

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCCEN-

Faculté de technologie

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme :
Master en génie mécanique
Option : énergétique

Thème :

**SIMULATION NUMÉRIQUE DE LA CONVECTION FORCÉE DANS
UN CANAL HORIZONTAL MUNI DES SOURCES DE CHALEUR**

***(Application : Refroidissements des composants
électroniques)***

Présenté par :

Mr. CHAFAA NASREDDINE

Mr. BENRAMDANE HASSANE

Mr. S. A. AZZI

Président

Univ. Tlemcen

Mme. L. BENSEDDIK

Encadreur

Univ. Tlemcen

Mr. A. RETERI

Co-Encadreur

Univ. Tlemcen

Mr. C. SELADJI

Examineur

Univ. Tlemcen

Mr. A. ALIANE

Examineur

Univ. Tlemcen

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2014-2015

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

الملخص

مع ظهور أجهزة الكمبيوتر عالية السرعة، وأصبح تبديد الحرارة في رقاقة مصدرا للقلق فارتفاع درجات حرارتها تؤثر على موثوقية وأداء النظام. في هذا العمل نقدم دراسة في التمثيل الرقمي للحمل الحراري و نطبقه على التبريد بالهواء لمصادر حرارية متماثلة من طرف العناصر الإلكترونية في قناة مستطيلة الشكل. قمنا بفحص مدى تأثير الإرتفاع و تقارب طرفي القناة و سمك و مختلف أشكال العناصر الإلكترونية وكذلك التباعد بينها. الكلمات المفتاحية : العناصر الإلكترونية - التبريد.

Résumé

Avec l'avènement des ordinateurs de hautes vitesses, la dissipation de la chaleur à la puce est devenue une source de préoccupation. Les hautes températures de la puce affectent la fiabilité et la performance du système. Dans ce travail, on va réaliser une étude numérique de la convection d'air destiné au refroidissement des composants électronique dans un canal horizontal. On étudie l'influence de la hauteur du canal, l'épaisseur et la géométrie des composants électronique, et aussi de la distance de séparation entre eux.

Mots clés: Composants électroniques, refroidissement.

Abstract

With the advent of high-speed computers, the heat dissipation in the chip has become a source of concern. The high temperatures of the chip affect the reliability and performance of the system. In this work, we will make a digital to study air convection for cooling the electronic components in a horizontal channel. The influence of the height of the channel, the thickness and geometry of the electronic components, and also the spacing between them.

Keywords: electronic components, cooling.

Remerciements

Le travail présenté dans ce manuscrit a été effectué sous la direction de Mme .L. BENSEDDIK, à qui nous tenons à adresser notre plus vif remerciement pour avoir dirigé cette étude, nous lui exprime également notre sincère gratitude pour la confiance qu'il la témoignée tout le long de ce travail.

Notre sincère remerciement à Monsieur A. RETERI et Monsieur O.BENDERMEEL pour son aidé précieuse en rapport avec le logiciel utilisé, durant toute la réalisation de ce mémoire.

Nous tiens à remercierons Monsieur Pr. S. A. AZZI pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.

Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur Dr. C. SELADJI et Monsieur Dr. A. ALIANE, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, nous dis merci.



Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis sans exception.

A tous mes enseignants chacun avec son nom.

A tous mes collègues chacun avec son nom.

A tous les membres de la famille CHAFAA et CHAFAA BELAIDE.

Nasreddine

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, qui m'ont éclairés le chemin en me soutenant tout le long de mes années d'études « que dieu me les gardes».

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis

A tous mes maîtres

A tous les scientifiques

Hassane

SOMMAIRE

| | |
|----------------------------|-----|
| ملخص..... | I |
| RESUME..... | I |
| ABSTRACT..... | I |
| Remerciements..... | II |
| Dédicace..... | III |
| Nomenclature..... | IX |
| Liste des figures..... | XI |
| Liste des tableaux..... | XV |
| Introduction générale..... | 1 |

Chapitre I : Généralités sur les modes de transfert de chaleurs

| | |
|---|----|
| I.1. introduction..... | 3 |
| I.2. Conduction..... | 3 |
| I.2.1. Loi de Fourier..... | 3 |
| I.2.2. Résistance thermique..... | 4 |
| I.2.3. Equation générale de la chaleur..... | 5 |
| I.3. Le rayonnement..... | 5 |
| I.3.1. L'émittance (totale)..... | 5 |
| I.3.2. Le corps noir..... | 6 |
| I.3.3. Loi du rayonnement thermique..... | 6 |
| I.3.3.1. Loi de Planck : émittance monochromatique du corps noir..... | 6 |
| I.3.3.2. Loi de Stefan Boltzmann..... | 7 |
| I.3.4. Transfert par rayonnement entre surface..... | 7 |
| I.3.5. Réception du rayonnement par un solide..... | 8 |
| I.4. Convection..... | 9 |
| I.4.1. La convection libre ou naturelle..... | 9 |
| I.4.2. La convection forcée..... | 9 |
| I.4.3. Applications..... | 10 |
| I.4.4. Rappel sur la convection..... | 11 |
| I.4.5. Calcule le coefficient d'échange par convection..... | 13 |
| I.4.5.1. Nombre de Prandtl..... | 13 |

| | |
|---|-----------|
| I.4.5.2. Nombre de Nusselt..... | 14 |
| I.4.5.3. Nombre de Grashof..... | 14 |
| I.4.5.4. Nombre de Rayleigh..... | 14 |
| I.4.5.5. Nombre de Reynolds..... | 15 |
| I.5. Turbulence..... | 16 |
| I.5.1. Définition de la turbulence..... | 16 |
| I.5.2. Importance et champ d'application..... | 16 |
| I.5.3. Nature de la turbulence..... | 16 |

