

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

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

جامعة أبو بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen -

Faculté de TECHNOLOGIE



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

**En : Génie Mécanique**

**Spécialité : Génie Energétique**

Par :

❖ **BENMOSTEFA Oussama Ibrahim**

❖ **FEKIH Fayssal**

**Sujet :**

**ETUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DES PERFORMANCES  
THERMO-HYDRAULIQUE DE DEUX DISSIPATEURS  
THERMIQUES À AILETTES PLANES ET ONDULÉES.**

Soutenu publiquement, le 16 / 06 / 2016 , devant le jury composé de :

<b>AZZI . A</b>	<b>MCA</b>	<b>UABB Tlemcen</b>	<b>Président</b>
<b>KORTI . A N</b>	<b>MCA</b>	<b>UABB Tlemcen</b>	<b>Examineur</b>
<b>SAIB . H</b>	<b>MAA</b>	<b>UABB Tlemcen</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>SAIM . R</b>	<b>Pr</b>	<b>UABB Tlemcen</b>	<b>Encadreur</b>
<b>BOUCHENAF . R</b>	<b>Doct</b>	<b>UABB Tlemcen</b>	<b>Co-Encadreur</b>

## *Remerciement*

Nous remercions tout d'abord Dieu de nous avoir offert tous ce que nous possédons.

Ce mémoire de master est le résultat des efforts de plusieurs mois. En préambule, nous souhaitent adresser tous nos remerciements aux personnes qui nous ont apportées leur soutien et qui ont ainsi contribué à l'élaboration de ce mémoire de master en Génie Mécanique option Génie Energétique à l'université de Tlemcen.

Tout d'abord, un très grand remerciement à nos encadreurs monsieur **SAIM Rachid** professeur à l'université de Tlemcen et monsieur **BOUCHENAFRA Rachid** doctorant en énergétique à la même université, pour leurs aides précieuses, pour le temps qu'ils ont consacré pour leur suivie régulier et leurs conseils.

Nous rendons hommage à Monsieur **AZZI Ahmed** Maître de conférences à l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, qui témoigne par sa participation et sa présidence de ce jury et de l'intérêt qu'il a bien voulu porter à ce travail.

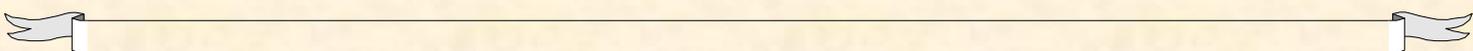
Nous sommes particulièrement redevables à Monsieur **KORTI Abdal Illah Nabil** et Madame **SAIB Hind** pour avoir acceptés de participer à ce jury d'expertise en qualité d'examineurs et de juger notre travail.

Nous adressons nos sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants dans notre formation et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé notre réflexions durant toutes les années de notre formation et durant aussi l'élaboration de notre travail de master.



# *Dédicace*

*A nous très chers parents,  
Aucun mot, aucune dédicace ne peuvent exprimer notre respect,  
notre  
considération et l'amour éternel pour les sacrifices que vous avez  
consentis  
pour nos instructions et notre bien-être.  
Votre générosité et votre bonneté ont toujours été un exemple  
pour nous tous.  
Trouver en ce travail le fruit de votre dévouement, de votre  
patience et  
l'expression de notre gratitude et notre profond amour.  
Vous nous avez toujours soutenues durant toutes nos études, nous  
vous souhaite  
une vie pleine de joie de bonheur et de réussite.  
A toutes notre chère famille,  
A nos professeurs,  
A nos chers amis,  
A tous ceux que nous aime,  
A tous ceux qui nous a aidés de près ou de loin,  
Nous dédions ce travail avec hommage.*



## ملخص

مذكرة الماستر هذه تتضمن دراسة عددية لمقارنة الأداء الديناميكي و الحراري لنوعين مختلفين من المصارف الحرارية ذات زعانف مسطحة وزعانف مموجة. يعتبر السائل مضطرب غير قابل للانضغاط مع خصائص ثابتة.

المعادلات التفاضلية المرتكزة على نموذج (k- $\epsilon$ ) لوصف الجريان الاضطرابي حلت باستخدام طريقة الحجم المتناهية و الخوارزمية البسيطة (SIMPLE).

منحنيات السرعة المحورية, حقول السرعة ودرجة الحرارة, توزيع متوسط عدد نسلت (Nusselt) وفقدان الضغط, تم عرضها وفقا لمختلف سرعة إدخال الهواء التي تتغير من 6.5 إلى 15 (م/ث).

**كلمات البحث :** الحجم المتناهية, الجريان الاضطرابي, الحمل المقوى, المصارف الحرارية.

## *Résumé*

Les travaux de ce mémoire de Master consistent à une étude numérique comparative des performances dynamique et thermique de deux dissipateurs thermiques de différentes formes d'ailettes, à savoir planes et ondulées. Le fluide est considéré turbulent incompressible avec des propriétés constantes.

Les équations gouvernantes ont été intégrées et discrétisées selon l'approche des volumes finis. La procédure SIMPLE a été utilisée pour la résolution du système d'équations algébriques fortement couplées (température- vitesse et gradient axial de pression- vitesse).

Les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse et de température, la distribution du nombre de Nusselt moyen ainsi que les pertes de pression sont présentés pour des cas d'exemple type et pour différents vitesse d'entrée allant de 6.5 à 15 (m/s).

**Mots clés :** Volume finis, écoulement turbulent, convection forcée, dissipateurs thermiques.

## *Abstract*

The work of this master thesis include a numerical study of forced convection air flow inside the heat sinks of different geometries namely plate and corrugated fins. The fluid is considered incompressible turbulent with constant properties.

The governing equations were integrated and discretized according to the finite volume approach. The SIMPLE procedure was used for the resolution of algebraic equations strongly coupled (temperature-speed and axial gradient of pressure-velocity).

The axial velocity profiles, velocity field and temperature, distribution of the Nusselt number and pressure losses are presented for cases of such type and for different input speed varying from 6.5 to 15 (m/s).

**Keywords:** Finite Volume, turbulent flow, forced convection, heat sinks.

---

# Sommaire

---

REMERCIEMENT .....	II
DEDICACE .....	III
ملخص.....	IV
RESUME .....	V
ABSTRACT .....	VI
SOMMAIRE:.....	VII
LISTES DES FIGURES.....	IX
LISTE DES TABLEAUX .....	XIII
NOMENCLATURE.....	XIV

## CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

INTRODUCTION GENERALE .....	1
I.1. INTRODUCTION .....	3
I.2. ETUDES EXPERIMENTALES.....	3
I.3. ETUDES NUMERIQUES.....	12
I.4. CONCLUSION .....	18

## CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE

II.1. INTRODUCTION .....	19
II.2. GEOMETRIES DU PROBLEME .....	19
II.3. HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES.....	20
II.4. EQUATIONS GOUVERNANTES.....	20
II.4.1. EQUATION DE CONTINUITE .....	21
II.4.2. ÉQUATION DE QUANTITE DE MOUVEMENT .....	21
II.4.3. ÉQUATION D'ENERGIE.....	22
II.5. MODELES DE TURBULENCE .....	22
II.5.1. MODELE K- E STANDARD .....	22
II.5.1.1. Modélisation de la viscosité turbulente .....	22
II.5.1.2. Equations de transport.....	23
II.6. CONDITIONS AUX LIMITES.....	24
II.7. PARAMETRES CARACTERISTIQUES .....	26
II.8. CONCLUSION .....	27

## CHAPITRE III: SIMULATION NUMERIQUE

III.1. INTRODUCTION .....	28
III.2. PRINCIPE DE LA METHODE DES VOLUMES FINIS.....	28
III.3. NOTION DE MAILLAGE .....	29
III.3.1. DEFINITION .....	29
III.3.2. CHOIX DU TYPE DE MAILLAGE .....	29
III.3.2.1. Maillage structuré (quadra/hexa).....	30
III.3.2.2. Maillage non structuré (tri/tétra) .....	30
III.3.2.3. Maillage hybride .....	31
III.4. PRESENTATION DU PREPROCESSEUR «GAMBIT ».....	31
III.4.1. INTERFACE DE GAMBIT.....	31
III.4.2. CREATION DE LA GEOMETRIE DANS GAMBIT .....	32
III.5. CODE DE CALCUL «FLUENT » .....	39
III.5.1. IMPORTATION DA LA GEOMETRIE «*. MESH » .....	39
III.5.2. VERIFICATION DU MAILLAGE IMPORTE.....	40
III.5.3. VERIFICATION DE L'ECHELLE .....	40
III.5.4. CHOIX DU SOLVEUR .....	40
III.5.5. AFFICHAGE DE LA GRILLE .....	40
III.5.6. CHOIX DU MODELE TURBULENT .....	40
III.5.7. DEFINITION DES CARACTERISTIQUES DES MATERIAUX.....	41
III.5.8. DEFINITION CONDITION AUX LIMITES .....	42
III.5.9. CHOIX DE SOLUTION .....	43
III.6. CONCLUSION .....	45
 <b>CHAPITRE IV: RESULTATS ET INTERPRETATIONS</b>	
IV.1. INTRODUCTION .....	46
IV.2. CHOIX DE MAILLAGE.....	46
IV.3. VALIDATION DES RESULTATS.....	48
IV.4. PARTIE DYNAMIQUE.....	48
IV.4.1. CONTOURS DE VITESSES .....	48
IV.4.2. PROFILS DE VITESSE DANS DIFFERENTES SECTIONS DES DISSIPATEURS THERMIQUES.....	52
IV.4.3. PERTES DE PRESSION .....	54
IV.5. PARTIE THERMIQUE.....	58
IV.5.1. CONTOURS DE LA TEMPERATURE TOTALE.....	58
IV.5.2. PROFILS DE TEMPERATURE DANS DIFFERENTES SECTIONS .....	60
IV.5.3. NOMBRE DE NUSSELT MOYEN .....	62
IV.5.4. RESISTANCE THERMIQUE.....	65
IV.6. CONCLUSION .....	69
CONCLUSION GENERALE .....	70
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	72

## Listes des figures

<b>Figure I.1</b>	Dissipateurs thermiques utilisés pour l'étude expérimentale: (a) à ailettes-planes, (b) à ailettes goupille.....	4
<b>Figure I.2</b>	Dissipateur de thermique muni d'une chambre de vapeur....	5
<b>Figure I.3</b>	Dissipateurs thermiques avec des générateurs de tourbillons.....	5
<b>Figure I.4</b>	(a) Éléments modulaires utilisés pour créer le dissipateur de chaleur, (b) Dissipateur thermique.....	6
<b>Figure I.5</b>	Dissipateur de chaleur à ailettes planes [6].....	6
<b>Figure I.6</b>	Configurations en coupe transversale des tubes à ailettes interne.....	7
<b>Figure I.7</b>	Configuration des radiateurs testés. (a) à ailettes planes, (b) à ailettes carrées, (c) une coupe transversale et (d) à plusieurs coupes.....	8
<b>Figure I.8</b>	Schéma des trois ailettes rectangulaires parallèles montées verticalement sur la surface supérieure d'une plaque horizontale.....	8
<b>Figure I.9</b>	Géométrie du dissipateur de chaleur.....	9
<b>Figure I.10</b>	a) Ailettes rectangulaires, b) Ailettes trapézoïdales, c) Ailettes trapézoïdales inversé.....	9
<b>Figure I.11</b>	Configuration d'ailettes pour un refroidissement naturel.....	10
<b>Figure I.12</b>	Description des paramètres: (a) ailettes planes, (b) ailettes broches.....	11
<b>Figure I.13</b>	Configurations à deux sections d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes.....	12
<b>Figure I.14</b>	Dissipateurs de chaleurs à ailettes-planes.....	13
<b>Figure I.15</b>	Schémas d'un dissipateur de chaleur à ailettes plane- broche.....	13
<b>Figure I.16</b>	Dissipateurs thermiques à ailettes planes.....	14

<b>Figure I.17</b>	Schémas Configuration des dissipateurs thermiques : (a) dissipateur de chaleur à ailettes planes (b) dissipateur de chaleur à ailettes planes et broches.....	14
<b>Figure I.18</b>	des ailettes solides et perforées.....	15
<b>Figure I.19</b>	(a) Schéma physique, (b) Illustration des profils de canal.....	16
<b>Figure I.20</b>	Structure du dissipateur de chaleur à micro-canaux avec des nervures de compensation sur les parois latérales.....	17
<b>Figure I.21</b>	Différents Géométries de micro-canaux.....	18
<b>Figure II. 1</b>	Dissipateurs thermiques, (a) à ailettes planes, (b) à ailettes ondulées.....	19
<b>Figure II. 2</b>	Schéma représentatif des conditions aux limites.....	25
<b>Figure III.1</b>	Volume de contrôle bidimensionnel.....	29
<b>Figure III.2</b>	Trois types de maillages.....	30
<b>Figure III.3</b>	Interface de travail du préprocesseur Gambit.....	31
<b>Figure III.4</b>	Création des points du : dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.....	32
<b>Figure III.5</b>	Création des lignes du dissipateur thermique à ailettes ondulées.....	33
<b>Figure III.6</b>	Création des volumes: dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.....	34
<b>Figure III.7</b>	Maillage des lignes: dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.....	35
<b>Figure III.8</b>	Maillage des Volumes du dissipateur thermique à ailettes ondulées.....	36
<b>Figure III.9</b>	Conditions aux limites.....	37
<b>Figure III.10</b>	Définition des domaines.....	38
<b>Figure III.11</b>	Exportation du maillage.....	39
<b>Figure III.12</b>	Interface Fluent 6.3.....	40
<b>Figure III.13</b>	Définie équation d'énergie.....	41
<b>Figure III.14</b>	Définition le model d'écoulement.....	41

<b>Figure III.15</b>	Définition des propriétés des matériaux.....	42
<b>Figure III.16</b>	Définition des conditions aux limites.....	43
<b>Figure III.17</b>	Initialisation la vitesse et la température à l'entrée.....	43
<b>Figure III.18</b>	Résidus des calculs.....	44
<b>Figure III.19</b>	Lancement les itérations.....	44
<b>Figure III.20</b>	fenêtre des itérations.....	45
<b>Figure IV.1</b>	Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages - dissipateurs thermiques à ailettes planes ( $x=0.0255$ m).....	47
<b>Figure IV.2</b>	Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages - dissipateurs thermiques à ailettes ondulées ( $x=0.0255$ m)...	47
<b>Figure IV.3</b>	Comparaison entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux.....	48
<b>Figure IV.4</b>	Contours de la vitesse axiale ( $h=3$ mm), a) ailettes planes, b) n=2, c) n=3, d) n=5.....	50
<b>Figure IV.5</b>	Contours de la vitesse axiale (n=3), a) ailettes planes, b) h=2 mm, c) h=3mm, d) h=4 mm.....	51
<b>Figure IV.6</b>	Sections sélectionnées.....	52
<b>Figure IV.7</b>	Variation de la vitesse axiale dans la section $x=0.0255$ m....	53
<b>Figure IV.8</b>	Variation de la vitesse axiale dans la section $x=0.02975$ m...	53
<b>Figure IV.9</b>	Variation de la perte de pression en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a) h=2 mm, b) h=3mm, c) h=4mm.....	56
<b>Figure IV.10</b>	Variation de la perte de pression en fonction de la vitesse et l'amplitude a) n=2, b) n=3, c) n=5.....	57
<b>Figure IV.11</b>	Contours de la température totale, ( $h=3$ mm), a) ailettes planes, b) n=2, c) n=3, d) n=5.....	59
<b>Figure IV.12</b>	Contours de la température totale, (n=3), a) ailettes planes, b) h=2 mm, c) h=3mm, d) h=4 mm.....	60
<b>Figure IV.13</b>	Profils de température dans une section $x=0.0255$ m.....	61

<b>Figure IV.14</b>	Profils de température dans une section $x=0.02975\text{m}$ .....	61
<b>Figure IV.15</b>	Nombre de Nusselt moyen en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a) $h=2\text{ mm}$ , b) $h=3\text{mm}$ , c) $h=4\text{mm}$ .....	63
<b>Figure IV.16</b>	Nombre de Nusselt moyen en fonction de la vitesse et l'amplitude a) $n=2$ , b) $n=3$ , c) $n=5$ .....	65
<b>Figure IV.17</b>	Résistance thermique en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a) $h=2\text{ mm}$ , b) $h=3\text{mm}$ , c) $h=4\text{mm}$ .....	67
<b>Figure IV.18</b>	Résistance thermique en fonction de la vitesse de l'air et l'amplitude a) $n=2$ , b) $n=3$ , c) $n=5$ .....	68

## Liste des tableaux

<b>Tableau II.1</b>	Paramètres géométriques fondamentaux du dissipateur de chaleur.....	20
<b>Tableau II.2</b>	Propriétés physiques du fluide et du solide.....	20
<b>Tableau II.3</b>	Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.....	24
<b>Tableau III. 1</b>	Définition des conditions aux limites.....	37
<b>Tableau III. 2</b>	Domaines fluide et solide.....	38
<b>Tableau IV.1</b>	Pourcentages des pertes de pression dans des dissipateurs à ailettes ondulées par rapport aux dissipatrices ailettes planes.....	54

# Nomenclature

## Symboles

A	Section de passage [m <sup>2</sup> ]
C	Constante du modèle de turbulence
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique [kJ/kg. K]
D <sub>h</sub>	Diamètre Hydraulique [m]
F	Force de surface [kg/m <sup>2</sup> . s <sup>2</sup> ]
<i>f</i>	Coefficient de frottement
G	Génération d'énergie cinétique turbulente
h	Amplitude [m]
h <sub>c</sub>	Coefficient de transfert convectif [W/m <sup>2</sup> . K]
H	Hauteur d'ailette [m]
k	Energie cinétique turbulente
L	Longueur d'ailette [m]
n	Nombre des ondes
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression [Pa]
P	Volume de contrôle
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Flux de chaleur [W]
R <sub>th</sub>	Résistance thermique [K/ W]
Re	Nombre de Reynolds

$t$	Épaisseur d'ailette [m]
$T$	Température [K]
$U$	Tension [V]
$U_{in}$	Vitesse à l'entrée [m/s]
$x, y, z$	Coordonnées cartésiennes
$u, v, w$	Vitesse dimensionnelle [m/s]

### Symboles grecs

$\sigma$	Tension de surface [N/m]
$\gamma$	Longueur d'un seul d'onde (Période) [m]
$\rho$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\Delta$	Variation
$\omega$	Taux de dissipation de l'énergie de turbulence [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique [kg/m. s]
$\delta$	Distance entre deux ailettes successives [m]
$\lambda$	Conductivité thermique [W/m. K]
$\phi$	Vecteur composé des grandeurs $u, v, w, T, k$ et $\varepsilon$ .

### Indices

$b$	Base
$e$	Entrée
$f$	Fluide
$i, j$	Coordonnées logiques des points
$in$	Entrée
$t$	Écoulement turbulent

out	Sortie
th	Thermique
s	Solide
w	Paroi
max	Maximale

# Introduction générale

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En conséquence, la chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur, de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs.

L'une des approches les plus rassurantes étant le refroidissement au moyen des dissipateurs thermiques et par un écoulement d'air. Ils offrent de hautes performances en transfert de chaleur. Les dissipateurs thermiques constituent donc une méthode innovante pour le transfert de grosses puissances thermiques. Le dissipateur thermique est couramment fabriqué par un matériau à haute conductivité thermique comme l'aluminium, le cuivre, etc.

Les dissipateurs thermiques présentent plusieurs avantages en l'occurrence :

- Un grand rapport surface-volume qui favorise le transfert de la chaleur.
- Des performances d'échange thermique élevées.
- Très bons coefficients de transfert.
- Résiste aux fortes pressions.
- Accepte des grands écarts de température.
- La réduction des coûts de fabrication à un coût moindre.

Du fait de leur miniaturisation et de la nécessité d'optimiser la conception, la compréhension de maîtriser des transferts de la chaleur dans les dissipateurs thermiques est un sujet très actuel.

Il faut souligner que le transfert de chaleur dans les dissipateurs à ailettes planes est différent à celui dans les dissipateurs à ailettes ondulées. Cette différence est due à l'influence du nombre d'ondulation et d'amplitude du dissipateur.

Le but de notre travail est d'étudier, par simulation numérique, le comportement dynamique et thermique de l'air dans des dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées.

Le présent travail comprend quatre chapitres et une conclusion. Le premier chapitre est consacré pour une recherche bibliographique concernant les différents travaux numériques et expérimentaux sur les dissipateurs thermiques.

Le second chapitre est réservé pour la présentation des différentes géométries, les hypothèses, la formulation mathématique (équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de la turbulence), ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque grandeur.

Dans le troisième chapitre, nous allons présenter, le préprocesseur «GAMBIT » de création de maillage de la géométrie et le code de calcul «FLUENT ».

Le quatrième chapitre est réservé pour la présentation des différents résultats des simulations numérique, avec des interprétations.

Finalement, notre travail de master sera achevé par une conclusion générale qui résume nos résultats et les perspectives qui seront dégagées de ce mémoire.

---

**CHAPITRE I**

**ETUDE  
BIBLIOGRAPHIQUE**

---

## **I.1. Introduction**

Actuellement, les composants de puissance tels que les microprocesseurs, les disques durs, les barrettes mémoires, convertisseur de tension, ...peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs.

Pour maintenir une température de fonctionnement nominale, l'implantation d'un système de refroidissement et d'évacuation de la chaleur est indispensable.

Suite à sa simplicité, sa facilité de mise en œuvre et son faible coût, la convection forcée et naturelle de l'air à travers les dissipateurs est le mode le plus couramment utilisé pour refroidir les composants électroniques.

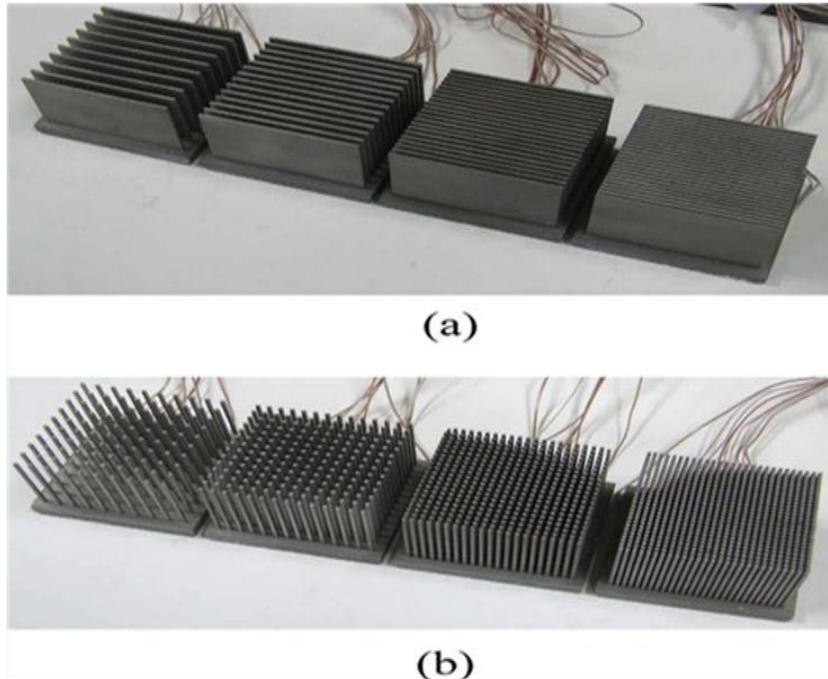
Dans ce premier chapitre, on présente une analyse bibliographique sur les travaux existant dans la littérature sur les dissipateurs thermiques, notamment les dissipateurs à ailettes planes.

## **I.2. Etudes Expérimentales**

**Hung et al. [1]** ont mesuré la performance thermique des dissipateurs de chaleur refroidis par un jet impact par thermographie infrarouge. Ils ont étudiés les effets du nombre de Reynolds, la largeur et la hauteur des ailettes, la distance entre la buse et les sommets des ailettes, et le type des dissipateurs de chaleur sur la résistance thermique. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds, la largeur et la hauteur des ailettes permettent toujours de réduire la résistance thermique dans les dissipateurs de chaleurs uniforme.

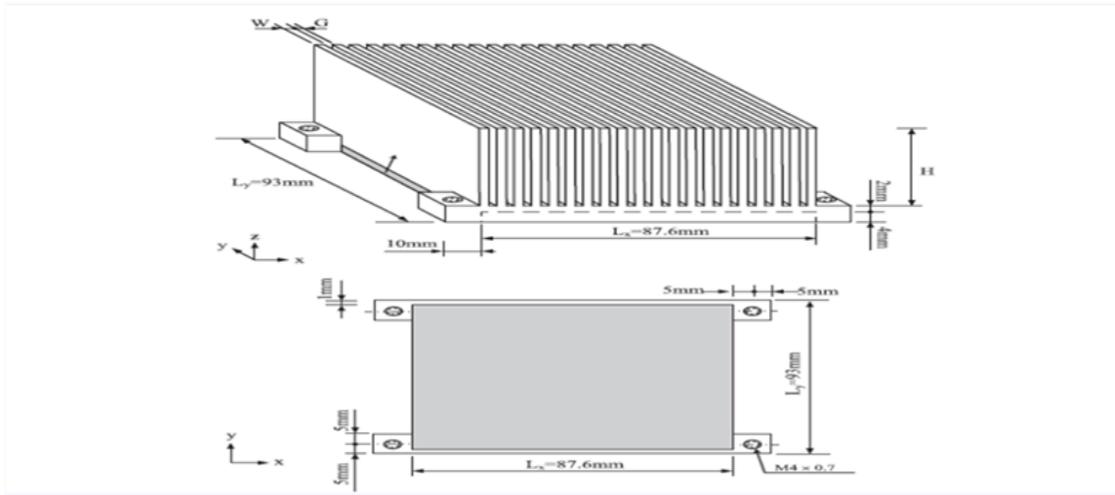
**Dong et al. [2]** ont comparé les performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques couramment utilisés dans l'industrie de l'électronique: Dissipateurs de chaleur à ailettes planes et ailettes goupilles. Ils ont effectué des études expérimentales pour différents débits et des largeurs de canal. A partir des données expérimentales, ils ont proposé un modèle basé sur la méthode des volumes finis de

prédiction de la chute de pression et de la résistance thermique. Ils ont conclu que le dissipateur à ailettes goupilles présentent une faible résistance thermique en comparant avec les autres dissipateur à ailettes planes.



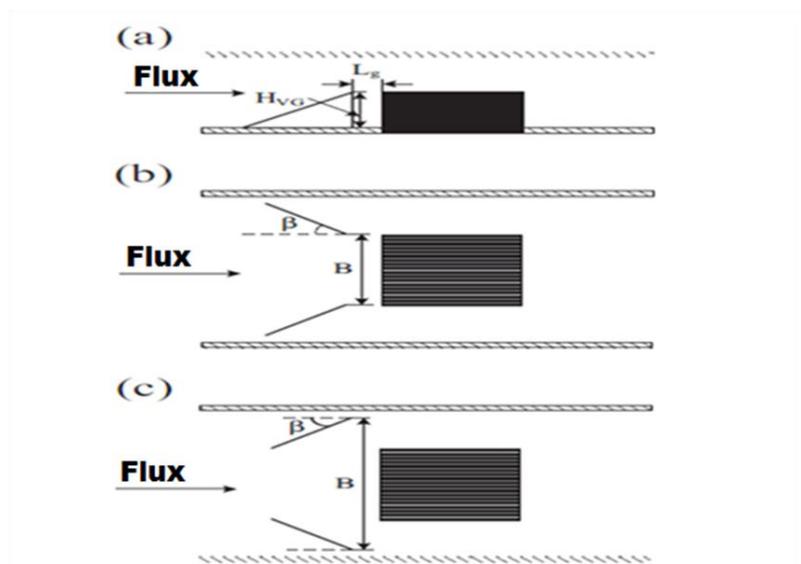
**Figure I.1** Dissipateurs thermiques utilisés pour l'étude expérimentale: (a) à ailettes-planes, (b) à ailettes goupille.

**Hung et al. [3]** ont étudié les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un dissipateur thermique à ailettes planes parallèles muni des chicane transversale dans chambre de vapeur en cuivre désoxydé C1100, composé de canaux et d'ailettes planes de 87.6 mm de longueur pour une largeur de 93 mm, et pour une hauteur de 6 mm, pour démontrer le potentiel de refroidissement de ces structures. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes transversales abouties à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane.



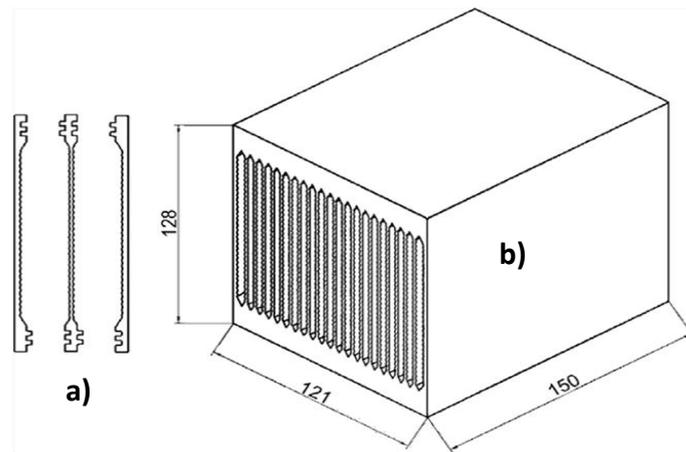
**Figure I.2** Dissipateur thermique muni d'une chambre de vapeur.

