

Le régime d'écoulement sera identifié sur la base du nombre de Reynolds qui est fonction de la vitesse d'entrée d'air et du diamètre hydraulique du radiateur et est défini par la relation suivante [12] :

$$\text{Re} = \frac{V_0 D_h}{\nu} = \frac{\rho V_0 D_h}{\mu} \quad (2.4)$$

Avec,

- V_0 : La vitesse d'entrée de l'air;
- D_h : Le diamètre hydraulique du canal;
- ν : La viscosité cinématique de l'air;
- μ : La viscosité dynamique de l'air;
- ρ : La densité de l'air;

Pour déterminer le nombre de Reynolds, on doit déterminer le diamètre hydraulique du canal par la formule suivante [6, 35]:

$$D_h = \frac{4A}{P_m} = \frac{4 \cdot h_a \cdot l_c}{2 \cdot h_a + l_c} \quad (2.5)$$

Avec A , P_m , h_a et l_c désignent respectivement la section du canal, le périmètre mouillé (voir Fig. 2.3), la hauteur de l'ailette et la largeur du canal.

Le diamètre hydraulique pour notre radiateur à mini-canaux est,

$$D_h = \frac{4 \times 0.032(m) \times 0.0015(m)}{2 \times 0.032(m) + 0.0015(m)} = 0.0029m;$$

D'où le nombre Reynolds :

$$\text{Re} = \frac{5(m/s) \times 0.0029(m)}{1.589 \times 10^{-5} (m^2/s)} \approx 922;$$

L'écoulement est donc laminaire.

f- Incompressibilité du fluide, ($\rho = \text{const.}$)

Le fluide dans notre application est l'air, les effets de compressibilité sont ignorés compte tenu des faibles vitesses de fonctionnement. Cependant l'air est un fluide

compressible, l'hypothèse de fluide incompressible est valide si le nombre de Mach est plus petit que 0.3. Le nombre de Mach est calculé comme suit [10] :

$$Ma = \frac{V_0}{c} \quad (2.6)$$

Ici, V_0 représente la vitesse d'entrée de l'air, et c est la vitesse du son prise comme 300 m/s. Pour V_0 d'environ 5m/s, le nombre de Mach est d'environ 1.66×10^{-2} . Le nombre de Mach est inférieur de 0.3, l'hypothèse de fluide incompressible est valide pour notre cas d'étude.

g- L'influence des forces visqueuses est supposée négligeable

En négligeant les forces visqueuses à cause des faibles vitesses de circulation de l'air (~5m/s) [2].

h- Transfert thermique par rayonnement négligeable

Le rayonnement est l'un des phénomènes important à prendre en considération lorsqu'il s'agit d'un système où les trois modes de transfert sont réunis. Dans notre étude, le rayonnement est dominé par une convection forcée. C'est pour cette raison que le rayonnement est négligé dans notre modèle [10].

2.2.2 Equations de base

Les équations régissant le transfert thermique et l'écoulement de fluide dans le modèle étudié sont l'équation de l'énergie, l'équation de continuité et les équations de Navier-Stokes, accompagnées d'hypothèses simplificatrices (§ 2.2.1).

Les équations régissant le modèle peuvent alors s'exprimées comme suit :

- L'équation de continuité

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.7)$$

- L'équation de quantité mouvement

- Pour le fluide, l'équation de mouvement se présente sous la forme:

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.8)$$

- Pour le solide, l'équation de mouvement est:

$$\vec{V} = \vec{0} \quad (2.9)$$

-L'équation de l'énergie

- Pour le fluide, l'équation de l'énergie se présente sous la forme:

$$\rho \cdot c_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = \lambda_f \cdot \nabla^2 T \quad (2.10)$$

- Pour le solide, l'équation de l'énergie est :

$$\lambda_s \nabla^2 T = 0 \quad (2.11)$$

Avec ρ , λ_f , λ_s , μ , c_p , p , \vec{V} et T désignent respectivement la masse volumique du fluide, la conductivité thermique du fluide (l'air), la conductivité thermique du solide (Aluminium), la viscosité dynamique, la chaleur spécifique à pression constante, la pression du fluide, le vecteur vitesse et la température.

2.2.3 Présentation hydrodynamique

Les équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de continuité écrites en coordonnées cartésiennes sont sous la forme:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.12-a)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.12-b)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.13)$$

L'équation 2.13 est l'équation de conservation de masse, les équations 2.12-a, 2.12-b sont les composants de l'équation de mouvement suivant les directions x et y respectivement, avec: u et v sont les composantes du vecteur vitesse \vec{V} .

2.2.4 Présentation thermique

Dans un tel processus, la chaleur se déplace du plus chaud vers le plus froid. Dans le solide, le transfert se fait par conduction, la température est la variable recherchée dans l'équation de Laplace :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_s \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.14)$$

Avec, λ_s est la conductivité thermique du solide.

Avec une conductivité thermique λ_s constante, l'équation (2.14) devient :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2.15)$$

Pour le fluide, le champ de vitesse est imposé, et le champ de température est totalement dépendant de celui-ci. Cette situation est celle de **convection forcée**, on écrit:

$$\rho \cdot c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_f \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_f \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.16)$$

Avec, λ_f est la conductivité thermique du fluide.

Comme la conductivité thermique λ_f est supposée constante, et de plus, l'écoulement n'a pas de composante de vitesse suivant la direction z ($w \approx 0$). Sous ces conditions, l'équation (2.16) se réduit à :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda_f}{\rho \cdot c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.17)$$

2.3 Conditions aux limites

Afin de trouver une solution particulière au problème posé à partir des équations gouvernantes, il serait nécessaire de fixer les conditions aux limites aux parois, qui peuvent également être fournis par les équations décrivant l'environnement.

Le domaine de calcul, choisi tient en considération la symétrie est sujet des conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques décrits par la suite.

2.3.1 Conditions aux limites hydrodynamiques

Le temps de calcul peut être sensiblement réduit, en tirant profit de certaines des caractéristiques physiques du radiateur (symétrie). Comme représenté sur la figure 2.2, les conduits sont identiques, donc le champ de vitesse est supposé le même dans tous les conduits.

Une moitié du canal de radiateur de refroidissement est considérée comme deux canaux rectangulaires reliés; l'un est vertical et l'autre est horizontal (Fig. 2.10).

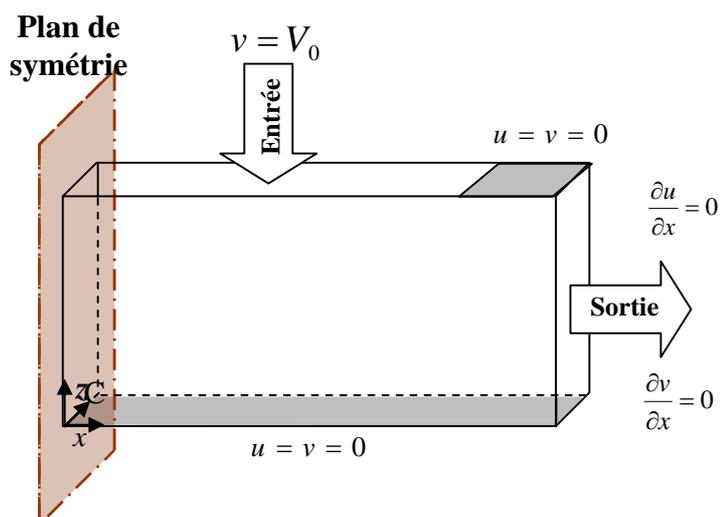


Figure 2.10 : Conditions aux limites hydrodynamiques appliquées à un demi-canal (Vue 3D).

On a:

- A l'entrée (sortie du ventilateur), un profil uniforme de vitesse est supposé : $v = V_0$;
- Pas de glissement aux parois, la vitesse est nulle aux parois solides internes: $u = v = 0$;
- Une condition aux limites de type écoulement à la sortie, est spécifiée à la sortie du canal, pour des simulations d'écoulement complètement développé :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0;$$

- Pour les conditions aux limites en symétrie, les gradients de variables à travers les plans de symétrie sont nuls:

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0;$$

2.3.2 Conditions aux limites thermiques

Les conditions aux limites thermiques suivantes sont à appliquer au modèle:

- Comme le modèle fonctionne sous une température ambiante, une température constante est imposée à l'ambient (condition de **Dirichlet**) : $T = T_\infty$;

- Sur la surface de contact avec la source de chaleur CPU, (Fig. 2.11: Γ_{CPU}), un flux de chaleur uniforme est appliqué, simulant l'écoulement de la chaleur à partir du CPU (condition de **Neumann**) :

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} = q'' \quad (2.18)$$

L'équation (2.18) stipule que la chaleur imposée se propage au radiateur à travers la base selon l'axe oy. Le signe moins (-) dans l'équation (2.18) est une conséquence du fait que la chaleur est transférée dans la direction de la température décroissante [24, 42].

- Les conditions aux limites mixtes (condition de **Robin**), imposés aux parois à l'interface solide/air, elles expriment le transfert de chaleur par convection forcée à travers les ailettes. Ces mêmes conditions sont appliquées aux cotés exposés à l'air libre (parois extérieures droite et gauche), sujets à la convection naturelle:

$$-\lambda_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\Gamma} = h(T - T_{\infty}) \quad (2.19)$$

- A la sortie du radiateur, l'écoulement est supposé thermiquement complètement développé :

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (2.20)$$

- La surface autour du processeur est supposée isolée (Fig. 2.11: Γ_{iso}), c'est-à-dire, il n'y a pas de transfert de chaleur aux parois à cette frontière, une condition au limite adiabatique est appliquée:

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (2.21)$$

- En raison de la symétrie de la structure de radiateur, les deux frontières sur le plan de symétrie du domaine de calcul ont également des conditions aux limites adiabatiques :

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (2.22)$$

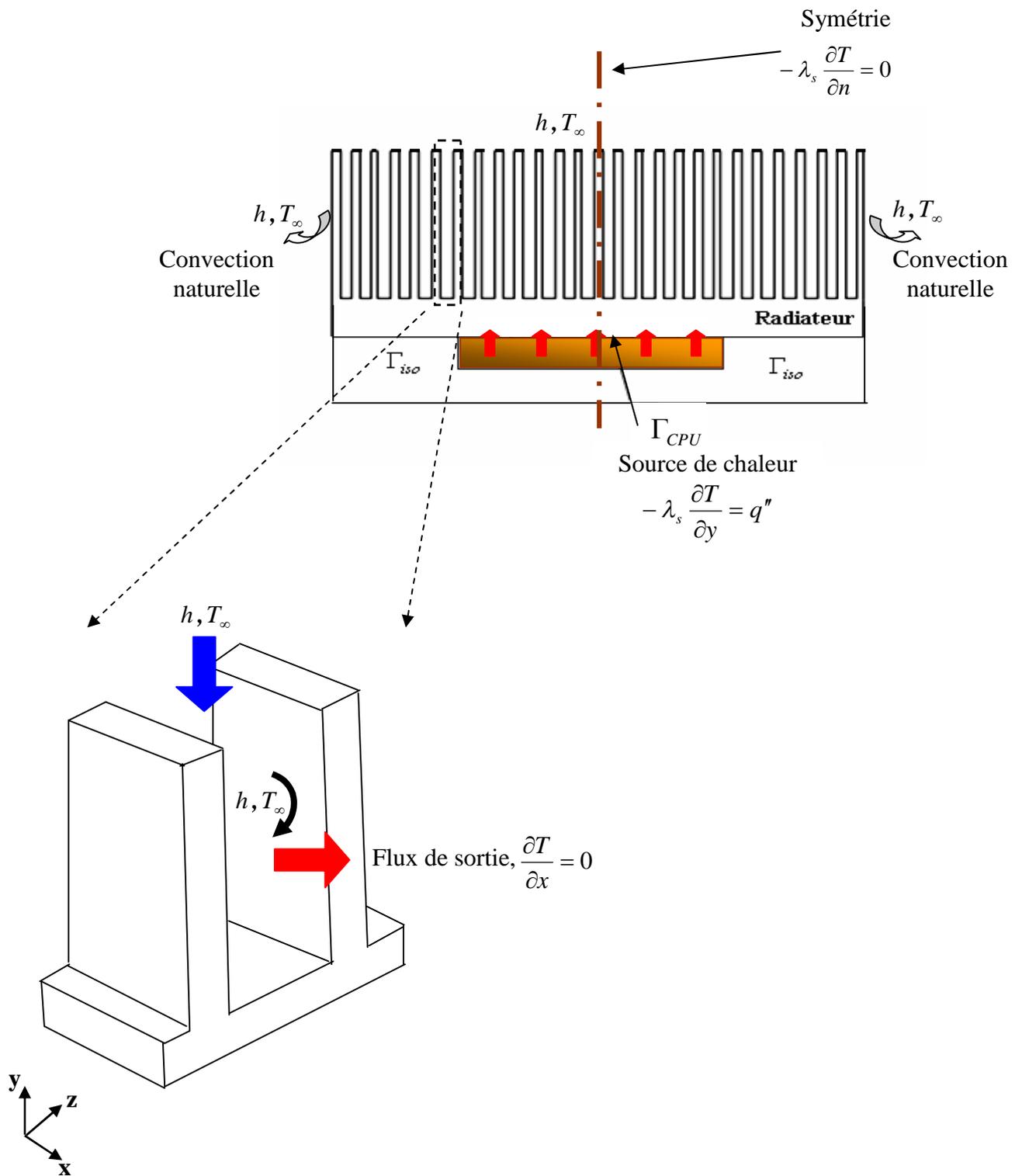


Figure 2.11: Conditions aux limites thermiques.

2.4 Paramètres de calcul

Des paramètres déterminants sont utilisés pour décrire les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide au niveau du radiateur à mini canaux.

2.4.1 Coefficient de transfert de chaleur par convection (h)

Le ventilateur dégage la chaleur du radiateur en soufflant l'air à travers sa surface. Ce transfert thermique convectif est proportionnel à la différence des températures entre le radiateur et l'environnement et d'un facteur connu sous le nom de coefficient de transfert thermique.

Le coefficient d'échange de chaleur convectif h permet une formulation globale de l'échange de chaleur entre le fluide et les parois du canal. Le coefficient convectif h est très sensible aux petites variations dans les propriétés du fluide: conductivité thermique, viscosité dynamique, densité, chaleur spécifique, vitesse et type d'écoulement (laminaire ou turbulent, établi ou en cours de développement) [36].

En fait, ces quantités ne sont pas nécessairement constantes à la surface. Aussi, le coefficient d'échange de chaleur par convection peut varier d'un point à un autre. La valeur de h dépend du degré de convection à travers la surface, soit une forte convection est caractérisée par un h élevé.

Dans l'analyse convective, le coefficient de transfert de chaleur h est souvent exprimé en [35]:

$$h = \frac{\lambda_f}{D_h} Nu \quad (2.23)$$

Où :

Nu : Le nombre de Nusselt;

λ_f : La conductivité thermique du fluide (l'air);

D_h : Le diamètre hydraulique.

2.4.2 Nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt est l'un des paramètres importants adimensionnels, sa détermination facilite l'analyse du transfert de chaleur. En effet, l'échange de chaleur entre une paroi solide et un fluide en mouvement, est caractérisé par le nombre de Nusselt.

En effet, l'efficacité de refroidissement peut être déterminée comme une fonction du nombre de Nusselt [6] :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda_f} = \frac{q''}{(T_p - T_\infty)} \cdot \frac{D_h}{\lambda_f} \quad (2.24)$$

Avec q'' est le flux de chaleur constant, T_p est la température à la paroi, T_∞ est la température ambiante et λ_f est la conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Nusselt peut être vu comme le rapport de la conductivité équivalente de l'écoulement, ($h \cdot D_h$), sur la conductivité réelle de l'air (λ_f).

Le nombre de Nusselt est dans la plupart des cas donné par des corrélations. Comme l'écoulement est laminaire, une corrélation pour l'écoulement laminaire à travers une surface de plaque plane est appliquée pour calculer le nombre du Nusselt [7, 12, 37] :

$$Nu = 0.664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (2.25)$$

Où:

Re : Le nombre de Reynolds;

Pr : Le nombre Prandtl de l'air donné par la formule: $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\rho}$.

Dont μ , c_p et ρ sont respectivement la viscosité cinématique, la chaleur spécifique à pression constante et la masse volumique de l'air.

Pour le cas de convection naturelle (parois non ventilées), le nombre de Nusselt est influencé par le nombre de Rayleigh Ra dont la convection naturelle dépend. Le nombre de Nusselt pour la convection naturelle laminaire sur une plaque verticale avec température uniforme sur la paroi est donné par Suryanarayana [12, 37]:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} ; \quad 10^{-1} < Ra < 10^9 \quad (2.26)$$

Ra est donné par la formule suivante:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.27)$$

Avec Gr , g , β , T_s , T_∞ , L , ν et α sont respectivement le nombre de Grashof, la gravité, le coefficient d'expansion, la température de la surface, la température ambiante, la longueur caractéristique de la plaque verticale, la viscosité cinématique de l'air et la diffusivité thermique.

Dans le cas de plaque verticale, le diamètre hydraulique D_h est égal à la hauteur de la plaque, H .

2.4.3 La résistance thermique du radiateur (R_{th})

La caractéristique la plus importante d'un radiateur est sa résistance thermique. Elle est exprimée comme le rapport de la différence de température du composant électronique et celle de l'ambiance sur la puissance dégagée par le processeur [17, 38]:

$$R_{th} = \frac{T_{max} - T_\infty}{Q} \quad (2.28)$$

Où :

T_{max} : La température maximale à la base du radiateur;

T_∞ : La température ambiante;

Q : La puissance dégagée par le processeur.

La chaleur est produite à la jonction puis dissipée par conduction à travers la base sous forme de transfert thermique, ensuite aux surfaces étendues puis enlevée par la convection forcée à l'ambiance. La figure 2.12 montrant la résistance thermique entre la jonction du composant et l'ambiance.

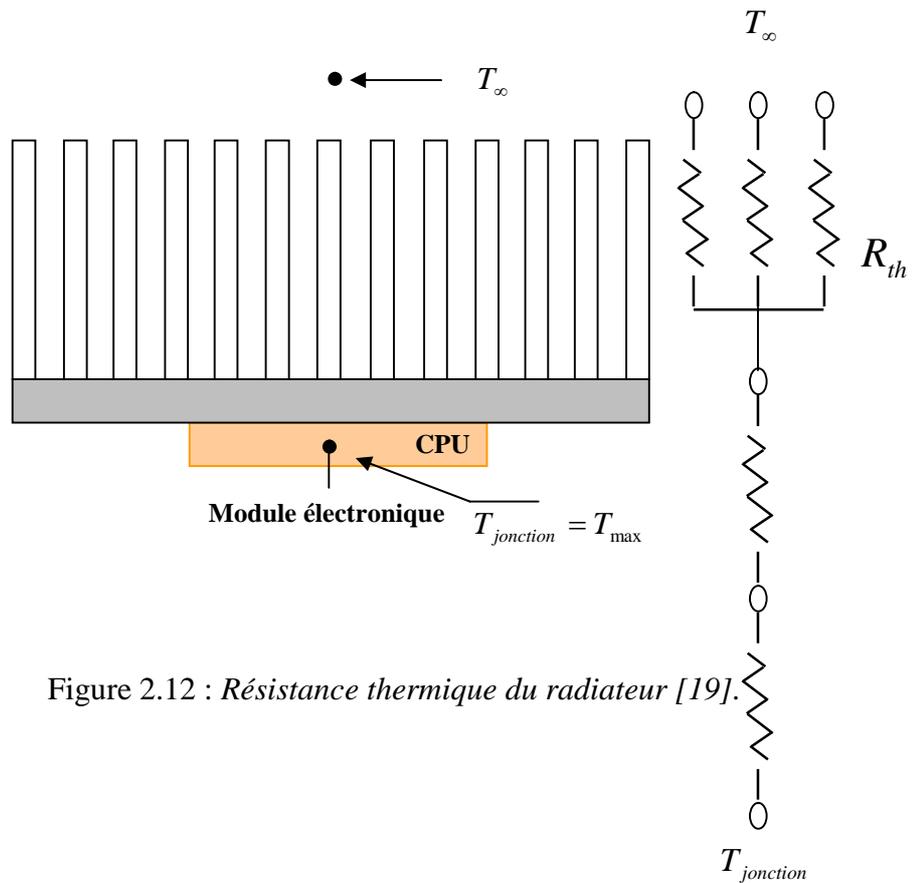


Figure 2.12 : Résistance thermique du radiateur [19].

D'autres formules de calcul de R_{th} sont aussi données dans la littérature [18, 19, 34, 36, 38].

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle physique de l'étude est présenté, décrivant le processus de refroidissement d'un microprocesseur par le biais de la convection forcée de l'air, appliquée à un radiateur à mini-canaux rectangulaires.

Une modélisation mathématique du problème régissant l'écoulement et le transfert de chaleur au niveau de ce radiateur, est présentée par la suite. Ainsi, les conditions aux limites spécifiées pour le modèle sont élaborées en détail.

Le chapitre suivant portera sur des approches numériques possibles pour résoudre et simuler ces phénomènes.

MODELISATION NUMERIQUE

Lorsque certains problèmes physiques sont décrit par des méthodes mathématiques complexes traitant la géométrie compliquée ou des propriétés non linéaires, les solutions analytiques exactes deviennent généralement difficiles voire impossibles. Dans de tel cas, une solution numérique est recherchée pour résoudre le modèle. La solution numérique est une solution approximative pour un problème à nombre fini de points. Dans notre cas, la solution analytique du le modèle décrit précédemment (Eq. (2.7), Eq. (2.9) et Eq. (2.10)) n'est pas possible à cause de la non-linéarité.

Ce chapitre traite la modélisation et la simulation numérique du modèle d'étude, en mettant en oeuvre les équations régissant l'écoulement et les conditions aux limites déjà définies dans le deuxième chapitre de la présente étude.

3.1 Méthode numérique

La méthode des différences finies, la méthode des éléments finies et la méthode des volumes finies sont des techniques très utilisées pour résoudre numériquement les problèmes de transfert de chaleur et de masse. Chaque méthode a ses propres avantages et ses propres inconvénients.

La simulation numérique du phénomène physique traité repose sur la méthode robuste des différences finies. Cette dernière permet facilement la discrétisation des équations physiques ainsi que les conditions aux limites associées. Un autre avantage de cette méthode est qu'elle fournit une bonne compréhension du problème et facilite la modification des

paramètres intervenant dans le problème, telles que des sources de chaleurs. Elle convient aussi aux géométries relativement simples.

La méthode des différences finies consiste à discrétiser l'espace en une grille de points de calcul et à remplacer les dérivées partielles par des approximations numériques entre les points.

3.2 Simulation numérique

La modélisation du problème peut être faite par deux approches. La première est l'essai d'une modélisation du problème global de l'écoulement dynamique et du transfert thermiques. La deuxième approche est la simulation du transfert thermique au niveau du radiateur à mini-canaux.

3.2.1 Première approche

Dans cette approche, le transfert thermique dans le radiateur est analysé numériquement en résolvant le problème conjugué comportant la détermination simultanée du champ de la température dans les régions fluide et solide. Lorsque l'on examine le champ de températures dans un solide entouré par un fluide, on voit bien que l'on ne peut pas résoudre complètement le problème : il faudrait calculer l'écoulement lui-même.

L'hypothèse des propriétés physiques constantes pour le solide et pour l'air permet de découpler les équations hydrodynamiques des équations thermiques. Ainsi, la résolution de l'équation de l'énergie peut être menée après la convergence du calcul hydrodynamique. En outre, l'équation de l'énergie est du type linéaire, elle converge plus rapidement que les équations de Navier-stokes.

Cette caractéristique est employée dans l'approche proposée ici pour simuler numériquement les champs de l'écoulement et de la température aux niveaux du radiateur à mini-canaux.

3.2.1.1 Maillage

Essentiellement la pression et la température sont définies au centre des volumes de contrôle primaire et les vitesses sont définies aux bords, centrés en leurs propres volumes de contrôle. Cette disposition de la grille est connue comme maillage décalé (voir figure 3.1).