Chapitre II : Technologie de refroidissement et leurs performances

| | |
|---|-----------|
| II.1.Introduction..... | 18 |
| II.2. Refroidissement à air..... | 18 |
| II.2.1. Convection naturelle par air..... | 18 |
| II.2.2. Convection forcée à air..... | 19 |
| II.3. Refroidissement par liquide caloporteur..... | 19 |
| II.3.1. Refroidissement par plaque à eau..... | 20 |
| II.3.2. Refroidissement par microcanaux..... | 21 |
| II.3.3. Refroidissement par jets et spray..... | 22 |
| II.3.3.1. Refroidissement par jets..... | 22 |
| II.3.3.2. Refroidissement par spray..... | 22 |
| II.4. Refroidissement diphasique : Les caloducs..... | 23 |
| II.5. Différents travaux scientifiques réalisés..... | 24 |

Chapitre III : modélisation mathématique

| | |
|--|-----------|
| III.1. Introduction..... | 31 |
| III.2. Equations en régime laminaire bidimensionnel..... | 31 |
| III.2.1. Les équations différentielles gouvernantes de conservation..... | 31 |
| III.2.2. Equation de continuité..... | 32 |
| III.2.3. Equation de quantité de mouvement..... | 33 |
| III.2.4. Equation de conservation d'énergie..... | 33 |
| III.3. Principe de la méthode des volumes finis..... | 34 |
| III.4. Principes des codes CFD..... | 35 |
| III.5. Les différents étapes à suivre pour la modélisation numérique par FLUENT.. | 36 |

| | |
|---|-----------|
| III.6. Présentation de GAMBIT et de FLUENT..... | 36 |
| III.6.1. GAMBIT..... | 36 |
| III.6.1.1. Choix du maillage..... | 36 |
| III.6.2. FLUENT..... | 38 |
| III.7. Choix des paramètres de FLUENT..... | 39 |
| III.7.1. Procédure sous "Fluent"..... | 39 |
| III.7.2. Simple précision ou double précision..... | 39 |
| III.7.3. Choix de la formulation du solveur..... | 39 |
| III.7.4. Schémas de discrétisation..... | 40 |
| III.7. 5. Choix du schéma d'interpolation de la pression..... | 41 |
| III.7. 6. Choix de la méthode de couplage Pression –Vitesse..... | 41 |
| III.7. 7. Choix des facteurs de relaxation..... | 43 |
| III.8. Condition aux limites..... | 44 |
| III.8.1. Condition aux limites utilisée par le code FLUENT..... | 44 |
| a) Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement..... | 44 |
| b) Mur et conditions du pole..... | 44 |
| c) Cellules des zones internes..... | 44 |
| d) Condition des faces internes..... | 44 |
| III.9. Conclusion..... | 44 |

Chapitre IV : Position du problème

| | |
|---|-----------|
| IV.1.Introduction..... | 46 |
| IV.2. Géométrie du problème..... | 46 |
| IV.3. Hypothèses simplificatrices..... | 48 |
| IV.4. Equations du problème..... | 49 |
| IV.4.1. Equation de continuité..... | 49 |
| IV.4.2. Equations de quantité de mouvement..... | 49 |
| IV.4.3. Equation de l'énergie..... | 49 |
| IV.4.4. Equation d'énergie pour le composant électronique..... | 49 |
| IV.5. Conditions aux limites..... | 50 |
| IV.6. Conclusion..... | 50 |

Chapitre V : Résultats et interprétation

| | |
|---|-----------|
| V.1.Introduction..... | 51 |
| V.2. Effet du Maillage..... | 51 |
| V.3.Validation du code de calcul..... | 52 |
| V.4.Etude L'effet des hauteurs du canal..... | 53 |
| V .5.Etude L'effet d'épaisseurs des composants électronique..... | 57 |
| V.6.Etude L'effet de géométrie des composants électronique..... | 61 |
| V.7.Etude l'effet de l'espace entre les composants électronique..... | 65 |
| Conclusions générales..... | 69 |
| Références bibliographies..... | 70 |
| Annexe..... | 73 |