**Hung et al. [4]** ont étudié les caractéristiques thermiques d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes muni de deux générateurs de tourbillons. Les effets de la distance entre les générateurs de vortex et le dissipateur ( $L_g$ ), la distance entre les générateurs de vortex ( $B$ ), l'angle d'attaque ( $\beta$ ) et la hauteur ( $H_{VG}$ ) des générateurs. Les résultats montrent que la meilleure performance est obtenue lorsque cette distance  $B$  est égale à la longueur du dissipateur de chaleur ( $L_x$ ), et la distance  $L_g$  est égale à zéro. Pour optimiser la différence de pression et la résistance thermique, l'angle d'attaque des générateurs de tourbillons de  $30^\circ$  est préférable.



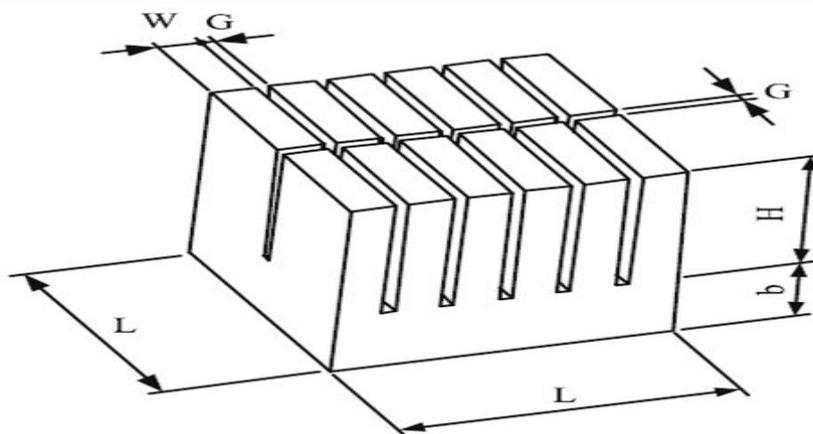
**Figure I.3** Dissipateurs thermiques avec des générateurs de tourbillons.

Les performances d'un dissipateur de chaleur commercial composé de canaux avec des murs ondulés ont été étudiées expérimentalement par **Marco et al. [5]**. Les influences du flux de chaleur imposé (uniforme et non uniforme) et de l'espace entre le dissipateur et le ventilateur sont examinées. La distribution de la vitesse dans les canaux et la résistance thermique globale est présentée et analysées.



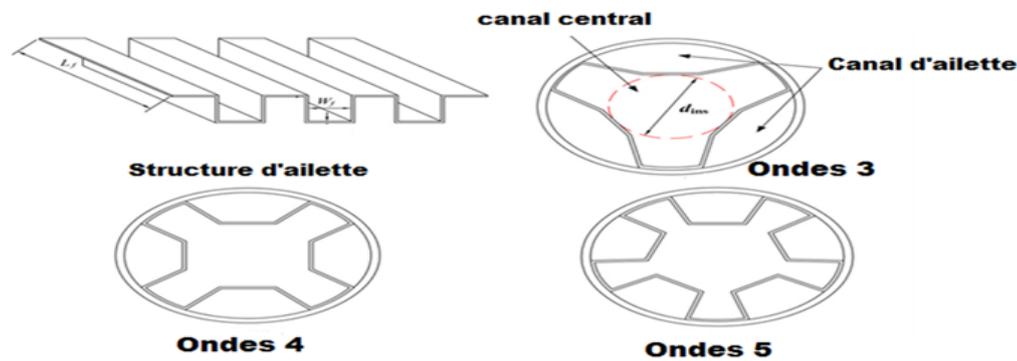
**Figure I.4** (a) Éléments modulaires utilisés pour créer le dissipateur de chaleur, (b) Dissipateur thermique.

**Hung et al. [6]** ont fait une étude expérimentale et numérique des caractéristiques thermique et dynamique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes, en ajustant le nombre Reynolds ( $Re = 5000-25,000$ ), la distance d'impact ( $Y / D = 4-28$ ), et les dimensions des ailettes ( $W / L = 0,08125 - 0,15625$  et  $H / L =$  de  $0,375$ ). Les résultats montrent que la chaleur transférée par le dissipateur de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds et la largeur des ailettes.



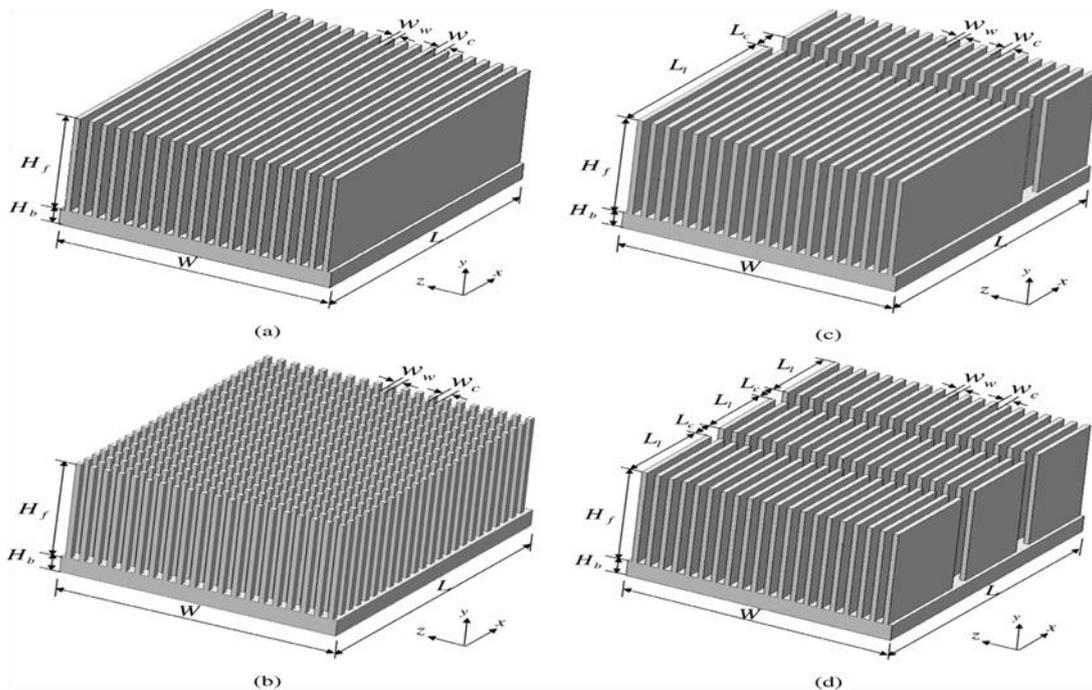
**Figure I.5** Dissipateur de chaleur à ailettes planes [6].

**Lin et al. [7]** ont étudiés les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur sur des tubes longitudinales avec des ailettes planes rectangulaires internes dans le refroidisseur EGR (Exhaust Gas Recirculation), la largeur d'ailettes internes ( $W_f$ ) est de 2,5 mm à 3,5 mm, le diamètre du cercle inscrit sélectionne ( $d_{ins}$ ) 5 mm, 7 mm et 9 mm, et le nombre d'onde ( $N$ ) est 3 ; 4 ; 5, et la longueur d'ailette limitée ( $L_f$ ). Les résultats expérimentaux montrent que le coefficient de friction augmente avec l'augmentation ( $N$ ), tandis qu'il diminue avec l'augmentation ( $W_f$ ) et ( $d_{ins}$ ).



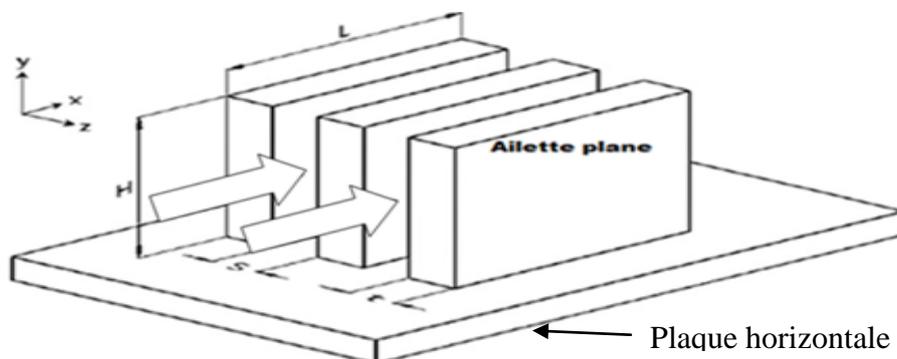
**Figure I.6** Configurations en coupe transversale des tubes à ailettes interne.

**Tae Young et al. [8]** ont étudié expérimentalement les effets des coupes transversales sur les performances thermiques des dissipateurs de chaleur sous la condition d'écoulement parallèle. Pour trouver les effets de la longueur, la position et le nombre de coupes transversales, les dissipateurs de chaleur avec un ou plusieurs coupes allant de 0,5 mm à 10 mm ont été fabriquées. La chute de pression et la résistance thermique des dissipateurs thermiques sont obtenus dans la gamme de puissance pompage ( $0,01 \text{ W} < P_p < 1 \text{ W}$ ). Les résultats montrent que, parmi les nombreux paramètres de conception, la longueur de coupe transversale a l'influence la plus importante sur la performance thermique des dissipateurs de chaleur.



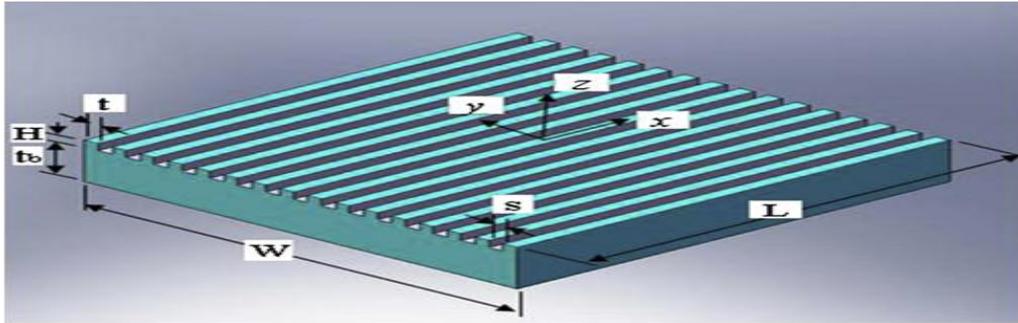
**Figure I.7** Configuration des radiateurs testés. (a) à ailettes planes, (b) à ailettes carrées, (c) une coupe transversale et (d) à plusieurs coupes.

**Han et al. [9]** ont étudié expérimentalement et numériquement le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents dans les dissipateurs de chaleur de trois ailettes rectangulaires parallèles montées verticalement sur la surface supérieure d'une plaque horizontale. La simulation a été effectuée à l'aide de code de calcul "Fluent" pour résoudre les équations différentielles régissant avec le modèle RNG ( $k-\epsilon$ ), pour ce qui permettrait de déterminer le coefficient de transfert de chaleur et l'efficacité des ailettes planes.



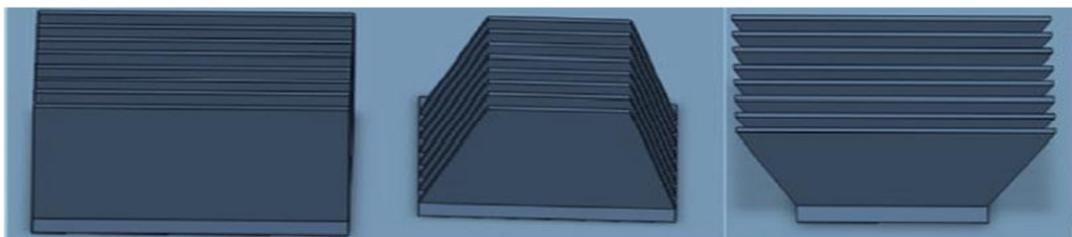
**Figure I.8** Schéma des trois ailettes rectangulaires parallèles montées verticalement sur la surface supérieure d'une plaque horizontale.

**Mahmoud et al. [10]** ont étudié expérimentalement les effets de micro hauteur d'ailettes (0,25 - 1,0 mm) et de l'espacement (0,5 - 1,0 mm) sur le coefficient de transfert de chaleur pour un dissipateur thermique monté horizontalement avec les conditions de convection naturelle. Les résultats ont montré que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur par convection augmente avec l'augmentation d'espacement des ailettes, et diminue avec l'augmentation de la hauteur des ailettes.



**Figure I.9** Géométrie du dissipateur de chaleur.

**Roody et al. [11]** ont fait une étude comparative de dissipateurs de chaleur ayant différentes formes en convection naturelle. Le motif comprend une ailette rectangulaire (Figure I.10-(a)), une forme trapézoïdale (Figure I.10-(b)), et une configuration en forme trapézoïdale inversé (Figure I.10-(c)). Des essais ont été réalisés dans une enceinte climatique bien contrôlée comportant une charge thermique allant de 3 à 20 W. A partir des résultats d'essai, le coefficient de transfert de chaleur des ailettes rectangulaires classiques est supérieur à celui des ailettes trapézoïdales tandis que le coefficient de transfert de chaleur des ailettes trapézoïdales inversées est supérieur à celui du trapézoïdale d'environ 25%, et aussi supérieur à celui des ailettes rectangulaires d'environ 10%.



**a)** Rectangulaires

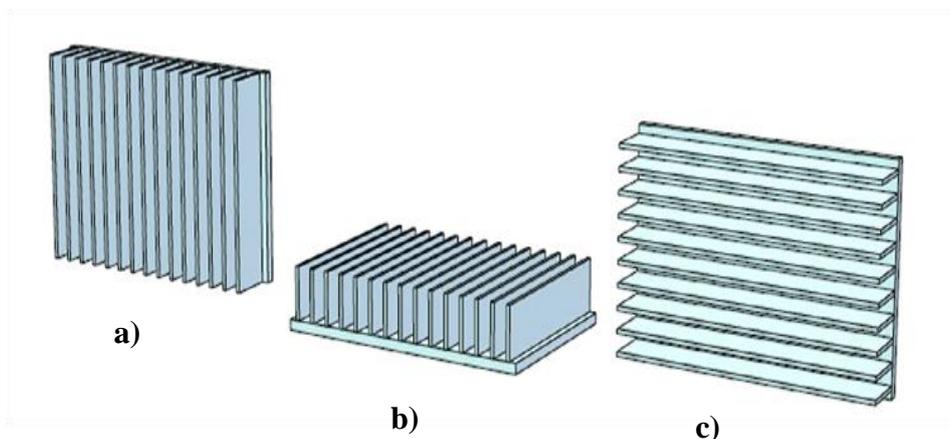
**b)** Trapézoïdales

**c)** Trapézoïdales inversées

**Figure I.10** a) Ailettes rectangulaires, b) Ailettes trapézoïdales, c) Ailettes trapézoïdales inversé.

**Xiaoling et al. [12]** ont fait une étude comparative des performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques couramment utilisés dans l'industrie des équipements électroniques : dissipateur de chaleur à ailettes planes et planes-broches. Pour comparer les performances thermiques des dissipateurs de chaleur, des études expérimentales et numériques ont été réalisées en considérant la même vitesse d'entrée de l'air. Les résultats montrent que la résistance thermique d'un dissipateur thermique à ailettes planes-broches était d'environ 30% inférieure à celle d'un dissipateur thermique à ailettes planes.

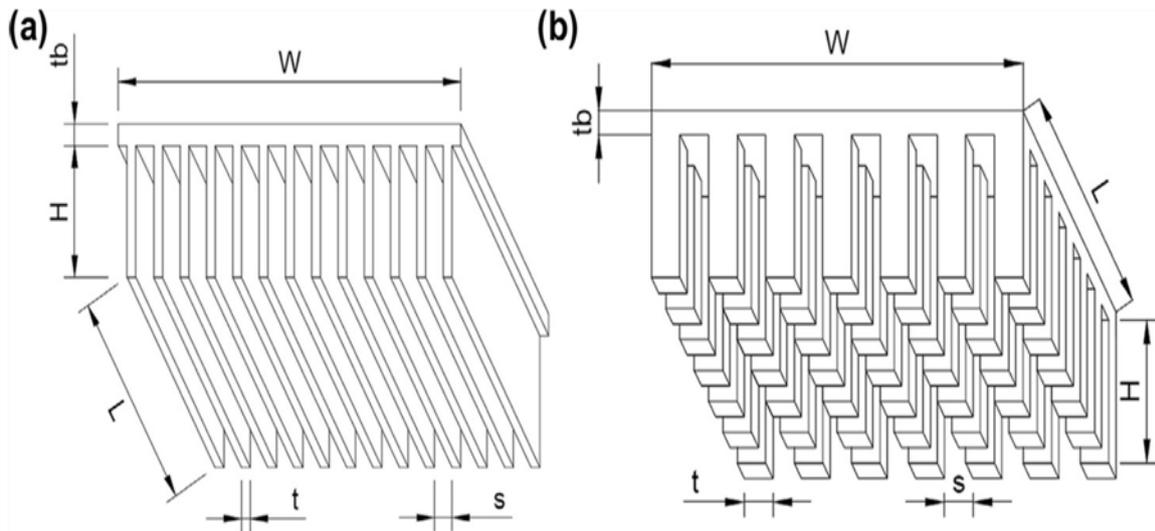
Une étude comparative de dissipateurs de chaleur ayant différentes formes en convection naturelle a été réalisée par **Pankaj et al. [13]**. Le motif comprend une ailette verticale (Figure I.11-(a)), une forme horizontale (Figure I.11-(b)), et une configuration en forme vers le haut (Figure I.11-(c)). L'utilisation de la convection naturelle pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite. Ils ont conclu que le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas.



**Figure I.11** Configuration d'ailettes pour un refroidissement naturel.

**Leonardo et al. [14]** ont fait une étude expérimentale les effets de l'épaisseur des ailettes sur les performances thermiques d'un dissipateur thermique à ailettes planes et broches. La géométrie pour les deux types d'ailettes : des ailettes planes parallèles rectangulaires (Figure I.12-(a)) et des ailettes broches carrés (Figure I.12-(b)), est constitué de 5 cm x 5 cm à la plaquette de silicium carré et la hauteur d'ailette varie

entre 0,6 mm et 0,8 mm, l'espacement entre 0,2 mm et 0,8 mm et l'épaisseur entre 0,2 et 0,8 mm. Les objectifs de cette étude est d'analyser l'effet de l'épaisseur des ailettes sur la performance thermique et l'efficacité des ailettes. En outre, l'effet de l'échange de chaleur par rayonnement sur le transfert global de chaleur est examiné et commenté.



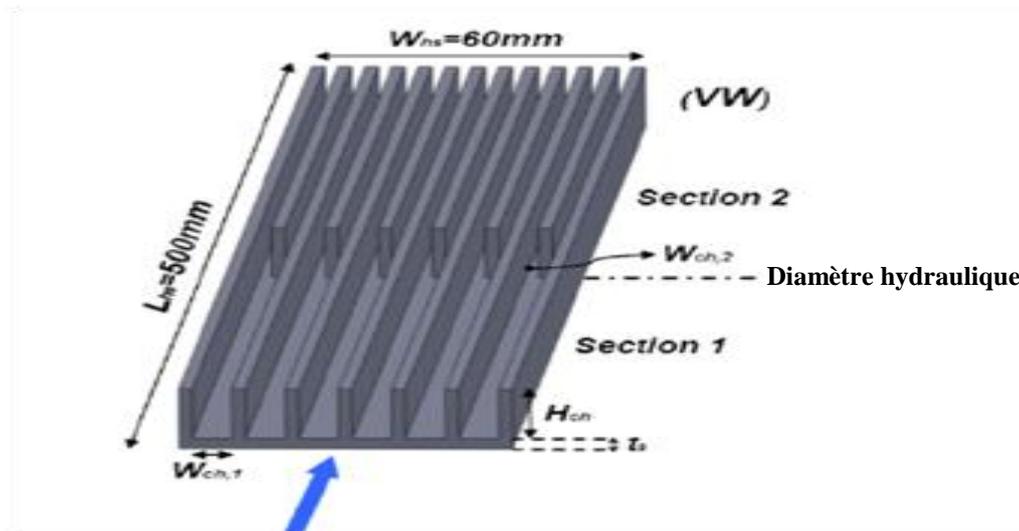
**Figure I.12** Description des paramètres: (a) ailettes planes, (b) ailettes broches.

**Dong et al. [15-16]** ont fait une étude comparative des performances thermiques de deux types de dissipateurs thermiques couramment utilisés dans l'industrie des équipements électroniques : la plaque à ailettes et les dissipateurs de chaleur à ailettes broche. Pour la comparaison des dissipateurs de chaleur, des études expérimentales sont réalisées pour différents débits et largeurs de canaux. A partir des données expérimentales, ils ont proposés un modèle de prédiction de la chute de pression et de la résistance thermique.

La modélisation des performances thermo-hydrauliques de 42 dissipateurs thermiques a été effectuée expérimentalement par **Hans et Bahram [17]**. Une corrélation empirique en fonction de la hauteur, de la largeur du canal, de la hauteur et de l'épaisseur des ailettes et de la distance entre ailettes est développée pour la prédiction du nombre de Nusselt et la perte de pression.

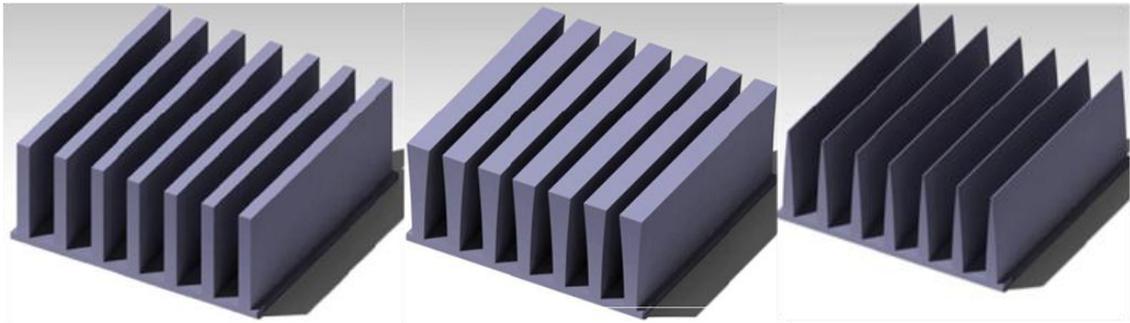
### I.3. Etudes Numériques

**Karathanassis et al. [18]** ont fait une étude numérique et expérimentale sur les effets des flux secondaires en raison de la flottabilité et de la contraction sur le transfert de chaleur dans un dissipateur thermique à ailettes planes. La figure 13 représente la configuration des dissipateurs abordés. Les dimensions totales sont (L x W) 500 mm x 60 mm. Des ailettes rectangulaires supplémentaires sont implantées dans la moitié du dissipateur qui permet de changer le diamètre hydraulique. Les résultats numériques indiquent que l'action conjointe des rouleaux induite flottabilité et la configuration d'écoulement secondaire combinée a un impact bénéfique sur la performance thermique du dissipateur de chaleur.



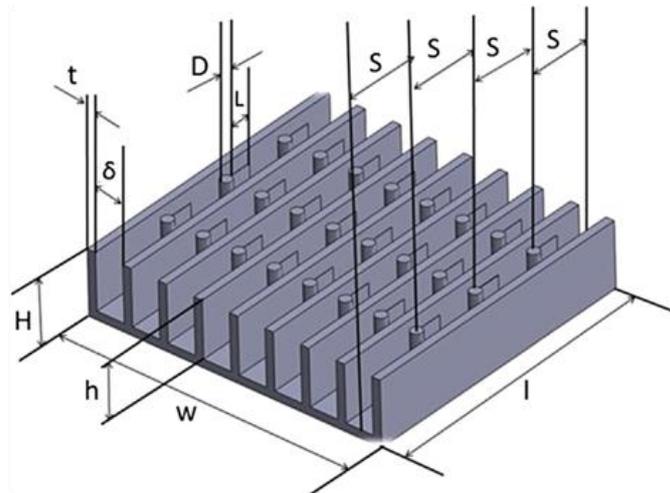
**Figure I.13** Configurations à deux sections d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes.

**Dong et al. [19]** ont étudié l'optimisation thermique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes avec épaisseur d'ailette variant dans la direction perpendiculaire à l'écoulement du fluide. Le modèle utilisé pour cette optimisation est basé sur la méthode des volumes finis. Il a été montré que la résistance thermique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes peut être réduite de 15% lorsqu'on augmente l'épaisseur des ailettes dans la direction perpendiculaire à l'écoulement du fluide.



**Figure I.14** Dissipateurs de chaleurs à ailettes-planes.

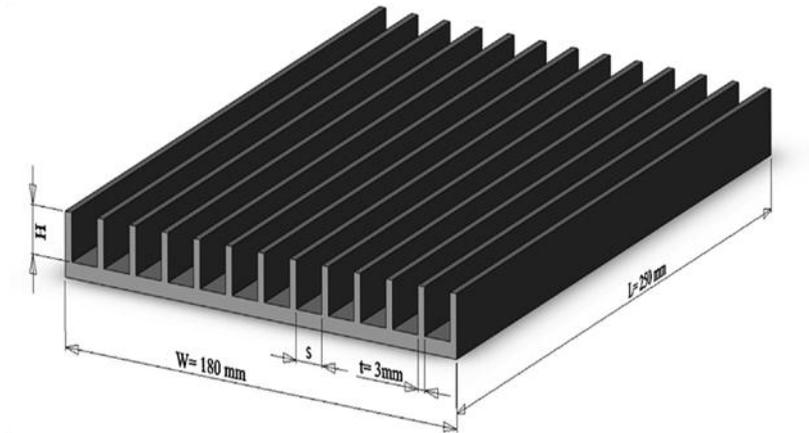
**Razavi et al. [20]** on fait une étude numérique du comportement de la variation de l'énergie hydro thermique dans un nouveau type de dissipateur de chaleur à ailettes planes-broche. Pour atteindre cet objectif, une plaque mince connue comme un séparateur est située derrière l'ailette broche (Figure I.15). Les résultats ont montré que, pour réduire la résistance thermique et la perte de charge, il faut mettre la séparation derrière l'ailette de broche.



**Figure I.15** Schémas d'un dissipateur de chaleur à ailettes plane-broche.

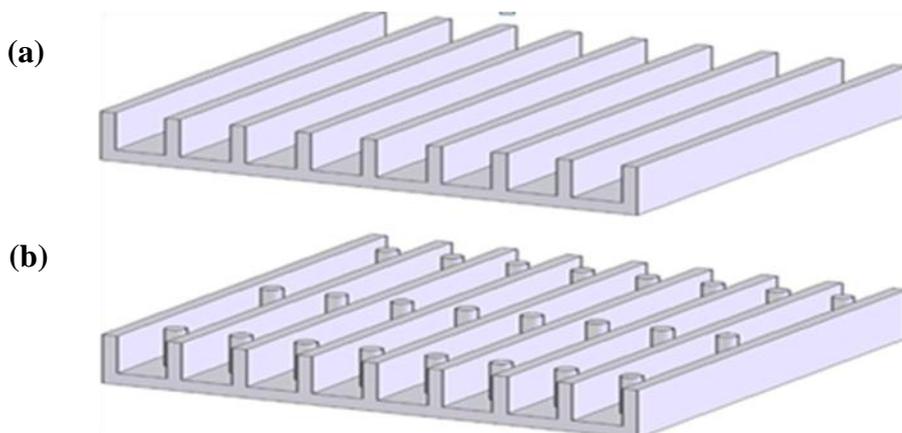
**Ilker et al. [21]** ont étudié la convection naturelle d'un dissipateurs de chaleur à ailettes-planes à la fois horizontale et légèrement inclinées par rapport aux orientations horizontales, pour les angles d'inclinaison de  $\pm 60^\circ$ ,  $\pm 75^\circ$ ,  $\pm 80^\circ$ ,  $\pm 85^\circ$ ,  $\pm 90^\circ$  par rapport à la verticale. Le dissipateur à ailettes planes est placé dans une chambre de la cellule remplie d'air de 3 m de côté avec des murs qui sont maintenus à  $20^\circ\text{C}$  uniforme, tournée vers le haut dans l'orientation horizontale (Figure I.16). Les résultats

montrent que de validité des corrélations de cas horizontaux pour le nombre de Nusselt moyen sont étudiées en modifiant les termes de force de corps sans dimension avec le sinus de l'angle d'inclinaison. On observe que les corrélations modifiées sont valables dans les rangs, de  $-60^\circ$  à  $-90^\circ$  (vers le haut) et  $+80^\circ$  à  $+90^\circ$  (vers le bas).