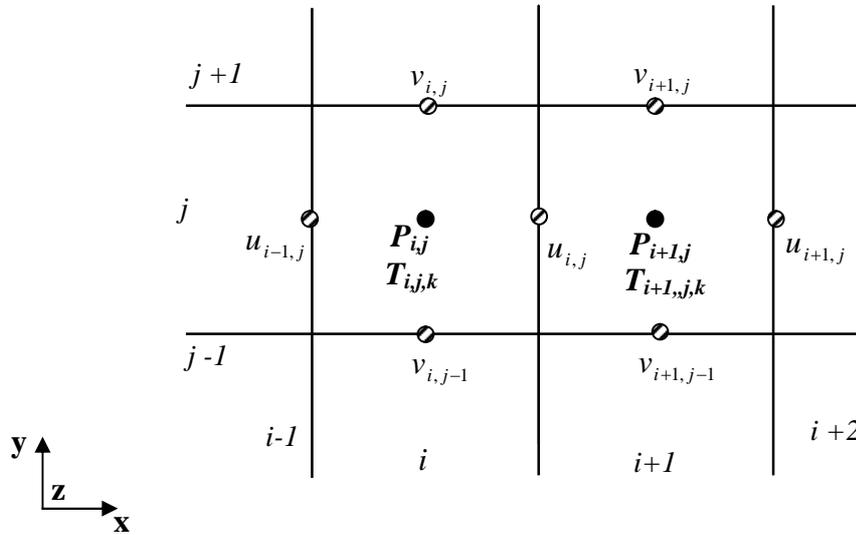


Figure 3.1 : Schéma de maillage décalé en 2D.

Le maillage décalé a un avantage évident ici, les vitesses sont définies exactement aux faces des volumes primaires où elles sont nécessaires et aucune valeur moyenne n'est employée. Patankar (1980) discutait les avantages de cette disposition décalée en termes d'absence de « caractères instables » dans les champs de pression et de vitesse calculés [40].

3.2.1.2 Algorithme

Tandis que plusieurs méthodes d'approximations des équations de continuité et de mouvement ont été proposées, cette étude sert d'une méthode présentée par le laboratoire de Los Alamos [39].

Nous avons introduit le terme temps t , pour résoudre l'équation en régime variable. Puis, après convergence et stabilité en régime permanent, on introduit les résultats finaux dans l'équation de l'énergie. Dans un tel algorithme, les conditions aux limites de pression ne sont pas à définir ce qui est utile dans notre cas.

La représentation par différences finies de l'équation de continuité, Eq. (2.13), est montrée par l'équation suivante [39] :

$$\frac{1}{\Delta x} (u_{i,j} - u_{i-1,j}) + \frac{1}{\Delta y} (v_{i,j} - v_{i,j-1}) = 0 \quad (3.1)$$

Les équations de mouvement, Eq. (2.12 (a-b)), peuvent être manipulées pour former des équations explicites pour les composantes de vitesse en temps avancé. L'équation (2.12 a) est réarrangée pour former une formulation explicite des valeurs de la vitesse (u) suivant l'axe ox .

$$\tilde{u}_{i,j} = u_{i,j} + \Delta t \left(\frac{1}{\Delta x} (p_{i,j} - p_{i+1,j}) + VISX - FUX - FUY \right) \quad (3.2)$$

$$FUX = \frac{1}{4\Delta x} \left\{ (u_{i,j} + u_{i+1,j})^2 + \hat{\alpha} |u_{i,j} + u_{i+1,j}| (u_{i,j} - u_{i+1,j}) \right. \\ \left. - (u_{i-1,j} + u_{i,j})^2 - \hat{\alpha} |u_{i-1,j} + u_{i,j}| (u_{i-1,j} - u_{i,j}) \right\} \quad (3.3)$$

$$FUY = \frac{1}{4\Delta y} \left\{ (v_{i,j} + v_{i+1,j}) (u_{i,j} + u_{i,j+1}) + \hat{\alpha} |v_{i,j} + v_{i+1,j}| (u_{i,j} - u_{i,j+1}) \right. \\ \left. - (v_{i,j-1} + v_{i+1,j}) (u_{i,j-1} + u_{i,j}) - \hat{\alpha} |v_{i,j-1} + v_{i+1,j-1}| (u_{i,j-1} - u_{i,j}) \right\} \quad (3.4)$$

$$VISX = v \left\{ \frac{1}{\Delta x^2} (u_{i+1,j} - 2u_{i,j} + u_{i-1,j}) + \frac{1}{\Delta y^2} (u_{i,j+1} - 2u_{i,j} + u_{i,j-1}) \right. \\ \left. + \frac{1}{\Delta z^2} (u_{i,j} - 2u_{i,j} + u_{i,j}) \right\} \quad (3.5)$$

$$\hat{\alpha} = \zeta \cdot \max \left\{ \frac{|u|\Delta t}{\Delta x} ; \frac{|u|\Delta t}{\Delta y} \right\} \quad (3.6)$$

$$\text{Dont } 1.2 < \zeta < 1.5$$

Les différentes itérations écrites précédemment permettent de calculer la solution au temps $n+1$ en fonction du temps n pour chaque point (i, j) .

Le calcul de la deuxième composante de vitesse (v) peut être effectué de la même manière comme pour u (voir [39]).

Puisque la méthode est explicite, des restrictions doivent être placées sur la taille du pas de temps pour assurer la stabilité du schéma numérique.

$$\Delta t_1 = \zeta \cdot \min \left\{ \frac{\Delta x}{|u_{\max}|} ; \frac{\Delta y}{|v_{\max}|} \right\} \quad (3.7)$$

$$\Delta t_2 = \frac{1}{2\nu} \left(\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \right) \quad (3.8)$$

Ainsi, Δt sera le minimum de ces critères : $\Delta t = \min(\Delta t_1 : \Delta t_2)$

Le champ de pression est calculé en appliquant la méthode de relaxation comme suit:

$$\Delta p = -\bar{\beta} \cdot \bar{D} \quad (3.9)$$

Où:

$$\bar{D} = \frac{1}{\Delta x} (\tilde{u}_{i,j} - \tilde{u}_{i-1,j}) + \frac{1}{\Delta y} (\tilde{v}_{i,j} - \tilde{v}_{i,j-1}) \quad (3.10)$$

Et,

$$\bar{\beta} = \frac{\omega}{2\Delta t} \left(\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \right) \quad (3.11)$$

ω est le facteur de relaxation ($1 < \omega < 2$) qui est utilisé pour accélérer la convergence de la solution.

Les nouvelles valeurs de la vitesse en temps $n+1$ peuvent être modifiées utilisant les équations suivantes:

$$\tilde{u}_{i,j_{New}} = \tilde{u}_{i,j_{Old}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (3.12)$$

$$\tilde{v}_{i,j_{New}} = \tilde{v}_{i,j_{Old}} + \frac{\Delta p \cdot \Delta t}{\Delta y} \quad (3.13)$$

Une fois que les champs de vitesse sont déterminés, l'équation d'énergie peut être résolue. Puisque la distribution de la température dans le solide est couplée à celle dans le fluide, afin de déterminer les caractéristiques de transfert thermique dans le radiateur, la conduction dans la région solide demande une résolution simultanément avec la convection dans le fluide.

Les équations d'énergie (Eq. (2.10), Eq. (2.11)) sont résolues numériquement en utilisant la méthode des différences finies, basée sur le schéma de puissance de Patankar [40].

Ce schéma n'est pas coûteux en calcul et il fournit une bonne approximation au comportement exponentiel des équations non-linéaires du second degré [40, 41].

La forme des différences finies de l'équation tridimensionnelle de l'énergie pour des nœuds internes du domaine devient :

$$\sum_j a_j T_j = 0 \quad (3.14)$$

Où j est l'un des sept nœuds : $P(i,j,k)$, $E(i+1,j,k)$, $W(i-1,j,k)$, $N(i,j+1,k)$, $S(i,j-1,k)$, $U(i,j,k+1)$ et $D(i,j,k-1)$, et

$$a_j = D_j \text{AMAX}(0, (1 - 0.1 |A_j|)^5) + \text{AMAX}(-F_j, 0) \quad (3.15)$$

j est l'un des six nœuds $e(i+1,j,k)$, $w(i-1,j,k)$, $n(i,j+1,k)$, $s(i,j-1,k)$, $u(i,j,k+1)$ et $d(i,j,k-1)$.

Par exemple pour le nœud (e),

$$D_e = \frac{dydz}{const.dx_e}, \quad F_e = u_e dydz, \quad u_e = \frac{u_P + u_E}{2} dydz$$

$$const = \frac{\lambda_f}{\rho.c_p}$$

$$A_e = \frac{F_e}{D_e}, \quad dx_e = x_E - x_P \quad (3.16)$$

$$a_P = -(a_E + a_W + a_N + a_S + a_U + a_D) \quad (3.17)$$

Et $\text{AMAX}(A, B)$ est le maximum de A et B .

Les mêmes équations (3.14 - 3.17) sont applicables à la phase solide, sauf que la vitesse sera nulle pour les nœuds situés dans le solide.

Le schéma numérique envisagé pour cette approche est le suivant:

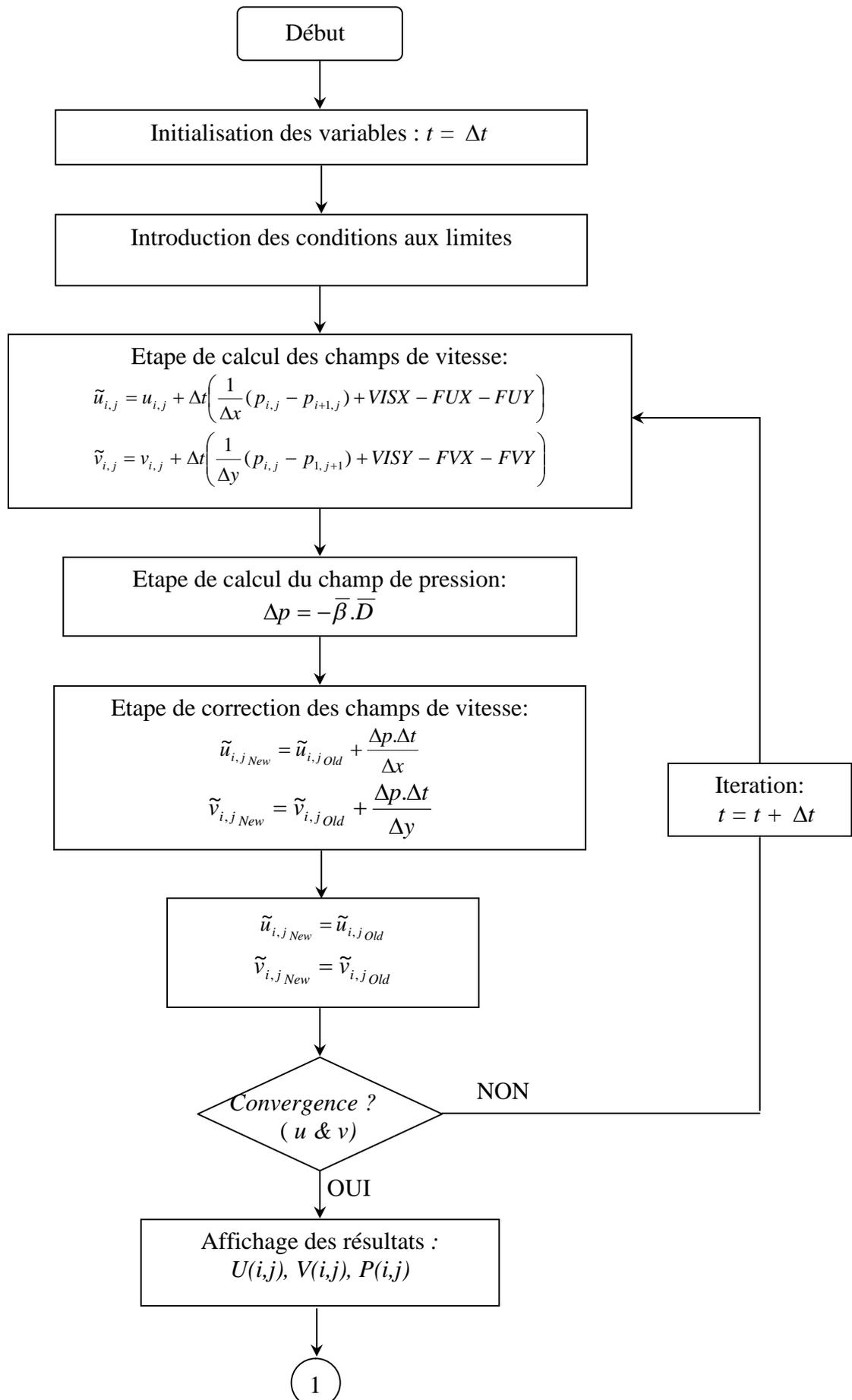


Figure 3.2 (a): Organigramme de l'algorithme numérique, (première approche).

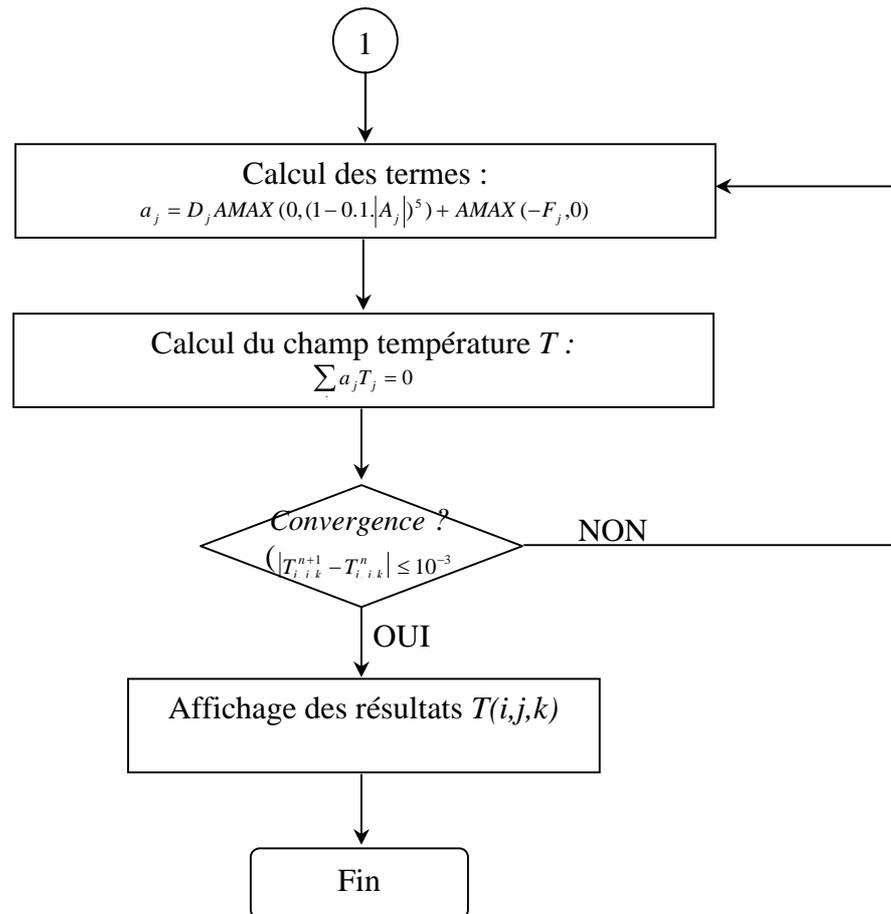


Figure 3.2 (b): *Organigramme de l'algorithme numérique, (première approche).*

3.2.1.3 Critère de convergence

Le processus de convergence dépend principalement du type et du raffinement du maillage utilisé, ainsi que la précision requise. Un critère de convergence (ε) est fixé à 10^{-2} pour la vitesse et à 10^{-3} pour la température. Le processus de calcul est itératif et le calcul ne s'arrête que lorsque la précision fixée (ε) est atteinte. C'est-à-dire :

$$|u_{i,j}^{n+1} - u_{i,j}^n| \leq 10^{-2}$$

$$|v_{i,j}^{n+1} - v_{i,j}^n| \leq 10^{-2}$$

$$|T_{i,j,k}^{n+1} - T_{i,j,k}^n| \leq 10^{-3}$$

3.2.2 Deuxième approche

Ce modèle conjugué de transfert thermique peut être simplifié en assumant un coefficient d'échange convectif moyen " h " autour du domaine d'écoulement du radiateur qui traduit de manière empirique les échanges de chaleur de l'intérieur avec l'extérieur.

Ce terme h peut être considéré comme le terme fondamental de la thermique. Il permet de simplifier l'extérieur, et de ne résoudre l'équation de la chaleur qu'à l'intérieur du domaine.

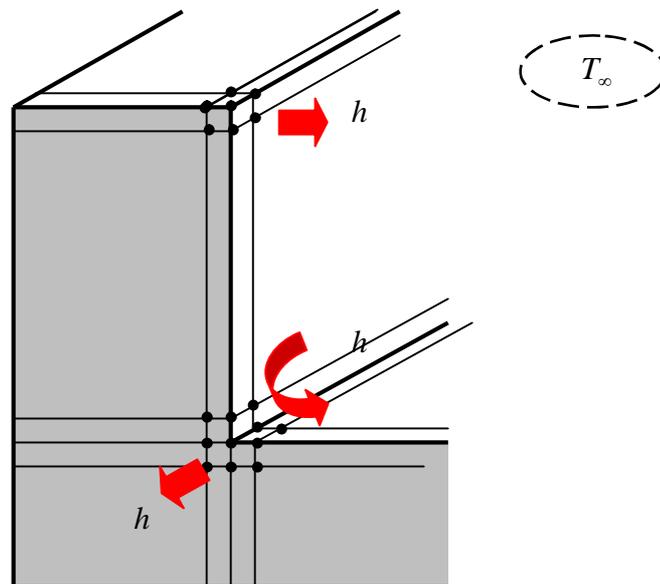


Figure 3.3 : Coefficient de transfert de chaleur pour la modélisation du refroidissement au niveau du radiateur.

3.2.2.1 Description de la méthode de résolution

Un schéma numérique de différences finies est employé pour la discrétisation de l'équation de l'énergie. Le schéma numérique envisagé pour cette approche est le suivant:

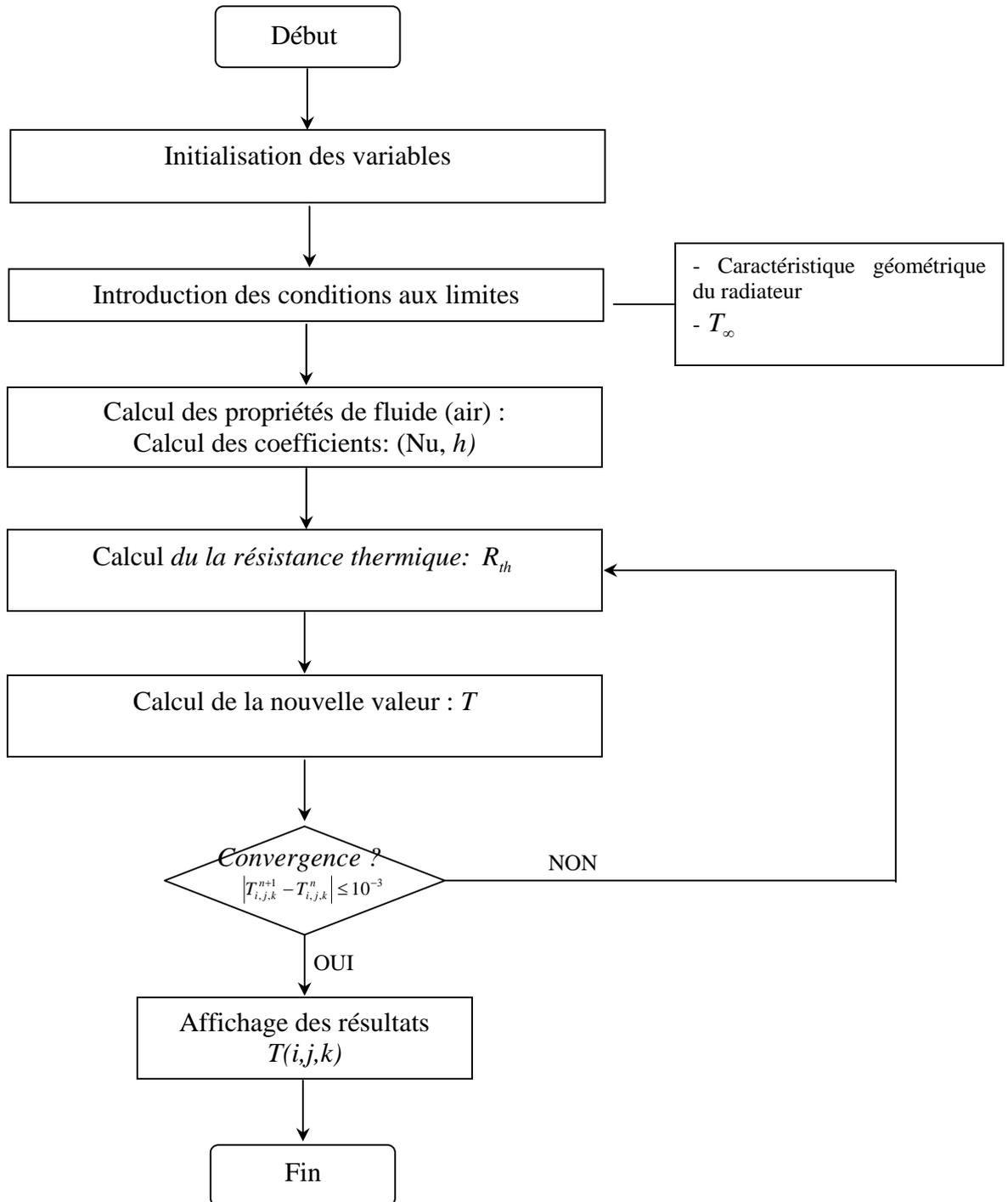


Figure 3.4 : Organigramme de l'algorithme numérique, (Deuxième approche).

3.2.2.2 Maillage

Un maillage uniforme est utilisé le long des directions de la largeur, la longueur et la hauteur du radiateur. Des simulations avec différentes grilles ((33×21×16), (40×82×9), (66×41×36) $x \times y \times z$) plus raffinées sont employée pour tester l'indépendance de la solution du maillage (voir Fig. 3.5 et Fig. 3.6).

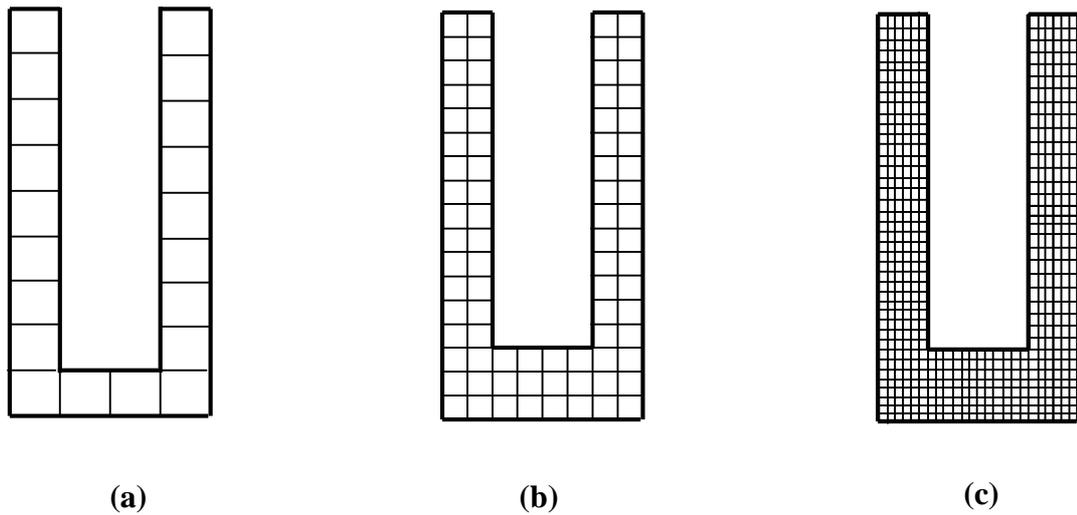


Figure 3.5 : Différents maillages possibles pour le radiateur à mini-canaux.

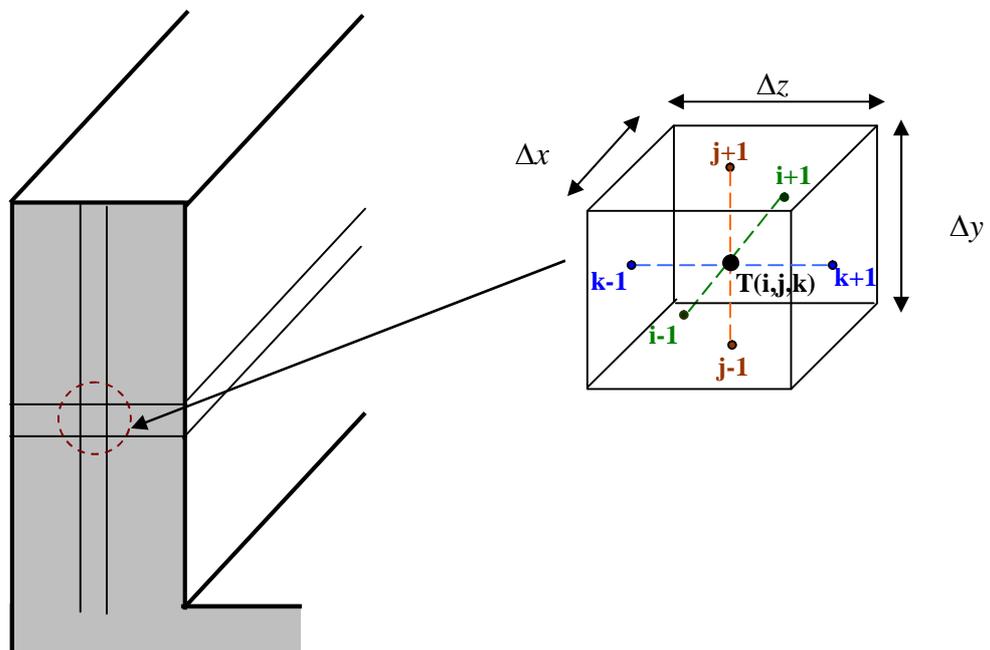


Figure 3.6 : Maillage par différences finies du modèle en 3D.