NOMENCLATURE

| | |
|---|-------------------------------------|
| A : Surface..... | [m ²] |
| e : L'épaisseur des composants..... | [m] |
| g : accélération de la pesanteur..... | [m/s ²] |
| H : Hauteur du canal..... | [m] |
| h: constante de Planck..... | [j.s] |
| h _c : Coefficient d'échange par convection..... | [Wm ⁻² K ⁻¹] |
| K : Constante de BOLTZMANN..... | [J/K] |
| L : dimension caractéristique de la surface d'échange..... | [m] |
| M : Emittance..... | [W / m ²] |
| P : Pression adimensionnelle..... | [-] |
| P : Production de la chaleur | [w/m ³] |
| S _φ : Terme source..... | [-] |
| T _p :Température de surface du solide..... | [K] |
| T _∞ :Température du fluide loin de la surface du solide..... | [K] |
| T : Température dimensionnelle..... | [K] |
| t : Temps..... | [s] |
| U ₀ : Vitesse de fluide a l'entrée du canal..... | [ms ⁻¹] |
| V : Volume..... | [m ³] |
| u,v : Composant de vitesse..... | [ms ⁻¹] |
| w : Longueur des blocs chauffés..... | [m] |
| x, y : Coordonné..... | [m] |
| X, Y : Coordonnées d'espace adimensionnelles..... | [-] |

Symboles grecs

| | |
|-----------------------------------|--------------------------------------|
| λ : Longueur d'onde..... | [μm] |
| ρ : Masse volumique de l'air..... | [Kg m ⁻³] |
| φ : Variable dépendante..... | [-] |
| ν : Viscosité cinématique..... | [m ² s ⁻¹] |
| μ : Viscosité dynamique..... | [m ⁻¹ s ⁻¹ Kg] |
| λ : Conductivité thermique..... | [Wm ⁻¹ k ⁻¹] |

| | |
|--|-------------------|
| k_s : Conductivité thermique du solide..... | $[Wm^{-1}k^{-1}]$ |
| k_f : Conductivité thermique du fluide..... | $[Wm^{-1}k^{-1}]$ |
| β : coefficient de dilatation du fluide..... | $[K^{-1}]$ |
| α : Diffusivité thermique..... | $[m^2/s]$ |
| ε : Coefficient d'émission..... | $[-]$ |
| $\Gamma\Phi$: Coefficient diffusion..... | $[-]$ |

Indices

ent : entré

cr : critique

max : maximale

amb : ambiant

atm : atmosphérique

Liste des figures

| | | |
|-------------------------|--|-----------|
| Figure (I.1) : | Schéma du transfert de chaleur par conduction | 3 |
| Figure (I.2) : | Résistance thermique | 4 |
| Figure (I.3) : | Emittance d'une source, en Watt/m² | 5 |
| Figure (I.4) : | Emittance monochromatique du corps noir | 7 |
| Figure (I.5) : | Transfert de chaleur par rayonnement | 8 |
| Figure (I.6) : | Réception du rayonnement | 9 |
| Figure (I.7) : | Schéma du transfert de chaleur par convection | 10 |
| Figure (I.8) : | Ecoulement laminaire | 12 |
| Figure (I.9) : | Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent | 12 |
| Figure (I.10) : | Analogie des transferts de quantité de mouvement et de la chaleur | 13 |
| Figure (I.11) : | Exemple d'écoulements laminaires et turbulents | 16 |
| Figure (II.1) : | Système de refroidissement à air passif | 18 |
| Figure (II.2) : | Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé | 19 |
| Figure (II.3) : | Schéma simplifié de refroidissement par liquide | 20 |
| Figure (II.4) : | Structure de plaque à eau | 20 |
| Figure (II.5): | Mini-échangeur avec Microcanaux de 0.2mm de largeur | 21 |
| Figure (II.6) : | Principe de fonctionnement du refroidissement par spray | 23 |
| Figure (II.7): | Principe de fonctionnement d'un caloduc | 23 |
| Figure (II.8): | Canal contenant un seul obstacle chauffé (Young et Vafai., 1998) | 25 |
| Figure (II.9) : | Trois composants électroniques montés sur un mur vertical (Bessaih et Kadja, 2000) | 26 |
| Figure (II.10) : | Géométrie du problème (Hassen Abbassi et al, 2001) | 27 |
| Figure (II.11) : | Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites | 29 |
| Figure (II.12) : | Géométrie du problème (Betul Sarac et al, 2011) | 30 |
| Figure (III.1) : | Volume de contrôle typique pour une situation 2D | 42 |

| | | |
|-------------------------|--|-----------|
| Figure (III.2) : | Schémas de discrétisation | 48 |
| Figure (III.3) : | Maillage décalé du volume de contrôle pour les trois vitesses dans les trois directions séparées | 50 |
| Figure (IV.1) : | Géométrie du problème (a) : géométrie de la différente hauteur du canal (b) : géométrie de la différente épaisseur des composants (c) : géométrie des différentes formes des composants | 54 |
| Figure (V.1) : | Influence de maillage sur la température à la sortie du canal. | 58 |
| Figure (V.2) : | (a) Géométrie considérée pour la validation, (b) comparaison entre nos résultats et ceux de Y.P. Cheng et al (2008). | 59 |
| Figure (V.3) : | Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une épaisseur de composante 3 mm avec différent hauteur. (a) : H = 5 mm, (b) : H = 7 mm (c) : H = 10 mm. | 60 |
| Figure (V.4) : | Evolution de la température (K) pour une épaisseur de composante 3 mm avec différent hauteur. (a) : H = 5 mm, (b) : H = 7 mm (c) : H = 10 mm. | 61 |
| Figure (V.5) : | courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différentes hauteurs du canal. | 63 |
| Figure (V.6) : | Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent épaisseur. (a) : e = 2 mm (b) : e = 3 mm (c) : e = 4mm | 64 |
| Figure (V.7) : | Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent épaisseur. (a) : e = 2 mm (b) : e = 3 mm (c) : e = 4 mm | 66 |
| Figure (V.8) : | courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différents épaisseurs des composants électroniques. | 67 |
| Figure (V.9) : | Evolution de la vitesse axiale (m/s) | 68 |