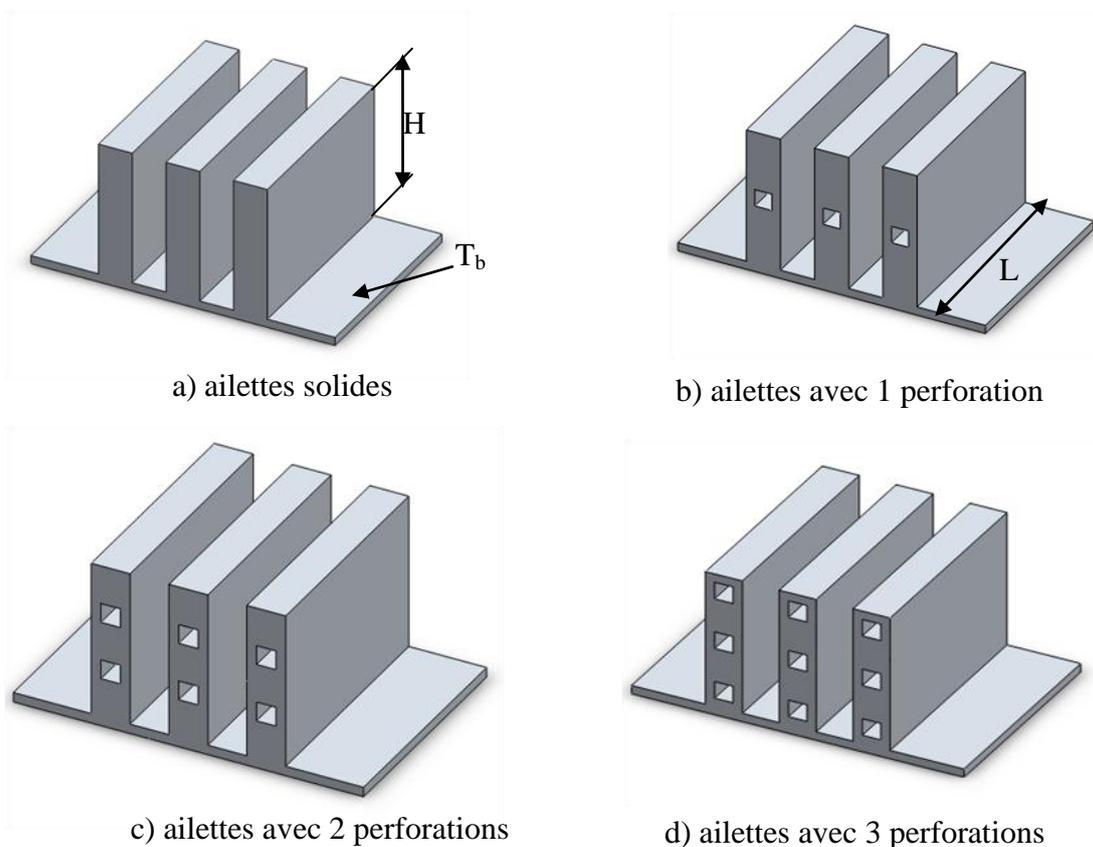
**Figure I.16** Dissipateurs thermiques à ailettes planes.

**Yue et al. [22]** ont étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement dans dissipateurs thermiques à ailettes planes, et à ailettes goupille (Figure I.17), pour comparer les performances thermo-hydrauliques de deux dissipateurs thermiques. Les résultats montrent que les performances de transfert de chaleur augmentent fortement avec l'augmentation de la vitesse de l'air surtout pour dissipateurs thermiques à ailettes goupilles comparant avec dissipateurs thermiques à ailettes planes.



**Figure I.17** Schémas des dissipateurs thermiques : (a) dissipateur de chaleur à ailettes planes (b) dissipateur de chaleur à ailettes planes et broches.

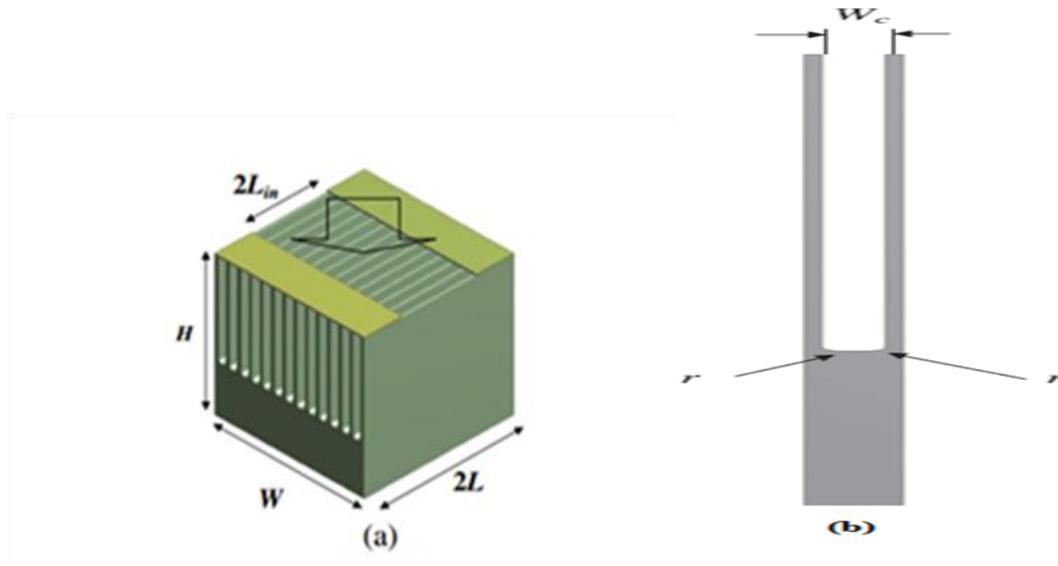
**Shaeri et Yaghoubi [23]** ont proposé une étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur en convection forcée à partir d'une rangée d'ailettes solides et perforées montées sur une paroi plane (Figure I.18). Les équations de Navier-Stokes et le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  (RNG) sont résolues par la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE, pour prévoir les paramètres d'écoulement. Les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur sont présentées pour un nombre de Reynolds compris entre  $2 \times 10^4$  et  $2 \times 10^4$  et un nombre de Prandtl  $Pr = 0.71$ . Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur est plus important dans le cas des ailettes perforées.



**Figure I.18** Configuration des ailettes solides et perforées.

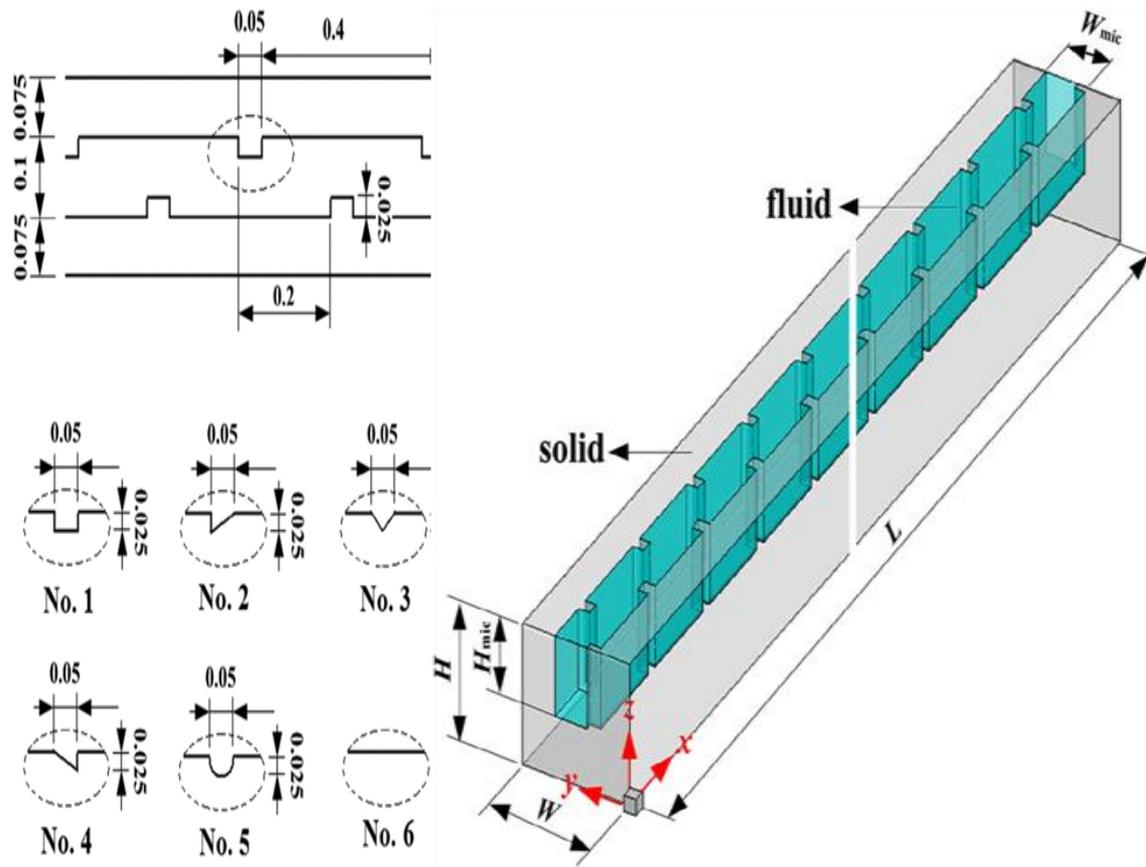
**Yuan [24]** a étudié l'effet de la largeur et de la hauteur d'un canal rectangulaire sur les performances d'un dissipateur thermique à ailettes planes ; en utilisant le code CFD Fluent. Les résultats numériques sont vérifiés par comparaison avec un test expérimental du modèle.

L'objectif de l'étude de **Kok et al. [25]** est d'étudier numériquement les caractéristiques de l'écoulement et la performance thermique d'un dissipateur de chaleur, et comprendre l'effet des profils entre les ailettes (Figure I.19). Les résultats de perte de charge et le nombre de Nusselt moyen ont été obtenus pour les cas avec et sans profils ( $r = 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$  mm) pour des largeurs de canal variables. Les résultats indiquent que le profil en forme U améliore le rendement thermique global.



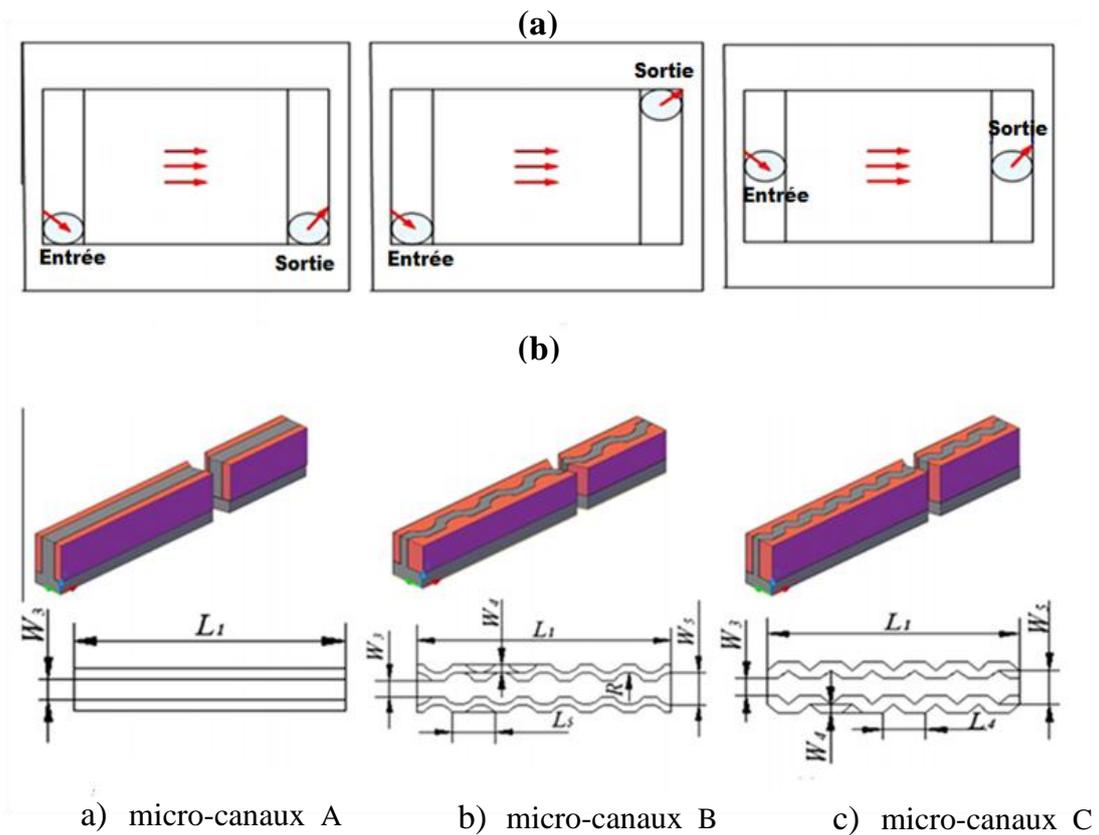
**Figure I.19** (a) Schéma physique, (b) Illustration des profils de canal.

**Lei et al. [26]** ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur dans dissipateur thermique à micro canaux avec un décalage des nervures sur les parois latérales. Cinq formes de nervures de compensation sont conçus, notamment rectangulaire, triangulaire arrière, triangulaire isocèle, triangulaire avant et semi-circulaire, avec un nombre de Reynolds vari entre 190 et 838. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur est plus important dans les nervures triangulaires avant pour  $Re < 350$ , et pour  $Re > 400$  les nervures semi-circulaires sont les meilleurs.



**Figure I.20** Structure du dissipateur de chaleur à micro-canaux avec des nervures de compensation sur les parois latérales.

**Ismail et al. [27]** ont effectué une étude numérique sur l'effet de profil d'ondulation sur les performances thermo-hydrauliques dans des dissipateurs de chaleur à micro-canaux ayant des emplacements d'entrée / sortie (Figure I.21-(a)). Trois formes de rugosité ont été examinées (sinusoïdal, triangulaire et trapézoïdal) (Figure I.21-(b)). Ils ont conclu que l'utilisation d'un canal ondulé est une méthode appropriée pour augmenter le rendement thermique et d'obtenir une compacité plus élevée de l'échangeur de chaleur.



**Figure I.21** Différentes Géométries de micro-canaux.

#### I.4 Conclusion

Dans ce premier chapitre, on a présenté une synthèse bibliographique sur les dissipateurs thermiques, en particulier les dissipateurs à ailettes planes et ondulées. L'analyse des références citées montre qu'il y a peu de travaux sur le type à ailettes ondulées, et c'est les raisons qui nous ont motivées de faire une étude numérique d'un dissipateur muni des parois ondulées. Le modèle sera défini et présenté dans le chapitre suivant.

---

**CHAPITRE II**

**FORMULATION  
MATHÉMATIQUE**

---

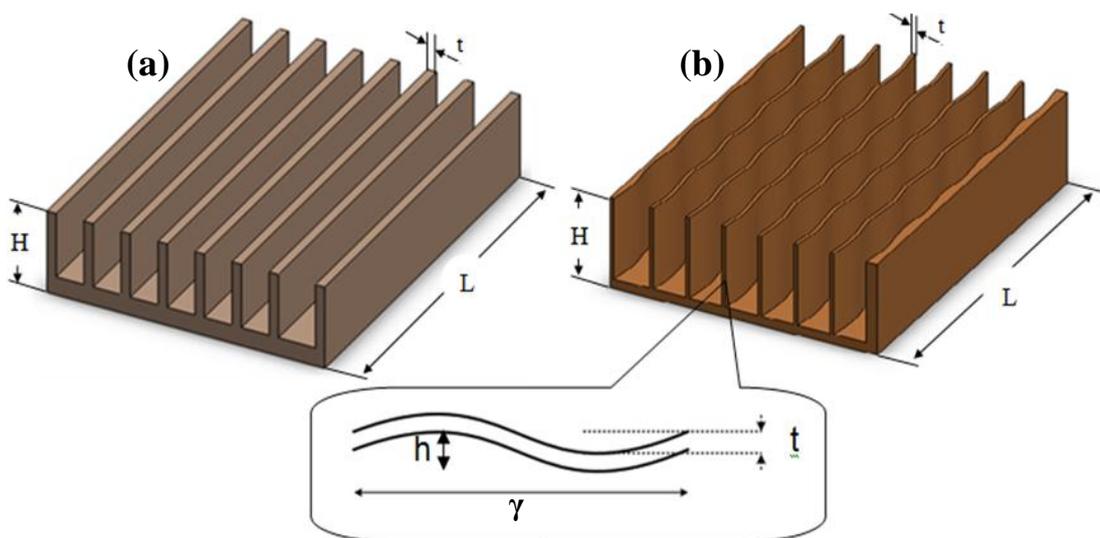
## II.1. Introduction

La convection forcée dans les écoulements internes en présence d'une paroi épaisse présente un intérêt considérable en raison de ses nombreuses applications qui concernent par exemple les dissipateurs thermiques, les collecteurs solaires, ....

L'objet de ce chapitre est de présenter la géométrie de problème considéré et les équations qui gouvernent le phénomène de la convection forcée en régime turbulent : la conservation de masse (la continuité), la quantité de mouvement (Navier-Stokes), de l'énergie pour le fluide et le solide et de turbulence, ainsi que les conditions aux limites pour chaque grandeur.

## II.2. Géométries du problème

Le problème considéré est présentée sur la figure II.1. Il s'agit d'un dissipateur thermique à ailettes planes (a) et ailettes ondulées (b) en aluminium, de longueur ( $L$ ), de hauteur ( $H$ ) et d'épaisseur ( $t$ ). La distance entre deux ailettes successives est ( $\delta$ ). Les dimensions de la géométrie, sont basées sur les données expérimentales publiées par **Xiaoling et al.** [12]. Les dimensions géométriques sont illustrées dans le tableau II.1.



**Figure II. 1** Dissipateurs thermiques, (a) à ailettes planes, (b) à ailettes ondulées.

**Tableau. II. 1** Paramètres géométriques fondamentaux du dissipateur de chaleur.

Parameters	Dimensions
<b>L : Longueur d'ailette</b>	51 mm
<b>H : Hauteur d'ailette</b>	10 mm
<b><math>\delta</math>: Distance entre deux ailettes successives</b>	5 mm
<b>t : Épaisseur d'ailette</b>	1.5 mm

### II.3. Hypothèses simplificatrices

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, on adopte les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Écoulement turbulent, tridimensionnel et stationnaire.
- Milieu continu.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide ( $\rho_f, \lambda_f, C_{p_f}, \mu_f$ ) et du solide ( $\rho_s, \lambda_s, C_{p_s}$ ) sont constantes.

**Tableau II. 2** Propriétés thermo-physiques du fluide et du solide [30].

Propriétés physiques	Air	Aluminium
Masse volumique ( $\rho$ )	1.225(kg/m <sup>3</sup> )	2719 (kg/m <sup>3</sup> )
Conductivité thermique ( $\lambda$ )	0.0242 (W/m. K)	202.4 (W/m. K)
Capacité thermique spécifique ( $C_p$ )	1006.43 (J/kg. K)	871 (J/kg. K)
Viscosité dynamique ( $\mu$ )	1.7894 x 10 <sup>-5</sup> (kg/m. s)	-

### II.4. Equations gouvernantes

La formulation mathématique des phénomènes de l'écoulement tridimensionnel et stationnaire de la convection forcée turbulente repose sur les équations liant les

différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

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

#### II.4.1. Equation de Continuité

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

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

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

#### II.4.2. Équation de quantité de mouvement

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

➤ Suivant x:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{II. 2}$$

➤ Suivant y:

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{II. 3}$$

➤ Suivant z:

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{II. 4}$$

### II.4.3. Équation d'énergie

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

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda_f \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad \text{II.5}$$

= 0

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

II.6

## II.5. Modèles de turbulence

Le code de calcul **Fluent** propose différents modèles de fermeture pour prendre en compte la turbulence **Ismail et al. [27]**, c'est-à-dire pour calculer les contraintes de Reynolds.

Ces modèles peuvent être classés par le nombre d'équations supplémentaires aux équations de Navier- Stokes nécessaires :

- Le modèle de Spalart-Allmaras (une équation supplémentaire).
- Le modèle k-ε (deux équations de transport supplémentaires de k et ε).
- Le modèle k-ω (deux équations supplémentaires de transport de k et ω).
- Le modèle des contraintes de Reynolds (RSM) avec six équations supplémentaires pour chacune des composantes de tenseur de Reynolds.
- Le modèle LES : Le modèle LES nécessite un maillage très raffiné et des temps de calcul assez importants.

Dans notre mémoire de master, nous avons choisi de travailler avec le modèle k-ε standard, couramment utilisé en génie des procédés.

### II.5.1. Modèle k-ε standard

#### II.5.1.1. Modélisation de la viscosité turbulente

Dans l'équation de conservation moyennée (II.1), la turbulence apparaît sous la forme du terme  $\text{div}(-\overline{\rho u' u'})$ . Les modèles de turbulence consistent à calculer

de façon plus ou moins simplifiée ce terme. Dans le modèle k- $\varepsilon$ , il s'exprime en introduisant la viscosité turbulente. L'équation (II.8) s'écrit alors :

$$\text{div } \rho \mathbf{U} \mathbf{U} = -\nabla P + (\mu + \mu_t) \text{div } \nabla \mathbf{U} + \mathbf{F} \quad \text{II.7}$$

La relation de Prandtl-Kolmogorov permet de calculer cette viscosité en fonction de l'énergie cinétique turbulente k et de sa dissipation  $\varepsilon$  :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{II.8}$$

La «viscosité turbulente»  $\mu_t$  a été introduite par Boussinesq pour exprimer les contraintes turbulentes en fonction du tenseur du taux de déformation:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = 2 \mu_t E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad \text{II.9}$$

### II.5.1.2. Equations de transport

Le modèle semi empirique k- $\varepsilon$  est donc basé sur la résolution de deux équations de transport des deux variables : l'énergie cinétique de turbulence k et son taux de dissipation  $\varepsilon$ . Le modèle de turbulence utilisé est le modèle k- $\varepsilon$  standard (**Lauder and Spalding1974**) [28] :

$$\text{div } \rho \mathbf{U} k = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad \text{II.10}$$

Où  $G_k$  représente la génération d'énergie cinétique turbulente par les gradients de la vitesse moyenne,  $G_b$  est la génération d'énergie cinétique turbulente par les forces de volumes.

$$\text{div } \rho \mathbf{U} \varepsilon = \text{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{II.11}$$

#### *Les constantes du modèle*

L'intérêt principal du modèle k- $\varepsilon$  est de ne présenter qu'un nombre limité de constantes dont les valeurs ne changent que très peu en fonction des cas à traiter. Les valeurs suivantes sont données par défaut par Fluent:

$$C_{\mu}=0.09, \sigma_k=1.00, \sigma_{\varepsilon}=1.30, C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92$$

## II.6. Conditions aux limites

Des conditions aux limites pour chaque variable sont obligatoires pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment. Dans notre travail, les conditions aux limites aérodynamique et thermique se basent sur le travail expérimental de **Xiaoling et al. [12]**.

- A l'entrée du canal :

$$u = U_{in}; v = 0; w = 0; T = T_{in} \quad \text{II. 12}$$

$$k_{in} = 10\% \quad \text{II. 13}$$

$$\varepsilon_{in} = 0.01 k_{in}^{3/2} \quad \text{II. 14}$$

$k_{in}$  : représente la condition d'admission pour l'énergie cinétique turbulente ;

$\varepsilon_{in}$  : est la condition d'admission pour la dissipation turbulente.

- La vitesse à l'entrée du canal  $U_{in}$  est constante et correspond à un nombre de Reynolds fixe. Cette vitesse s'exprime par l'équation suivante :

$$U_{in} = \frac{R_e \mu}{\rho D_h} \quad \text{II. 15}$$

**Tableau II.3** Valeurs de vitesses correspondantes aux nombres de Reynolds choisis.

Nombre de Reynolds	Vitesse initiale (m/s)
3450	6.5
4250	8
5300	10
6480	12.2
7970	15

- A la sortie du canal :
  - Les gradients de tous les paramètres sont nuls.

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0 \tag{II.16}$$

Avec  $\phi = u, v, w, T, k, \varepsilon$

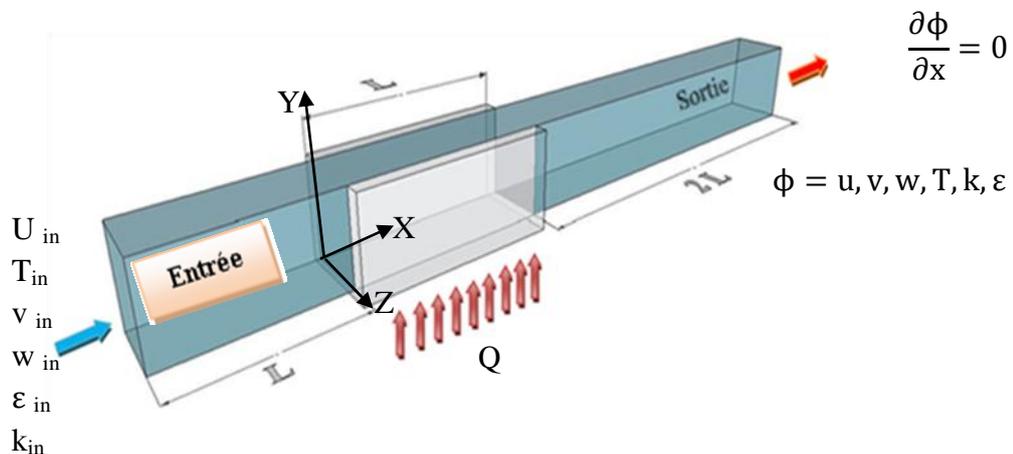
- Base du dissipateur thermique (zone de chauffage) :  $0 \leq x \leq L, y = -t, 0 \leq z \leq 2t+\delta$ 
  - Un flux de chaleur est appliqué.

$$Q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \tag{II.17}$$

- A la paroi supérieure du dissipateur thermique :  $0 \leq x \leq L, y = H, t \leq z \leq \delta$

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{II.18}$$

La figure II.2 représente les conditions aux limites. Le fluide froid dans à l'entrée du canal a une température constante de  $T_{in} = 300$  K, La base du dissipateur thermique est soumise à un flux de chaleur constant ( $Q_w = 3665$  (W/m<sup>2</sup>)), tandis que les parois latérales sont considérées comme adiabatiques.



**Figure. II. 2** Schéma représentatif des conditions aux limites.

## II.7. Paramètres caractéristiques

- **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime par exemple dans notre cas turbulent. Le nombre de Reynolds est lié la viscosité, densité, et le diamètre hydraulique, et définit de la manière suivant :

$U$  : est la vitesse moyenne de l'écoulement de fluide.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad \text{II. 19}$$

On définit le diamètre hydraulique  $D_h$  comme étant le rapport de la surface mouillée  $A$  (Section droit de liquide) sur le périmètre mouillé  $P$  (Périmètre de la conduite en contact avec liquide).

$$D_H = \frac{4 \text{section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times H\delta}{2 \times (H + \delta)} \quad \text{II. 20}$$

$\delta$ : La distance entre deux ailettes successives.

- **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl représente l'efficacité relative de transport de quantité de mouvement et de chaleur par diffusion.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_f} \quad \text{II. 21}$$

- **Nombre de Nusselt**

Il caractérise l'importance de la convection par rapport à la conduction :

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda_f} \quad \text{II. 22}$$

- **Pertes de pression**

La perte de pression de l'entrée vers la sortie du passage d'écoulement, ce qui reflète la performance hydraulique du dissipateurs thermiques, est calculée par :

$$\Delta P(x) = P_{in} - P_{out} \quad \text{II. 23}$$

- **Coefficient de frottement**

Le coefficient de frottement est le rapport entre les forces de pression exercées par le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi.

$$f = \frac{2 \Delta P D_h}{\rho U_i^2 4 L} \quad \text{II. 24}$$

- **Résistance thermique**

La résistance thermique du dissipateur de chaleur est définie par :

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} \quad \text{II. 25}$$

$$\Delta T = T_{b \max} - T_{in} \quad \text{II. 26}$$

$T_{b \max}$  : La température maximale de la base du dissipateur thermique.

$T_{in}$  : La température de l'air à l'entrée.

## II.7 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime turbulent et stationnaire à l'intérieur d'un dissipateur de chaleur ainsi que le modèle de turbulence considéré. Ensuite, nous avons spécifié les conditions aux limites de toutes les frontières du domaine de l'écoulement pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se font par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation.

---

**CHAPITRE III**

**RESOLUTION  
NUMERIQUE**

---

### III.1. Introduction

En mécanique des fluides, on procède généralement lors de la simulation numérique, par la substitution des termes différentiels de transport dans les équations gouvernants l'écoulement, par des approximations conduisant à des équations algébriques. Ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide aux nœuds dans le domaine de solution. En plus de la méthode des volumes finis qui est adoptée dans cette étude, les éléments finis et les méthodes spectrales sont largement utilisés dans la simulation numérique des écoulements.

Pour notre étude nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable dans les géométries complexes.

### III.2. Principe de la méthode des volumes finis

Le principe de cette méthode, **Patankar [29]**, est basé sur une technique de discrétisation qui convertie les équations de la conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelé volume de contrôle, chacun de ces dernières inclut un nœud dit nœud principal. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur ces derniers pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle.

Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds de maillage.
- Résolution algébrique linéaire obtenue.

### III.3. Notion de maillage

#### III.3.1. Définition

Le domaine physique est discrétisé en un domaine de calcul suivant un maillage uniforme ou non uniforme dans les deux directions, horizontale et verticale figure III.1. Le maillage dit intercale consiste à stocker les variables dépendantes scalaires (P) aux nœuds du maillage, et les variables dépendantes vectorielles (U, V) aux faces des volumes de contrôle, c'est à dire aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur les volumes associés aux composantes de vitesse U, V. Ce type de maillage permet une meilleure estimation des flux convectifs, et une bonne estimation de la force de pression dans l'équation de quantité de mouvement. Les frontières du domaine coïncident avec les faces des volumes de contrôle, ce qui facilite l'incorporation des conditions aux limites.