3.2.2.3 Discrétisation des équations

Les équations sont discrétisées sur un maillage uniforme en utilisant la méthode des différences finies. Une équation est formulée pour chaque nœud et l'ensemble des équations est résolu pour les températures dans tout le solide. En formulant les équations nous pourrions aussi bien employer le concept de résistance pour décrire le transfert thermique entre les nœuds [42, 43].

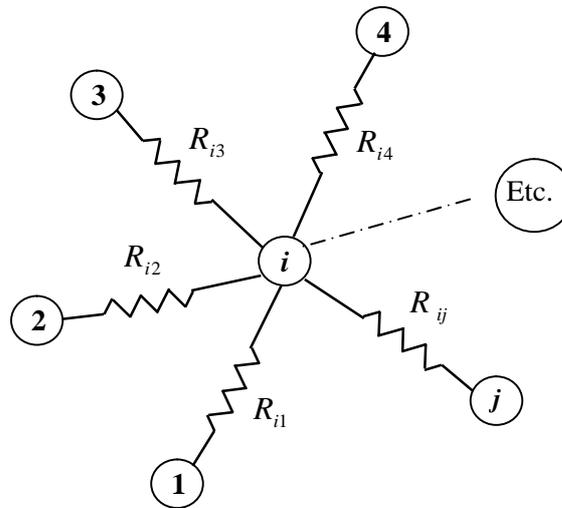


Figure 3.7 : La conduction en un nœud [42].

En indiquant notre nœud d'intérêt avec l'indice (i) souscrit et des nœuds contigus avec l'indice (j), nous avons la situation générale d'un nœud en conduction représentée sur la figure ci-dessus (Fig. 3.7). A l'état d'équilibre, la chaleur nette entrant dans le nœud (i) doit être nulle, soit :

$$q_i + \sum_j \frac{T_j - T_i}{R_{ij}} = 0 \quad (3.18)$$

Où q_i représente le flux apporté à l'élément de volume en (i) par une source de chaleur interne, ou par des mécanismes autres que la conduction et la convection. La conduction et la convection sont représentées par des résistances R_{ij} .

R_{ij} Représente une résistance thermique entre deux nœuds :

$$R_{ij} = \begin{cases} \frac{\delta_{ij}}{\lambda \cdot A_{ij}} & \text{Par conduction ;} \\ \frac{1}{h_{ij} \cdot A_{ij}} & \text{Par convection;} \end{cases}$$

Avec,

δ_{ij} : est la distance franchie par la conduction entre les nœuds i et j ;

A_{ij} : est la surface normale à δ_{ij} ;

L'avantage d'une telle méthode est d'aboutir à un système d'équations algébriques que l'on peut écrire sous forme matricielle. Par la suite, la résolution s'effectue par la méthode itérative de Gauss-Seidel. On effectue des itérations successives consistant à remplacer la valeur de la température en chaque nœud du maillage par la valeur calculée par l'équation aux différences finies qui lui est associée.

D'après l'équation (3.18), la température recherchée d'un nœud interne, voir Fig. 3.8, est généralement donnée par [43] :

$$T_{i,j,k} = \frac{q_{i,j,k} + \frac{T_{i-1,j,k}}{R_{i-1,j,k}} + \frac{T_{i+1,j,k}}{R_{i+1,j,k}} + \frac{T_{i,j-1,k}}{R_{i,j-1,k}} + \frac{T_{i,j+1,k}}{R_{i,j+1,k}} + \frac{T_{i,j,k-1}}{R_{i,j,k-1}} + \frac{T_{i,j,k+1}}{R_{i,j,k+1}}}{\frac{1}{R_{i-1,j,k}} + \frac{1}{R_{i+1,j,k}} + \frac{1}{R_{i,j-1,k}} + \frac{1}{R_{i,j+1,k}} + \frac{1}{R_{i,j,k-1}} + \frac{1}{R_{i,j,k+1}}} \quad (3.19)$$

$$R_{i+1,j,k} = \frac{\Delta x}{\lambda_s \cdot \Delta y \cdot \Delta z} ; \quad R_{i-1,j,k} = \frac{\Delta x}{\lambda_s \cdot \Delta y \cdot \Delta z}$$

$$R_{i,j+1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \Delta x \cdot \Delta z} ; \quad R_{i,j-1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \Delta x \cdot \Delta z}$$

$$R_{i,j,k+1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \Delta x \cdot \Delta y} ; \quad R_{i,j,k-1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \Delta x \cdot \Delta y}$$

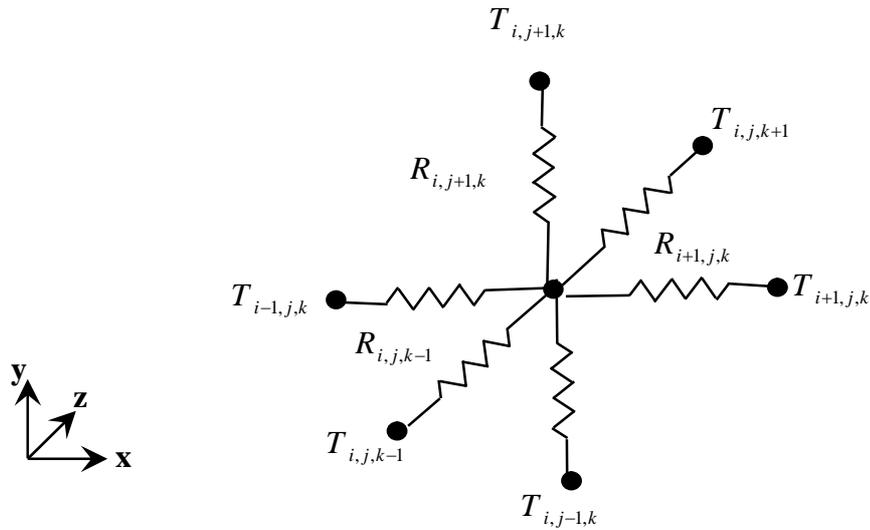


Figure 3.8 : Résistance thermique reliée au nœud (i, j, k) [43].

Pour un nœud avec condition de convection en surface, voir Fig. 3.9, les résistances thermiques peuvent être données comme suit [43] :

$$R_{i+1,j,k} = \frac{1}{h \cdot \Delta y \cdot \Delta z} ; \quad R_{i-1,j,k} = \frac{\Delta x}{\lambda_s \cdot \Delta y \cdot \Delta z}$$

$$R_{i,j+1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta z} ; \quad R_{i,j-1,k} = \frac{\Delta y}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta z}$$

$$R_{i,j,k+1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta y} ; \quad R_{i,j,k-1} = \frac{\Delta z}{\lambda_s \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \Delta y}$$

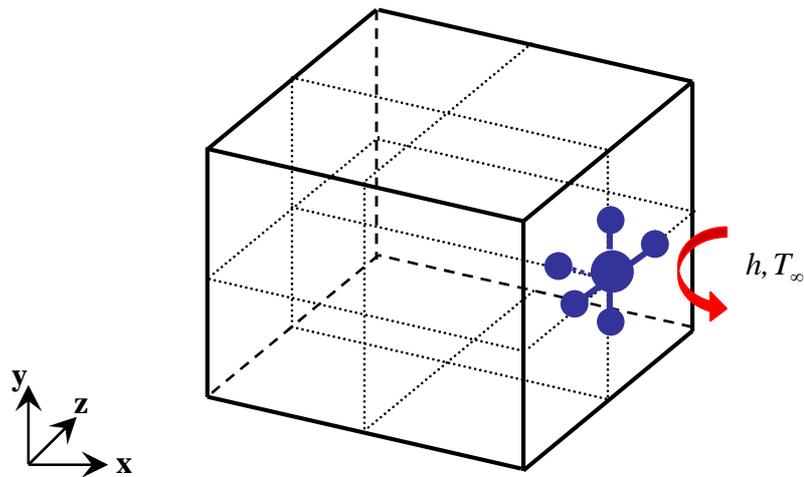


Figure 3.9: Nœud avec condition de convection en surface [43].

Il convient de noter que dans cette approche, la température de refroidissement de la structure est représentée par la température ambiante T_∞ , seulement, et que la distribution de la température de la structure de refroidissement (fluide) n'est pas résolue à ce stade.

Les termes de conductivités ont été discrétisés en utilisant un schéma de différence de premier ordre upwind et de second ordre.

3.2.2.4 Critères de convergence

Une tolérance de convergence de 10^{-3} est choisie pour la température.

3.3 Mise en œuvre et implémentation

Un code de calcul est développé, utilisant le langage de programmation C⁺⁺. Le code numérique développé emploie la méthode des différences finies pour la solution utilisant les variables primitives ; U, V, P et T.

Le code élaboré, permet de déterminer les distributions les champs de vitesse, de pression aux niveaux des mini-canaux ainsi que la distribution de températures à travers le radiateur.

Le coefficient de transfert de chaleur convectif, la température ambiante, le flux de la chaleur et les propriétés du matériau, telles que la conductivité thermique, sont employés comme ensemble de paramètres pour le programme.

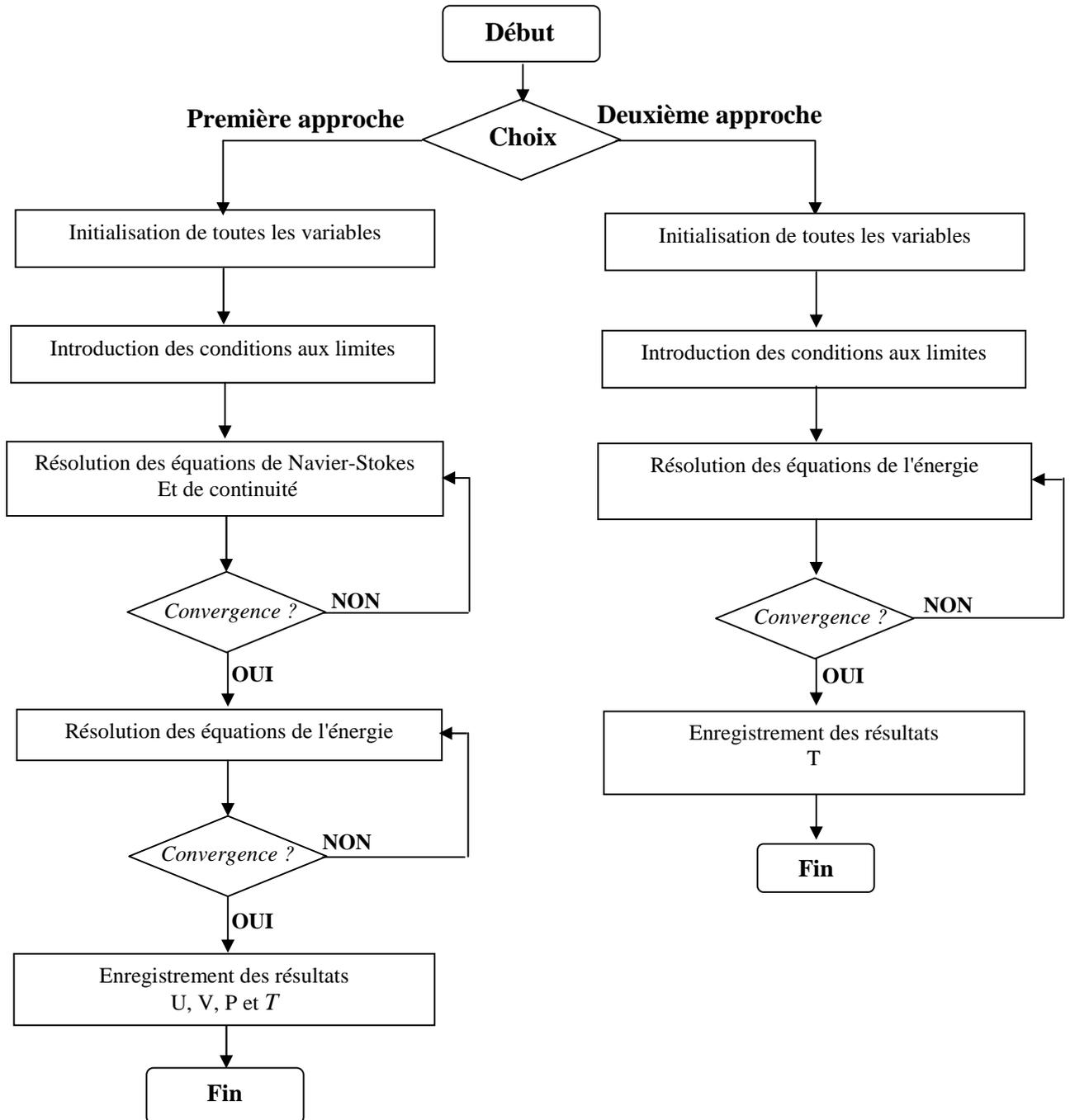


Figure 3.10 : Organigramme de code développé.

3.4 Modélisation numérique hydrodynamique par CFD

Nous avons mené par l'exploitation d'un code CFD (Computational Fluid Dynamics) commercial disponible **FLUENT 6.3**, afin d'obtenir la distribution de la vitesse et de la pression pour notre modèle. Fluent est un logiciel informatique destiné à la modélisation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur [44].

FLUENT s'utilise à travers une interface graphique. Un utilisateur expérimenté peut adapter et augmenter ses besoins d'interface en implémentant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes [14]:

- ✓ Ecoulement 2D ou 3D;
- ✓ Etats permanents ou transitoires;
- ✓ Ecoulement incompressible ou compressible incluant toute vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques);
- ✓ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents;
- ✓ Ecoulement Newtonien ou non;
- ✓ Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif ;
- ✓ Ecoulements avec changements de phases ;
- ✓ Ecoulement en milieu poreux.

Solver	Segregated
Space	2 dimensions model
Formulation	Implicit
Turbulence modele	Laminar
Time	Steady state

Tableau 3.1 : Ensemble de paramètres et de données du model numérique Fluent.

3.4.1 Méthode numérique

Le code de calcul **FLUENT** emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation. Cette méthode consiste à discrétiser les équations différentielles puis à les intégrer dans un volume de contrôle (Fig. 3.11). La méthode des volumes finis est caractérisée

par son avantage à satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans tous les volumes finis, ainsi, dans tout le domaine de calcul.

En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle, **FLUENT** passe par les étapes suivantes [14] :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille de calcul;
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, (les inconnues), telles que les vitesses, pression, température...;
- Linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équations linéaires résultant, pour pouvoir mettre à jour les valeurs des variables dépendantes (inconnues).

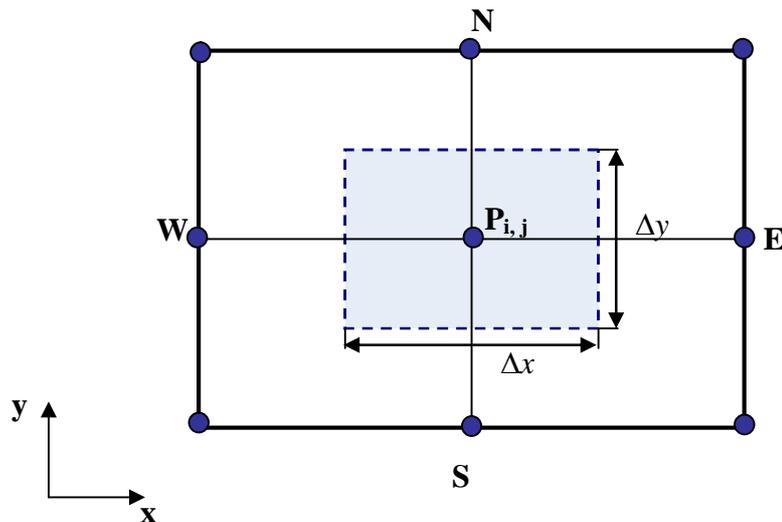


Figure 3.11 : *Volume de contrôle bidimensionnel* [40].

Pour un nœud principal $P(i, j)$, les points E et W (E= Est, W=Ouest) sont des points dans la direction x, tandis que N et S (N= Nord, S= Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, et, n et s , dans la direction y.

3.4.2 Maillage sous FLUENT

La première étape du procédé de résolution exige un logiciel de modélisation de la géométrie et un générateur de géométrie. Le logiciel **Gambit 2.3** de la compagnie Fluent a été utilisé, le logiciel Gambit permet de construire et de mailler le modèle géométriquement.

Le maillage est construit par le biais du logiciel de génération automatique de maillages Gambit. L'opération consiste à créer la structure grossière par l'entrée des coordonnées des différents points (x, y) en 2D, les arrêts puis la surface qui sera délimitée par les arrêts.

Le maillage utilisé pour un seul canal est représenté dans la figure 3.12. Le maillage adopté est un maillage non structuré, à éléments quadrilatères. Un raffinement est employé près des parois (gradients de vitesse importants).

Cette démarche permet un maillage très fin au voisinage de la paroi, ce qui permet de visualiser les variations avec plus de précision.

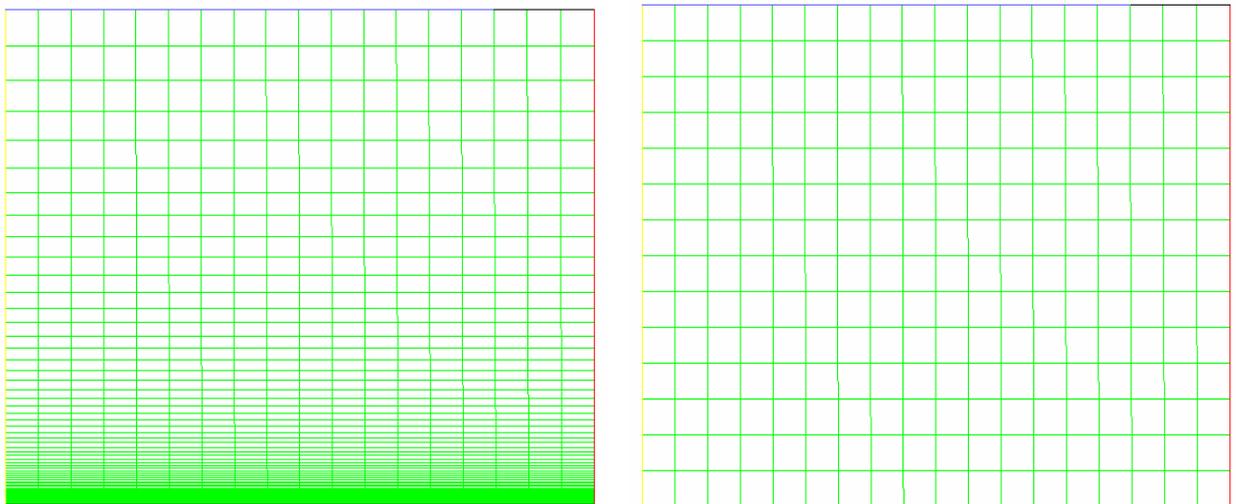


Figure 3.12 : *Différents maillages pour un canal.*

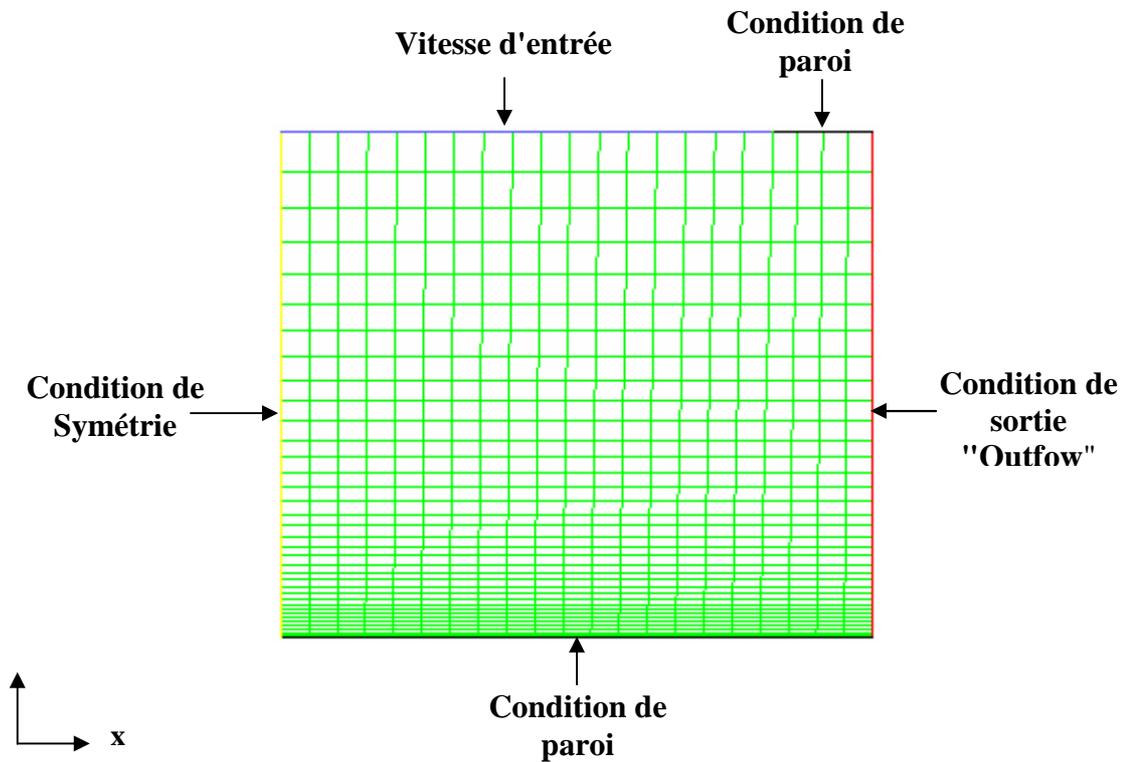


Figure 3.13 : Maillage d'un canal en 2D sous Gambit avec conditions aux limites.

Le maillage adopté pour le domaine de calcul est un maillage non uniforme à éléments quadrilatères. Les conditions aux limites appliquées sous Fluent, une vitesse uniforme est imposée à l'entrée. A la sortie, une condition de type « outflow » est spécifiée, car l'écoulement y est supposé établi. Le code Fluent ajuste la pression pour permettre la circulation de l'écoulement pour la vitesse choisie par l'utilisateur.

3.4.3 Critères de convergence

La convergence sous Fluent est principalement contrôlée suivant la valeur des résidus des différents paramètres de l'écoulement. Le logiciel cessera les itérations dès que tous les résidus calculés soient inférieurs à la valeur du critère de convergence fixée par l'utilisateur [14], figure 3.15. Cette valeur est à fixer selon le degré de précision désiré de la solution approchée par le code de calcul, voir Fig. 3.14.

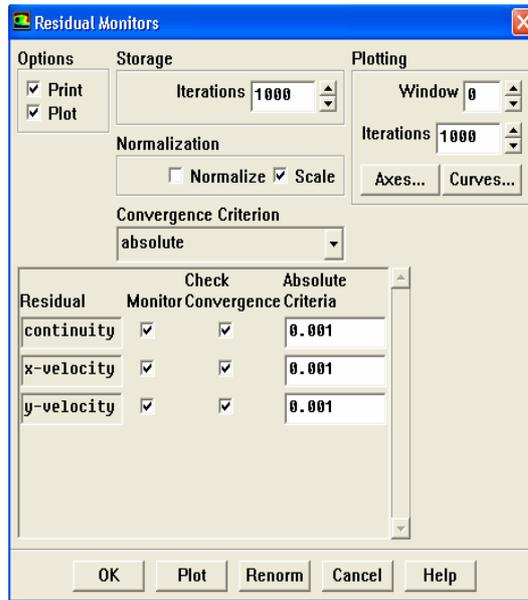


Figure 3.14 : Critères de convergence sous Fluent.