| | | |
|------------------------|--|-----------|
| | <p>pour une hauteur du canal 10 mm avec différent géométrie. (a) : géométrie carré, (b) : géométrie demi sphère (c) : géométrie triangle.</p> | |
| Figure (V.10) : | <p>Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent géométrie. (a) : géométrie carré, (b) : géométrie demi sphère (c) : géométrie triangle.</p> | 70 |
| Figure (V.11) : | <p>courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différents géométries des composants électroniques.</p> | 71 |
| Figure (V.12) : | <p>Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une hauteur du canal 7 mm avec différent espaces entre les composants. (a): d = 7 mm, (b) : d = 10 mm et (c) : d = 13 mm.</p> | 72 |
| Figure (V.13) : | <p>Evolution de la vitesse axiale en fonction de la position $x = 0.09$ m.</p> | 73 |
| Figure (V.14) : | <p>Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent espaces entre les composants. (a) : d = 7 mm, (b) : d = 10 mm et (c) : d = 13 mm</p> | 74 |
| Figure (V.15) : | <p>Evolution de la température en fonction de la position $x = 0.09$ m.</p> | 75 |

Liste de tableau

| | | |
|--------------------------|--|-----------|
| Tableau (I.1) : | Valeurs des constantes C1 et C2 | 6 |
| Tableau (III.1): | différentes désignations de Φ, Γ et S | 39 |
| Tableau (III.2): | Les différentes formes de maillage des faces | 44 |
| Tableau (III.3) : | Description des types de maillages des faces | 44 |
| Tableau (IV.1) : | Propriété de l'air et de cuivre | 55 |
| Tableau (IV.2) : | Conditions aux limites | 57 |

Introduction générale

Il est bien connu depuis plus d'un siècle, que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte). Celles-ci, s'impliquent dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels trouve son application dans différents domaines industriels tels que, les processus de dépôt de vapeurs chimiques, ainsi que le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques, etc.

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, et la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes de faibles puissances, reste le refroidissement par convection naturelle en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût. Cependant, le refroidissement par convection naturelle atteint rapidement ses limites face aux systèmes à forte puissance et grandes échelles qui nécessitent une évacuation de chaleur plus importante. La convection forcée est mieux adaptée pour ce genre de problème.

Il existe d'autres méthodes de refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase ou le refroidissement par caloducs. Nous présentons dans ce projet une étude du refroidissement des composants électroniques présents dans les différents types de géométrie. Nous détaillons les modes de refroidissement cités ainsi et nous réalisons une comparaison des résultats afin de déterminer le système le plus adapté pour évacuer la chaleur.

Ainsi, l'évacuation de la chaleur est devenue le problème majeur à résoudre pour développer les composants électroniques et augmenter leur fiabilité. Il est donc primordial de concevoir des systèmes énergétiques efficaces pour le refroidissement de ces composants, afin d'éviter des surchauffes locales ou globales et par conséquent éviter tout dysfonctionnement ou endommagement de système électronique.

La motivation principale étant la maîtrise du logiciel "Fluent" en tant qu'outil de simulation numérique puissant, en sachant que ce dernier est relativement nouveau au niveau de notre université. Ensuite, on discutera les résultats de la simulation.

Le plan proposé pour la présentation du travail est le suivant:

Dans Le premier chapitre à été consacrées à l'étude des différents modes de transfert de chaleur (conduction, rayonnement et convection).

Le deuxième chapitre regroupe quelques technologies des différents modes de refroidissement et leur performance, et une revue des différents travaux scientifiques réalisées concernant l'étude des écoulements avec transfert de chaleur et les problèmes d'évacuation de chaleur par convection naturelle, forcée ou mixte.

Le troisième chapitre est dédié à la modélisation mathématique sur les équations différentielles gouvernantes de conservation. Une brève description des différentes équations, et nous avons donné une idée brève sur le code de calcul FLUENT, et le logiciel qui réalise la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : GAMBIT.

Le quatrième chapitre portera sur la simulation numérique de la convection naturelle, en passant par la géométrie, les hypothèses adoptées et les conditions aux limites.

Dans le dernier chapitre, et la partie plus importante de ce mémoire. Elle comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus dans la configuration étudiée.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les Principaux résultats obtenus, ainsi que des perspectives futures basées sur ce travail Sont donc envisageables.

I.1. Introduction

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x,y,z,t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas :

- a- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
 - b- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire
- il existe trois modes de transfert de chaleur .

I.2. Conduction

C'est un mode de transfert de chaleur au sein d'un milieu solide, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts :

- une transmission par les vibrations des atomes ou molécules ;
- une transmission par les électrons libres.