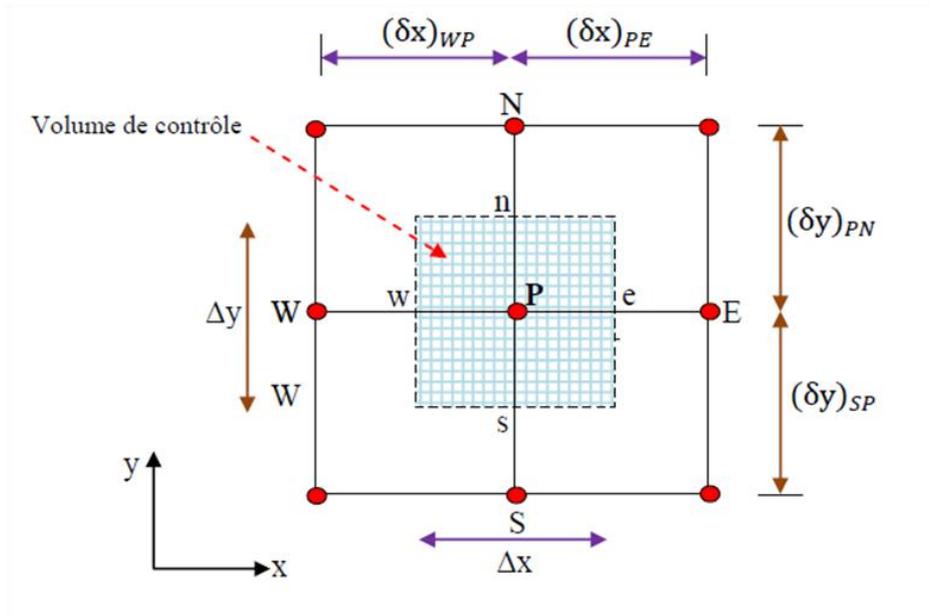
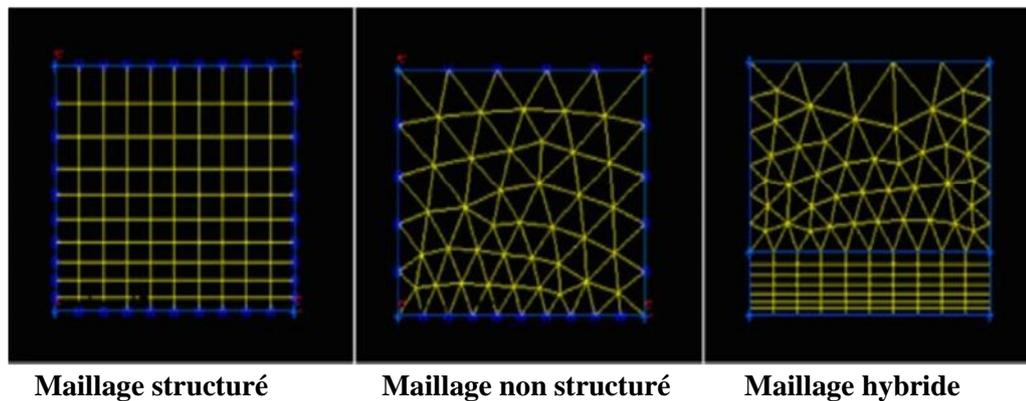


Figure III.1 Volume de contrôle bidimensionnel.

#### III.3.2. Choix du type de maillage

On peut utiliser plusieurs types de maillage (Figure III.2) :

- Maillage structuré
- Maillage non structuré
- Maillage hybride



**Figure III.2** Trois types de maillages.

### III.3.2.1. Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques.

Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

### III.3.2.2. Maillage non structuré (tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

- ✓ Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments,
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.
- ✓ Ses inconvénients :
  - Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
  - Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si l'on le compare avec le maillage structuré.

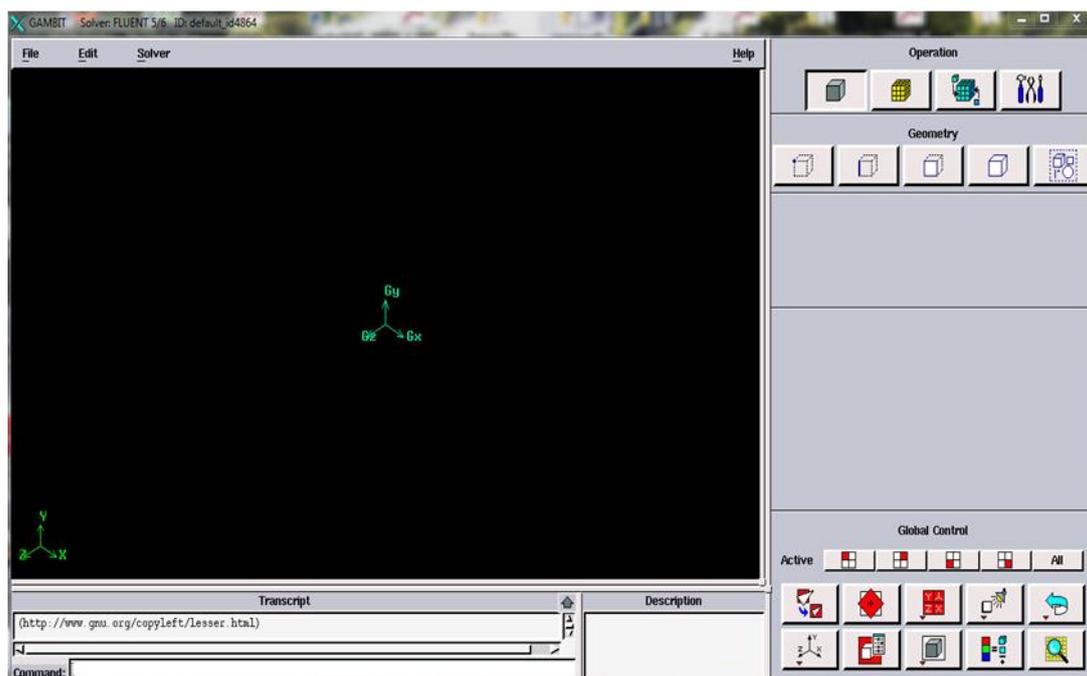
### III.3.2.3. Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 3D, Il combine les avantages des maillages structurés et non structurés.

## III.4. Présentation du préprocesseur «GAMBIT »

Gambit est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous Fluent. Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur.

### III.4.1. Interface de Gambit



**Figure III.3** Interface de travail du préprocesseur Gambit.

### III.4.2. Création de la Géométrie dans GAMBIT

Pour notre simulation, le travail sous Gambit consiste à suivre les étapes suivantes :

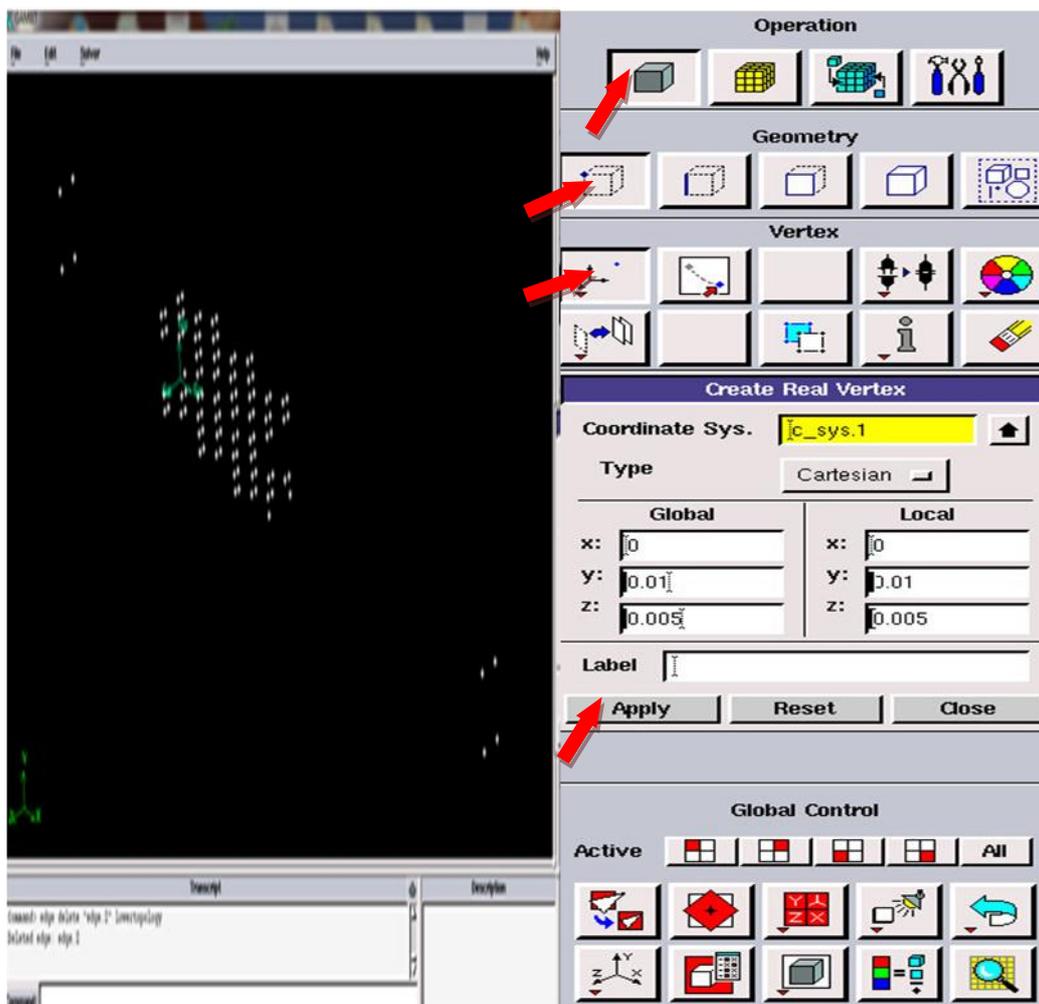
- **Choix du solveur**

Préciser que le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6:  
**Menu > Solver> FLUENT 5 / 6**

- **Création des points**

Geometry  > Vertex Command Button  > Create Vertex 

Créer le premier point (0, 0,0). Suite à **x;**, entrez la valeur 0. Suite à **y;**, entrez la valeur 0. Suite à **z;**, entrez la valeur 0 (ces valeurs doivent être par défaut). Cliquez sur **Apply**. Cela crée le point (0, 0,0) qui est affiché dans la fenêtre graphique. Répétez ce processus pour créer les points restants.

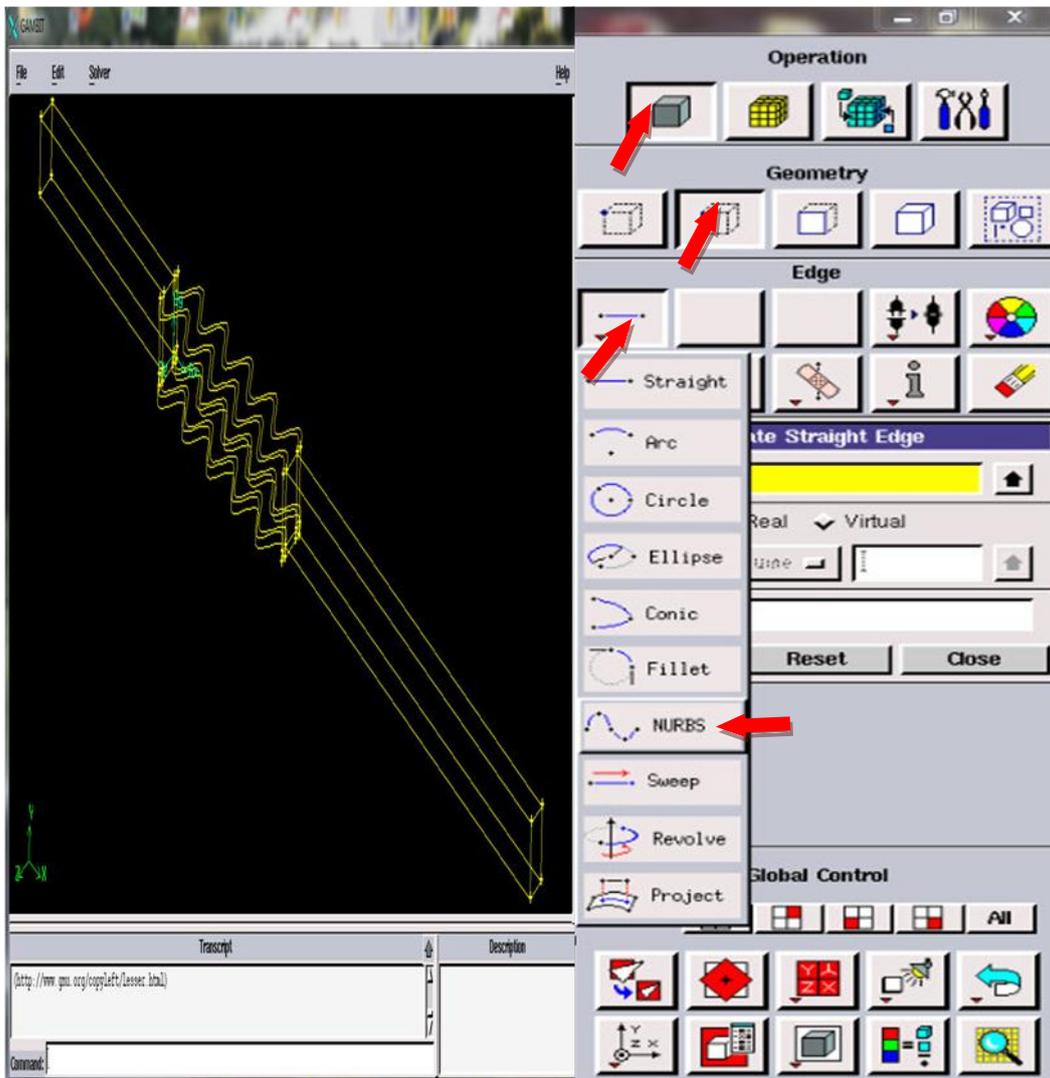


**Figure III.4** Création des points du : dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.

- Création des lignes



Sélectionnez tous les points en maintenant enfoncée la touche **Shift** et en cliquant sur les points. Comme chaque point est choisi, il apparaîtra en rouge dans la *fenêtre graphique*. Ensuite, relâchez la touche **Shift** et cliquez sur **Apply** dans la partie *Créer Edge From Vertices (NURBS)*.fenêtre pour créer cette onde. Répétez ce processus pour créer les lignes restantes.



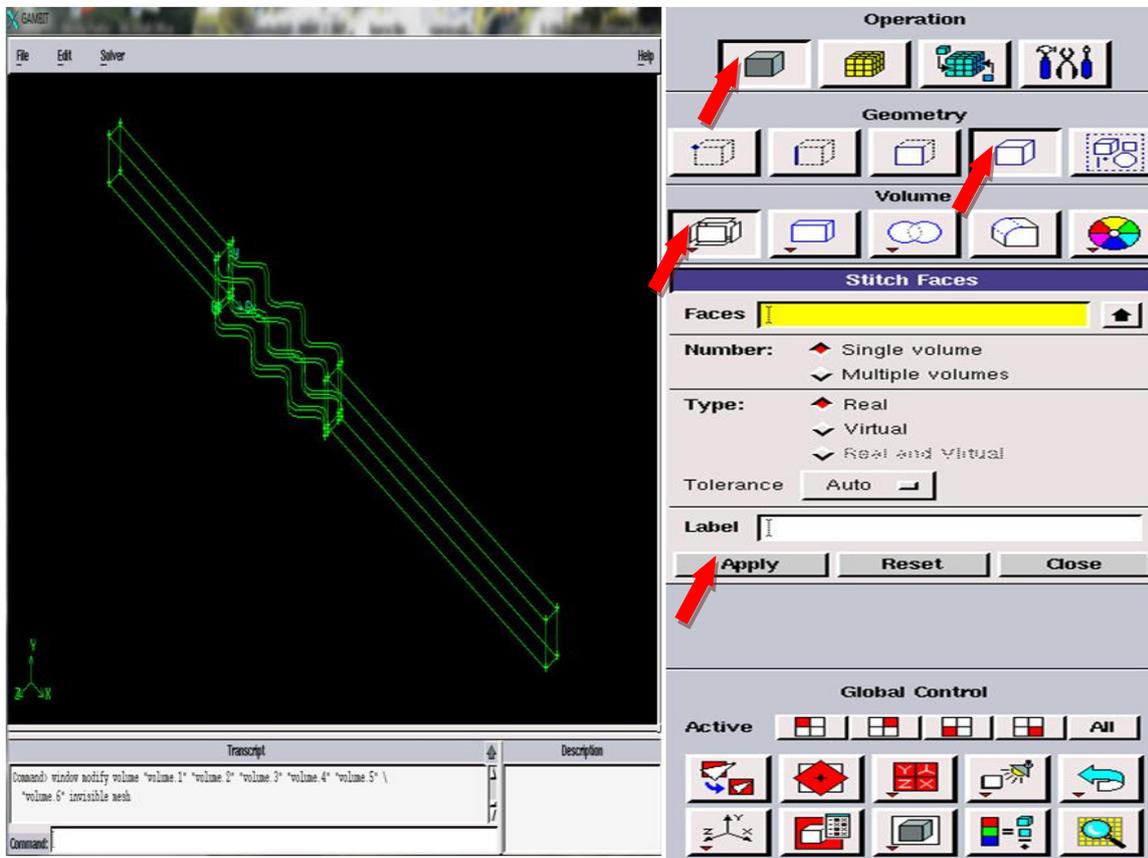
**Figure III.5** Création des lignes du dissipateur thermique à ailettes ondulées.

• **Création les faces**



Pour former un visage hors du secteur inclus par les quatre lignes, nous avons besoin pour sélectionner les lignes qui entourent ce domaine. Cela peut se faire en maintenant la touche Shift, en cliquant sur chaque ligne (notez que la ligne actuellement sélectionnée apparaît en rouge), puis relâcher la touche Shift après tous les lignes ont été sélectionnées et cliquez sur **Apply**. Répétez ce processus pour créer les faces restantes.

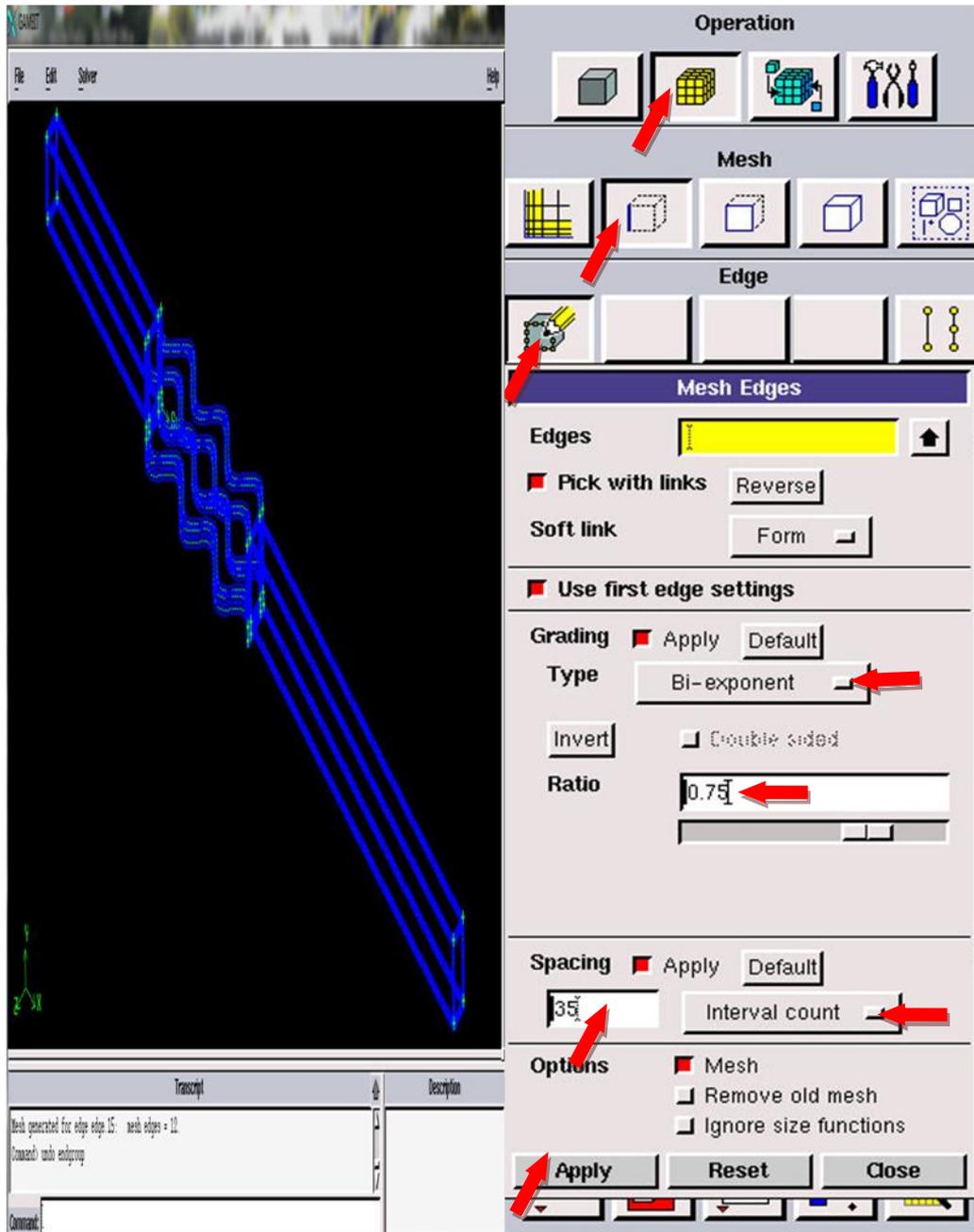
• **Création les volumes**



**Figure III.6** Création des volumes: dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.

- **Maillage des lignes**

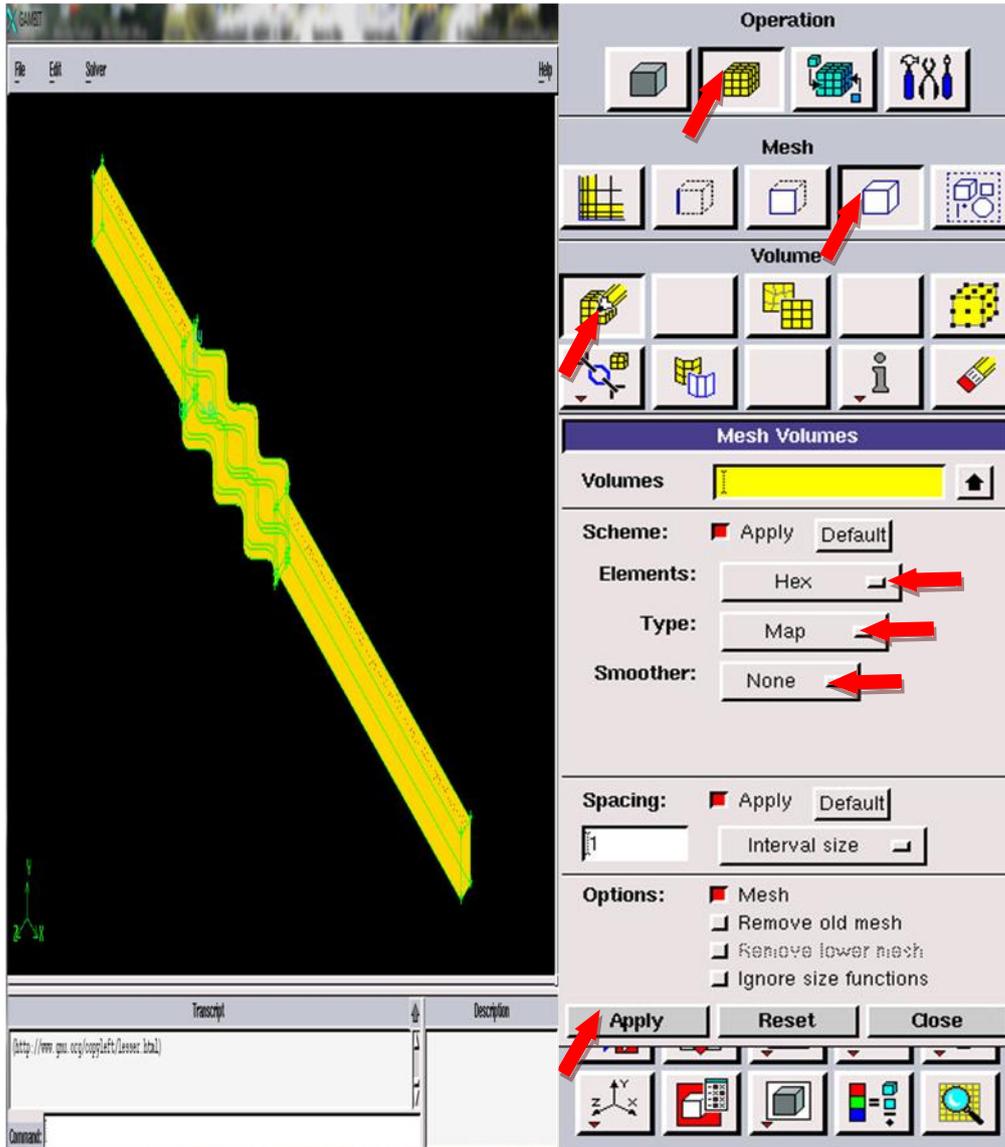
Mesh Command Button  > Edge Command Button  > Mesh Edges 



**Figure III.7** Maillage des lignes: dissipateurs thermiques à ailettes ondulées.

- **Maillage des volumes**

Mesh Command Button  > Volume Command Button  > Mesh Volumes 



**Figure III.8** Maillage des Volumes du dissipateur thermique à ailettes ondulées.

- **Conditions aux limites**

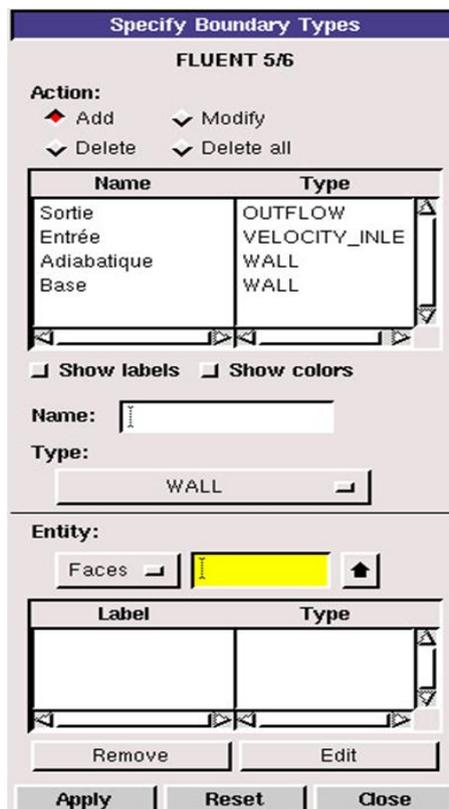
Zones Command Button  > Specify Boundary Types Command Button 

- 1) Sélectionnez la face gauche du canal (entrée de fluide). Ecrire à côté de **Nom;** Entrée. Pour le **type:** sélectionnez **Velocity Inlet**. Cliquez sur **Apply**. Répétez le même processus pour les autres lignes.

- 2) Sélectionnez la paroi droite du canal (sortie de fluide). Ecrire à côté de **Nom;** Sortie. Pour le **type:** sélectionnez **Outflow**. Cliquez sur **Apply**.
- 3) Sélectionnez la paroi inférieure du dissipateur thermique. Ecrire à côté de **Nom;** Base. Pour le **type:** sélectionnez **Wall**. Cliquez sur **Apply**.
- 4) Sélectionnez toutes les parois confinées, à l'exception de la zone de chauffage. Sont supposés être en aucun glissement et des conditions adiabatiques. Écrire à côté de **Nom;** Adiabatique. Pour le **type:** sélectionnez **Wall**. Cliquez sur **Apply**.

**Tableau. III. 1 :** Définition des conditions aux limites.

Position du Bord	Nom	Type
Face Gauche du canal	Entrée	Velocity Inlet
Face Droite du canal	Sortie	Outflow
Face inférieure du dissipateur thermique	Base	Wall
Toutes les faces confinées	Adiabatique	Wall



**Figure III.9** Conditions aux limites.

- Définition des domaines

Zones Command Button  > Specify Boundary Types Command Button 

Tableau. III. 2 : Domaines fluide et solide.

Position du Bord	Nom	Type
Chemin de fluide	Air	Fluid
Volume d'ailette 1	Ailette1	Solid
Volume d'ailette 2	Ailette2	Solid
Volume inférieur du dissipateur thermique	Base solide	Solid

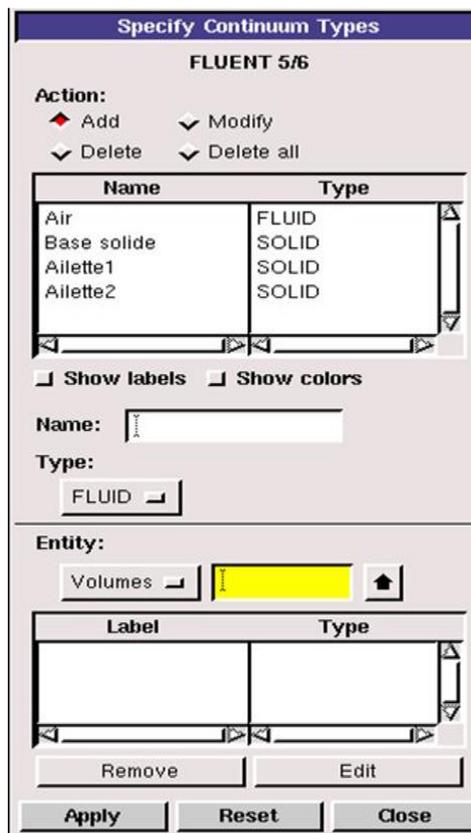


Figure III.10 Définition des domaines.

- Enregistrement du fichier «\*. mesh »

Exporter le maillage et sauvegarder le fichier. Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point. msh (*mesh* = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser. On peut ensuite fermer Gambit et lancer Fluent.