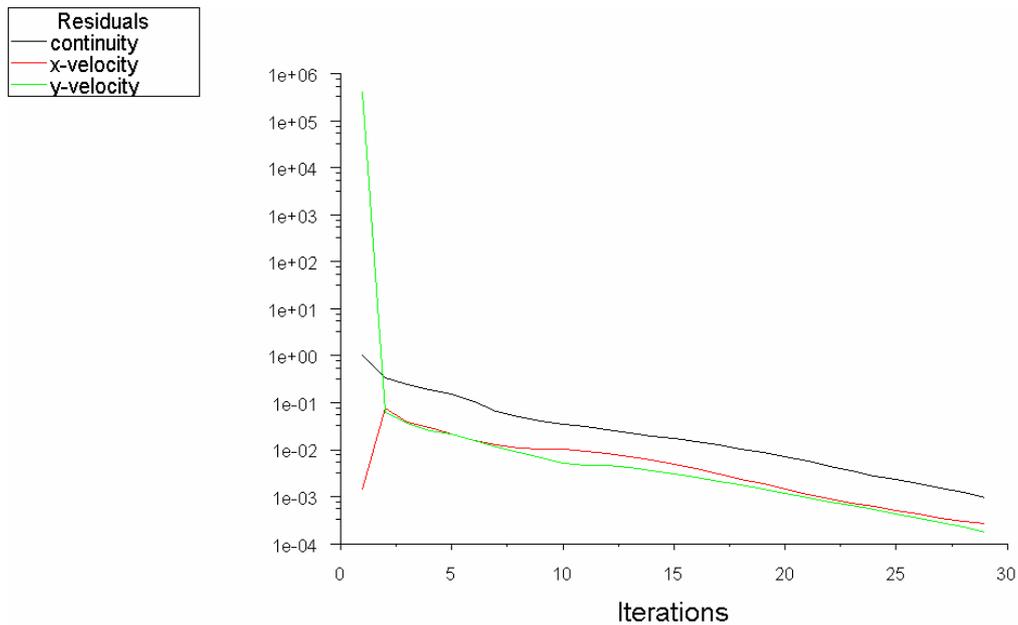


Figure 3.15 : Convergence des solutions.

Le graphique précédent (Fig. 3.15) montre que le calcul converge très rapidement en 30 itérations. Il représente les résidus portant sur la vitesse (rouge, vert) dans les deux directions et sur la masse (noir).

3.4.4 Source des erreurs dans le calcul

Il y'a toujours des erreurs avec l'analyse par CFD, la source majeure d'erreur pour l'analyse est due à la méthode numérique sélectionnée pour résoudre les équations de Navier-Stokes. Le code CFD Fluent utilise la méthode des volumes finis et la source d'erreur réside dans la discrétisation des équations de mouvement. Le deuxième type d'erreur provient des définitions des conditions aux limites. Autres erreurs peuvent être le résultat des hypothèses simplificatrices fixées préalablement.

3.5 Conclusion

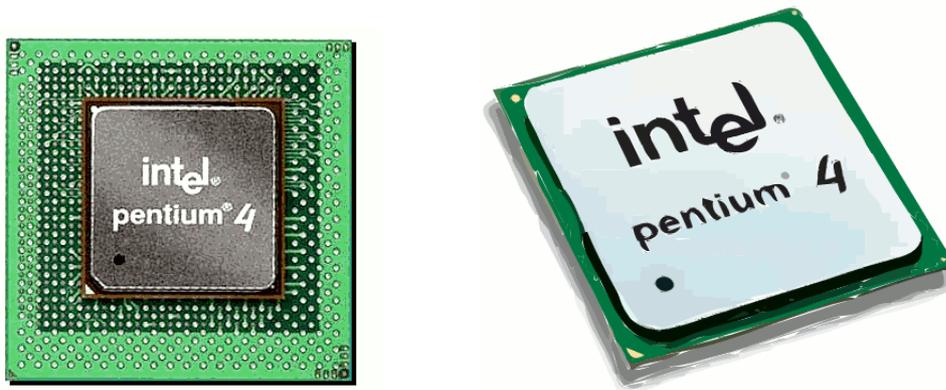
Dans ce chapitre, les techniques numériques utilisées pour résoudre les équations différentielles gouvernant le modèle sont présentées et discutées. Les résultats de simulation numériques par le code développé et par CFD sont présentés et discutés dans le chapitre suivant.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Dans ce chapitre on présentera les résultats numériques obtenus par l'analyse du transfert de chaleur par convection forcée dans un radiateur à mini-canaux, puis on procédera à leur analyse. Ainsi, une étude paramétrique sera menée sur les résultats obtenus qui seront comparées aux résultats antérieurs.

4.1 Conditions opérationnelles

Le modèle du processeur choisi pour notre étude est de type Pentium[®] 4 (Fig. 4.1) dont la vitesse est environ 3.06 GHz avec une puissance approximée à 80W, valeur convertie en flux de chaleur q'' .



*P4. 3.06 GHz, Core Voltage 1.5V, Max. Core Amp. 65.4A,
Thermal Design Power 81.8W, Max. Cover Temp. 69°C.*

Figure 4.1 : *Microprocesseur Pentium[®] 4 [46].*

La simulation est faite pour l'ensemble des données mentionnées dans le tableau 4.1, concernant la géométrie et les caractéristiques du matériau ainsi que celles du fluide sont présentées dans le deuxième chapitre.

Paramètre	Valeur	Description
V_0	5 m.s^{-1}	Vitesse de l'air délivré par le ventilateur
h	$10 \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Coefficient d'échange de chaleur par convection naturelle (cotés non ventilés), estimé [8].
h	$161 \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Coefficient d'échange de chaleur par Convection forcée, éq. (2.23 - 2.25).
T_∞	$27 \text{ }^\circ\text{C}$	Température ambiante.
Q	80 W	Puissance délivrée par le microprocesseur.
A_{Die}	$14 \times 16 \text{ mm}^2$	Surface de la matrice du CPU.
A_{CPU}	$31 \times 31 \text{ mm}^2$	Surface du CPU.

Tableau 4.1 : Paramètres opérationnels du modèle d'étude.

Les échanges de chaleur fluide/solide sont caractérisés par un coefficient de transfert de chaleur " h " moyen qui traduit de manière empirique les échanges de chaleur par convection (fluide/solide). Il est supposé constant pour une convenance de calcul dans la deuxième approche (voir chapitre III). La valeur de h aux cotés extérieurs (non ventilés) est prise à $10 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$, valeur correspondant à la convection naturelle aux parois [8]. Par contre, ce même coefficient h au reste du radiateur, est calculé par une corrélation de convection forcée appropriée, Eq. (2.23 - 2.25).

4.2 Indépendance de la solution du maillage

La seule manière d'établir l'indépendance des solutions du maillage est de faire plusieurs maillages pour voir s'il y a des différences majeures dans les résultats obtenus. Pour ce faire, plusieurs maillages sont faits afin de chercher la limite de l'indépendance de la solution par rapport au raffinement du maillage. Après chaque simulation, on contrôle l'un des

paramètres qui nous intéresse le plus, la vitesse par exemple. Donc, pour chaque maillage, on trace les courbes d'évolution ou de variation du paramètre choisi et on vérifie s'il continue à changer.

L'indépendance des solutions du maillage sous Fluent est faite par l'utilisation d'un modèle avec un maillage raffiné pour voir s'il y a des différences majeures dans les quantités scalaires et dans les vecteurs avec un maillage uniforme, voir figure 4.2.

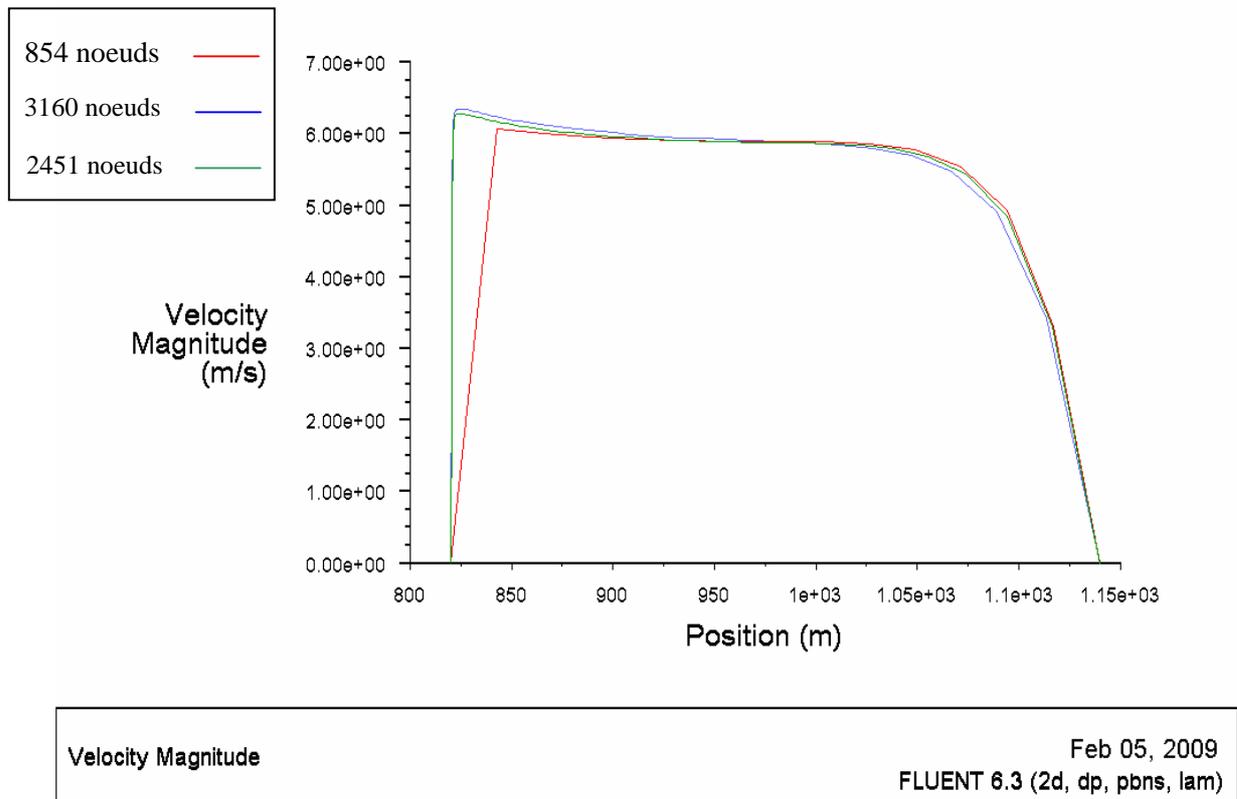


Figure 4.2 : Indépendance de la vitesse vis-à-vis de plusieurs maillages, [CFD Fluent].

Les caractéristiques des maillages employés dans l'étude sont représentées dans le tableau 4.2 suivant :

	Domaine de calcul	Méthode	Type de maillage	Taille du maillage
Première approche	Radiateur, figure 2.5	Différences finies	Uniforme	41 × 36 × 66 (x-y-z)
Deuxième approche	Radiateur, figure 2.5	Différences finies	Uniforme	41 × 36 × 66 (x-y-z)
CFD Fluent	Demi-canal	Volumes finies	Nom uniforme	2451 noeuds

Tableau 4.2 : *Caractéristiques des maillages employés dans la simulation.*

4.3 Résultats et discussions

Une série de simulations numériques (code développé, CFD) a été conduite sur le modèle défini, afin de le valider par les résultats disponibles dans la littérature.

4.3.1 Résultats hydrodynamiques

Les paramètres hydrauliques comprenant les profils de vitesse, la distribution de pression statique et celle de la pression dynamique au niveau du canal du radiateur, sont analysés et présentés schématiquement.

4.3.1.1 La pression

Nous devons calculer la différence de pression Δp à travers le canal d'écoulement, puisque sans une pression suffisante, nous ne pourrions pas assurer la circulation de l'air à travers les ailettes du radiateur.

L'air dans la présente configuration entre par le centre du radiateur et le quitte par ces deux côtés latéraux. Il est à signaler qu'une longueur excessive des ailettes formant le canal dans le sens d'écoulement aura pour conséquence des pertes de pression supplémentaires.

La variation de la pression dynamique dans le plan X-Y est représentée par la figure 4.3. La pression dynamique est très faible au niveau de la zone de stagnation par contre à la sortie du canal elle est plus concentrée et atteint des valeurs maximales.

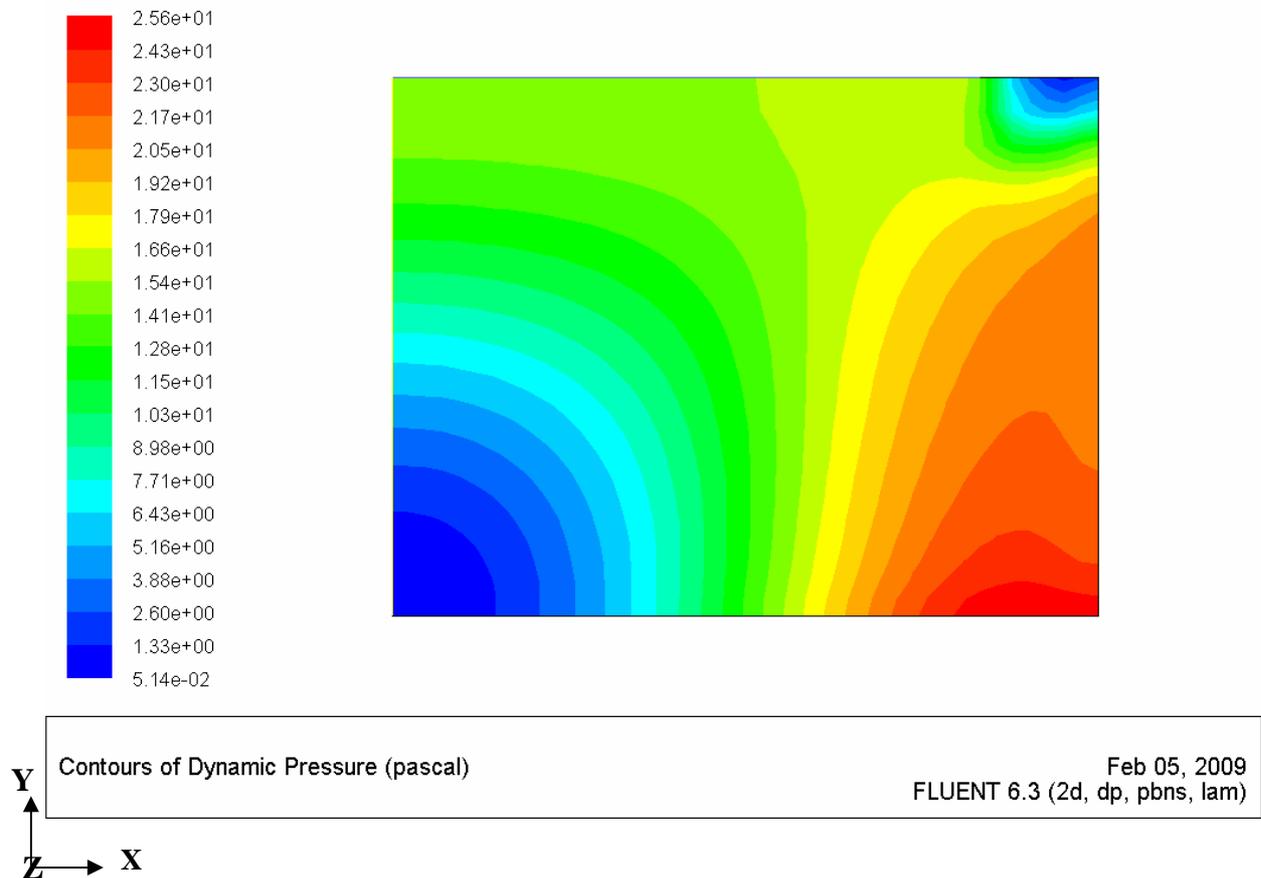


Figure 4.3 : Contours de la pression dynamique à travers le canal, [CFD Fluent].

Les figures 4.4 et 4.5 montrent la distribution de la pression statique ($p_{statique}$) à travers le canal du radiateur (plan X-Y). La pression statique augmente progressivement en allant vers le point de stagnation au centre et décroît dans le sens de la sortie de l'air. Une différence de pression statique minimale est localisée à la sortie du canal où la vitesse est la plus élevée, ceci explique que la résistance de l'écoulement est limitée au centre du radiateur, ce qui empêche un bon refroidissement autour du point de stagnation. D'après les résultats de la pression ($\Delta p = 60 \div 85$), la circulation de l'air le long du canal est efficacement assurée. Par conséquent, un bon échange thermique peut avoir lieu.

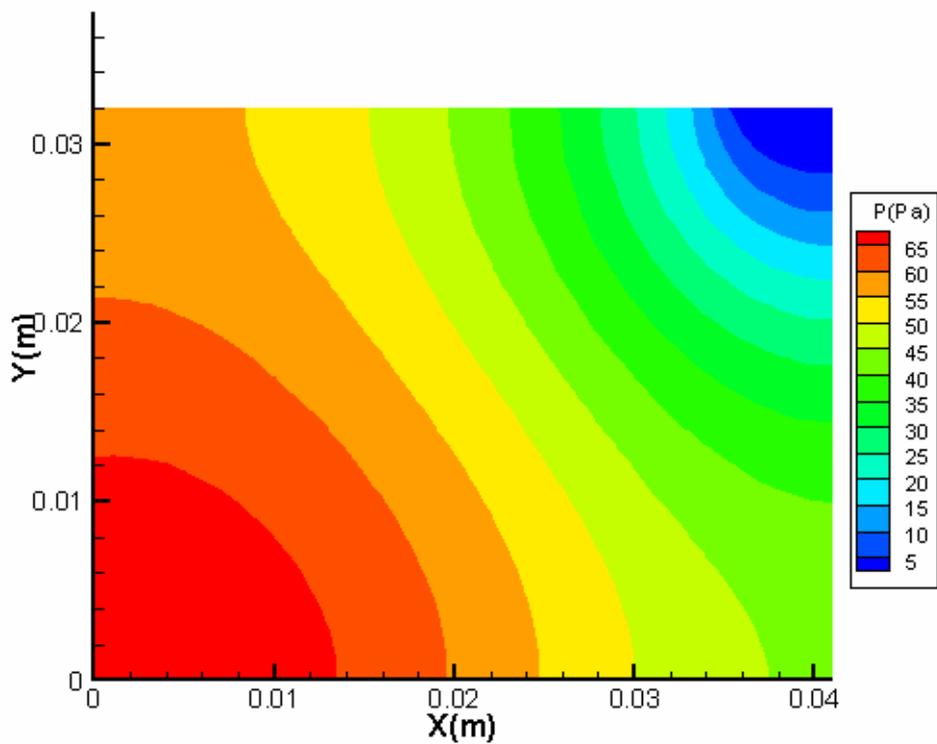
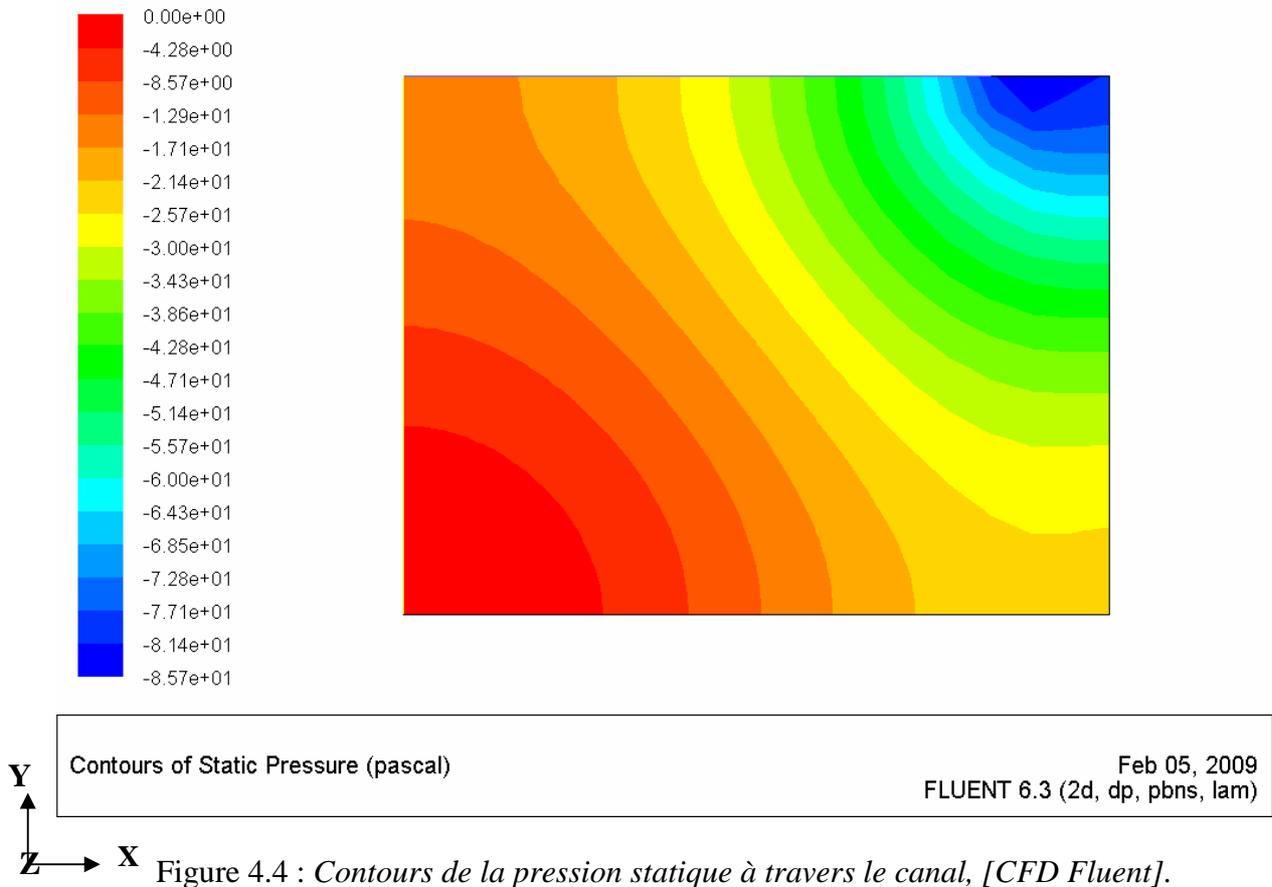


Figure 4.5 : Contours de la pression statique relative à travers le canal, [code développé].

4.3.1.2 La vitesse

L'écoulement dans le canal est un exemple de jet impactant d'air (Fig. 4.6, Fig. 4.7 et Fig. 4.8). En effet, les données indiquent que le jet heurte le centre du canal du radiateur puis se propage sur deux directions suivant l'axe ox, voir figure 4.8. Dans la direction transversale, cette structure rencontre le vortex correspondant au jet voisin dans le plan médian ($x/d = L/2$), le fluide quitte la paroi et se déplace dans le sens ox. Transversalement à la direction de propagation de la chaleur. Ce design est très efficace du fait que l'écoulement en bas du canal présente un accroissement de la vitesse près de la base du canal où les températures sont élevées et nécessite un refroidissement.

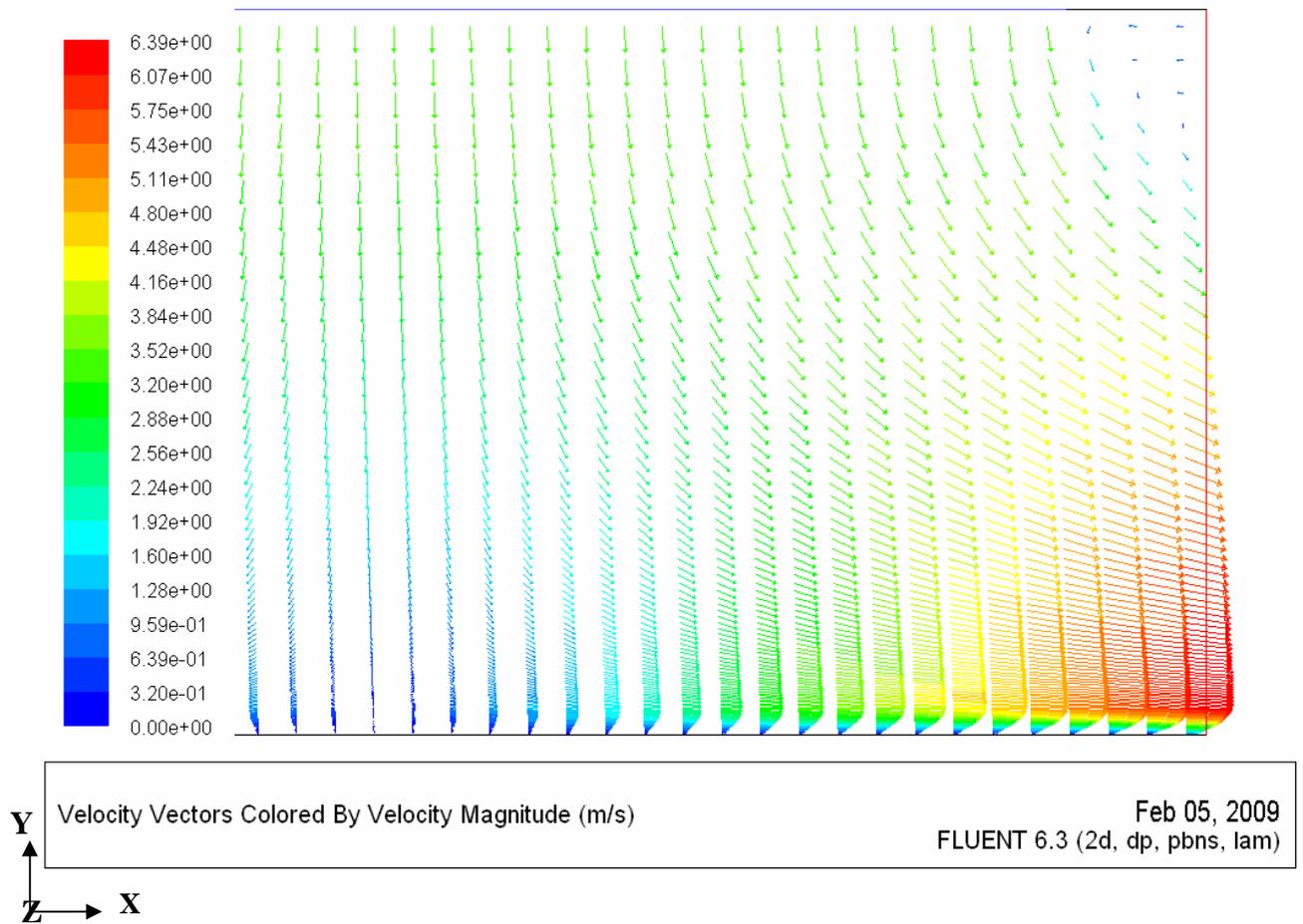


Figure 4.6 : Distribution de la vitesse au niveau du canal (plan médian), [CFD Fluent].