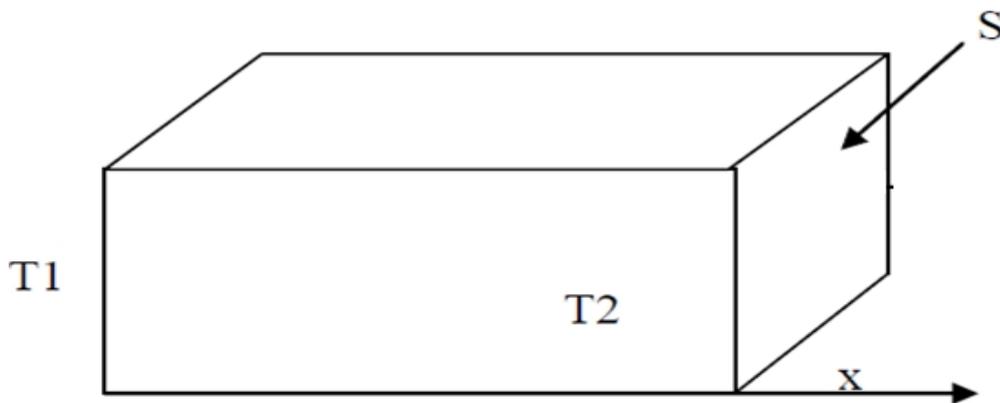


Figure (I.1) : Schéma du transfert de chaleur par conduction

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier [1]

I.2.1. Loi de Fourier

Il existé une relation linéaire entre la densité de flux thermique et le gradient de température. En tout point d'un milieu isotrope, la densité de flux thermique instantanée est proportionnelle

à la conductivité thermique λ du milieu .et au gradient de température [1].

$$\Phi = -\lambda. grad (T) \quad (I.1)$$

Ou sous la forme suivante :

$$\Phi = -\lambda.S.\frac{\delta T}{\delta \chi} \quad (I.2)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par conduction (w)

λ : Conductivité thermique du milieu (w.m⁻¹°C⁻¹)

χ : Variable d'espace dans la direction du flux (m)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m²)

Pour un milieu isotrope, la conductivité thermique λ est une grandeur scalaire positive, caractéristique du milieu, fonction en général de T. pour un milieu isotrope et homogène λ ne dépend pas de T. dans de nombreux cas pratiques, lorsque les écarts de température ne sont pas trop élevés, on peut considérer, avec une précision suffisante, λ comme une constante pour un milieu donné.

I.2.2. Résistance thermique

Considérant l'intersection d'un tube de courant par deux surfaces isothermes de températures T1 et T2, on définit la résistance thermique par la relation [1] :

$$T_1 - T_2 = R \Phi \quad (I.3)$$

On reconnaît dans cette équation la forme générale de la loi d'Ohm [1]:

$$E_1 - E_2 = R I \quad (I.4)$$

Dans laquelle les potentiels E sont remplacés par les températures et l'intensité I par le flux Φ

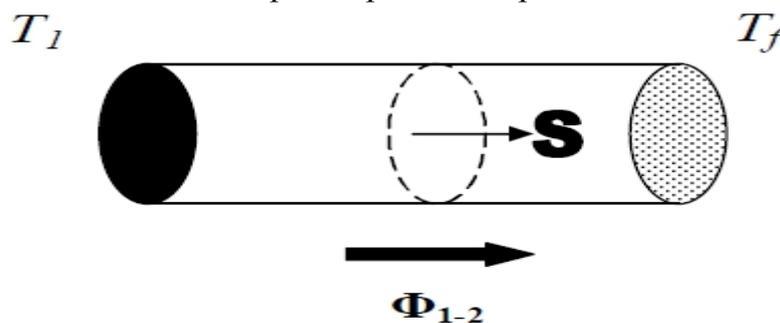


Figure (I.2) : Résistance thermique

I.2.3. Equation générale de la chaleur

Cette équation qui exprime la conservation d'énergie d'un élément infinitésimal de matière s'écrit :

$$\overline{\text{div}} (\lambda . \text{grad } T) + P = \rho . C_p . (\partial T / \partial t) \quad (\text{I.5})$$

Où P : représente la production de chaleur en (w/m^3)
 C_p : chaleur massique en (J/kg.k),
 ρ : masse volumique en (kg/m^3)

I.3. Le rayonnement

Contrairement aux deux autres modes d'échange qui sont la conduction et la convection, le rayonnement ne nécessite pas l'existence d'un support matériel. Il se propage dans l'espace, comme dans tout type de milieu. Si ce milieu est homogène, il se propage en ligne droite.

Le transfert de chaleur par rayonnement a lieu lorsque de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques est émise par une surface et absorbée par une autre. Cet échange peut avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques.

I.3.1. L'émittance (totale)

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\Phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (c'est-à-dire dans un hémisphère de 2π stéradian limité par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS .

L'émittance est notée M . Son unité est le Watt/m^2 :

$$M = d\Phi / dS \quad (\text{I.6})$$

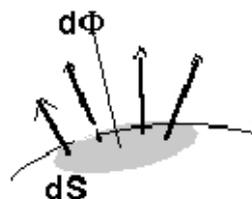


Figure (I.3) : Emittance d'une source, en Watt/m^2

I.3.2. Le corps noir

Un corps noir est donc un corps qui absorbera tout rayonnement incident le frappant, sans en réfléchir ni laisser échapper aucune fraction, et ceci quelques soient les longueurs d'onde et les directions de propagation. De la même manière, un corps noir sera capable de rayonner dans chaque longueur d'onde le maximum d'énergie calorifique stockable théoriquement dans cette bande de fréquence à un niveau de température T déterminé.

I.3.3. Loi du rayonnement thermique

I.3.3.1. Loi de Planck : émittance monochromatique du corps noir

L'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}^0$ à la longueur d'onde λ et la température T, est donnée par la loi de Planck [2]:

$$M_{\lambda,T}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad (I.7)$$

Où $M_{\lambda,T}^0$ est le flux énergétique émis par la surface dans tout l'hémisphère et ramène à l'unité de longueur d'onde λ , la surface étant à la température T. $M_{\lambda,T}^0$ est exprimé en W/m^3 ou, dans le cas où λ est exprimé en microns (μm), $M_{\lambda,T}^0$ sera en $W/(m^2 \cdot \mu m)$.

C_1 et C_2 sont deux constantes physiques dont les valeurs sont données, en unités S.I, dans le tableau suivant:

| T | λ | $C_1 = 2\pi^5 \frac{15}{4} \frac{k^3}{15} C_0^2$ | $C_2 = \frac{hc_0}{K}$ | M_{λ}^0 |
|---|-----------|--|------------------------|-------------------------|
| K | m | $3,741 \cdot 10^{-16} W \cdot m^2$ | 0,014388m.k | W/m^3 |
| K | μm | $3,741 \cdot 10^8 W \cdot \mu m^4 / m^2$ | 14,388 μm .k | $W / (m^2 \cdot \mu m)$ |

Tableau (I.1) : Valeurs des constantes C_1 et C_2

Avec :

- $C_0 = 2,9979 \cdot 10^8$ m/s
- k est la constante de BOLTZMANN, $k = 1,3805 \cdot 10^{-23}$ J/K
- h est la constante de PLANCK, $h = 6,6255 \cdot 10^{-34}$ J.s

La figure II.4 ci-dessous représente les courbes de variation de l'émittance monochromatique d'un corps noir, calculées à l'aide de la relation (I.5), pour les valeurs suivantes de la

température absolue de ce corps noir: 300 K (ambiante), 500 K, 750 K, 1000K, 2500 K, 5800 K (soleil)

Chaque courbe présente pour une certaine abscisse λ m un maximum d'autant plus prononcé que la température T est plus élevée.

On constate que pour $\lambda < 0,5 \lambda$ m, il n'y a pratiquement plus d'énergie rayonnée (moins de 1%), alors qu'il faut atteindre $\lambda > 4,5 \lambda$ m pour obtenir le même résultat dans l'infrarouge.

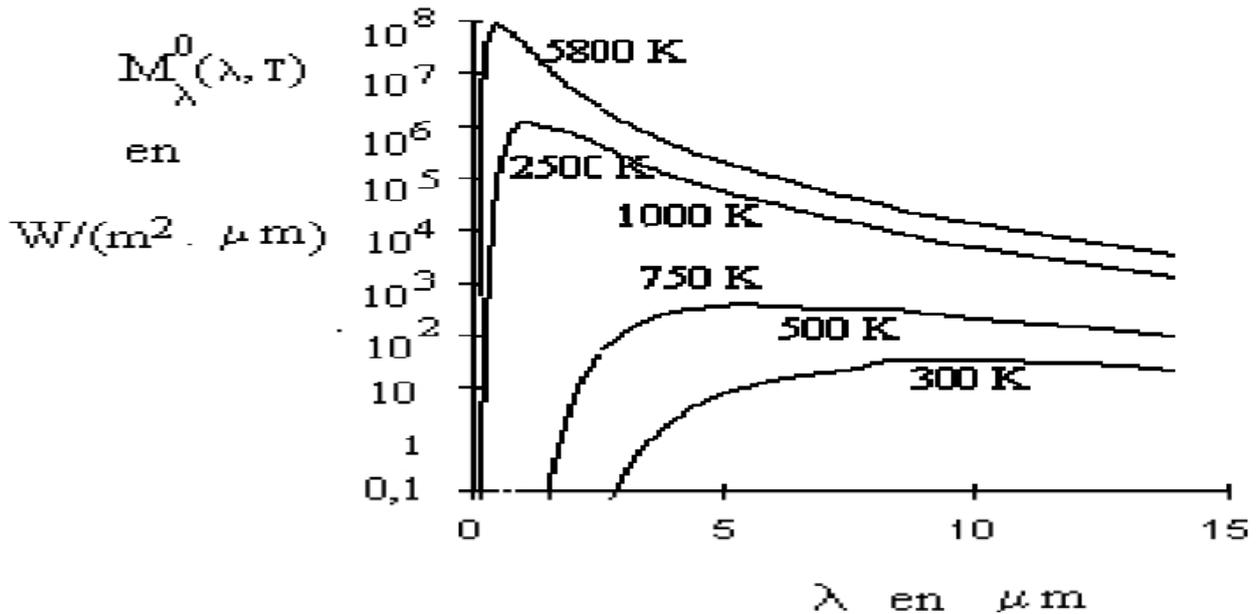


Figure (I.4) : Emissivité monochromatique du corps noir

I.3.3.2. Loi de Stefan Boltzmann

Cette loi fournit l'émissivité totale du rayonnement du corps noir dans l'espace en fonction de sa température absolue (sur tout le spectre de longueur d'onde), elle s'écrit :

$$M^o = \sigma \cdot T^4 \quad (I.8)$$

Avec σ : est la constante de Stefan Boltzmann

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ (w/(m}^2\text{K}^4\text{))} \quad [3].$$