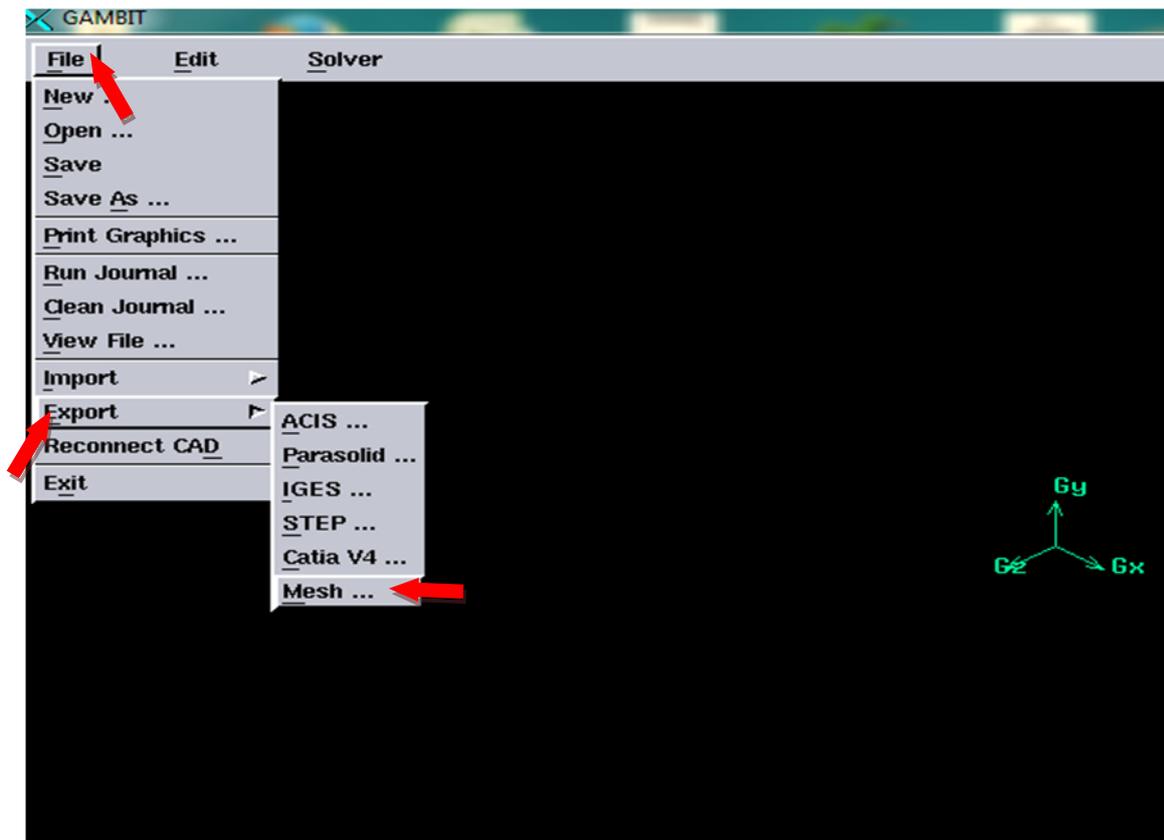
**File> Export> Mesh**

Figure III.11 Exportation du maillage.

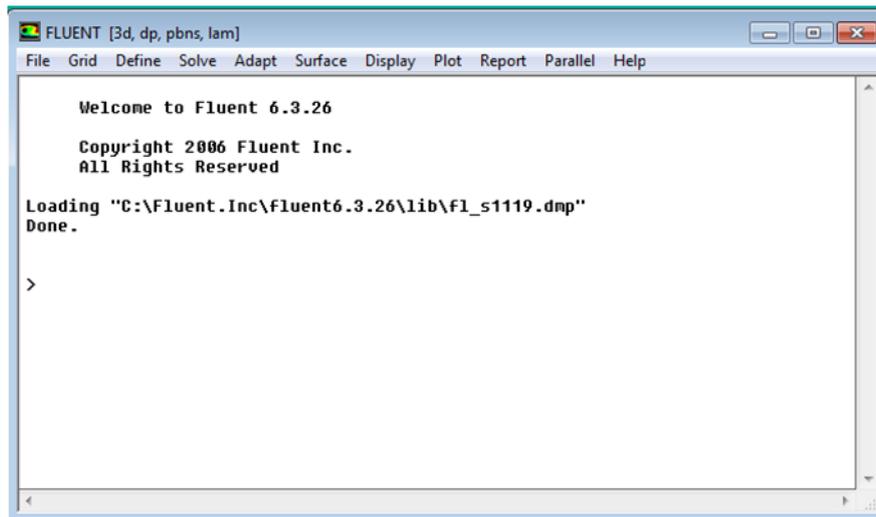
**III.5. Code de calcul «FLUENT »**

La simulation en Mécanique des Fluides Numérique, est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluides et transferts thermiques. Elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouveaux concepts, tout en réduisant le cycle de commercialisation, les risques associés et les coûts. Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation.

**III.5.1. Importation da la géométrie «\*. mesh »**

- Pour commencer la simulation il faut importer le fichier « . mesh » généré sous Gambit.

**File ==>Read ==>Case**



**Figure III.12** Interface Fluent 6.3.

### III.5.2. Vérification du maillage importé

**Grid==>Check**

- Ceci permet de vérifier et contrôler si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

### III.5.3. Vérification de l'échelle

**Grid ==>Scale**

- C'est pour vérifier l'unité.

### III.5.4. Choix du solveur

**Define==>Models==>Solver**

- Pour préciser le solveur de propriété.

### III.5.5. Affichage de la grille

**Display==>Grid**

- Pour afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

### III.5.6. Choix du modèle turbulent

**Define ==>Models==>energy**

- C'est formulation de l'équation d'énergie.

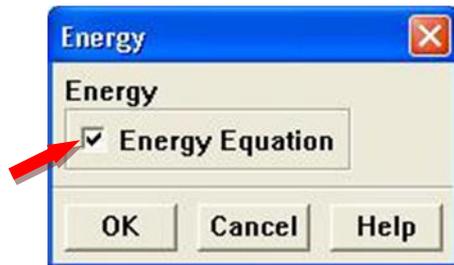


Figure III.13 Définit l'équation d'énergie.

Define ==>Models ==>Viscous

- on a choisi le modèle k-epsilon (2 équations). Cliquez sur **ok**.

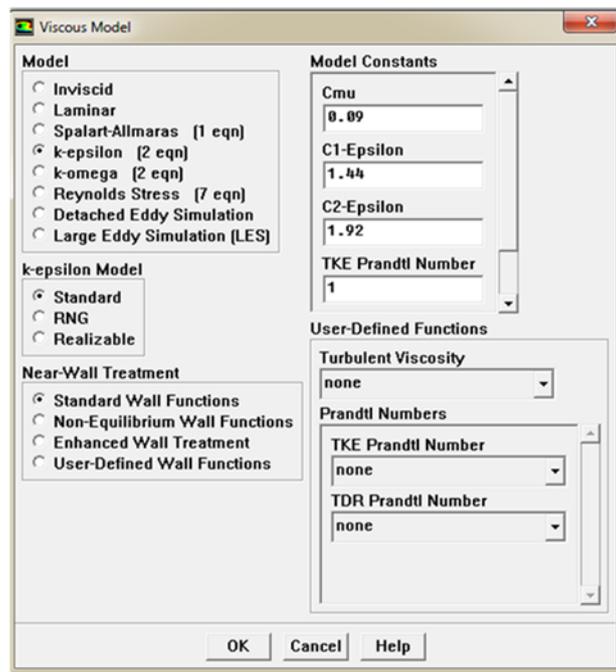


Figure III.14 Définition du modèle d'écoulement.

### III.5.7. Définition des caractéristiques des matériaux

Define ==>Materials....

- C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

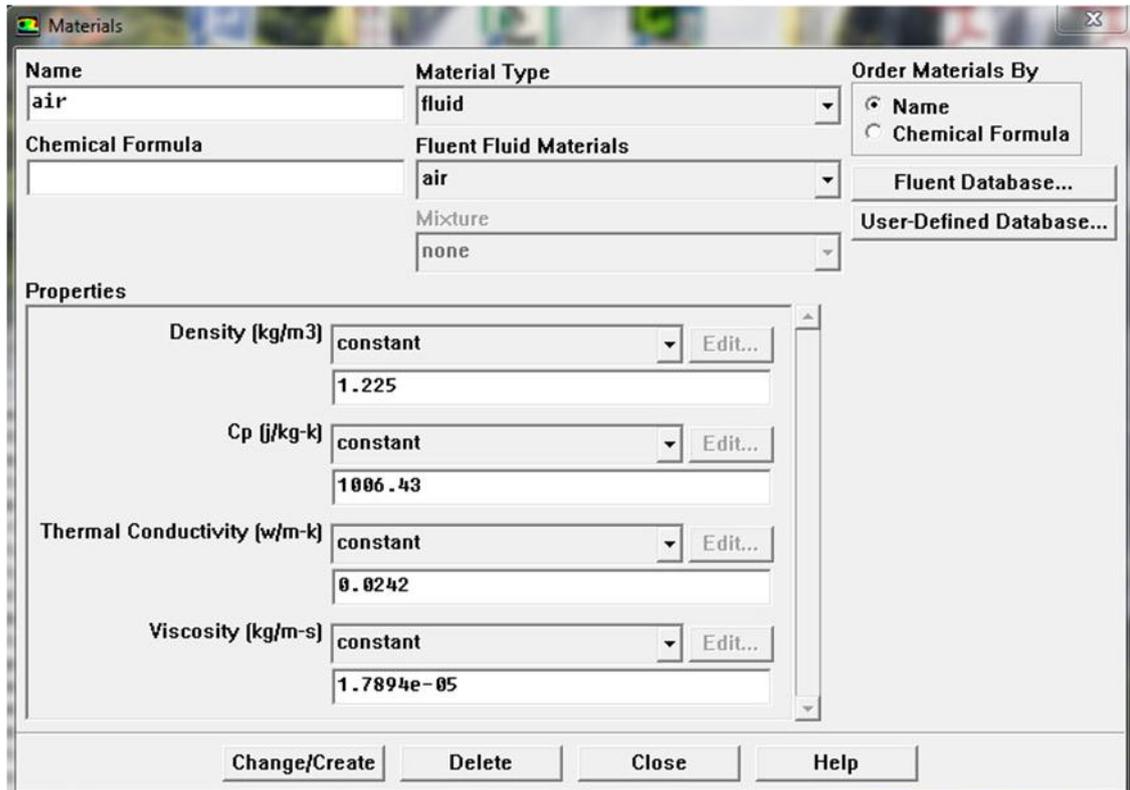


Figure III.15 Définition des propriétés des matériaux.

### III.5.8. Définition condition aux limites

#### Define ==>Boundary condition

- Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée (entrée, sortie, paroi supérieure, paroi inférieure, fluide), et faire rentrer les conditions aux limites.

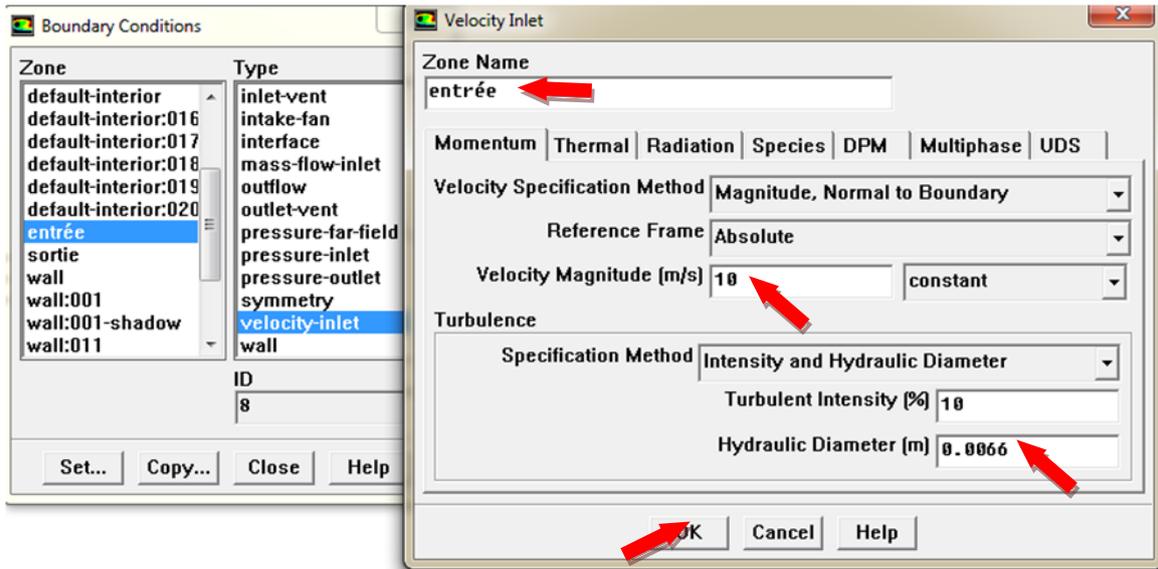


Figure III.16 Définition des conditions aux limites.

### III.5.9. Choix de solution

Solve==>intialize==>initialize

- Initialiser le champ d'écoulement pour la valeur à l'entrée.

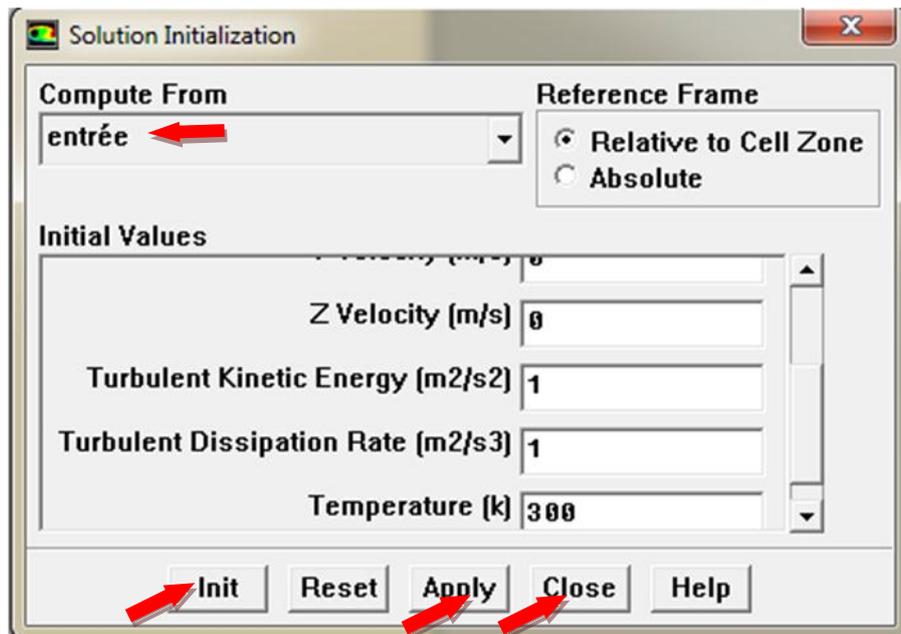


Figure III.17 Initialisation la vitesse et la température à l'entrée.

Solve ==>Monitors==>Residual

- Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor.et on a choisi  $10^{-5}$  pour faciliter les calculs.

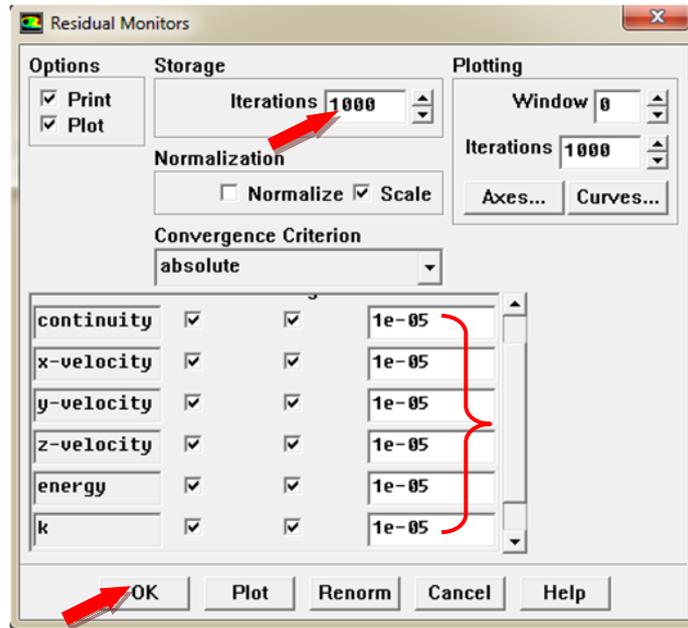
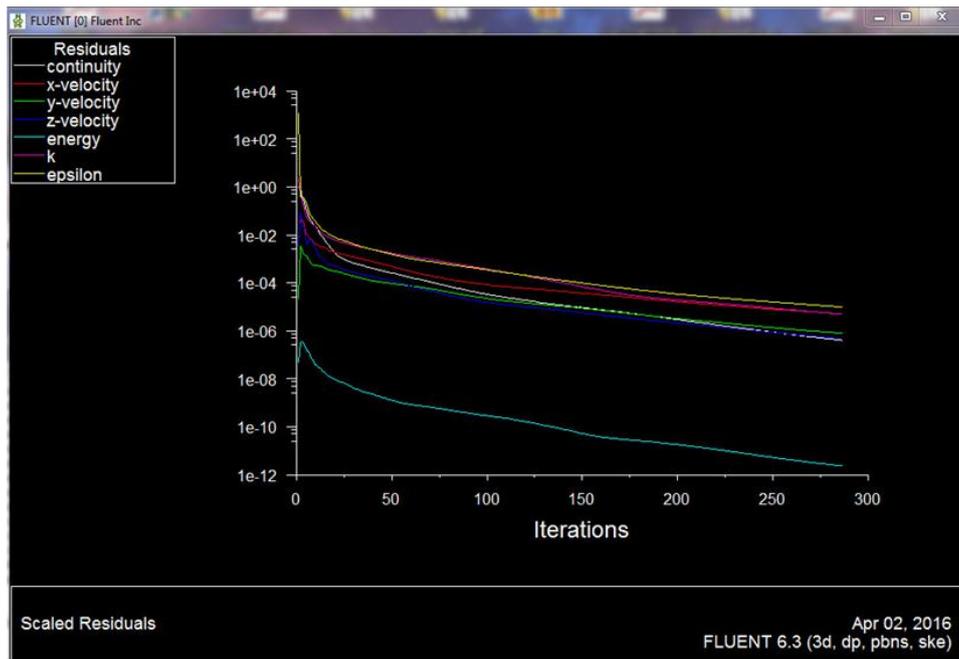


Figure III.18 Résidus des calculs.

- Lancement des itérations jusqu'à la convergence.



Figure III.19 Lancement les itérations.



**Figure III.20** fenêtre des itérations.

### III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté la méthode de volume finie, le logiciel Gambit qui permis de créer et de mailler les différentes géométries, et le processeur Fluent qui permis de faire la résolution du système d'équations.

---

**CHAPITRE IV**

**RESULTATS ET  
INTERPRETATIONS**

---

### IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente les résultats de la simulation obtenus et leurs interprétations, pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement turbulent d'air dans un dissipateur thermique de différentes formes d'ailettes et de même diamètre hydraulique.

### IV.2. Choix de maillage

Afin d'assurer une indépendance des résultats numériques par rapport au maillage utilisé, on a fait une série de simulations pour différent maillage ( $N_x-N_y,-N_z$ ).

- Dissipateur à ailettes Planes : (280x62x59), (240x55x50), (200x43x41), (160x31x27), (120x19x18).
- Dissipateur à ailettes ondulées ( $h=3\text{mm}$  ;  $n=3$ ) : (320x74x68), (280x62x59), (240x55x50), (200x43x41).

Les Figure IV.1 et IV.2 représentent la variation de la vitesse axiale dans une section  $x=0.0255$  m pour les différents maillages appliqués sur les deux types de dissipateurs thermiques.

Les profils de vitesses correspondent aux maillages (240x55x50) et (280x62x59), (280x62x59) et (320x74x68) sont presque confondu et présentent une légère différence. Pour minimiser le temps de calcul, on adopte dans nos simulations le maillage (240x55x50) pour de dissipateur à ailettes planes, et le maillage (280x 62x59) pour le dissipateur à ailettes ondulées.

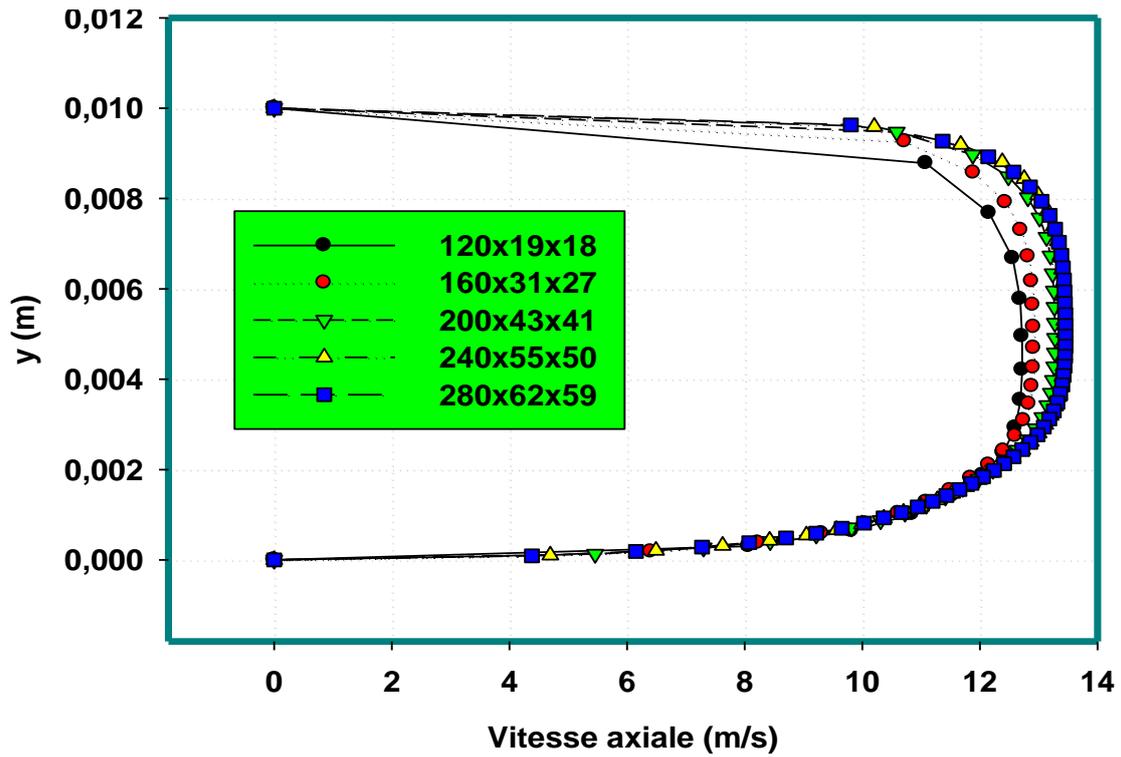


Figure IV.1 Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages - dissipateurs thermiques à ailettes planes ( $x=0.0255$  m).

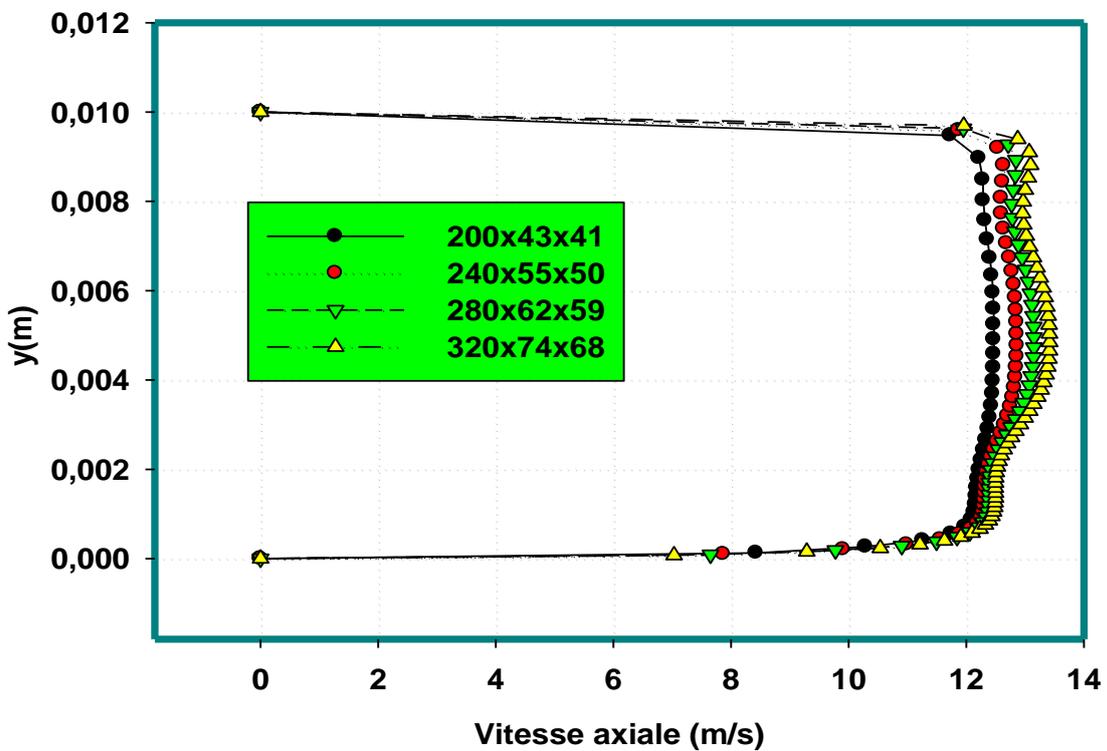
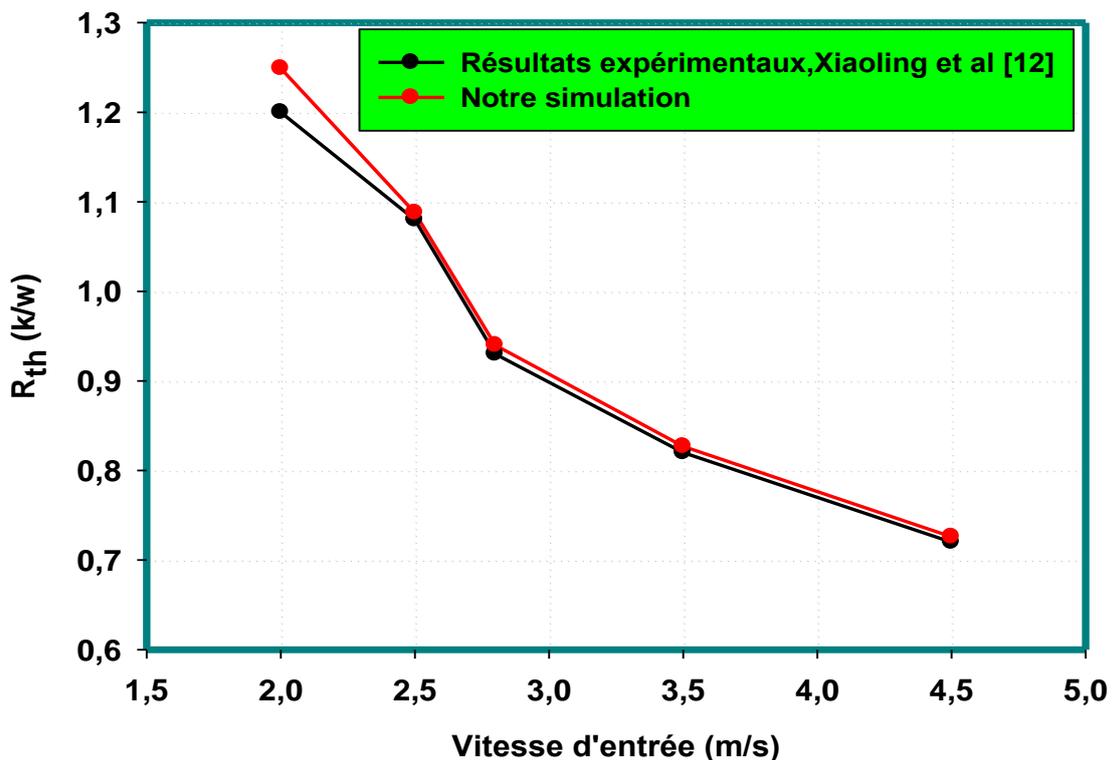


Figure IV.2 Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages - dissipateurs thermiques à ailettes ondulées ( $x=0.0255$  m).

### IV.3. Validation des résultats

La validation de nos résultats est basée sur une comparaison et confrontation des résultats expérimentaux de **Xiaoling et al. [12]** et les résultats de notre simulation numérique. La grandeur de comparaison est la résistance thermique en fonction de la vitesse de l'air pour un dissipateur thermique à ailettes planes, figure IV.3. Il est clair que la résistance thermique obtenue par notre simulation présente une bonne concordance avec ces résultats expérimentaux.