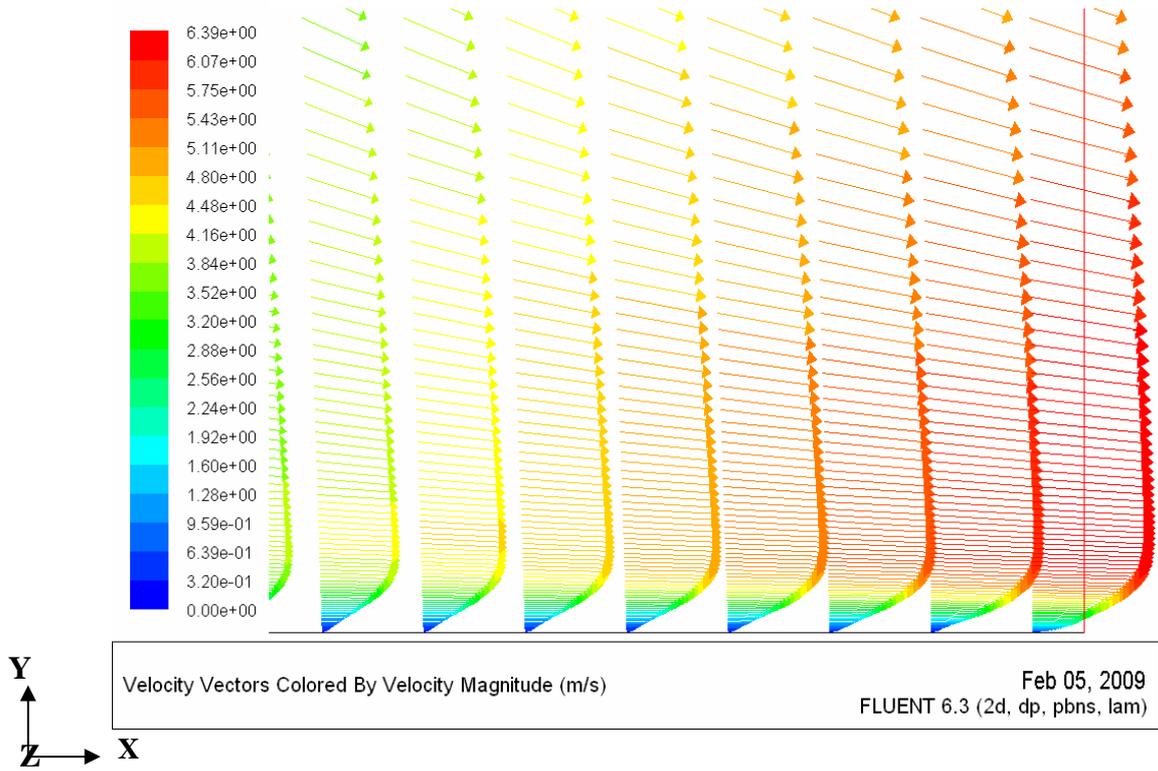


Figure 4.7: Profil de vitesse près de la paroi (base du radiateur), [CFD Fluent].

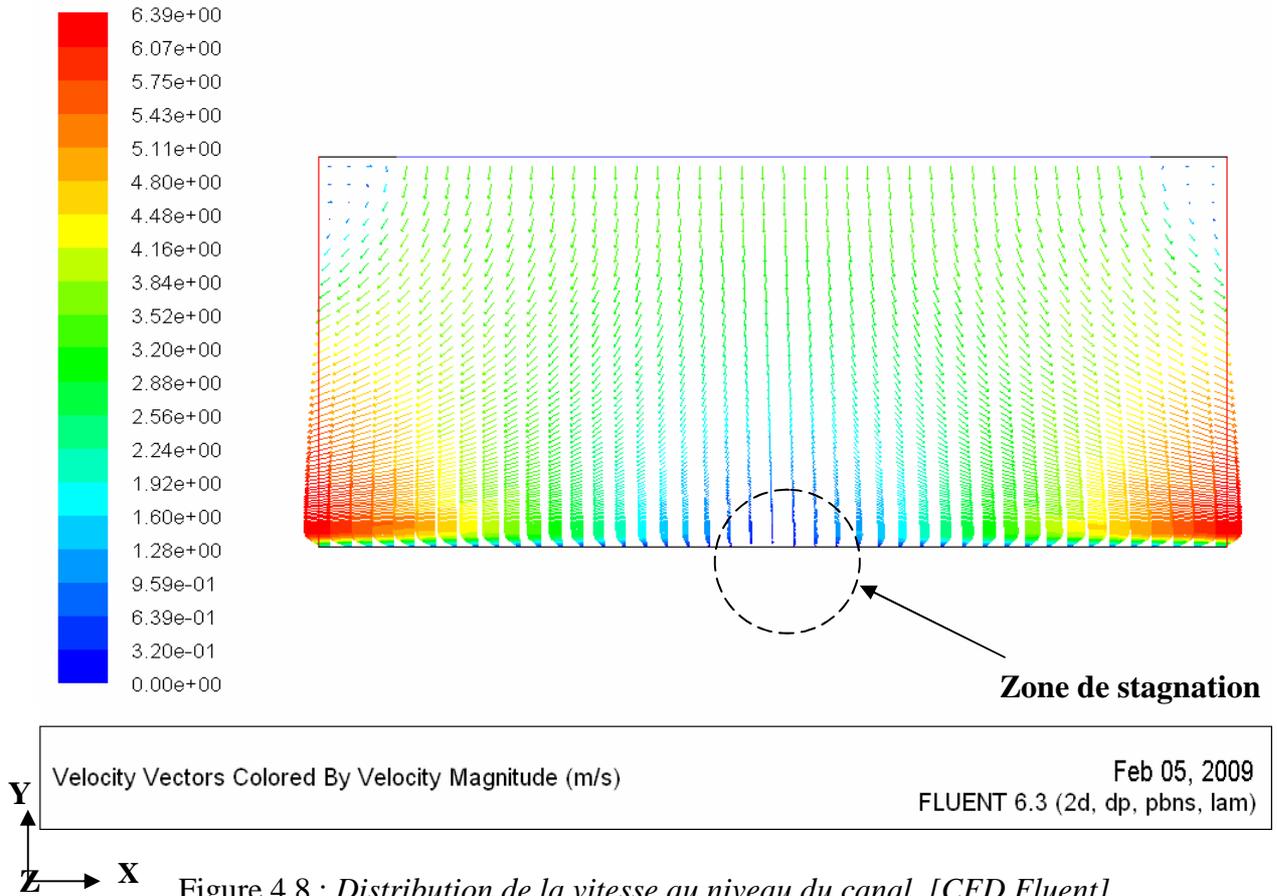


Figure 4.8 : Distribution de la vitesse au niveau du canal, [CFD Fluent].

Les figures 4.9 et 4.10 présentent le champ des vitesses moyennes au niveau du canal du radiateur. Les résultats montrent clairement que la vitesse ralentit en allant vers la base et jusqu'à un point d'arrêt au centre de la base. Ceci est dû à la grande différence de pression statique entre l'entrée et la base du radiateur. On remarque que la vitesse augmente de nouveau à la sortie inférieure du radiateur, c'est le phénomène de couche limite.

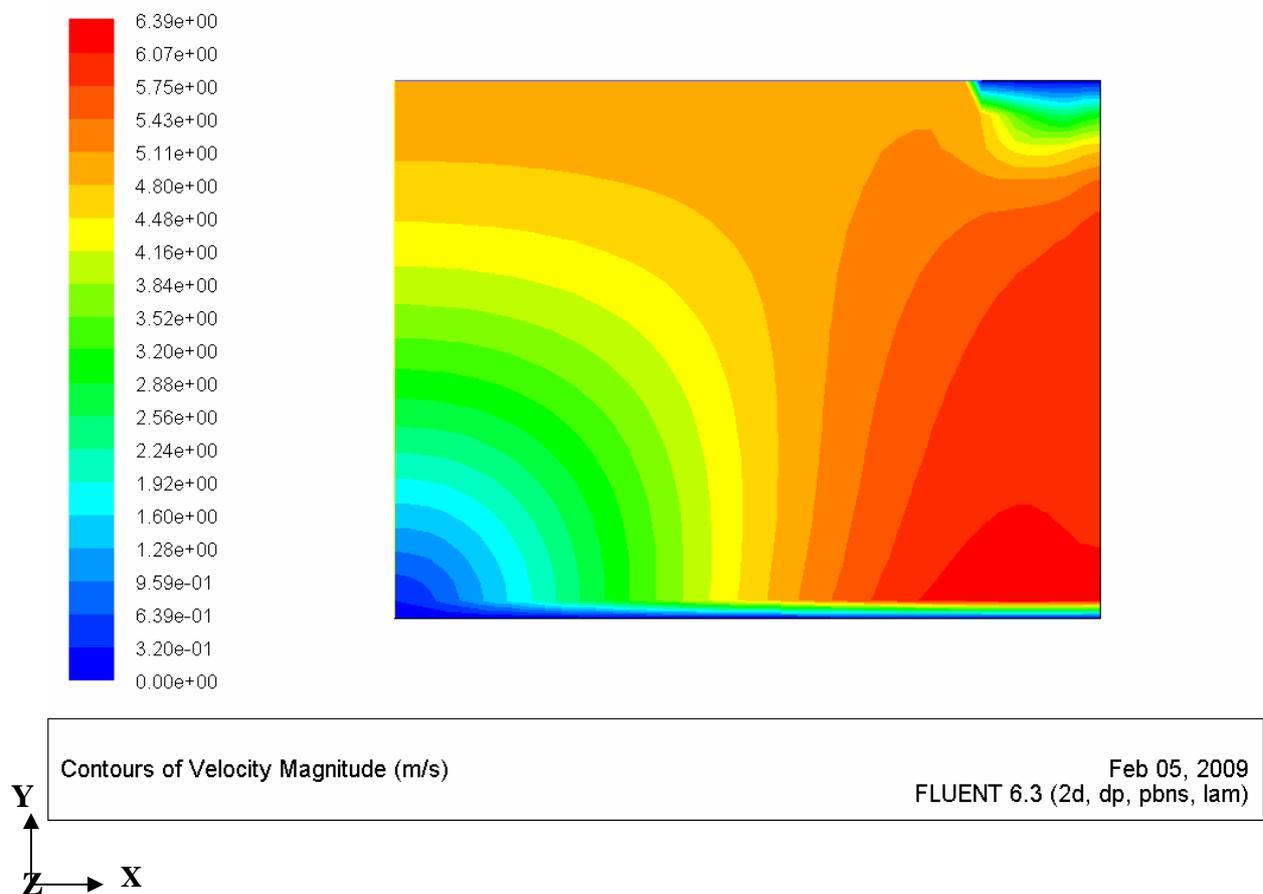


Figure 4.9 : Champs de vitesse dans le canal, [CFD Fluent].

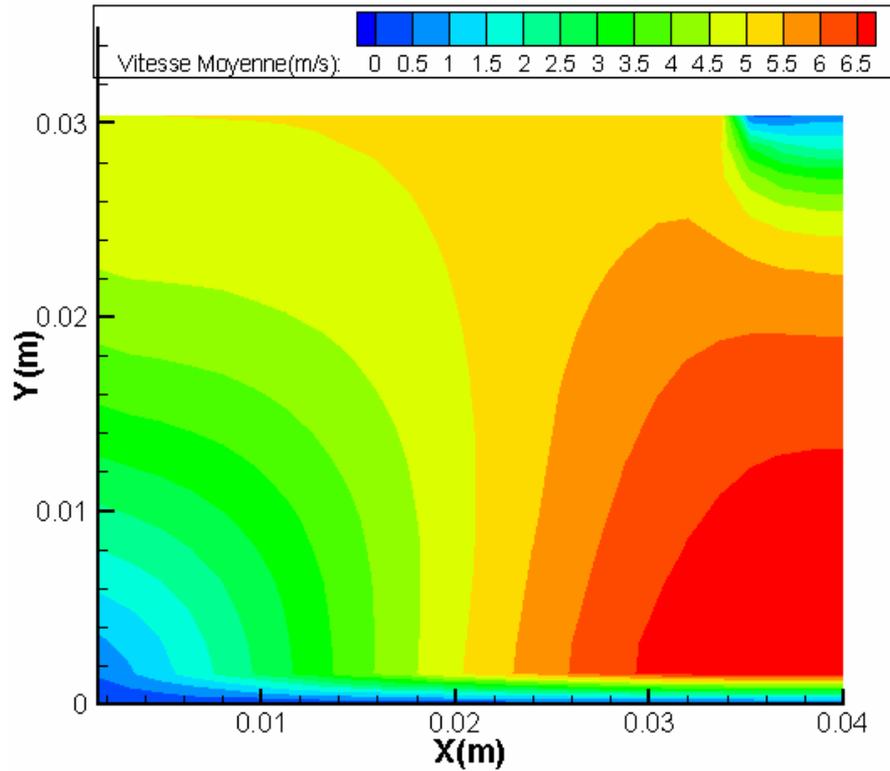
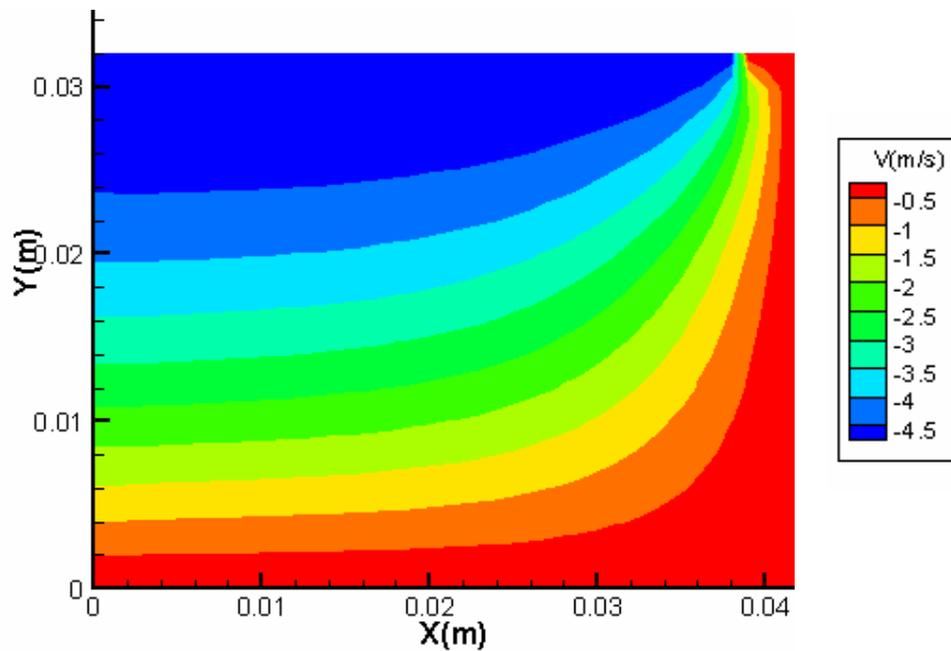
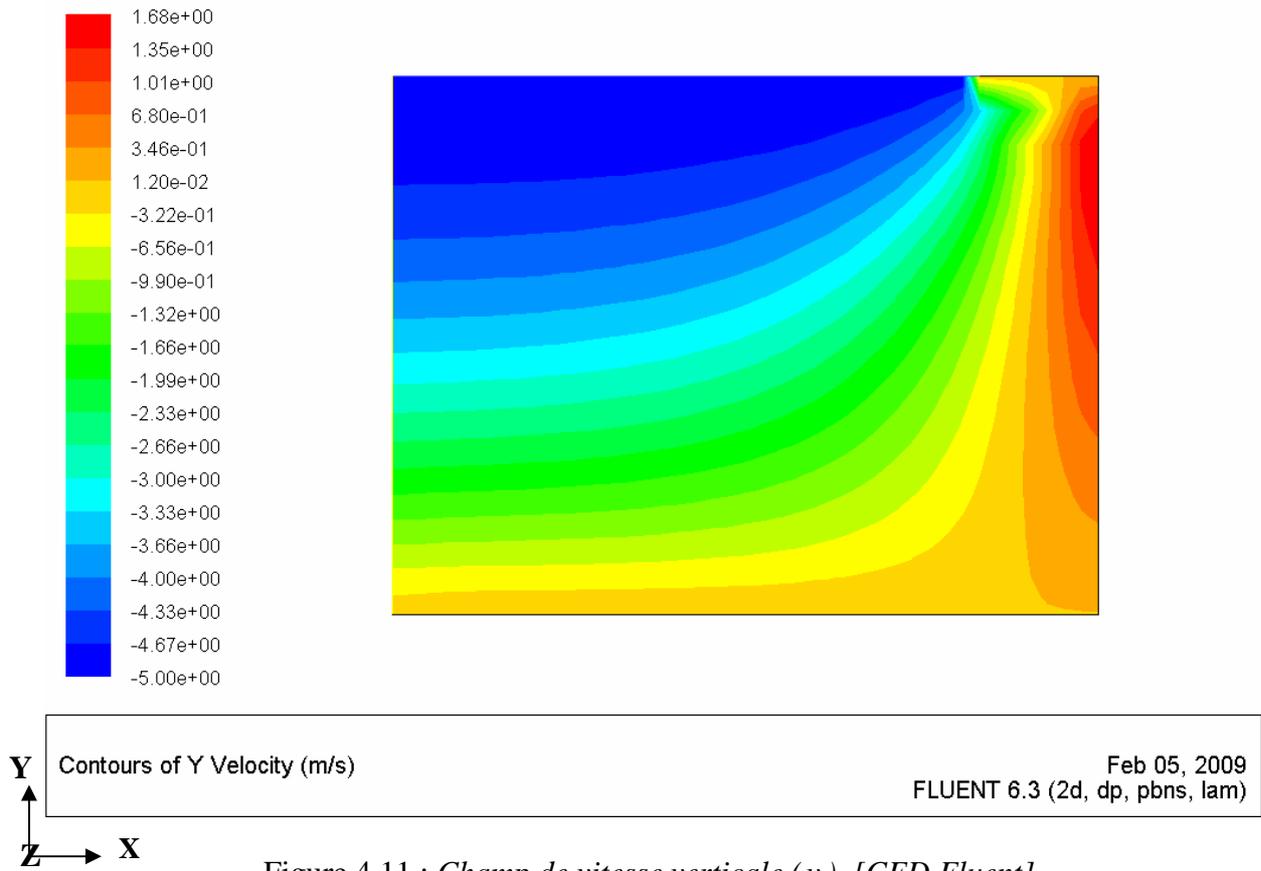


Figure 4.10 : Champs de vitesse dans le canal, [code développé].

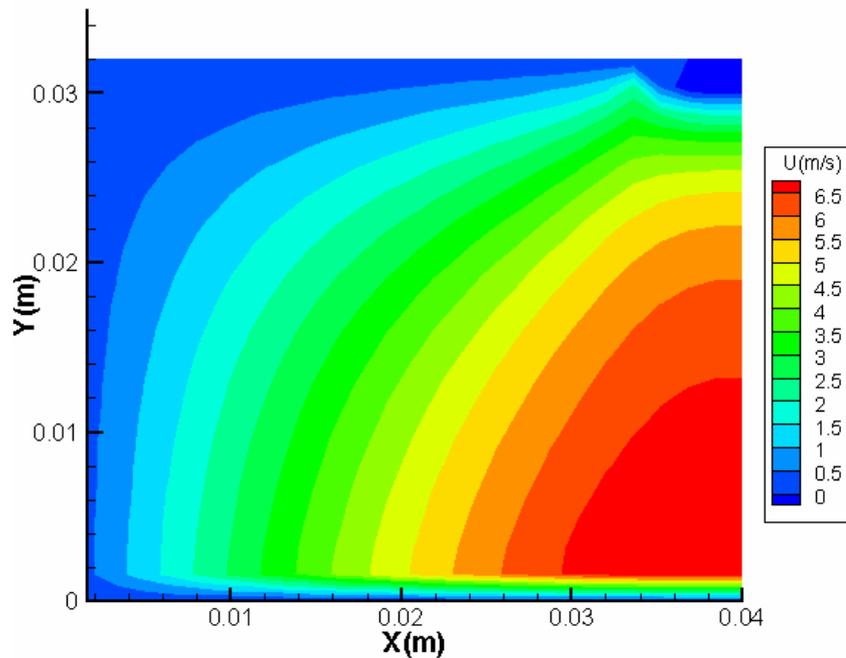
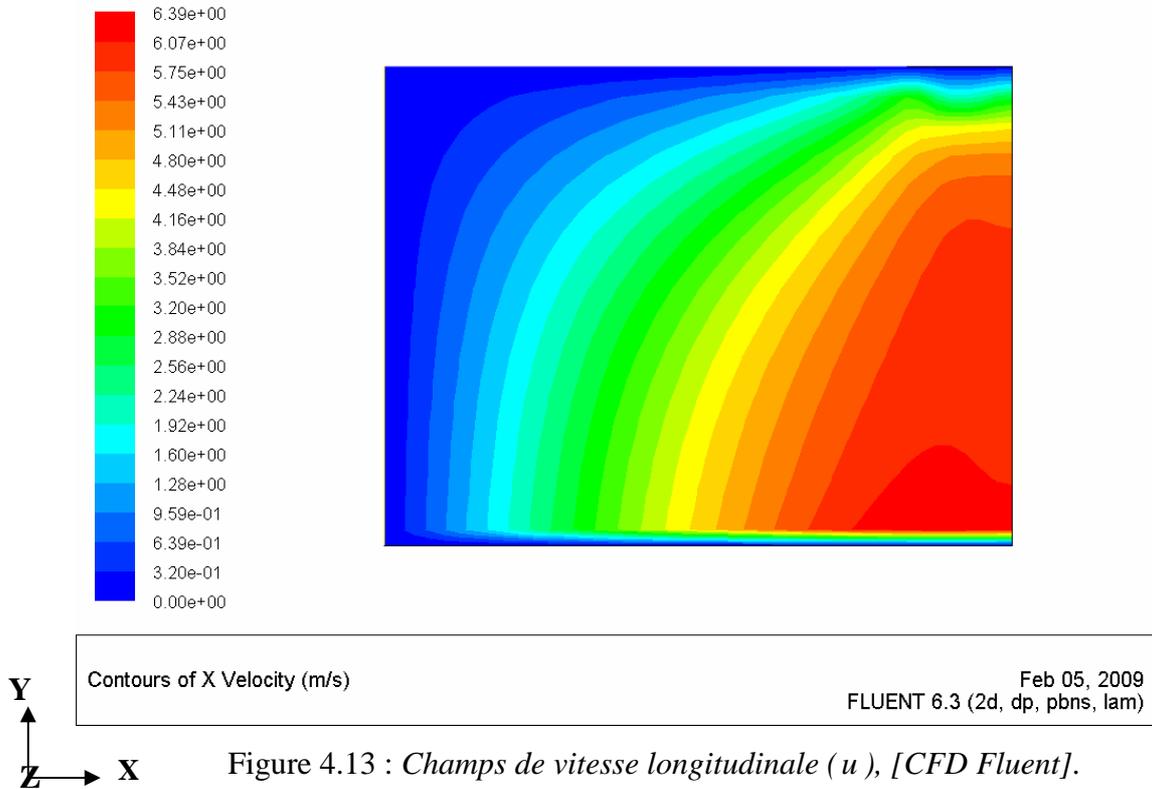
Le champ des vitesses dans le canal (Fig. 4.9, Fig. 4.10) reflète exactement celui de la pression dynamique (Fig. 4.3). Ce qui est tout a fait évident puisque la pression dynamique est proportionnelle au carré de la vitesse.