I.3.4. Transfert par rayonnement entre surface

1) petit objet convexe placé dans une enceinte large ($S_1 \ll S_2$)

$$\Phi = \sigma \cdot p_s (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.9)$$

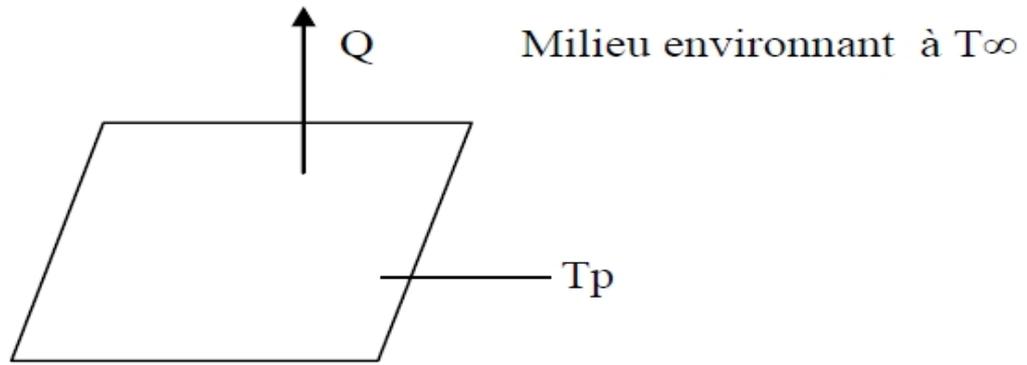


Figure (I.5) : Transfert de chaleur par rayonnement

2) deux plans parallèles infinis

$$\Phi = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (\text{I.10})$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement exprimé en W

σ : Constante de Stephan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ (w/(m}^2\text{K}^4))$)

ρ : Facteur d'émission de la surface

T_p : Température de la surface en K

T_∞ : Température du milieu environnant la surface en K

S : Aire de la surface en m^2

I.3.5. Réception du rayonnement par un solide

Quand un rayon d'énergie incident Φ_i frappe un corps à la température T, une partie Φ_r ρ de l'énergie incidente est réfléctée par la surface S, une autre partie Φ_a α est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste Φ_t τ transmis et continue son chemin [4].

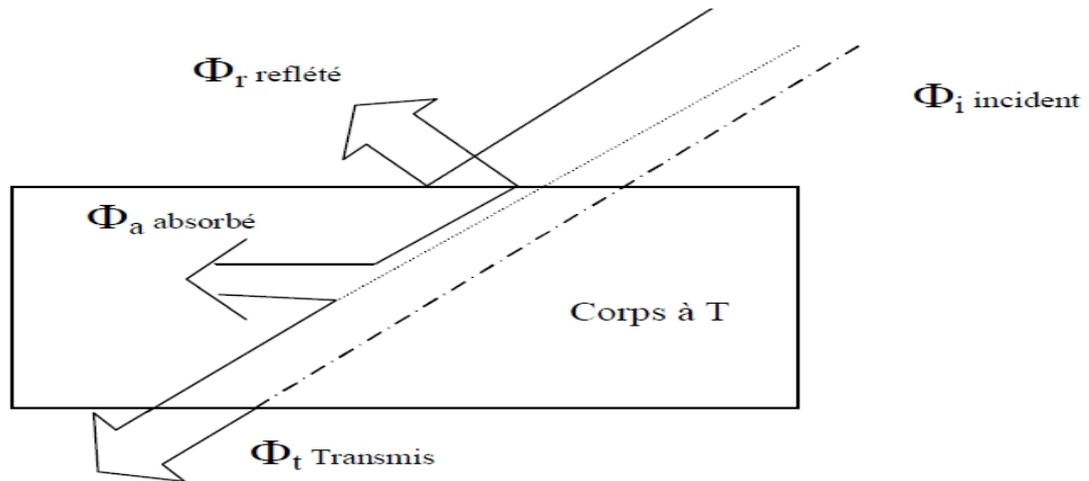


Figure (I.6) : Réception du rayonnement

On a évidemment :

$$\Phi_i = \Phi_r \rho + \Phi_a \alpha + \Phi_t \tau \quad (\text{I.11})$$

$$\text{d'où : } \rho + \alpha + \tau = 1$$

I.4. Convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide [5].

On distingue deux types de convection :

I.4.1. La convection libre ou naturelle

Le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des variations de température au sein du fluide, tel est le cas de la thermo circulation.