**Figure IV.3** Comparaison entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux de **Xiaoling et al. [12]**.

### IV.4. Partie dynamique

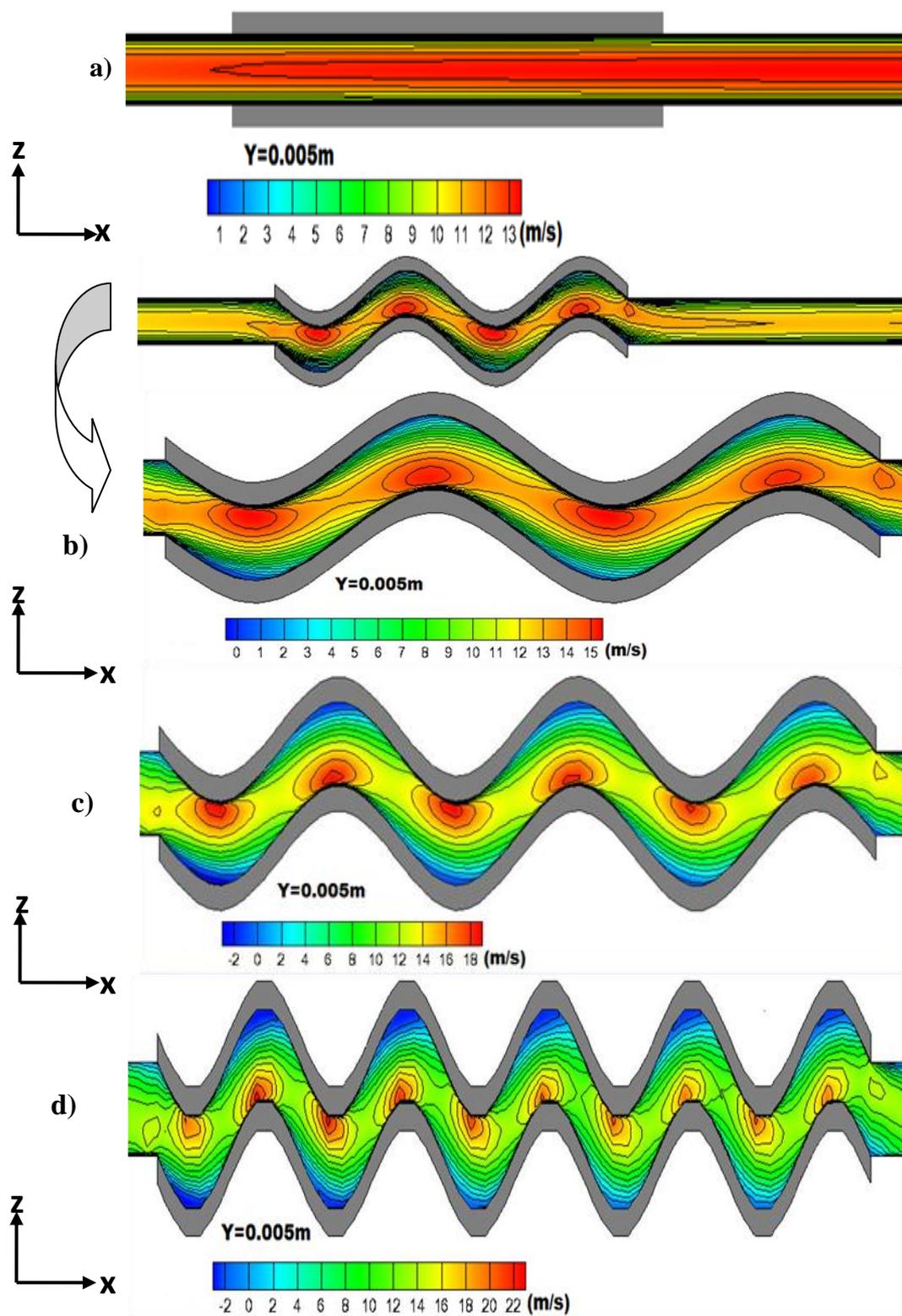
#### IV.4.1. Contours de vitesses

Les figures IV.4 et IV.5 représentent un cas exemple de distribution des champs de vitesses axiales dans des dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées, dans un plan  $y=0.005$  m, et pour un nombre de Reynolds égale à 5300 ce qui correspond à une vitesse à l'entrée égale à 10 m/s.

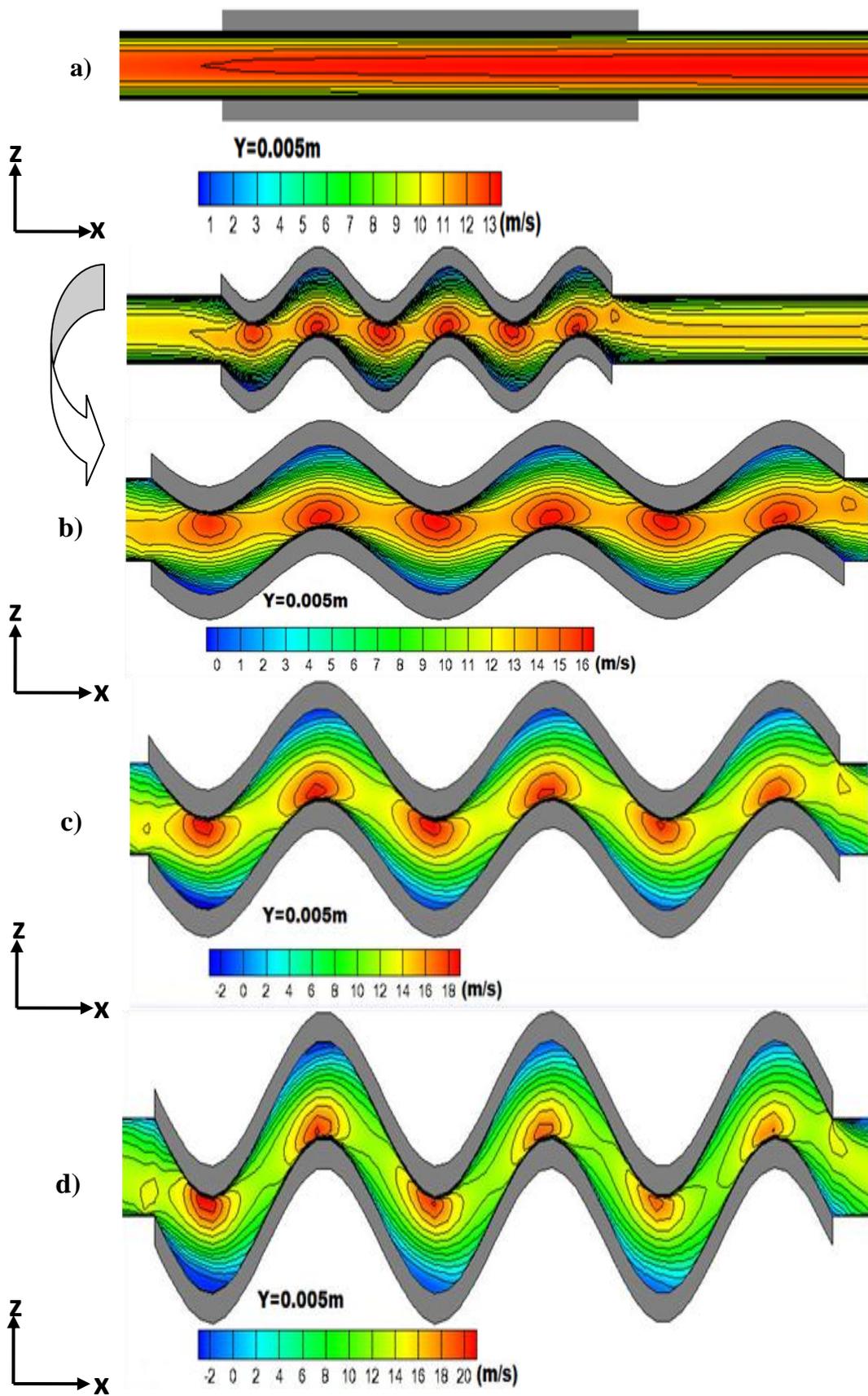
Pour les dissipateurs à ailettes ondulées, on remarque des vitesses maximales dans les sommets convexes, et des vitesses négatives dans les sommets concaves. Par

contre, dans le dissipateur à ailettes plane, la vitesse de l'air est maximale au centre et diminue en rapprochant aux parois à cause des frottements.

L'augmentation de nombre des ondes et d'amplitudes provoque une accélération de l'air aux sommets convexes pour avoir une vitesse de l'ordre de 22 m/s ( $n=5$ ) et 20 m/s ( $h=4$  mm). Dans les sommets concaves, les vitesses négatives augmentent aussi et atteignent des valeurs de l'ordre de -2 (m/s) ( $n=5$  et  $h=4$  mm), et ceci à cause de changement de sens de l'écoulement d'air.



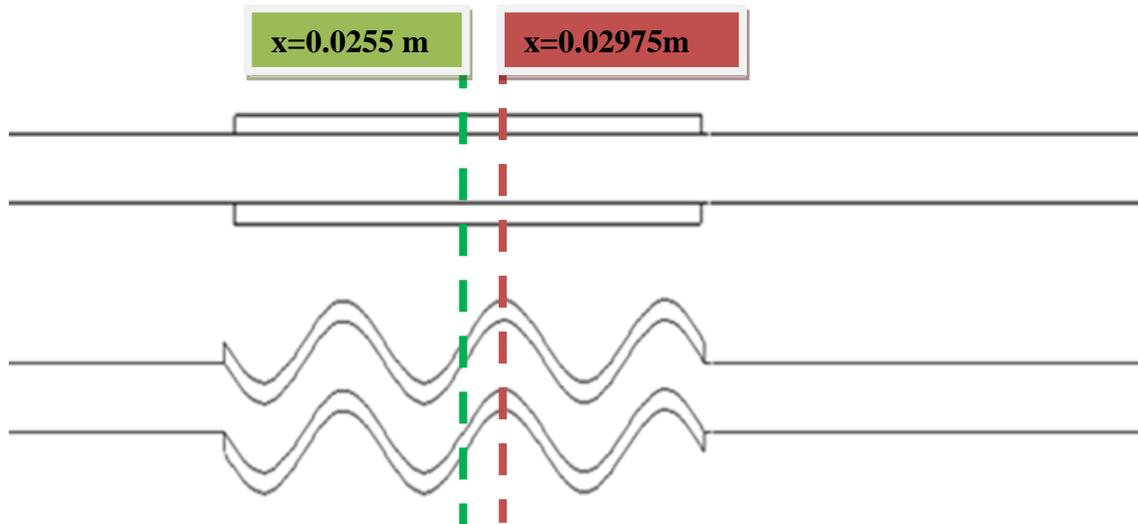
**Figure IV.4** Contours de la vitesse axiale ( $h=3\text{mm}$ ), a) ailettes planes, b)  $n=2$ , c)  $n=3$ , d)  $n=5$ .



**Figure IV.5** Contours de la vitesse axiale ( $n=3$ ), a) ailettes planes, b)  $h=2\text{ mm}$ , c)  $h=3\text{ mm}$ , d)  $h=4\text{ mm}$ .

#### IV.4.2. Profils de vitesse dans différentes sections sélectionnées

L'analyse de l'écoulement dans les dissipateurs est plus claire sur les profils de vitesses. La figure IV.6 représente les différentes sections choisies, à savoir  $x=0.0255$  m ( $y=0.005$  m) et  $x=0.02975$  m ( $y=0.005$  m) pour les dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées ( $n=2$  ;  $n=3$  ;  $n=5$  et  $h=3$  mm) et ( $h=2$  mm ;  $h=3$  mm ;  $h=4$  mm et  $n=3$ ).



**Figure IV.6** Sections sélectionnées.

Les figures IV.7 et IV.8 montrent la variation de la vitesse axiale à deux sections choisies  $x=0.0255$  m et  $x=0.02975$  m, pour un dissipateur ayant trois ondes et une amplitude égale à 3 mm.

Il apparaît clairement que les profils de vitesse prennent une forme parabolique pour les deux dissipateurs thermiques. Dans la moitié du domaine ( $x=0.0255$  m), la vitesse de l'air a des valeurs maximales au centre de l'écoulement. Cette vitesse diminue en rapprochant aux parois.

Dans la section ( $x=0.02975$  m) qui correspond les deux sommets convexe et concave (figure IV.8), on remarque que les vitesses sont proportionnelles en fonction de l'amplitude. L'apparition des vitesses négatives dans les sommets concaves signifié la présence des zones de recirculation d'air. La Taille de ces zones augmente en fonction de l'amplitude.

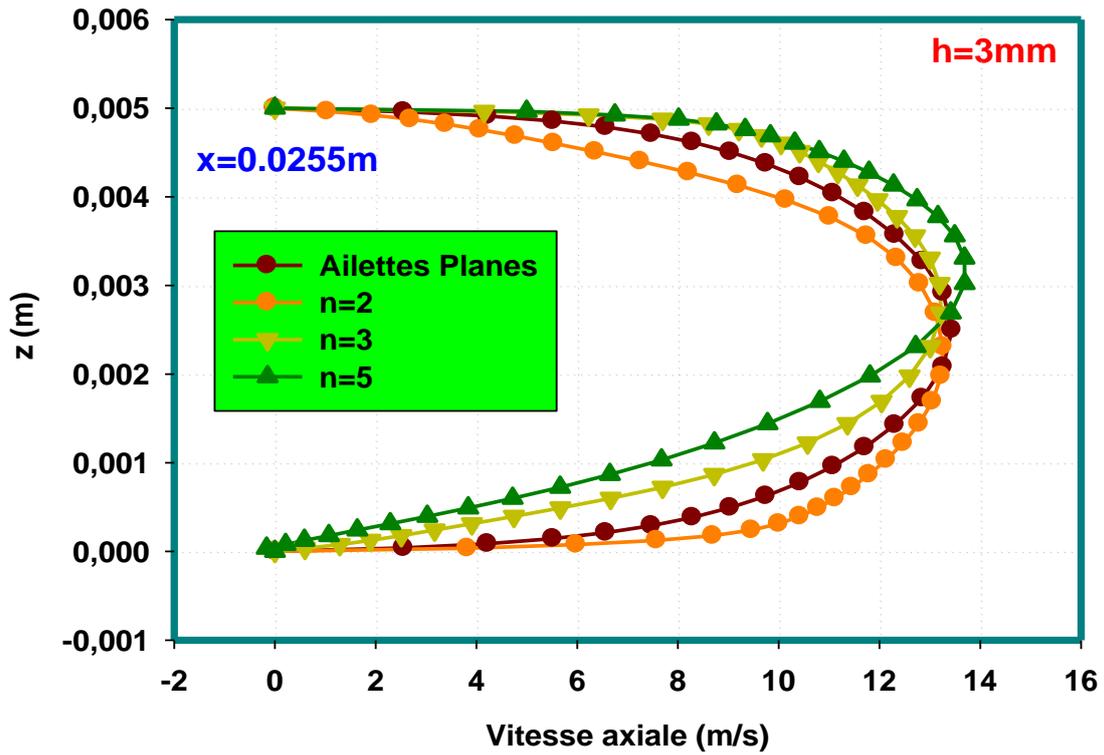


Figure IV.7 Variation de la vitesse axiale dans la section  $x=0.0255\text{ m}$ .

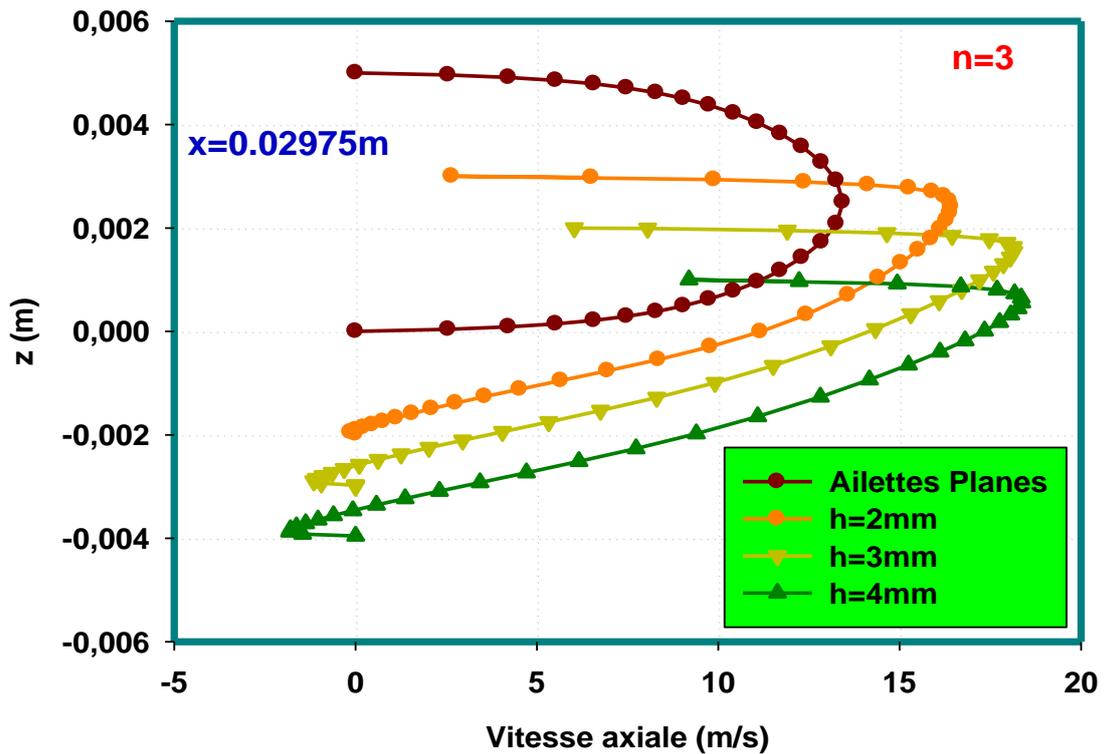


Figure IV.8 Variation de la vitesse axiale dans la section  $x=0.02975\text{ m}$ .

### IV.4.3. Pertes de pression

Les pertes de pression en fonction de la vitesse de l'air pour différents dissipateurs thermiques sont illustrées sur les figures IV.9 et IV.10.

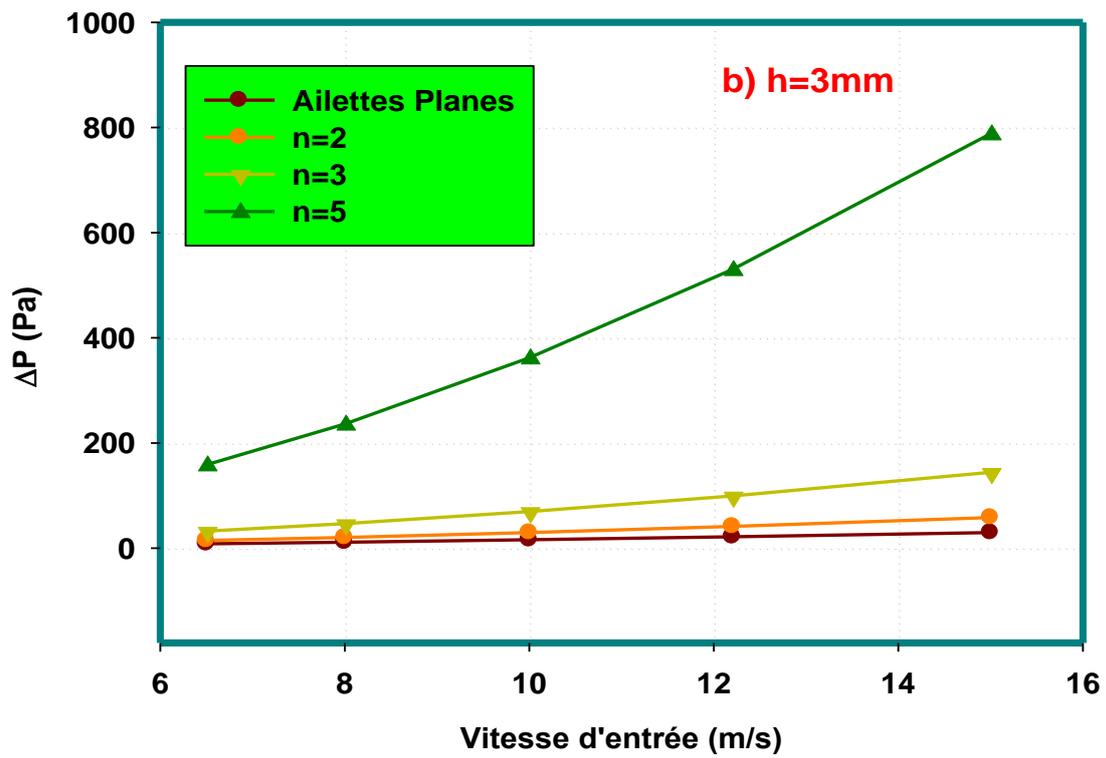
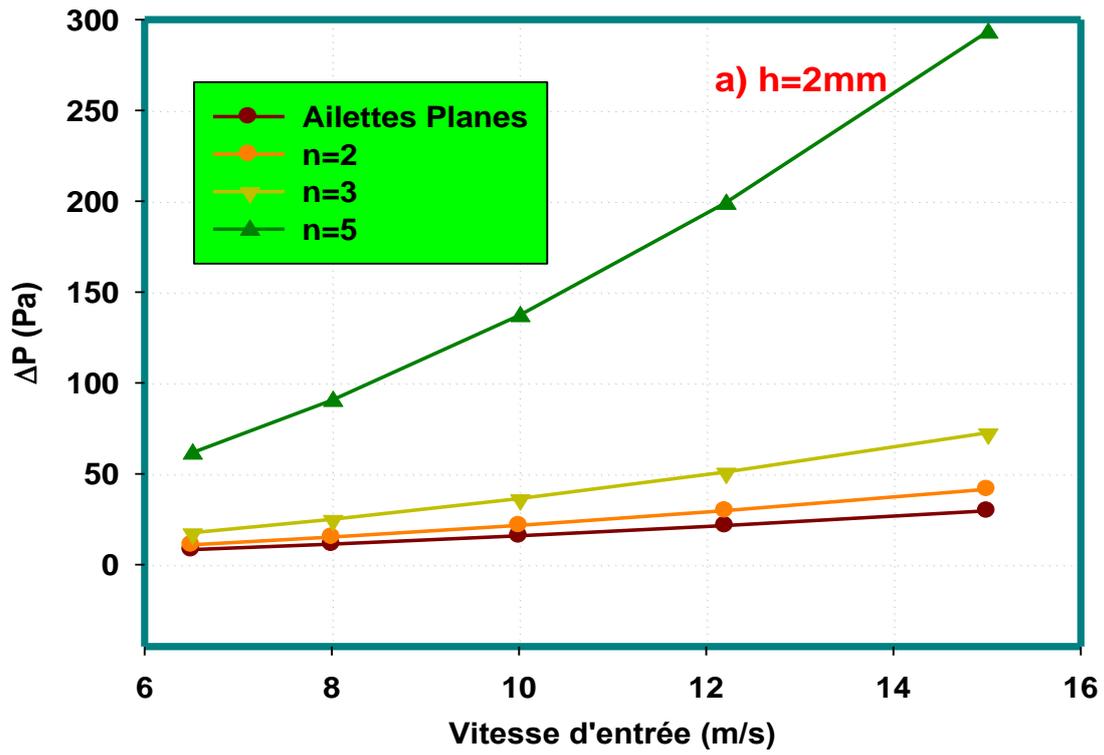
Les pertes de pression varient proportionnellement avec la vitesse d'entrée de l'air, le nombre des ondes ( $n$ ) et l'amplitude ( $h$ ).

On peut voir que le dissipateur thermique à ailettes ondulées ( $h=4\text{mm}$  ;  $n=5$ ) a une perte de pression d'environ 97.94% plus élevé par rapport que le dissipateur à ailettes planes.

L'augmentation des pertes de pression engendrée par la présence des ondulations et des amplitudes dans des dissipateurs thermiques, en comparant avec un dissipateur à ailettes planes.

**Tableau IV.1** Pourcentages d'augmentation des pertes de pression dans des dissipateurs à ailettes ondulées par rapport aux dissipatrices ailettes planes.

Dissipateur à ailettes ondulée	Pourcentage [%]
$h=2\text{mm}$ et $n=5$	89.88 %
$h=3\text{mm}$ et $n=5$	96.23 %
$h=4\text{mm}$ et $n=5$	97.94 %
$n=2$ et $h=4\text{mm}$	64.96 %
$n=3$ et $h=4\text{mm}$	88.60 %
$n=5$ et $h=4\text{mm}$	97.94 %



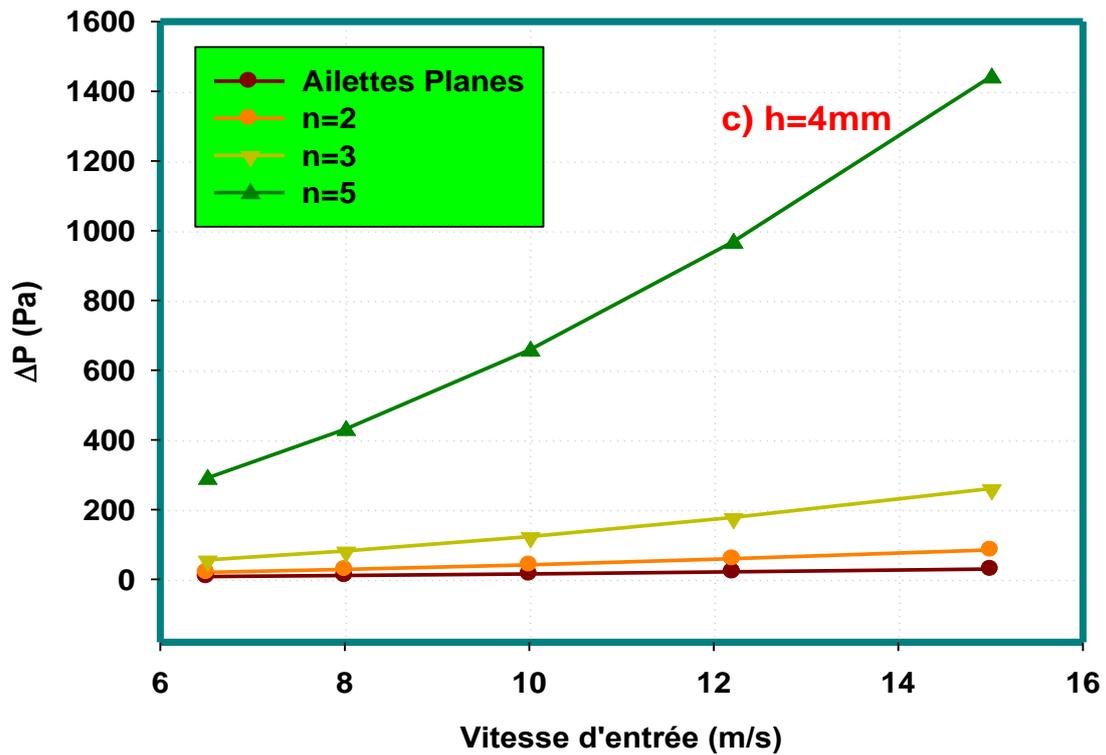
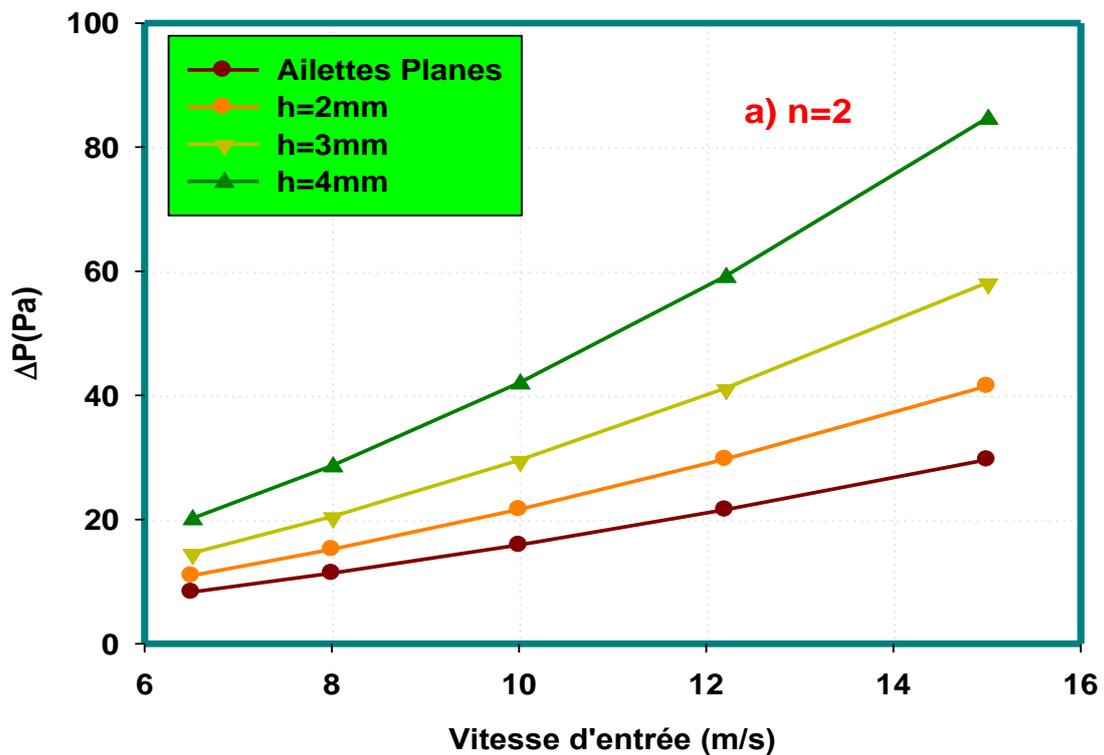
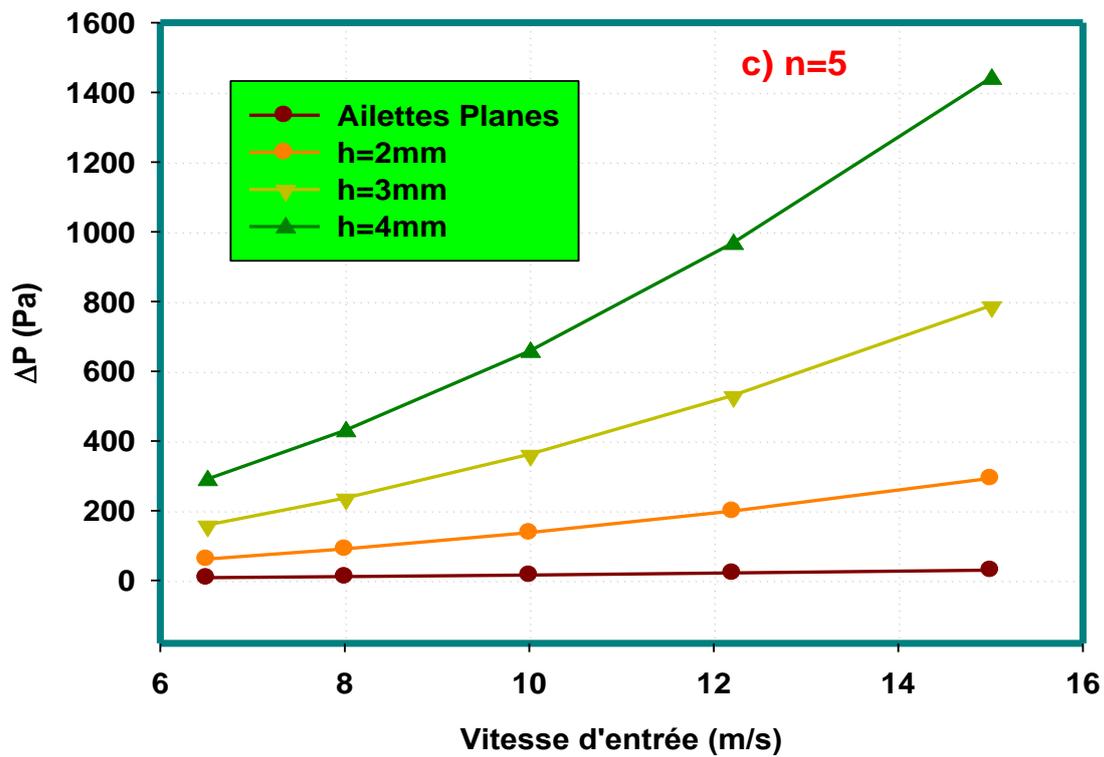
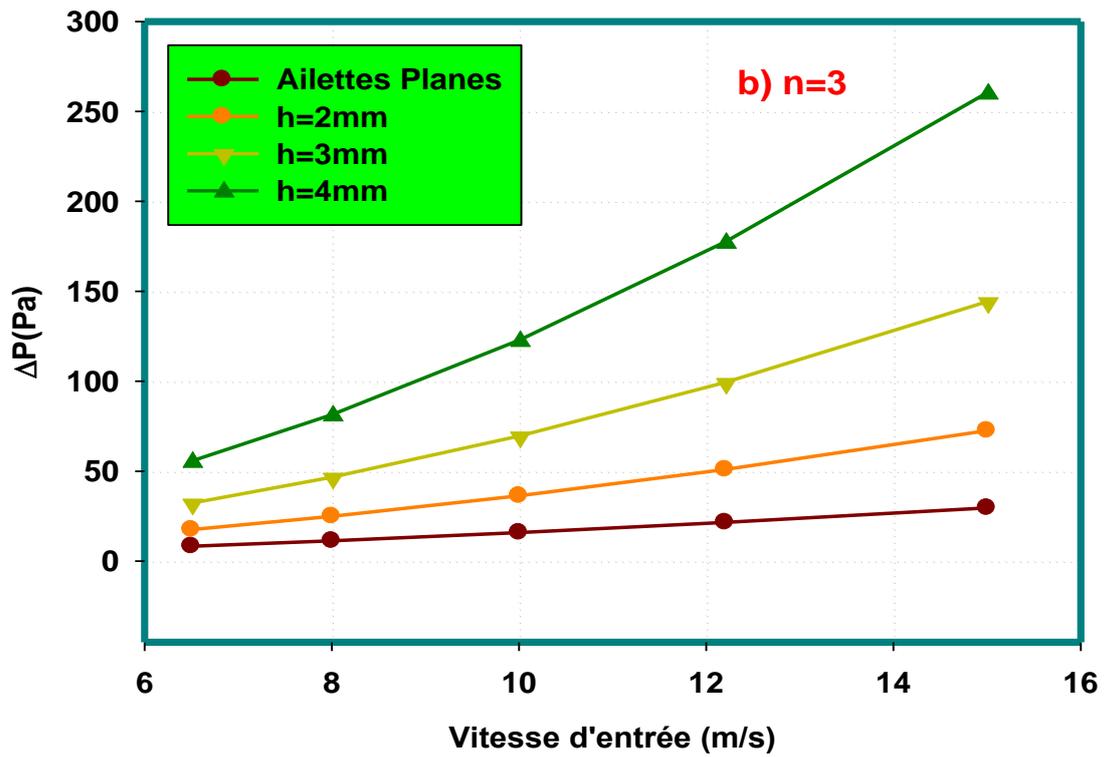