Les résultats obtenus pour ces deux paramètres suite aux simulations développées par le code et par CFD Fluent présentent un très bon accord.

La composante verticale de la vitesse est présentée dans les figures 4.11 et 4.12, on remarque que suivant l'axe du jet, les résultats montrent la décélération progressive de l'écoulement en se rapprochant de la base du canal où il y a bien une zone morte (faible vitesse) due à la collision du fluide à la paroi, ce décroissement de vitesse défavorise la dissipation de chaleur dans le sens vertical surtout près du point de stagnation.



Par ailleurs, la composante de vitesse horizontale représentée dans les figures 4.13 et 4.14 suit bien le changement de direction du jet après impact. Cette vitesse croît rapidement dans le sens de sortie du canal et atteint des valeurs plus élevées que celles à l'entrée. L'écoulement du fluide est donc accéléré, le transfert de chaleur peut être amélioré.



La figure 4.15 illustre les lignes de courant de l'écoulement au niveau du canal d'intérêt. Les lignes de courant provenant de la source sont réparties par symétrie entre les deux demi-canaux. Elles sont superposées d'une manière uniforme, ce qui reflète la laminarité de l'écoulement.

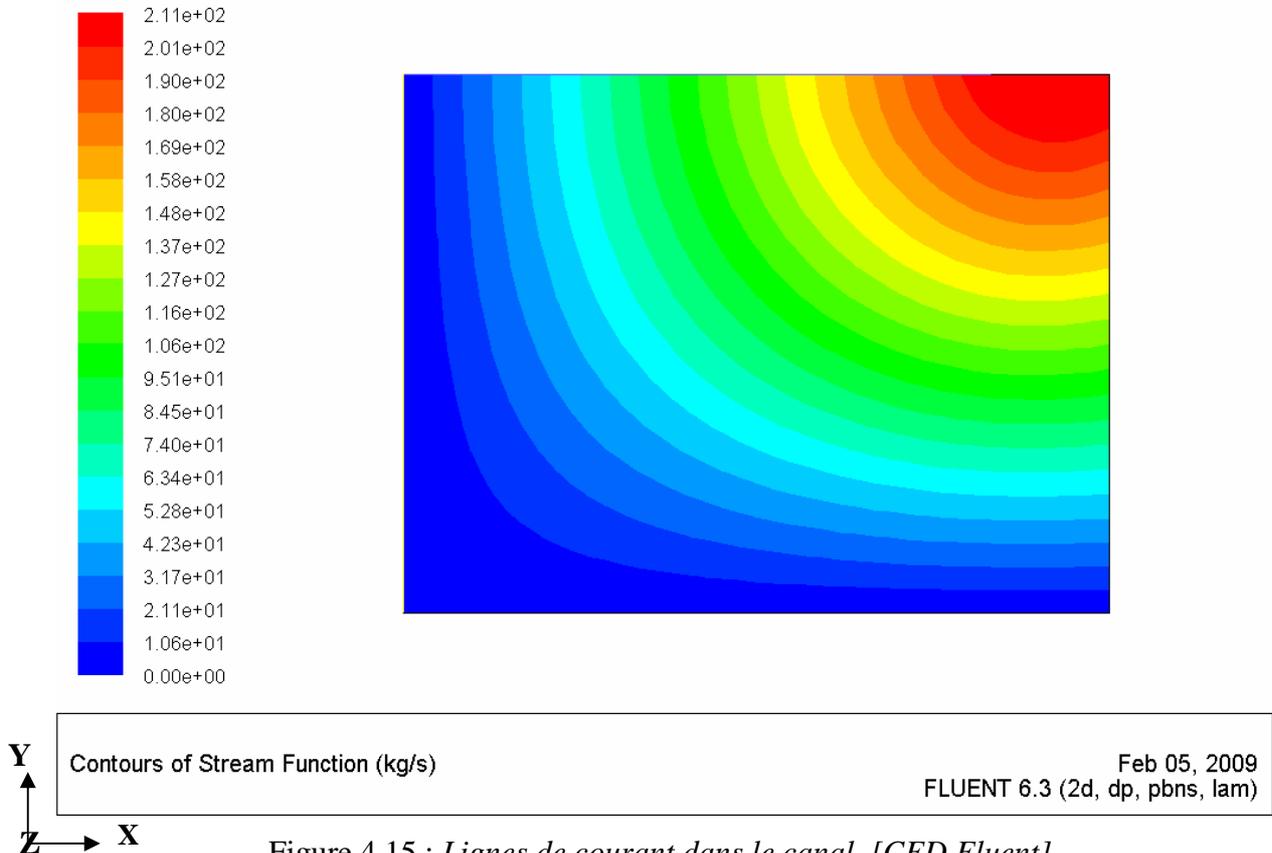


Figure 4.15 : Lignes de courant dans le canal, [CFD Fluent].

4.3.2 Résultats thermiques

Afin de montrer les caractéristiques thermiques du radiateur à mini-canaux, les distributions de température à différents niveaux sont présentées. Les résultats numériques de la distribution de température dans le radiateur à mini-canaux sont montrés dans les figures (Fig. 4.16- Fig. 4.23).

La figure 4.16 montre la distribution de température à travers la base du radiateur, les résultats sont obtenus par le code développé. Le point le plus chaud est localisé au centre de la base du radiateur, figure 4.17. Ce qui est dû d'abord à la présence de la source de chaleur à ce niveau et puis parce que le fluide refroidisseur présente la plus faible circulation à cet endroit. Ces résultats peuvent être comparés à ceux des figures 4.18 et 4.19.

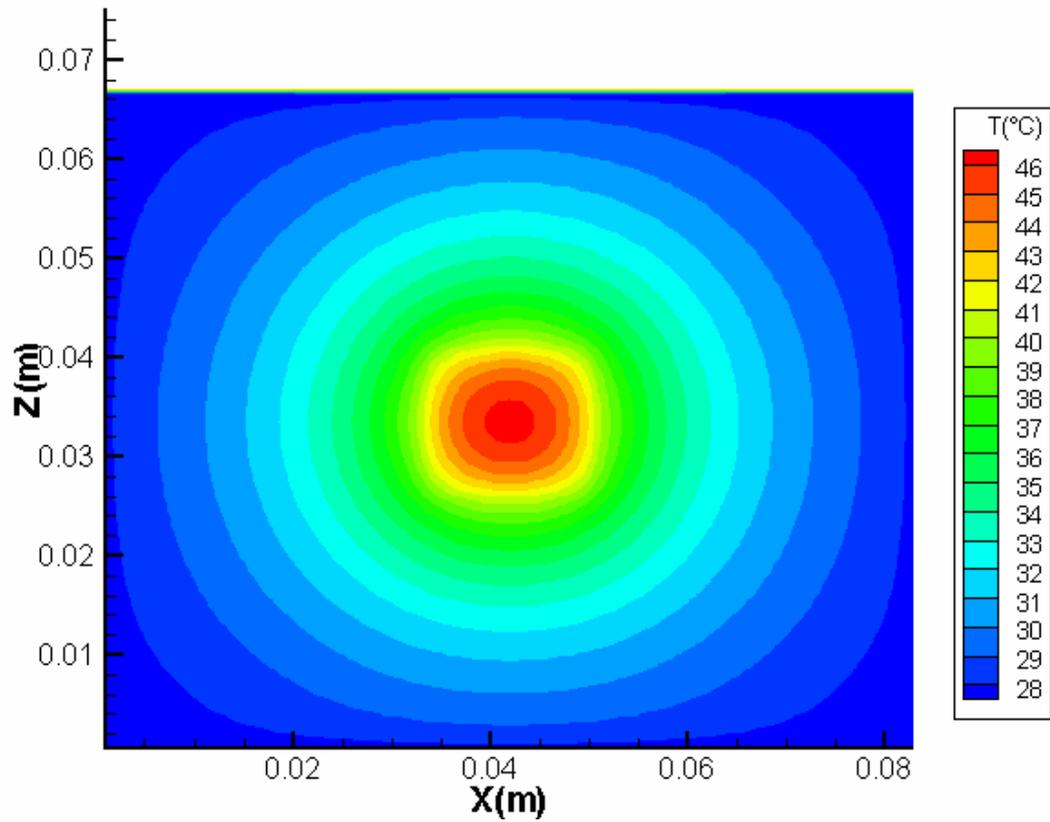


Figure 4.16 : Contours de température à la base du radiateur, [code développé].

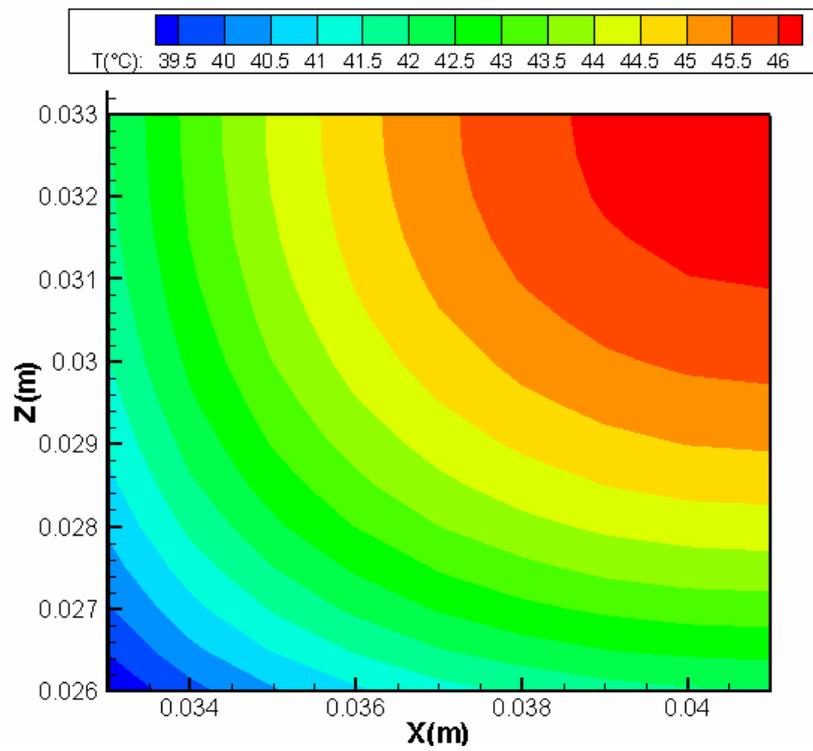


Figure 4.17 : Contours de température au niveau de la zone du processeur, [code développé].

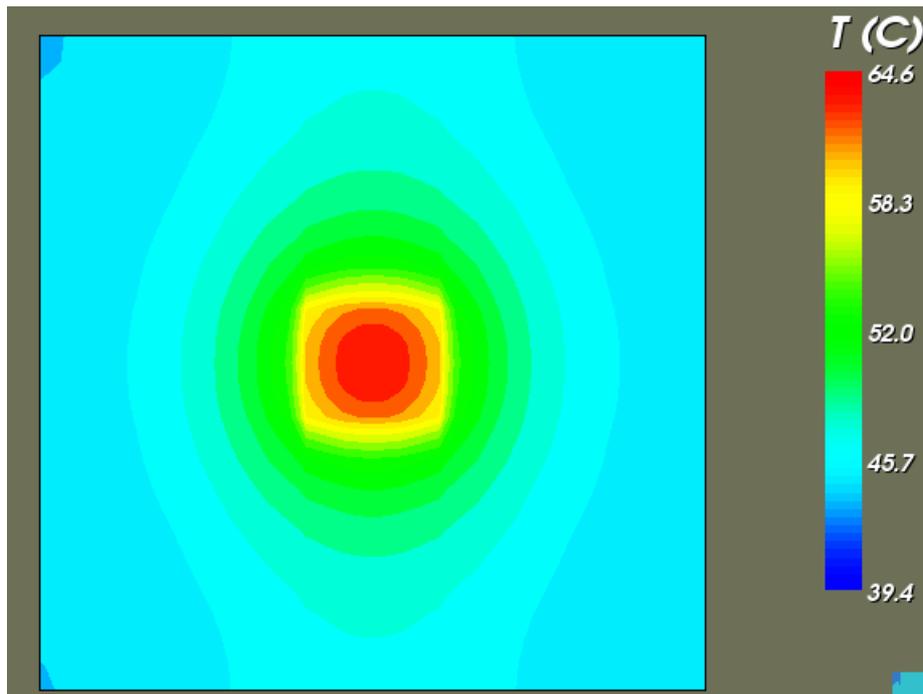


Figure 4.18 : *Contours de température à la base du radiateur [47].*

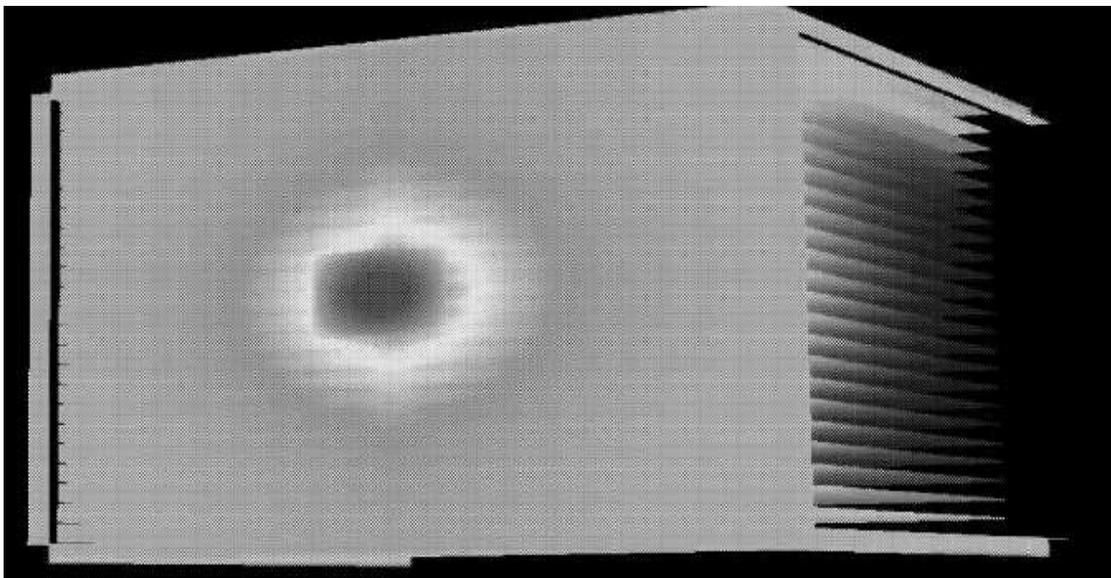


Figure 4.19 : *Contours de température dans un radiateur typique [36].*

La figure 4.20 illustre les contours de température dans le radiateur au niveau d'une coupe de l'ailette centrale. Quand à la figure 4.21, elle illustre les contours de la température à une coupe transversale au centre du radiateur. Les ailettes du radiateur dissipent la chaleur générée comme cela est montré dans les deux sens longitudinal et transversal respectivement où il paraît que la longueur d'ailette au-delà d'une certaine limite (38 mm) ne peut servir à abaisser la température et par conséquent, on peut la réduire pour minimiser les dimensions du radiateur. Par contre, suivant la largeur du radiateur, la température présente des gradients importants jusqu'à la limite, ce qui signifie que la chaleur peut être dissipée davantage selon la largeur. Les résultats obtenus sont comparables à ceux de Kudriavtsev [47], figure 4.22.

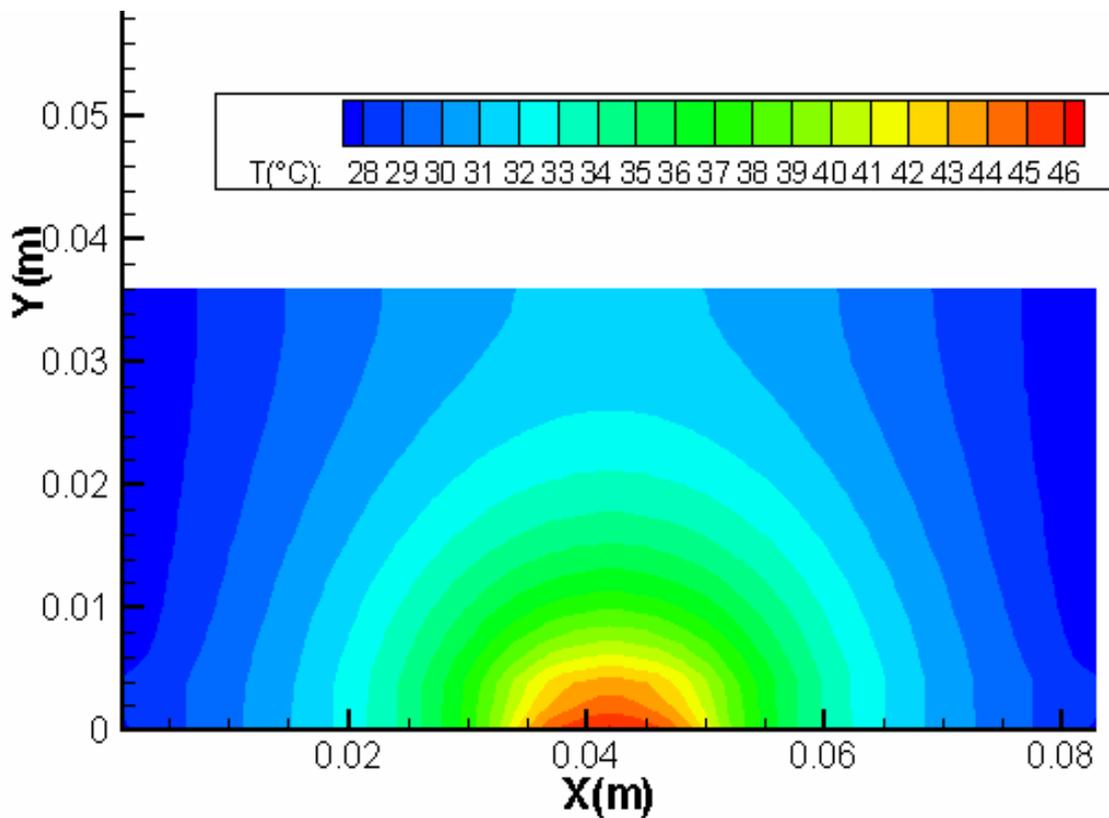


Figure 4.20 : *Contours de température à $x/d = W/2$ (ailette centrale), [code développé].*

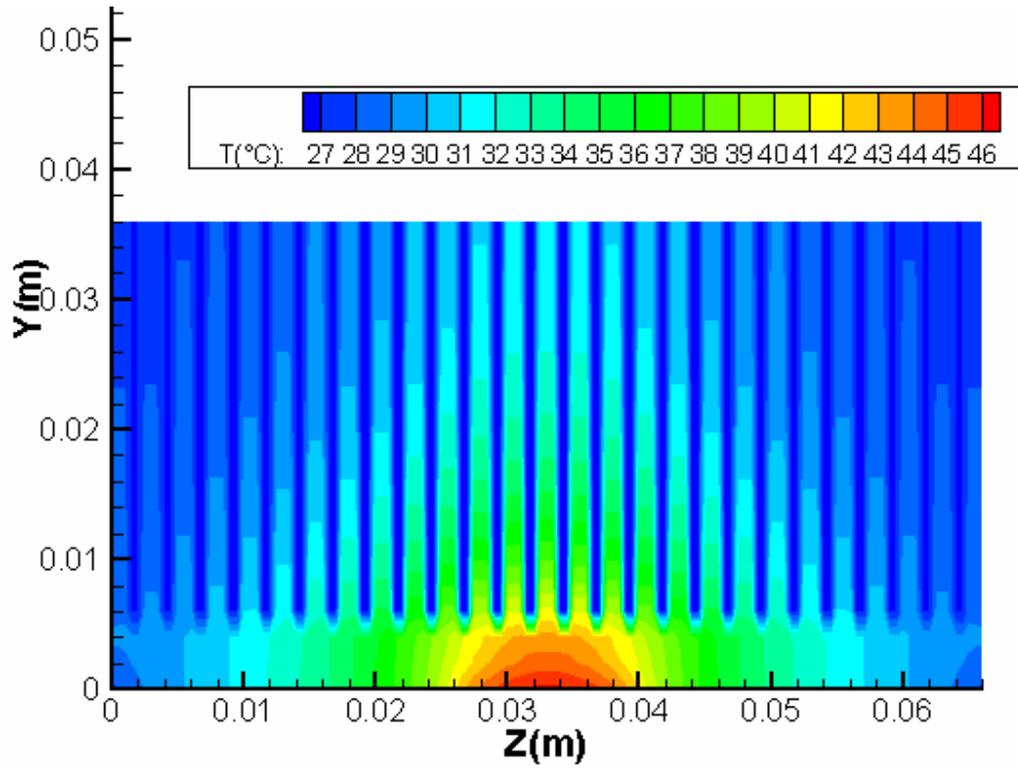


Figure 4.21 : Contours de température à $z/d = L/2$, (coupe transversale), [code développé].

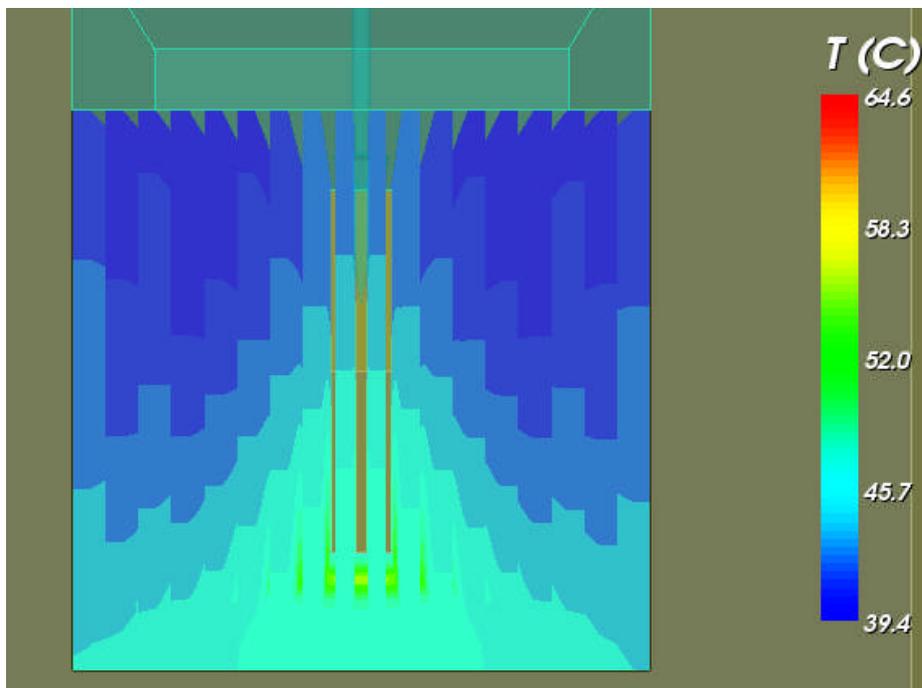


Figure 4.22 : Contours de température dans un radiateur (82x82x81mm³) en coupe transversale ($Q=130W$) [47].

La figure 4.23 montre la distribution locale de température dans le radiateur à une section en coupe dans le plan Y- Z à $x = 0$. Comme présenté (Fig. 4.23 (b)), la température d'air à l'entrée est uniforme, T_{∞} . Le gradient linéaire de la température est dû à la conduction dans l'ailette.