Figure IV.9 Variation de la perte de pression en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a)  $h=2\text{ mm}$ , b)  $h=3\text{mm}$ , c)  $h=4\text{mm}$ .





**Figure IV.10** Variation de la perte de pression en fonction de la vitesse et l'amplitude  
 a) n=2, b) n=3, c) n=5.

## **IV.5. Partie thermique**

### **IV.5.1. Contours de la température totale**

Les figures IV.11 et IV.12 montrent la distribution de la température totale dans les dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées où la base est soumise à un flux de chaleur constant  $Q_w = 3665 \text{ (W/m}^2\text{)}$ .

On peut voir que le fluide commence à s'échauffer dès le contact avec les parois chaudes. La température du fluide augmente progressivement et atteint des valeurs maximales à la sortie. L'augmentation du nombre des ondes et l'amplitude fait augmenter le parcours et le temps de séjour de l'air ce qui permet de bien absorber de la chaleur et refroidir le dissipateur.

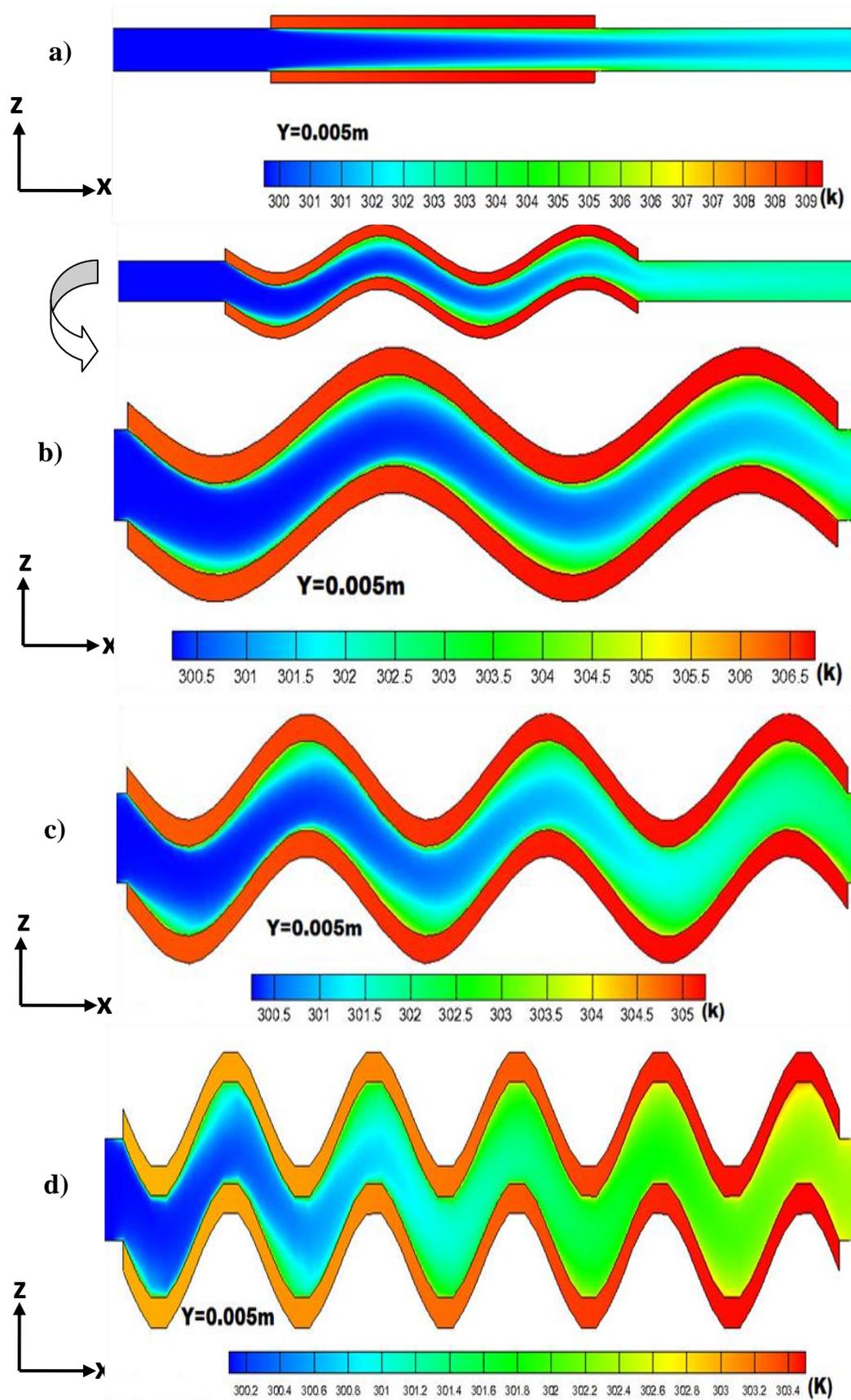
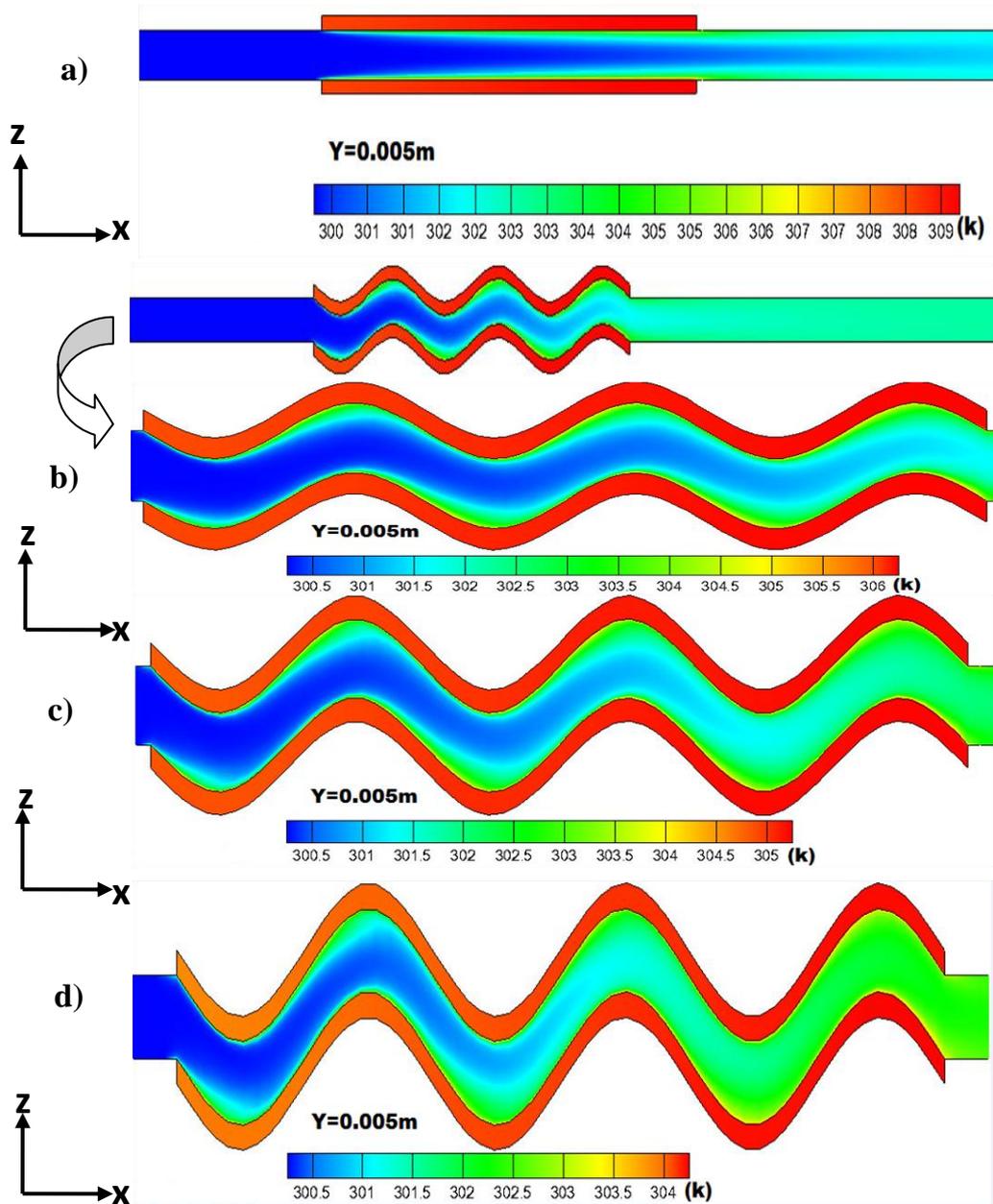


Figure IV.11 Contours de la température totale, ( $h=3\text{mm}$ ), a) ailettes planes, b)  $n=2$ , c)  $n=3$ , d)  $n=5$ .



**Figure IV.12** Contours de la température totale, ( $n=3$ ), a) ailettes planes, b)  $h=2$  mm, c)  $h=3$  mm, d)  $h=4$  mm.

#### IV.5.2. Profils de température dans différentes sections

Les figures IV.13 et IV.14 montrent la variation de la température à deux sections  $x=0.0255$  m et  $x=0.02975$  m respectivement.

On remarque que les courbes sont paraboliques, et les valeurs de la température lorsque l'écoulement est proche des parois augmentent jusqu'à atteindre une valeur maximale. On remarque aussi que la température des parois pour le dissipateur à ailettes planes est grande (environ  $308^{\circ}\text{C}$ ). Cette température diminue progressivement

lorsqu'on augmente le nombre d'ondes et l'amplitude pour atteindre une valeur de 303°C et 303.5°C pour les dissipateurs à ailettes ondulées (n=5 et h=3mm) et (n=3 et h=4 mm) respectivement.

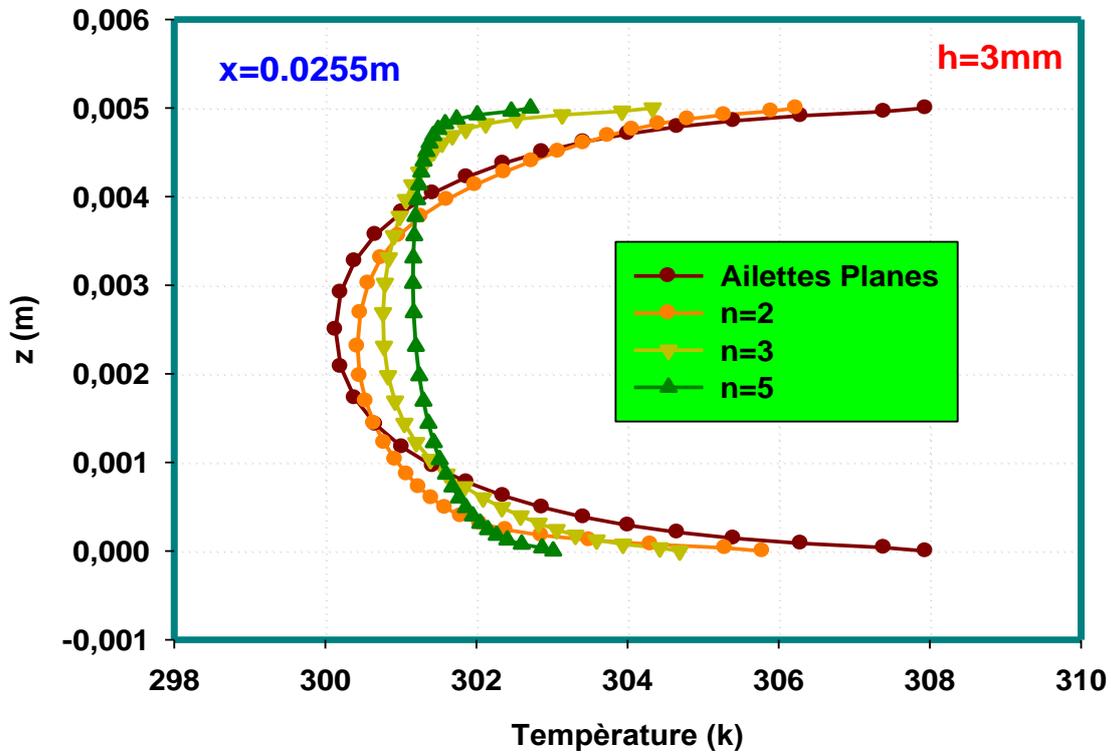


Figure IV.13 Profils de température dans une section  $x=0.0255m$ .

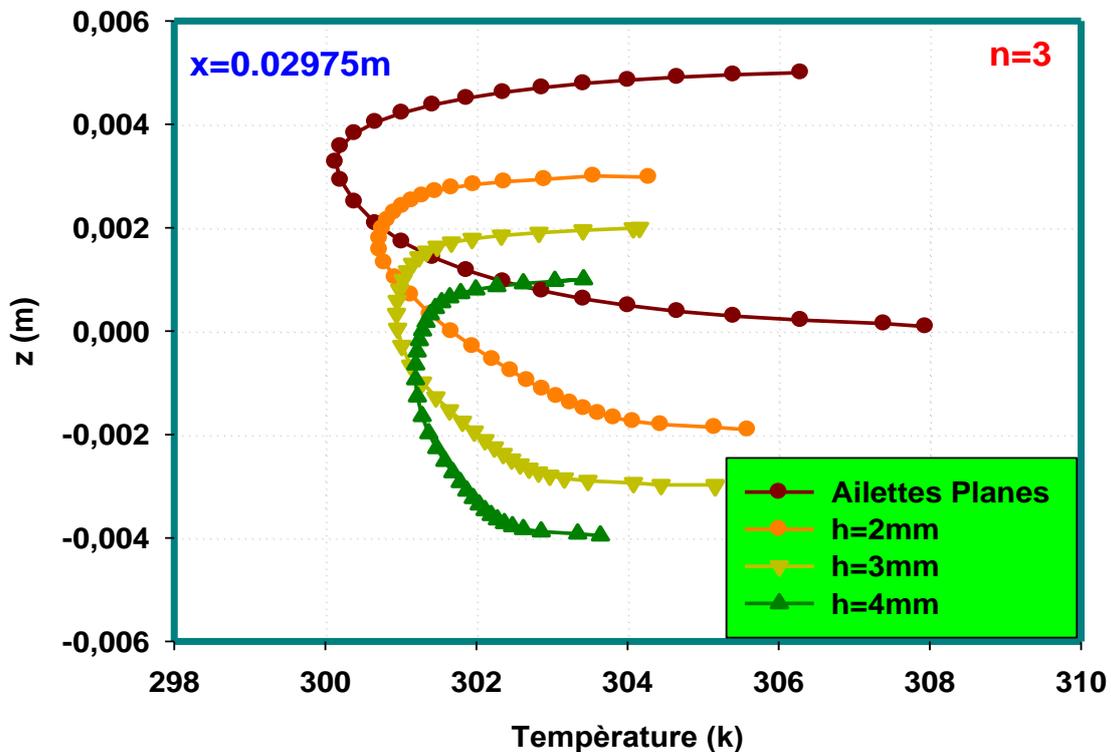
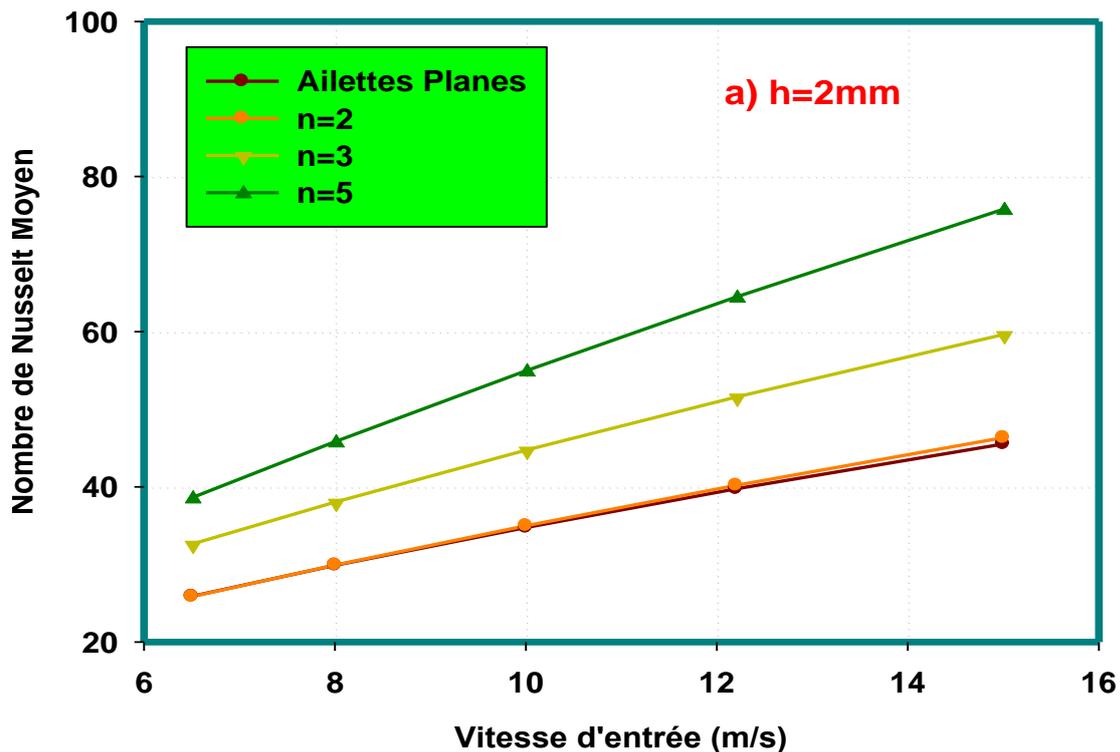


Figure IV.14 Profils de température dans une section  $x=0.02975m$ .

### IV.5.3. Nombre de Nusselt Moyen

Sur les figures IV.15 et IV.16, l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la vitesse de l'air pour le dissipateur thermique à ailettes ondulées, sont présentées et comparées avec le dissipateur à ailettes planes. Dans tous les cas, le nombre de Nusselt augmente avec la vitesse de l'air, le nombre des ondes et l'amplitude.

Pour un nombre d'onde égale à deux et une amplitude égale à deux (figures IV.15 (a) et IV.16 (a)), le transfert de chaleur est assez presque identique que le cas d'un dissipateur à ailettes planes. En augmentant le nombre d'ondes et l'amplitude, on peut remarquer que le transfert convectif devient important et atteint les valeurs maximales dans le cas d'un dissipateur composé de cinq ondes et une amplitude égale à 4 mm. Cette amélioration du transfert de chaleur est à cause de l'augmentation de la surface d'échange.



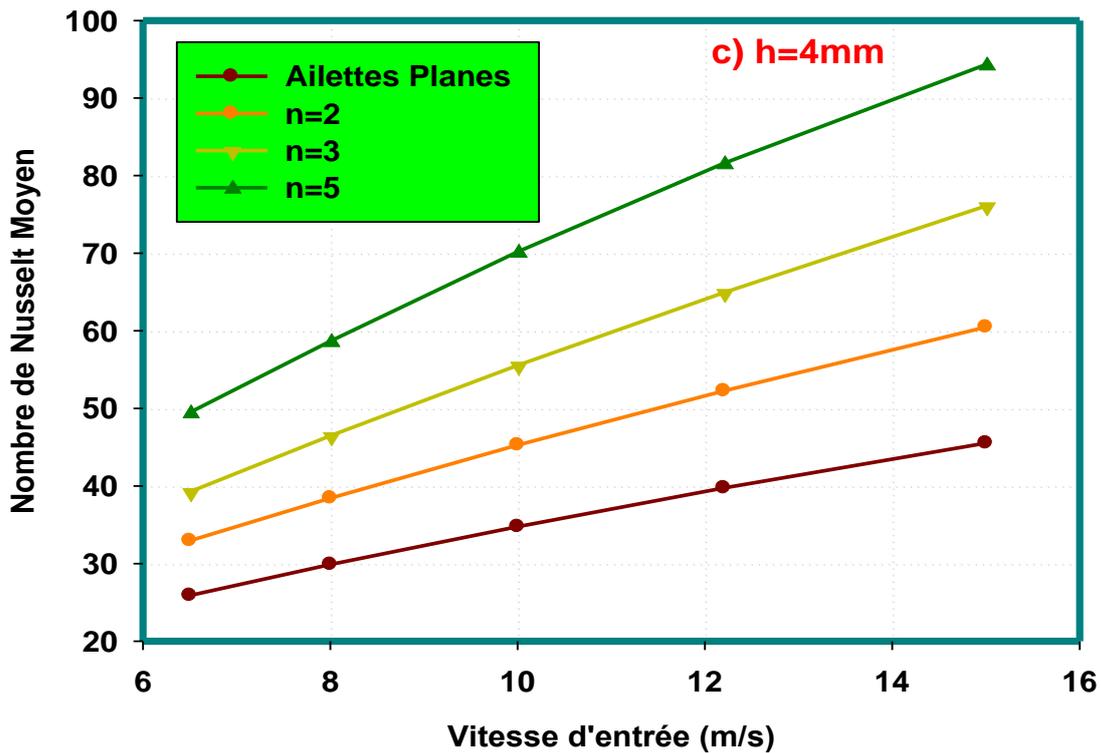
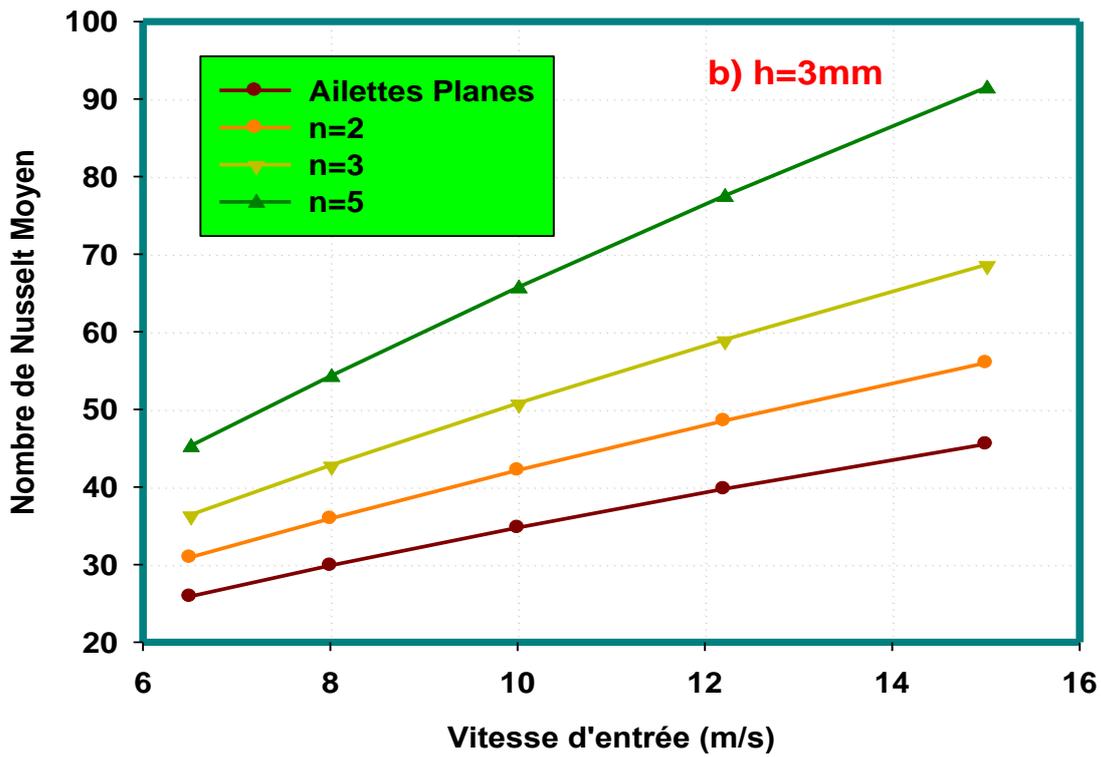
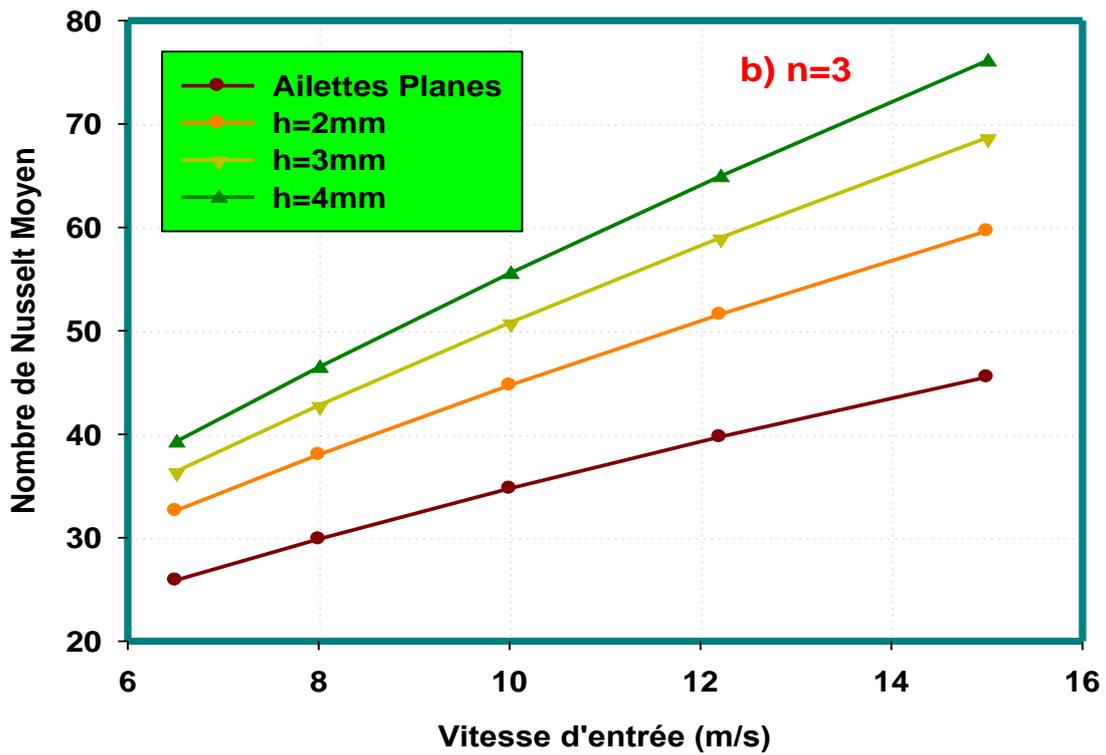
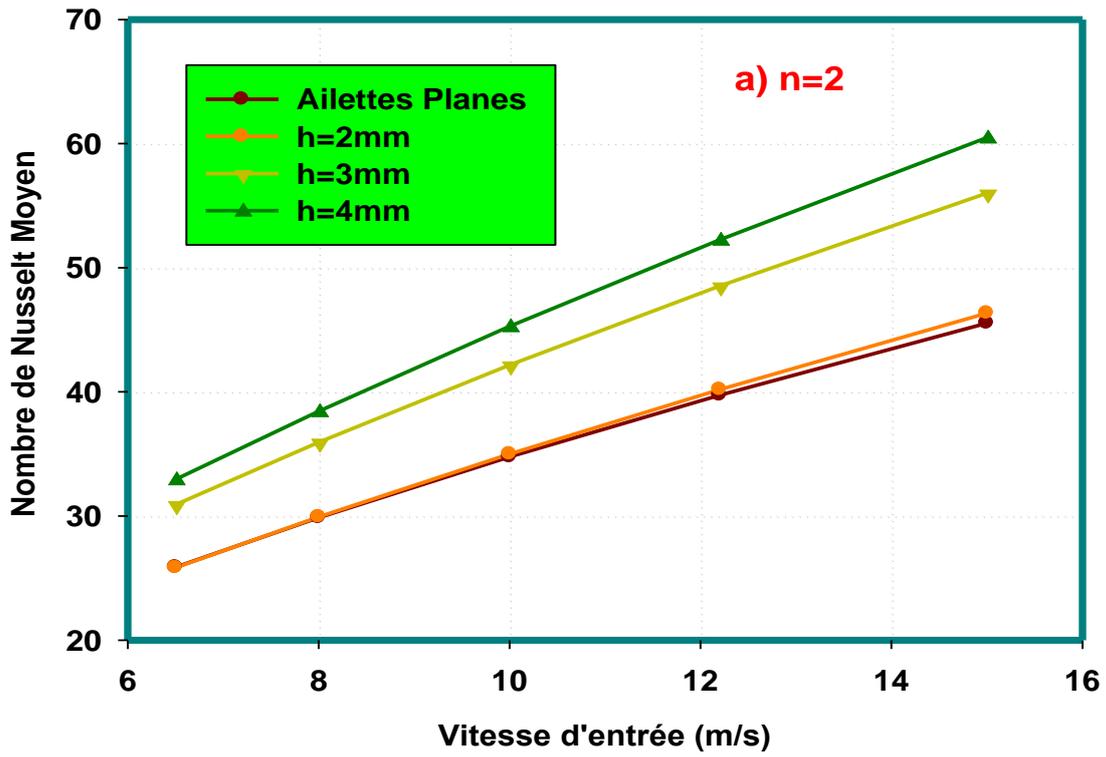
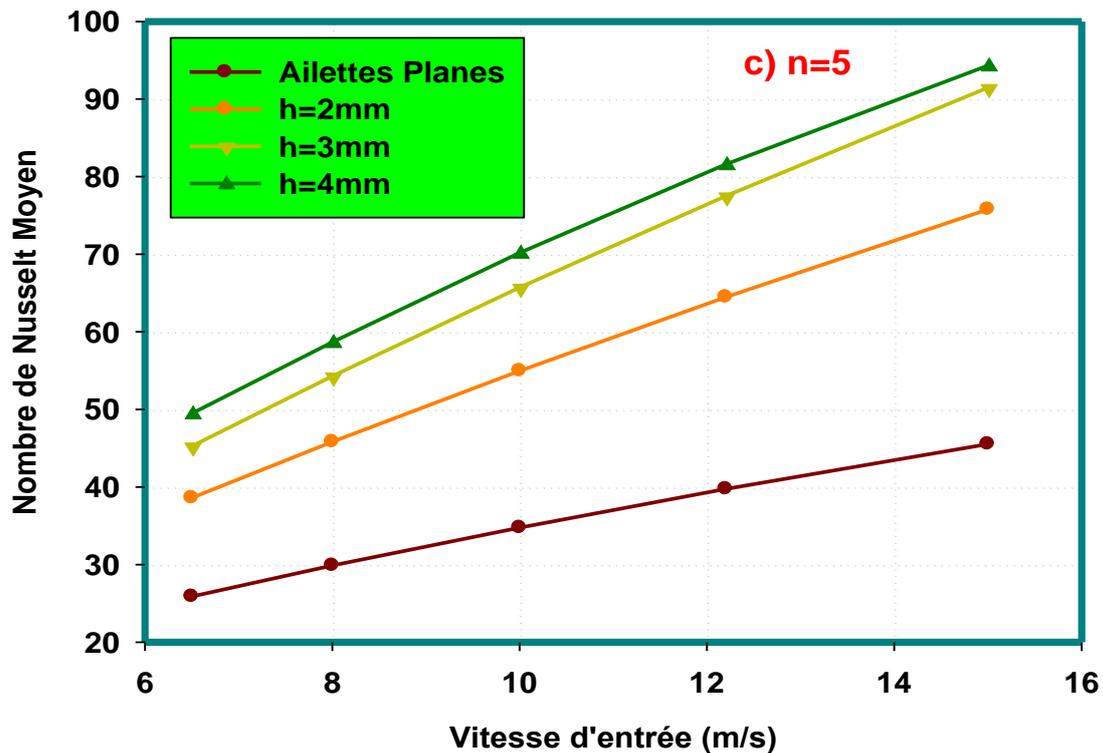


Figure IV.15 Nombre de Nusselt moyen en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a) h=2 mm, b) h=3mm, c) h=4mm.



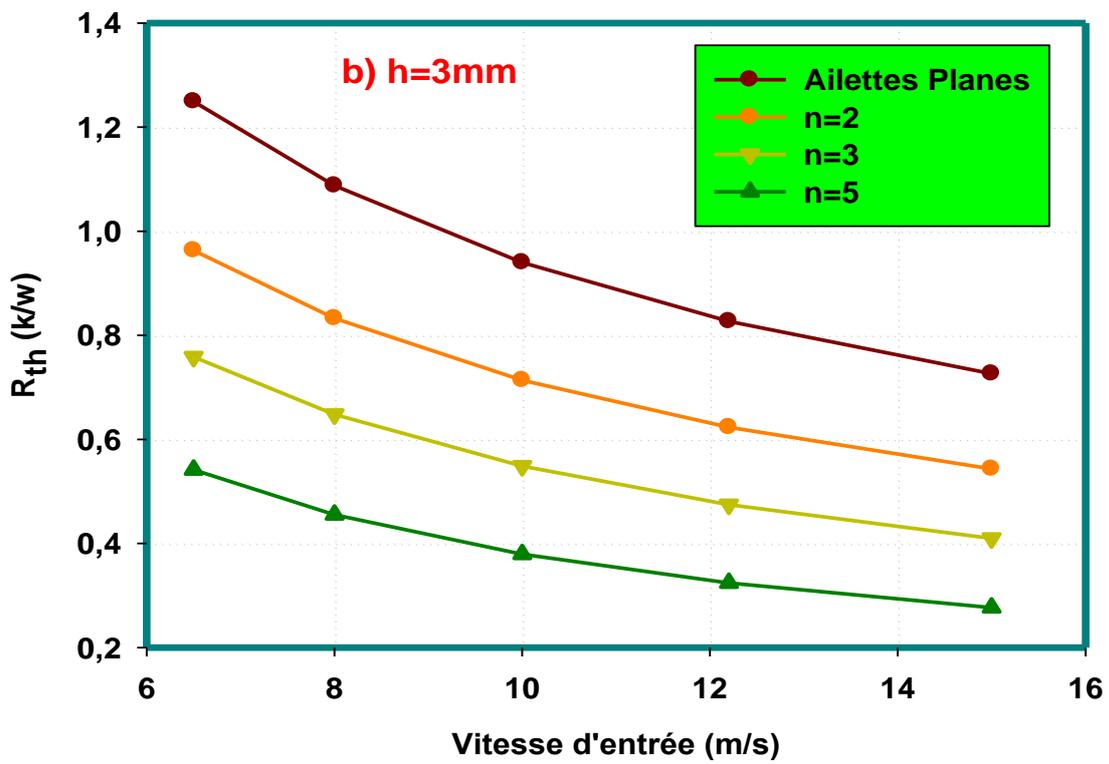
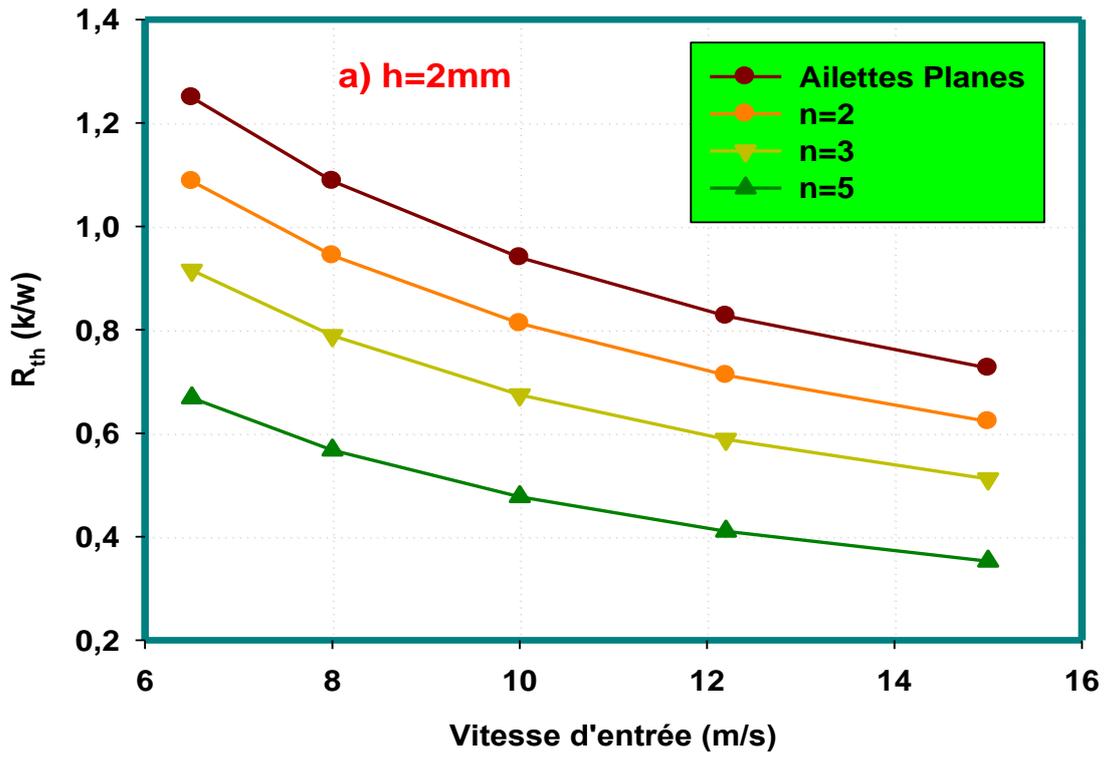


**Figure IV.16** Nombre de Nusselt moyen en fonction de la vitesse et l'amplitude a)  $n=2$ , b)  $n=3$ , c)  $n=5$ .

#### IV.5.4. Résistance thermique

En se basant sur l'équation II.22, la résistance thermique est calculée et présentée sur les figures IV.17 et IV.18.

Il est clair que la résistance thermique est inversement proportionnelle avec l'augmentation de la vitesse de l'air. On remarque aussi que le dissipateur à ailettes plane présente la résistance thermique la plus élevées en comparant avec les dissipateurs à ailettes ondulées. En augmentant le nombre d'ondes et l'amplitude, la chaleur transférée vers l'air augmente, et par conséquent la température maximale de base du dissipateur diminue, ce qui traduit par une diminution de la résistance thermique. Le dissipateur thermique composé de cinq ondes et une amplitude égale à 4 mm présente la plus faible résistance thermique en comparant avec les autres dissipateurs.



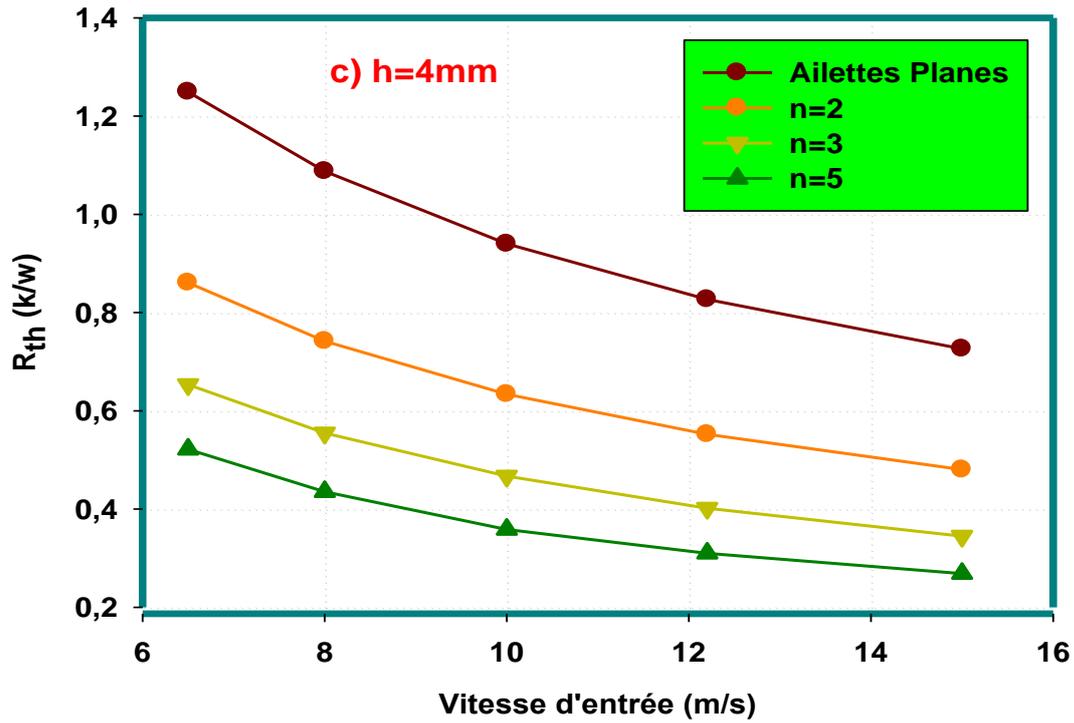
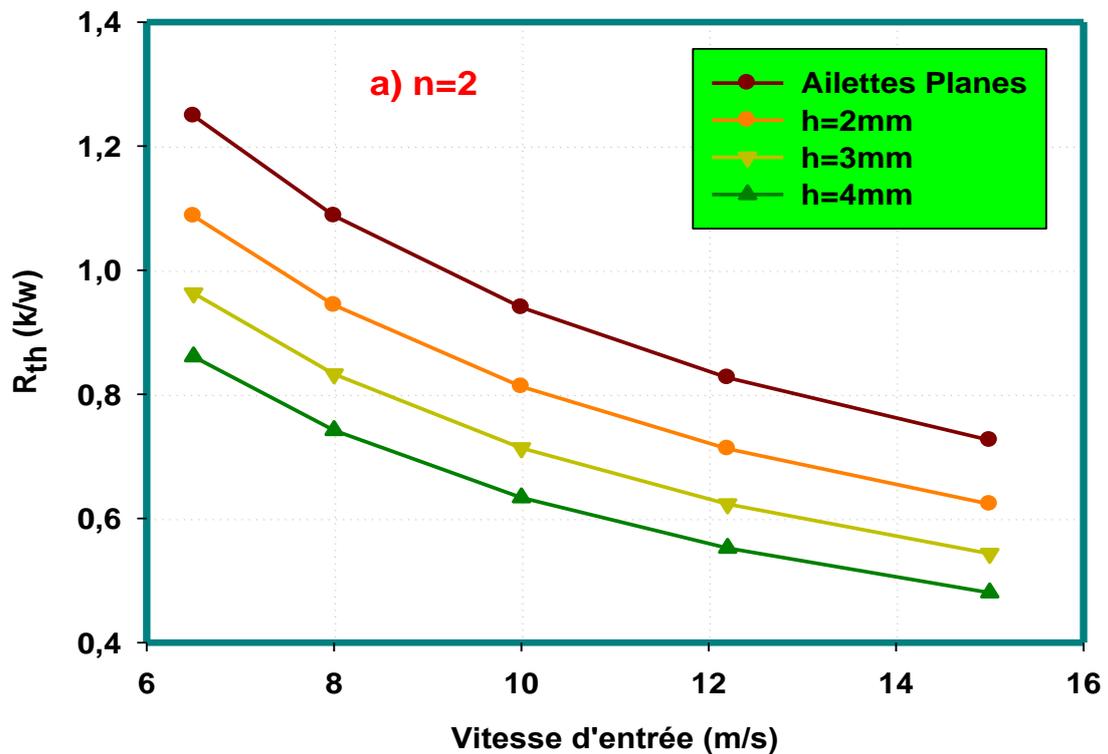


Figure IV.17 Résistance thermique en fonction de la vitesse de l'air et le nombre d'ondes, a) h=2 mm, b) h=3mm, c) h=4mm.



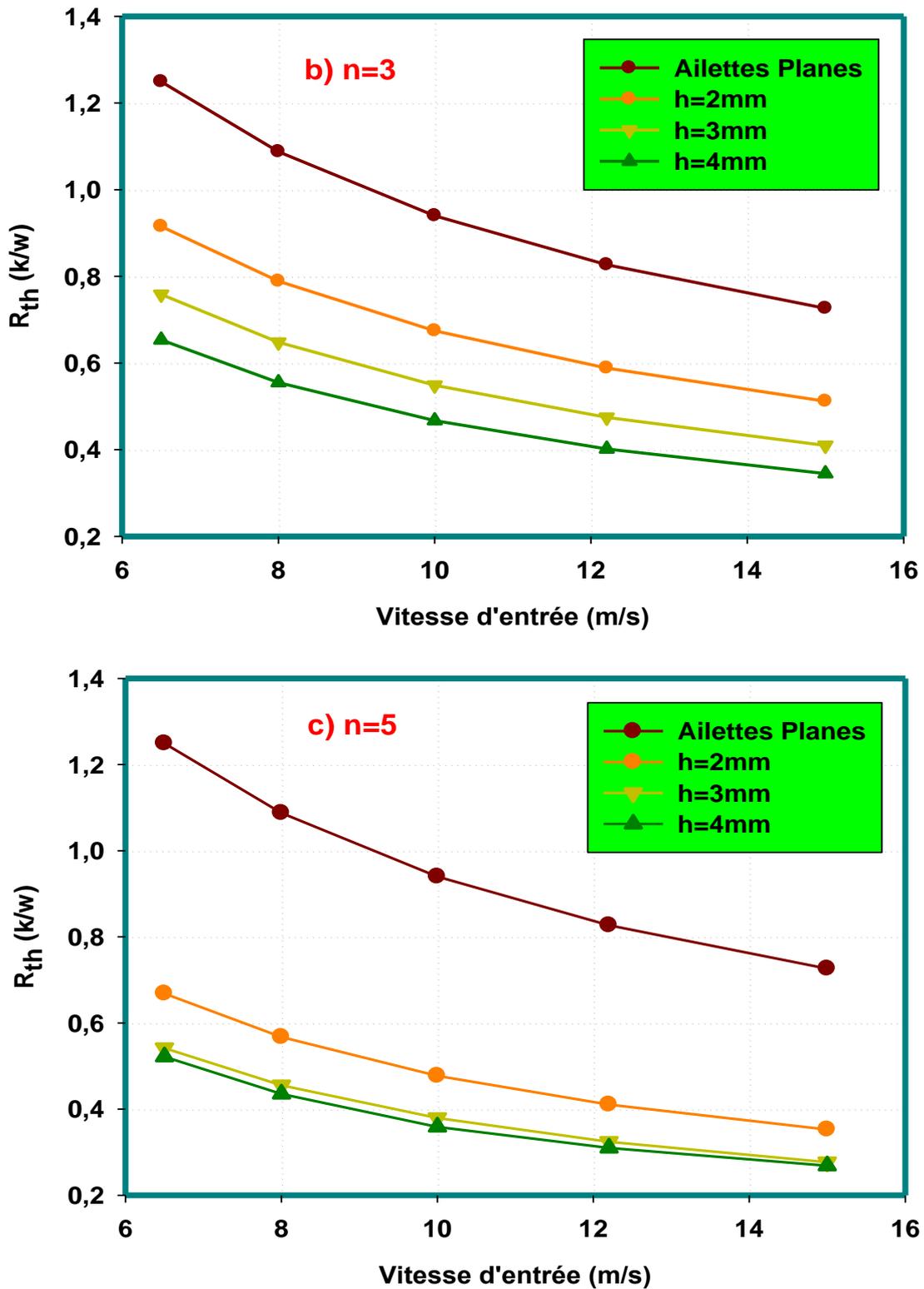


Figure IV.18 Résistance thermique en fonction de la vitesse de l'air et l'amplitude a) n=2, b) n=3, c) n=5.

### IV.6. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté le comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air en convection forcée, en régime turbulent à l'intérieur des dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées; en commençant par l'adaptation du maillage avec la nature de l'écoulement. Ensuite nous avons présenté et discuter les comportements suivants :

- ❖ Dynamiques : Les contours de vitesses, les profils de vitesse dans différentes sections et les pertes de pression.
  
- ❖ Thermiques : Les contours de la température totale, les profils de température dans différentes sections, le nombre de Nusselt moyen et la résistance thermique.

# Conclusion générale

Ce mémoire rapporte les résultats d'une étude numérique comparative des performances thermo-hydrauliques de deux dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. L'évolution de la vitesse axiale et la distribution de la température dans des sections choisies sont présentés et analysés pour différentes vitesse d'entrée, la perte de pression, le nombre de Nusselt moyen et la résistance thermiques.

Une analyse bibliographique a permis d'établir un bilan des résultats numériques et expérimentaux concernant les problèmes des écoulements dans les dissipateurs thermiques à ailettes planes et ondulées avec différentes géométries.

Bien que de nombreuses études aient été déjà faites, le domaine reste d'actualité, dans le but de maîtriser ces phénomènes de transport et de trouver des modèles adéquats pour particulièrement les écoulements dans les dissipateurs thermiques.

Les principaux résultats de notre travail sont résumés dans les points suivants :

- Les dissipateurs à ailettes ondulées présentent une perte de pression assez importante par rapport aux types à ailettes planes, due l'augmentation des frottements élevées entre le fluide est les parois solides.
- L'utilisation des ailettes ondulées augmente le transfert de chaleur d'une manière significative par rapport aux ailettes planes.
- L'augmentation de l'amplitude et le nombre d'ondes provoque simultanément une amélioration du transfert de chaleur accompagné d'une perte pression.
- La résistance thermique la plus faible correspond au dissipateur thermique ayant le nombre le plus grand d'ondes et la plus grande amplitude.

Enfin, plusieurs points peuvent être développés dans le futur en se basant sur ce travail. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Etude de l'influence d'autres paramètres géométriques sur les performances thermique et dynamique telles que la hauteur des ailettes, l'espacement entre les ailettes...
- L'insertion des ailettes de différentes formes entre les ailettes planes et ondulées.
- Etude du même problème en régime laminaire.
- L'utilisation d'autres fluides de refroidissement au lieu de l'air (eau, Nanofluide...ect)

**Références Bibliographiques**

- [1] Hung-Yi Li, Shung-Ming Chao, Go-Long Tsai, « Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, (2005), 5386–5394.
- [2] Dong-Kwon Kim, Sung Jin Kim, Jin-Kwon Bae, « Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, (2009), 3510–3517.
- [3] Hung-Yi Li, Ming-Hung Chiang, « Effects of shield on thermal-fluid performance of vapor chamber heat sink », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54, (2011), 1410–1419.
- [4] Hung-Yi Li, Ci-Lei Chen, Shung-Ming Chao, Gu-Fan Liang, « Enhancing heat transfer in a plate-fin heat sink using delta winglet vortex generators », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 67, (2013), 666–677.
- [5] Marco Lorenzini, Giampietro Fabbri, Sandro Salvigni, « Performance evaluation of a wavy-fin heat sink for power electronics », *Applied Thermal Engineering* 27, (2007), 969–975.
- [6] Hung-Yi Li, Kuan-Ying Chen, Ming-Hung Chiang, « Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet », *J. Energy Conversion and Management* 50, (2009), 2738–2746.
- [7] Lin Liu, Xiang Ling, Hao Peng, « Complex turbulent flow and heat transfer characteristics of tubes with internal longitudinal plate-rectangle fins in EGR cooler », *J. Applied Thermal Engineering* 54, (2013), 145-152.
- [8] Tae Young Kim, Sung Jin Kim, « Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, (2009), 5358–5370.

- [9] Han-Taw Chen, Shih-Ting Lai, Li-Ying Haung, « Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink », *J. Applied Thermal Engineering* 50, (2013), 352-360.
- [10] S. Mahmoud, R. Al-Dadah, D.K. Aspinwall, S.L. Soo, H. Hemida, « Effect of micro fin geometry on natural convection heat transfer of horizontal microstructures », *J. Applied Thermal Engineering* 31, (2011), 627-633.
- [11] Roody Charles, Chi-Chuan Wang, « A novel heat dissipation fin design applicable for natural convection augmentation », *J. International Communications in Heat and Mass Transfer* 59, (2014), 24–29.
- [12] Xiaoling Yu, Jianmei Feng, Quanke Feng, Qiuwang Wang, « Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink », *Applied Thermal Engineering* 25, (2005), 173–182.
- [13] Pankaj Singh, Anil K. Patil, « Experimental investigation of heat transfer enhancement through embossed fin heat sink under natural convection », *Experimental Thermal and Fluid Science* 61, (2015), 24–33.
- [14] Leonardo Micheli, K.S. Reddy, Tapas K. Mallick, « General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91, (2015), 711–724.
- [15] Dong Kwon Kim, Sung Jin Kim, Jin Kwon Bae, « Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, (2009), 3510–3517.
- [16] Sung Jin Kim, Dong Kwon Kim, Hwan Hee Oh, « Comparison of Fluid Flow and Thermal Characteristics of Plate-Fin and Pin-Fin Heat Sinks Subject to a Parallel Flow», *Heat Transfer Engineering* 29(2), (2008), 169–177.

- [17] Hans Jonsson, Bahram Moshfegh, « Modeling of the Thermal and Hydraulic Performance of Plate Fin, Strip Fin, and Pin Fin Heat Sinks—Influence of Flow Bypass », *IEEE transactions on components and packaging technologies*.
- [18] I.K. Karathanassis, E. Papanicolaou, V. Belessiotis, G.C. Bergeles, « Effect of secondary flows due to buoyancy and contraction on heat transfer in a two-section plate-fin heat sink », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 61, (2013), 583–597.
- [19] Dong-Kwon Kim, Jaehoon Jung, Sung Jin Kim, « Thermal optimization of plate-fin heat sinks with variable fin thickness », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, (2010), 5988–5995.
- [20] S.E. Razavi, B. Osanloo, R. Sajedi, « Application of splitter plate on the modification of hydro-thermal behavior of PPFHS », *J. Applied Thermal Engineering* 80, (2015), 97-108.
- [21] Ilker Tari, Mehdi Mehrtash, « Natural convection heat transfer from horizontal and slightly inclined plate-fin heat sinks », *J. Applied Thermal Engineering* 61, (2013), 728-736.
- [22] Yue-Tzu Yang, Huan-Sen Peng, « Investigation of planted pin fins for heat transfer enhancement in plate fin heat sink », *J. Microelectronics Reliability* 49, (2009), 163–169.
- [23] Shaeri M.R, Yaghoubi M, « Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins », *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30, (2009), 218–228.
- [24] Yuan T. D, « Computational modeling of flow bypass effects on straight fin heat sink in a rectangular duct », *Twelfth IEEE Semi-therm Symposium*, (1996), 164–168.

- [25] Kok-Cheong Wong, Sanjiv Indran, « Impingement heat transfer of a plate fin heat sink with fillet profile », (2013), 1-9.
- [26] Lei Chai, Guo Dong Xia, Hua Sheng Wang, « Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls », *J. Applied Thermal Engineering* 92, (2016), 32–41.
- [27] M.A. Ismail, M.Z. Abdullah, M.A. Mujeebu, « A CFD-based experimental analysis on the effect of free stream cooling on the performance of micro processor heat sinks », *Int. Commun. Heat Mass Transf* 35, (2008), 771-778.
- [28] B.E. Launder and D.B. Spalding, « Computer methods in applied mechanics and engineering », 3, (1974), 269-289.
- [29] Suhas V. Patankar, « Numerical heat transfer and fluid flow; Hemisphere, Washington DC », 1980.
- [30] Fluent 6.3 User's Guide