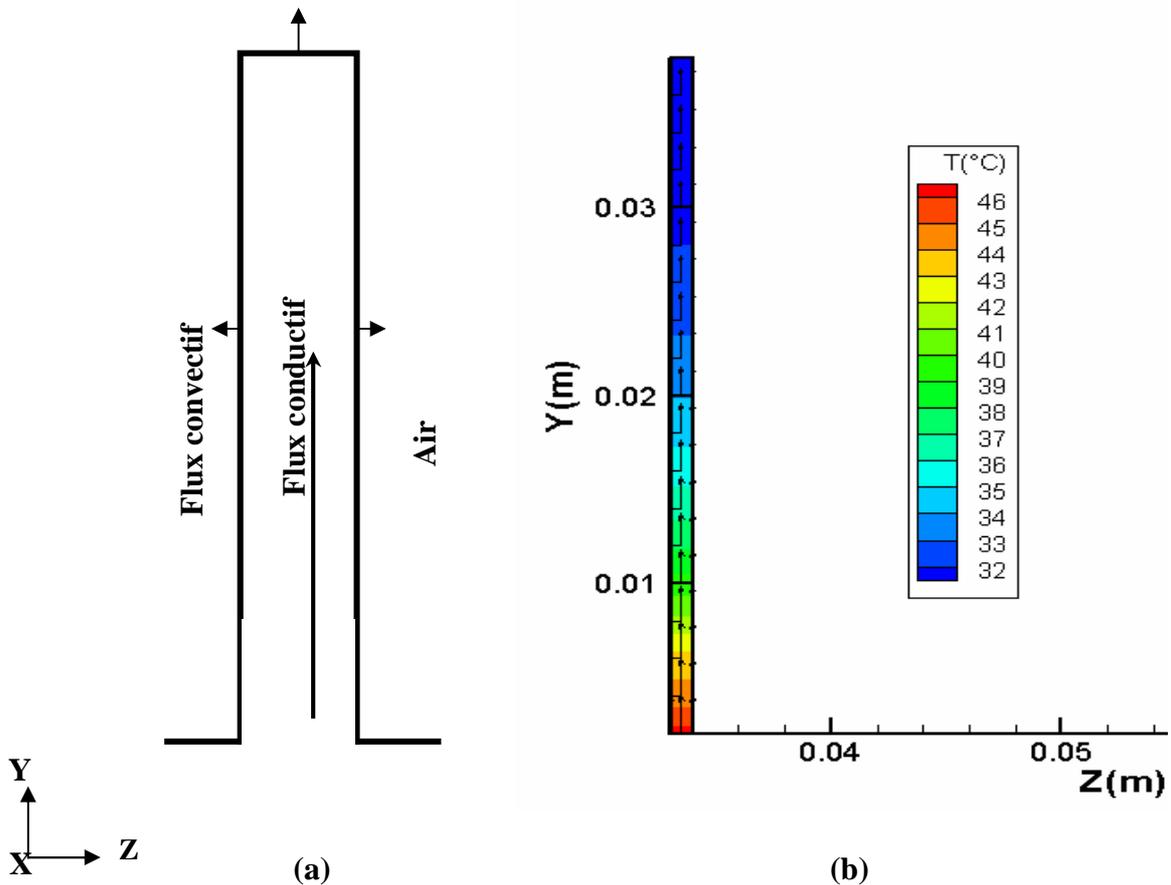


Figure 4.23 : (a) Représentation schématique de l'ailette, (b) Distribution de la température au niveau d'ailette centrale, [code développé].

La température de l'ailette augmente de façon continue dans la direction du flux avec la valeur la plus élevée sur la surface inférieure ailette-base et la plus basse valeur est au sommet de l'ailette.

Au niveau des ailettes, les températures de surfaces sont inférieures aux températures à l'intérieur, car la chaleur provient de l'intérieur (source) et se dissipe vers l'ambiance (air).

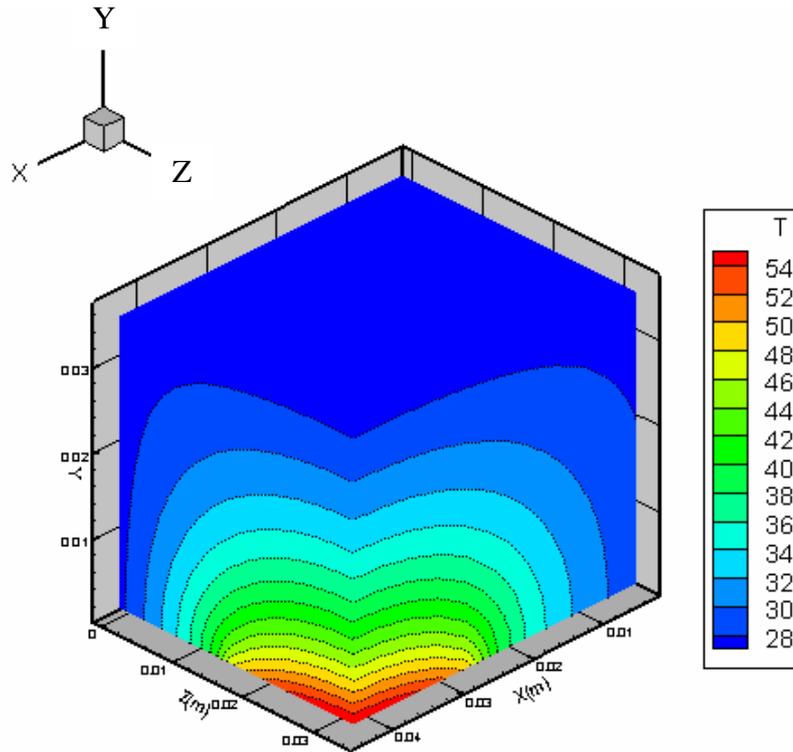


Figure 4.24 : Distribution de la température dans le radiateur, (Vue en coupe 3D), première approche, [code développé].

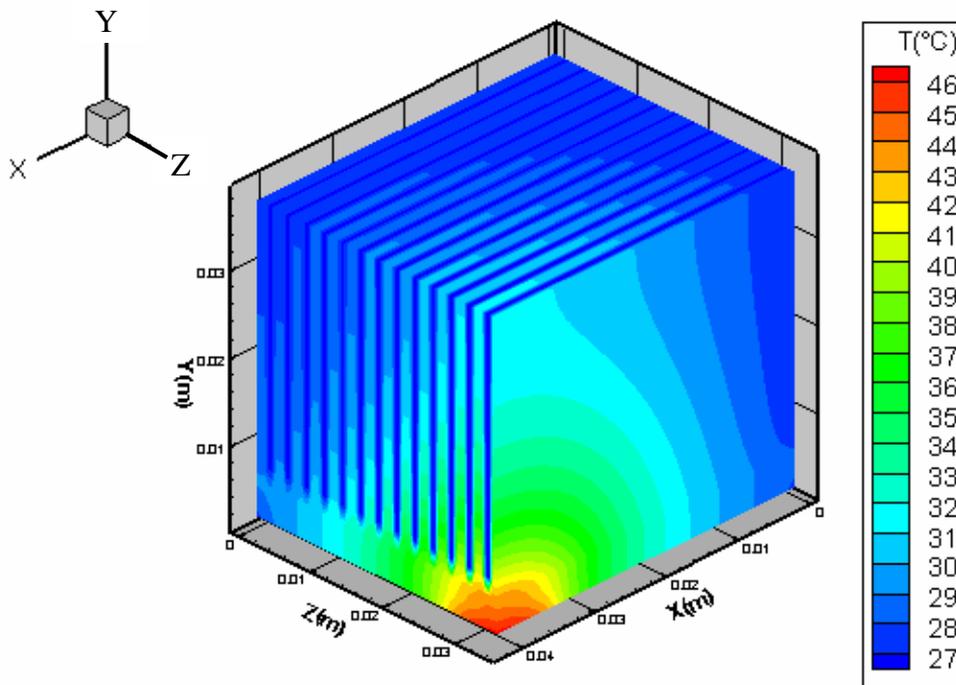


Figure 4.25 : Distribution de la température dans le radiateur, (Vue en coupe 3D), deuxième approche, [code développé].

Pour la distribution de température, les gradients de températures sont faibles sur le radiateur à cause de la haute conductivité thermique d'aluminium. En effet, les résultats montrent que la chaleur se dissipe de façon efficace du radiateur et l'intervalle de température varie au niveau du radiateur de 28°C à 46°C (Fig. 4.24, Fig. 4.25).

Les résultats de la distribution de température présentent un pic (T_{max}) au niveau de la source de chaleur, ce qui est évident mais aussi de forts gradients de température au centre du radiateur où il y a lieu une faible circulation d'air suite à la différence significative de pression en cette zone. Le gradient de température source/air est de 19°C , donc une résistance thermique de $0,2375^{\circ}\text{C/W}$.

Les résultats obtenus (Fig. 4.24, Fig. 4.25) sont en bonne concordance avec ceux de la littérature, voir figures 4.26 et 4.27 et table 4.3.

D'après ces résultats, le CPU en question est bien refroidi sur la base des indications fixées par le constructeur Intel® ($P4$, 3Ghz , 80 W), $T_{max} < 70^{\circ}\text{C}$.

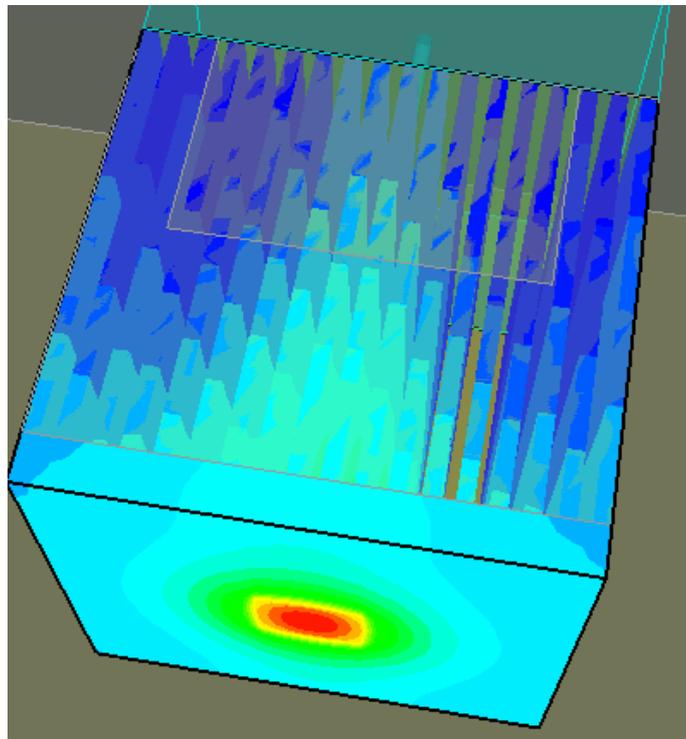


Figure 4.26 : Distribution de la température dans le radiateur dans un radiateur ($82 \times 82 \times 81 \text{ mm}^3$) ($Q=130\text{W}$) [47].

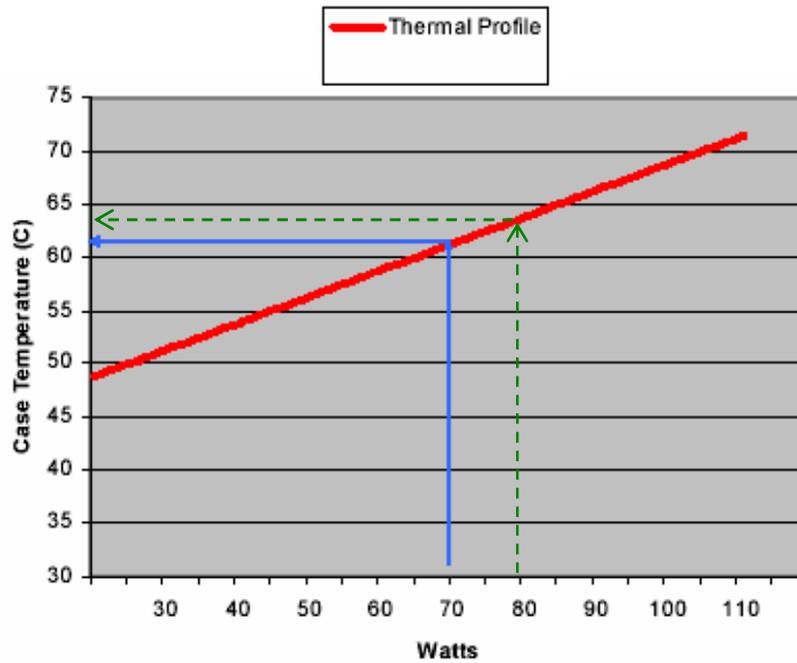


Figure 4.27 : Exemple de profil thermique [46].

	Vitesse (m/s)	Q (W)	ΔT ($^{\circ}C$)	R_{th} ($^{\circ}C.W^{-1}$)	T_{∞} ($^{\circ}C$)
Culham and Muzychka (2001) [1]	1.21	30	7.1885	0.2373	25
Shih and Liu (2004) [1]	1.05	30	7.2171	0.2433	25
Chyi-Tsong Chen et al. (2005) [1]	1.23	30	7.1683	0.2389	25
Hwa-Chong Tien (2005) [21]		68.4	30.37	0.444	35
Hwa-Chong Tien (2005) [21]		80	31.25	0.39	35
Bijan Karimpourian (2007) [36]		50	21	0.42	23
Bijan Karimpourian (2007) [36]	10	($60 W/cm^2$)	61		27
Intel Design Guide [46]		75	27	0.36	38
Présente étude	5	80	19	0.2375	27
Présente étude	5	80	25	0.3125	35

Tableau 4.3 : Table comparative de quelques performances.

La figure 4.28 présente la distribution de température de l'air à travers le canal central du radiateur. Comme c'est montré, la température du fluide est le résultat de contraintes hydrodynamiques signalées précédemment c.-à-d. que l'air est chauffé au maximum au centre (zone de stagnation, source de chaleur) et présente de forts gradients de température en cette région. L'air quitte le radiateur avec une température minimale de 35°C qui est nettement supérieure à la température ambiante.

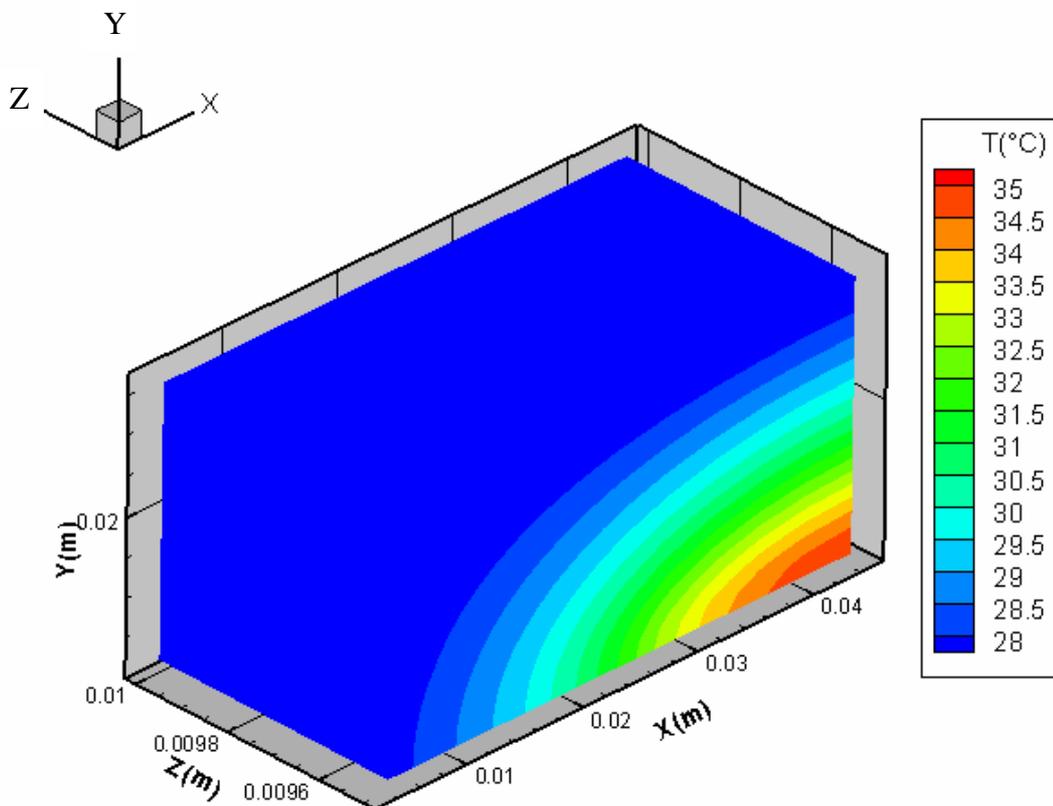


Figure 4.28 : *Distribution de la température de l'air au niveau du canal central du radiateur à mini-canaux, plan médian (Première approche), [code développé].*

4.4 Etude paramétrique

Une étude paramétrique a été entreprise pour évaluer l'impact de quelques caractéristiques du modèle d'étude sur la performance thermique du radiateur à mini-canaux.

4.4.1 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la performance du radiateur

L'influence de la vitesse de l'écoulement sur la performance du radiateur est analysée numériquement. La simulation est effectuée en évaluant le coefficient de transfert de la chaleur pour des vitesses d'écoulement d'air différentes via les nombres de Reynolds, Re , correspondants.

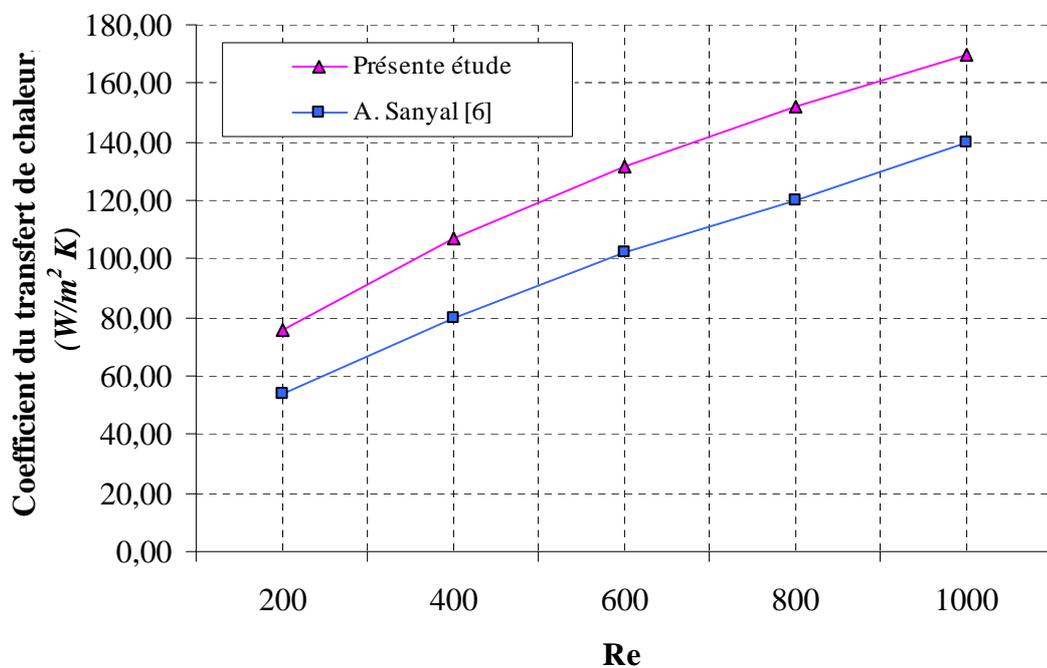


Figure 4.29 : Effet de la vitesse d'écoulement sur le transfert de la chaleur.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcée, adopté dans cette étude est une corrélation du nombre de Nusselt ($\lambda_f \cdot Nu / D_h$), qui est à son tour dépendant du type du radiateur. Le nombre de Nusselt pour les radiateurs à plaques planes est fonction de la vitesse d'écoulement du jet (Re), les propriétés du fluide (Pr) et le diamètre hydraulique du radiateur (D_h), Eq. (2.25).

D'après la figure 4.29, les échanges thermiques assurés par le radiateur sont favorisés par l'accroissement de la vitesse de refroidissement. Par conséquent, un nombre de Reynolds élevé cause l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur (h) par convection. Les résultats calculés présentent un bon accord avec les résultats de la littérature.

4.4.2 L'effet de la vitesse de l'écoulement sur la pression

Pour différentes valeurs de la vitesse d'entrée d'air, V_0 , la différence de pression Δp est évaluée. Elle représente la résistance à l'écoulement. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 4.30. Une augmentation de la vitesse se traduit par une augmentation de la différence de pression. De ce fait, la différence de pression de l'air dans le canal du radiateur à micro-canaux dépend de l'écoulement de celui-ci. C'est-à-dire que le facteur de frottement est supérieur pour des vitesses élevées. Par conséquent, une grande différence de pression à travers les canaux est à éviter afin d'avoir une bonne circulation d'air.

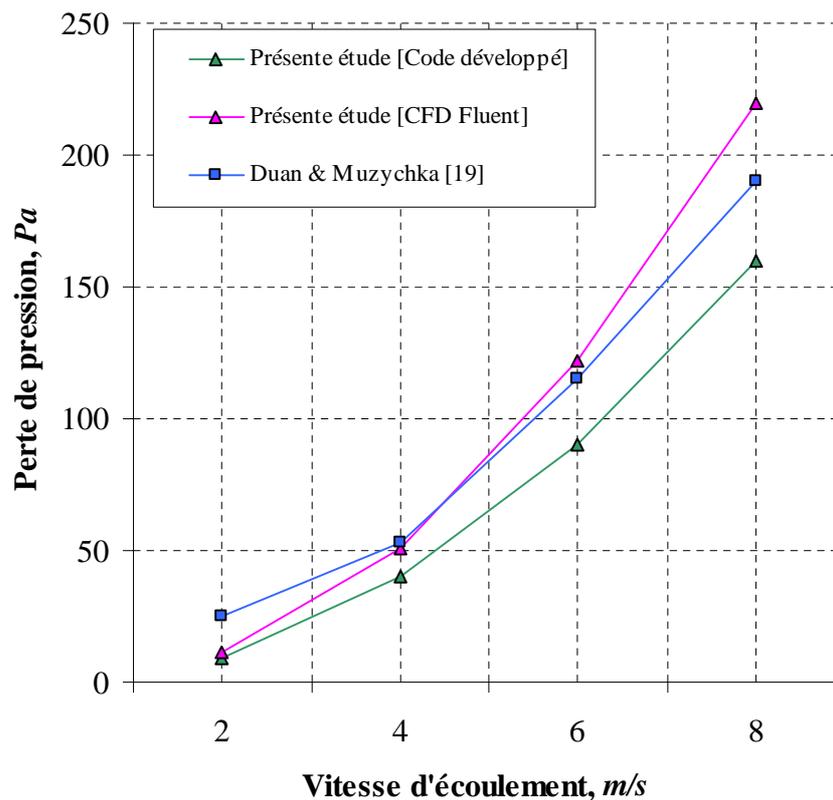


Figure 4.30 : Perte de pression (Δp) à travers le radiateur en fonction de la vitesse d'entrée d'air (V_0).

Les résultats de pertes de pression issue de la simulation par code développé sont comparables avec ceux obtenus par CFD Fluent et aussi à ceux de la littérature, comme le montre la figure 4.30.

4.4.3 L'effet de la géométrie du radiateur sur le transfert thermique

L'effet de quelques paramètres géométriques du radiateur à mini-canaux sur le transfert de chaleur est étudié. L'approche suivie consiste à varier un paramètre et fixer le reste et voir son effet sur les performances du radiateur.

Les paramètres étudiés sont: l'épaisseur de la base, la hauteur de l'ailette, le nombre des ailettes et la largeur du canal.

4.4.3.1 Effet de l'épaisseur de la base (h_b) sur le transfert de chaleur

Afin d'étudier l'effet de l'épaisseur de la base du radiateur à mini-canaux, l'épaisseur de la base a été décrémenté et incrémenté respectivement en gardant les autres paramètres géométriques constants.

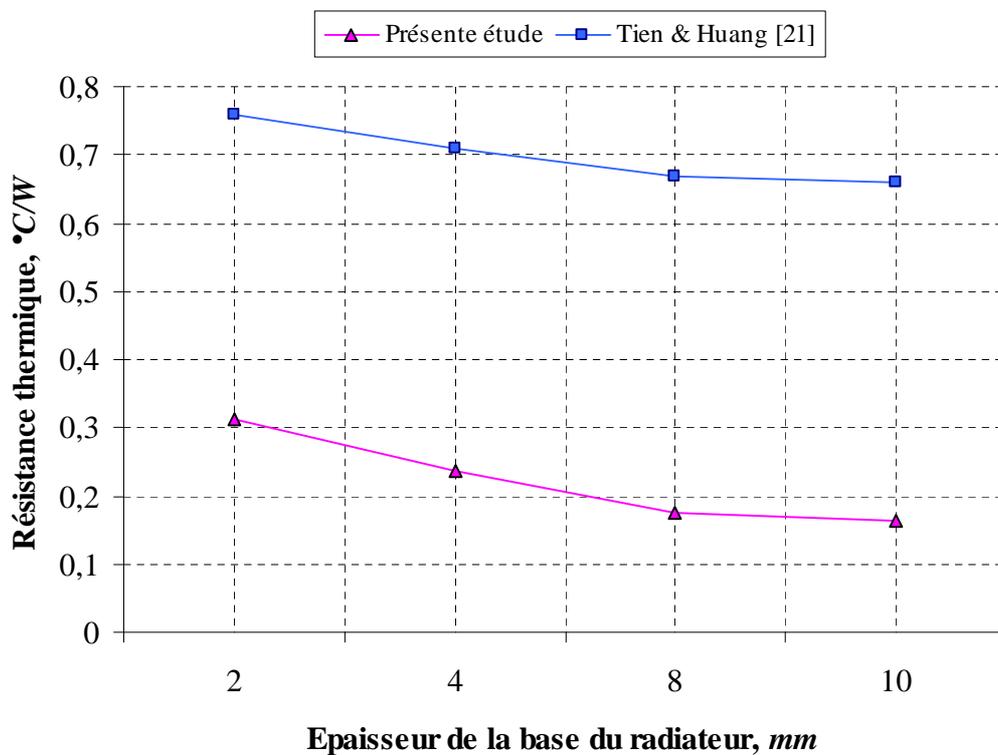


Figure 4.31 : Effet de l'épaisseur de la base sur le transfert de la chaleur.

La figure 4.31 montre la résistance thermique en fonction de l'épaisseur de la base du radiateur. Cette figure prouve que la résistance thermique diminue continuellement pour des valeurs croissantes de l'épaisseur de la base du radiateur. Au delà de certaines valeurs d'épaisseur ($\geq 8mm$), l'amélioration en performance est insignifiante.

4.4.3.2 Effet de la hauteur de l'ailette (h_a) sur le transfert de chaleur

La figure 4.32 montre que la hauteur d'ailette peut contribuer à améliorer les échanges thermiques suite à la croissance de la surface d'échange, mais au-delà de certaine valeur, ce gain en performance s'avère insignifiant.

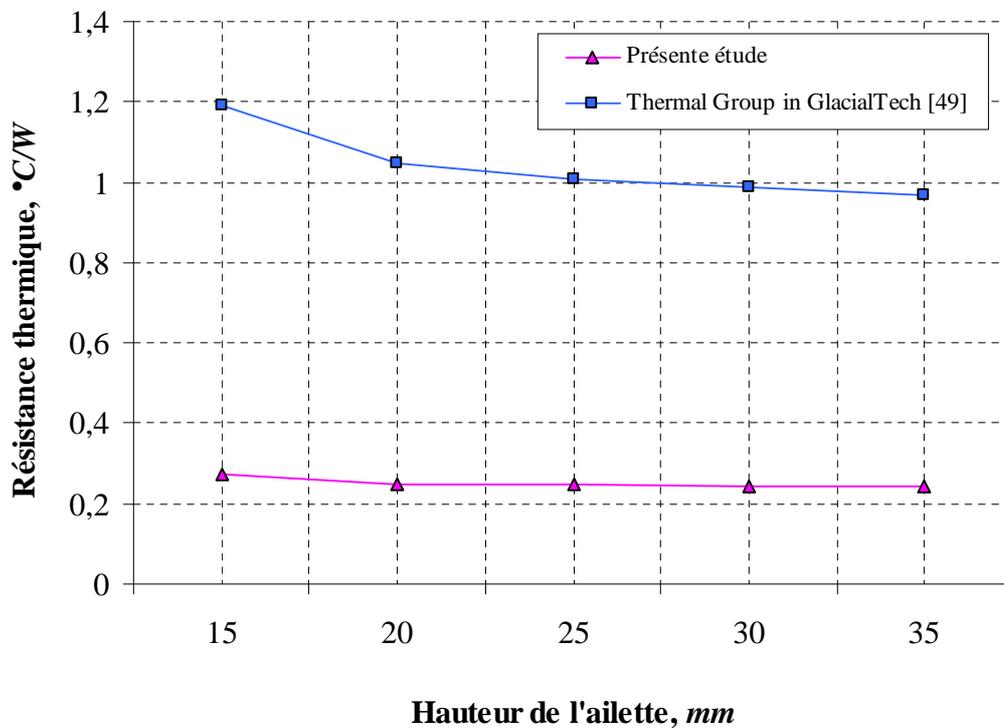


Figure 4.32: Résistance thermique en fonction de la hauteur de l'ailette du radiateur.

L'analyse ci-dessus montre simplement que l'augmentation de la hauteur du radiateur au-delà d'une certaine limite ne pourrait pas améliorer nettement ses performances.

4.4.3.3 Effet du nombre des ailettes ($nb_{ailettes}$) sur le transfert de chaleur

Avec l'augmentation du nombre des ailettes, une augmentation dans le flux de chaleur est remarquée (Fig. 4.33).

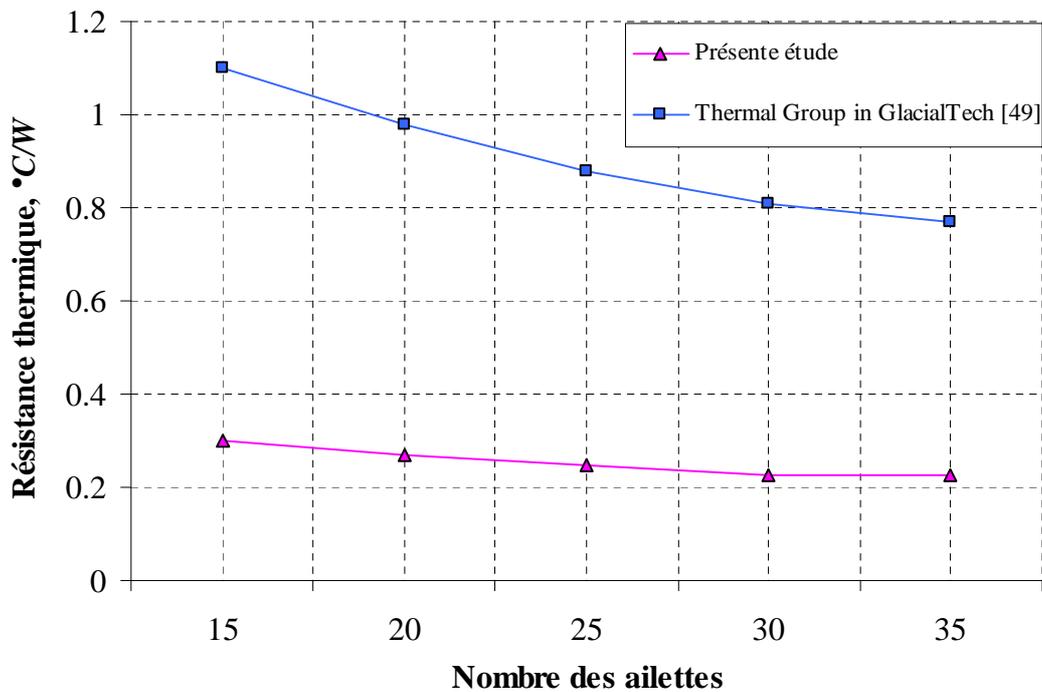


Figure 4.33 : Résistance thermique en fonction du nombre des ailettes du radiateur.

De la figure 4.33, on observe qu'en augmentant le nombre des ailettes, la résistance thermique s'améliore d'avantage.

4.4.3.4 Effet de la largeur du canal (l_c) sur le transfert de chaleur

La largeur du canal est un indice d'influence directe sur la surface d'échanges convectifs (Eq. (2.5)), figure 4.34.

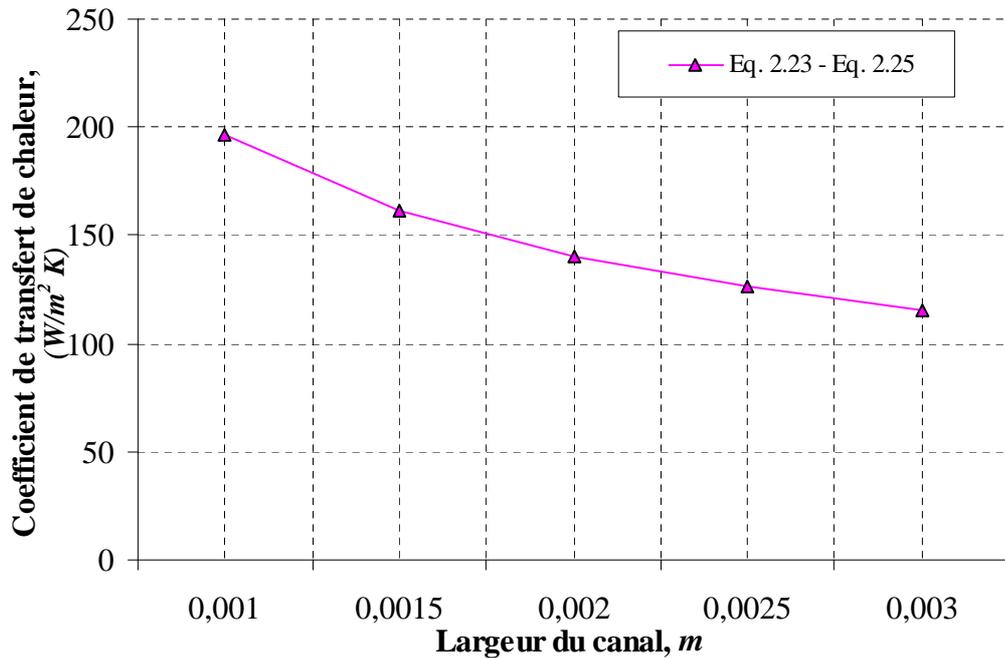


Figure 4.34: Coefficient d'échange thermique convectif en fonction de la largeur du canal.

La largeur du canal représente l'espace inter-ailettes. La figure 4.35 présente l'influence de la largeur du canal sur la résistance thermique. Les résultats obtenus reflètent l'effet négatif de l'augmentation de la largeur du canal sur les performances thermiques. Un élargissement excessif du canal réduit nettement la surface d'échange, ce qui dégrade les échanges thermiques. Il est donc nécessaire de limiter la largeur du canal.

Les résultats obtenus présentent une allure comparable à ceux de la littérature.

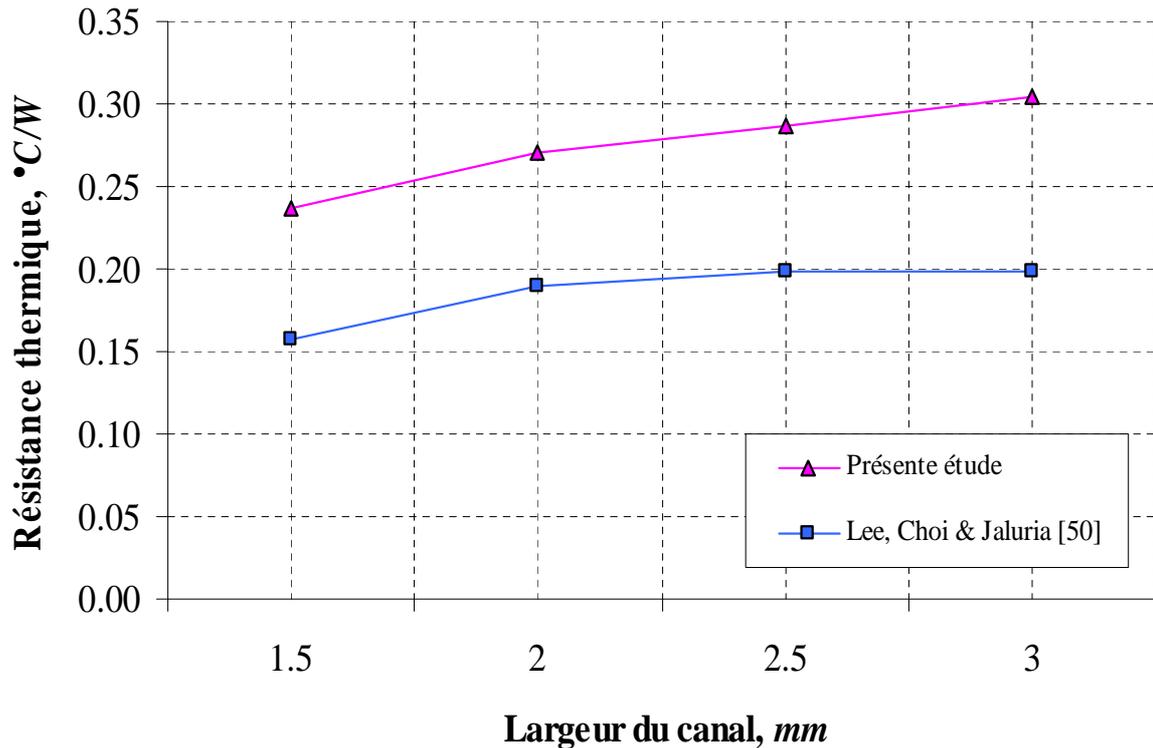


Figure 4.35 : Résistance thermique en fonction de la largeur du canal.

4.5 Conclusion

Afin de valider les résultats et de mettre en évidence le code de calcul élaboré, une étude paramétrique sur l'effet de certains facteurs sur les performances du radiateur a été menée. Les résultats obtenus à la fin de cette étude présentent des allures comparables à ceux de la littérature.

Cependant, l'influence d'un seul paramètre pris séparément des autres, reste limitée et nécessite une étude d'optimisation qui prend en considération l'effet de tous les paramètres en même temps.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les résultats d'une analyse numérique des performances d'un dispositif de refroidissement pour CPU (radiateur-ventilateur) heurté par jet impactant ont fait l'objet de l'aboutissement de la présente étude.

L'étude définit un modèle mathématique global pour le phénomène physique traité numériquement par la méthode des différences finies. Le même modèle est encore simplifié et traité, les résultats de la seconde approche sont très satisfaisants et n'excèdent pas les 5% d'erreur.

Une étude paramétrique traitant l'effet de quelques paramètres sur les performances thermiques du radiateur, a été réalisée.

Les performances thermiques et hydrodynamiques calculés par le code développé montrent bien que la puce électronique délivrant jusqu'à 80W maximum est convenablement refroidie par le dispositif étudié comme c'est indiqué par le constructeur. Cela reflète d'un autre côté, la performance du design du radiateur.

Comme première conclusion, une amélioration globale de la résistance thermique du radiateur d'environ ~10% peut avoir lieu en augmentant la vitesse du refroidissement de 5 m/s jusqu'à ~10m/s.

Une autre conclusion intéressante, la simplification du modèle thermique (conduction-convection conjuguées) par la prise en charge de la convection comme condition aux limites nous épargne environ 75% de réduction en temps machine sans sacrifier les résultats (<5% d'erreurs).

D'après l'analyse des résultats d'une manière globale, les performances thermo-hydrodynamiques peuvent être améliorées, si l'on fait abaisser la résistance à l'écoulement au niveau de la zone de stagnation (zone morte) ou l'écoulement est freiné et par conséquent le transport de chaleur est affecté.

Il faut signaler par ailleurs l'effet significatif du pas du canal sur l'amélioration des échanges thermiques dans la configuration étudiée. Une étude d'optimisation est requise sur l'effet des différents paramètres sur les performances du radiateur.

Enfin; comparés aux résultats de la littérature, nous pouvons affirmer avec satisfaction la validation des résultats de la présente étude.

Perspectives

Pour les travaux futurs, on suggère les propositions suivantes :

- ✓ Analyser d'autres paramètres, tels que le nombre de Nusselt;
- ✓ Etendre l'étude au régime variable. Il serait aussi intéressant d'étudier l'effet de la turbulence sur l'amélioration des échanges par convection forcée dans le radiateur;
- ✓ Tester d'autres fluides, tels que les liquides pour le refroidissement électronique;
- ✓ Des expériences soigneuses sont nécessaires pour développer davantage la présente étude, ainsi, fournir des informations pratiques pour améliorer et enrichir l'étude;
- ✓ A l'échelle miniature, la couche limite a son importance, de ce fait, il serait intéressant d'améliorer cette étude en considérant la couche limite et son influence sur l'écoulement et le transfert de chaleur;
- ✓ Utilisation d'autre méthode numériques, tel que la méthode des volumes finis;
- ✓ Exploitation complète du CFD Fluent, analyse du transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide pour la même application.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Chyi-Tsong Chen, Ching-Kuo Wu, Chyi Hwang.** “Optimal Design and Control of CPU Heat Sink Processes”. *National Science Council of Taiwan (Roc)*, 2000.
- [2] **Simon Gilbert Halbur.** “Assessment of cooling microelectronics using piezoelectric Bimorphs”. *A thesis for the degree of Master of science*, North Carolina State University, 2004.
- [3] **Octavio Augusto León Patiño.** “Optimisation of Heat Sinks by Computational flow Dynamics Techniques”. *Thèse doctorat*, université de GENT, 2002-2003.
- [4] **Fumin Yang.** “Corona-driven air propulsion for cooling of microelectronics”. *Master of Science thesis in Electrical Engineering*, 2002.
- [5] **Sheam-Chyun Lin, Chien-An Chou.** “Blockage effect of axial-flow fans applied on heat sink assembly”. *Applied Thermal Engineering*, 2004.
- [6] **Annradha Sanyla.** “Numerical Study of heat transfer from Pin Fin heat Sink using steady and pulsated impinging jets”. *Master of Science thesis*, Indian Institute of Science, 2006.
- [7] **Yunus Çengel.** “Heat Transfer: a practical approach”. McGraw-Hill, 2003.
- [8] **Amit Shah, Bahgat Sammakia, Hari Srihari, Koneru Ramakrishna.** “A numerical study of the thermal performance of an impingement heat sink-fin shape optimization”. *Inter society conference on thermal phenomena*, 2002.
- [9] **Stephen A. Solovitz, Ljubisa D. Stevanovic.** “Microchannels Take Heatsinks to the Next level”. http://powerelectronics.com/thermal_management/liquid_cooling/power_microchannels_heatsinks_next/index3.html, 2006.
- [10] **Emre Öztürk.** “CFD analyses of heat sinks for CPU cooling with Fluent”. *Master of Science thesis*, Middle East Technical University, Turkey, Sept. 2004.
- [11] **Thermal Solutions Technical Support.** “Optimum fin spacing for fan-cooled heat sinks”. Thermal Solution Inc. <http://thermalsoftware.com>, 2005.
- [12] **Frank P. Incropera, David P. Dewitt.** “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”. Third edition, John Wiley & Sons, New York, 1996.

- [13] **Mark E. Steinke, Satish G. Kandlikar.** “Single-phase heat transfer enhancement techniques in microchannel and minichannel flows”. Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress USA: *Microchannels and Minichannels*, Paper # IMECE03 -55146 ASME Publications, 2004.
- [14] **Abderrezak HAMAMI.** “Simulation de l'écoulement dans un minicanal”. *Thèse de magistère*, Université de BATNA, 2005.
- [15] **Ben Jones, Mark Kimber.** “Numeric solver for multimode heat transfer in a high temperature heat sink”, 2000.
- [16] **Donglyoul Shin.** “Thermal Design and Evaluation Methods for Heat Sink”, 2005.
- [17] **S. Appanabutma, J. Bakosi, J. Bjursell, F. Mut.** “Investigation of heat resistance of CPU heat sinks”. <http://dvorak.myftp.org/csi701/> , 2005.
- [18] **Seok Pil Jang, Sung Jin Kim.** “Fluid Flow and Thermal Characteristics of a Microchannel Heat Sink Subject to an Impinging Air Jet”. *Journal of Heat Transfer*, Vol.127, pp. 770-779, 2005.
- [19] **Zhipeng Duan, Y. S. Muzychka.** “Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks”. *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 128, pp. 412-418, December 2006.
- [20] **Jing YANG, Li WANG, Huazhi LI.** “2-Dimensional CFD Simulation and Correlation Development for Optimization of Fin Heat sinks in Electronic Cooling”. *Journal of Thermal Science*, 2001.
- [21] **Hwa-Chong Tien, Wei-Dong Huang.** “Simulation and assessment of air impingement cooling on squared pin-fin heat sinks applied in personal computers”. *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 13, No. 1, pp. 20-27, 2005.
- [22] **Poh-Seng Lee, Suresh V. Garimella, Dongt Liu.** “Investigation of Heat transfer in rectangular microchannels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1688-1704, 2005.
- [23] **Weilin Qu, Issam Mudawar.** “Analysis of Three-Dimensional Heat Transfer in Microchannel Heat Sinks”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3973-3985, 2002.

- [24] **Dong Liu, S V. Garimella.** “Analysis and optimization of the thermal performance of microchannel heatsinks”. *International Journal for Numerical Methods in Heat & Fluid Flow*, Vol.15 No.1, pp. 7-26, 2005.
- [25] **Akhilesh V. Bapat.** “Experimental and numerical evaluation of single phase adiabatic flow in plain and enhanced microchannels”. *Master of Science thesis*, Rochester Institute of Technology, 2007.
- [26] **Sylvain Reynaud, François Debray, Jean-Pierre Franc, Thierry Maitre.** “Hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional minichannels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3197-3211, 2005.
- [27] **N. Caney, P. Marty, J. Bigot.** “Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel”. *Applied thermal engineering*, Vol. 27, pp. 1715-1721, 2007.
- [28] **Jaco Dirker.** “Heat-extraction from solid state electronics by embedded solids with application to integrated power electronic passive modules”. *PhD thesis in mechanical engineering*, University, 2004.
- [29] **Ibraheem K. Shwaish, Cristina H.Amon, Jayathi Y. Murthy.** “Thermal/Fluid performance evaluation of serrated plate fin heatsinks”. *Inter society conference on thermal phenomena*. pp. 267-274, 2002.
- [30] **Poh-Seng Lee, S. V. Garimella.** “Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios”. *Cooling Technologies Research Center*, 2006.
- [31] **J. Li, G. P. Peterson, P. Cheng.** “Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4215-4231, 2004.
- [32] **Weilin Qu, Gh. Mohiuddin Mala, Dongqing Li.** “Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3925-3936, 2000.
- [33] **Chen Honglong.** “High performance/volume ratio CPU cooler design with FLOTHERM simulation”. Kwo-Ger Metal Technology Co, 2006.
- [34] **Catharina R. Biber, Susan Fijol.** “Fan-plus-Heatsink "Optimization"- Mechanical and Thermal Design with Reality”, 2005.

- [35] **Jan Rune Nilssen**. “Thermal analysis of a cooling system using forced convection”, The Norwegian Defense Research Establishment, 2007.
- [36] **Bijan Karimpourian**. “CFD Modeling and Experimental Studies of the Fluid Flow and Heat Transfer in Copper Heat Sink Design”. Mälardalen University, 2007.
- [37] **Devdatta P. Kulkarni, Debendra K. Das**. “Analytical and numerical studies on microscale heat sinks for electronic applications”. *Applied Thermal Engineering*, Vol.25, pp.2432-2449, 2005.
- [38] **Zeinab S. Abdel-Rehim**. “Optimization and Thermal Performance Assessment of Pin-fin Heat Sinks”. *Journal of Applied Sciences Research*, Vol. 3, No. 3, pp. 227-235, 2007.
- [39] **James W. Weathers**. “A study of computational fluid dynamics applied to room air flow”. Master of Science, Oklahoma State University, 1992.
- [40] **S. V. Pantakar**. “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”. Hemisphere, Washington, 1980.
- [41] **Hussein Albakhit, Ahmad Fakheri**. “A hybrid approach for full numerical simulation of heat exchangers”. ASME Heat Transfer Summer Conference, San Francisco, CA, USA July 17-22, 2005.
- [42] **J. P. Holman**. “Heat Transfer”. McGraw-Hill Book Company, New York, SI Metric Edition, 1996.
- [43] **Beriache M'hamed**. “Simulation numérique de la conduction de chaleur en 03 dimensions par la méthode des différences finies en régimes permanent et variable”. *Thèse de magister*, Université de Chlef, Algérie 2004.
- [44] **AZIL Fatima Zohra**. “Etude des paramètre climatiques, sous serres chauffées en présence de la plante”. *Thèse de magistère*, Université de BATNA, 2000.
- [45] **Ravi Kandasamy, Xiang-Qi Wang, Arun S. Mujumbar**. “Transient cooling of electronics using phase change material (PCM)-based heatsinks”. *Applied thermal engineering*, Vol. 8, pp. 1047-1057, 2008.
- [46] **Intel® Pentium® 4 Processor on 90 nm Process Thermal and Mechanical Design Guidelines**. Design Guide, <http://www.intel.com>, 2004.

- [47] **V. Kudriavtsev.** “Quad Core Processor using Qfin4 Advanced Thermo Flow Simulation and Optimization Software”. Phd Applied Thermal Technologies: www.thermalcooling.com, 2008.
- [48] **Zhipeng Duan, Y. S. Muzychka.** “Pressure Drop of Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks”. Journal of Electronic Packaging, Vol. 129, pp. 190-194, 2007.
- [49] **Thermal Group in GlacialTech.** “Geometry parameters Analysis of CPU Heat Sink”. Ninth International PHOENICS User Conference, Moscow 2002.
- [50] **S. H. –K. Lee, S. K. Chu, C. C. C. Choi, Y. Jaluria.** “A Numerical Study on the Cooler Optimization Conventional Heat Sink vs. Vapor Chamber”. Thermal Management & Technology Symposium, Austin, Texas, US 25-26 September, 2008.