I.4.2. La convection forcée

Le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des variations de température au sein du fluide, tel est le cas de la thermo circulation.

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par

déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\Phi = h S (T_p - T_\infty) \quad (\text{I.12})$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (w)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide (°C)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (°C)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

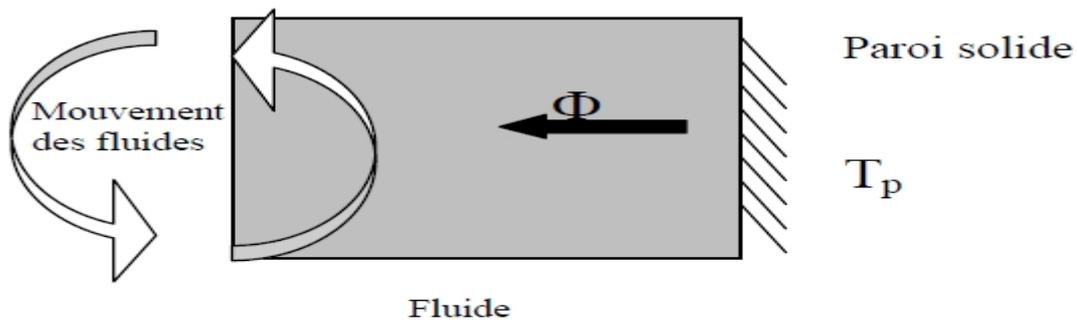


Figure (I.7) : Schéma du transfert de chaleur par convection

I.4.3. Applications

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques.

La convection naturelle est rencontrée dans plusieurs situations. En effet, elle est toujours présente tant que la température du fluide est variable ainsi que quand il y a un champ d'accélération tel que la gravité, dans quelques applications, le transfert de chaleur en convection naturelle est parfois petit, comparé aux autres modes de transfert de chaleur (conduction -

rayonnement), par conséquent, il peut être négligé ; sinon il est le mécanisme le plus dominant en transfert de chaleur.

Il y a des situations où on a besoin de supprimer la convection naturelle, comme dans le cas de la chaleur perdue par la vapeur depuis une canalisation, depuis des fenêtres, ou depuis des collecteurs solaires mais d'autre part on cherche à augmenter le transfert de chaleur par convection naturelle afin de refroidir les composants microélectroniques dégageant de la chaleur par effet Joule.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions.

Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

D'après la revue scientifique américaine (YEH'S REVIEW - 2002), une étude de l'U.S. Air force a indiqué que plus de 52% des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés à la hausse incontrôlée des températures.

Les études de convection sont donc nécessaires à la gestion des flux thermiques et la conception des équipements (équipements électroniques, fabrication des films fins, décomposition des vapeurs chimiques et bien d'autres domaines...).

I.4.4. Rappel sur la convection

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi

Régime d'écoulement :

Compte-tenu du lien entre le transfert de quantité de mouvement et le transfert de chaleur, on doit considérer le régime d'écoulement. Considérons l'exemple d'écoulement d'un fluide dans une conduite :

En régime laminaire : l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes. :

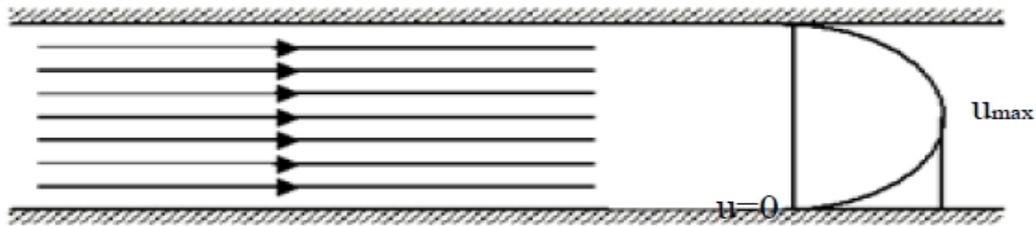


Figure (I.8) : Ecoulement laminaire

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc : par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.

Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.

En régime turbulent : l'écoulement n'est pas unidirectionnel

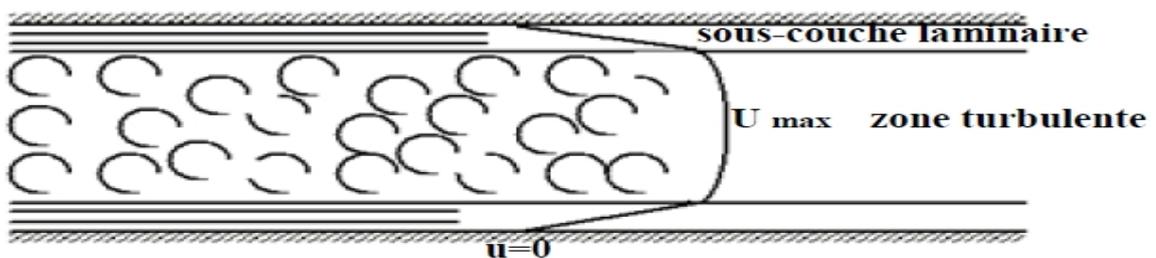


Figure (I.9) : Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable, par rapport à la convection.

Analogie de Reynolds

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la chaleur par la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude.

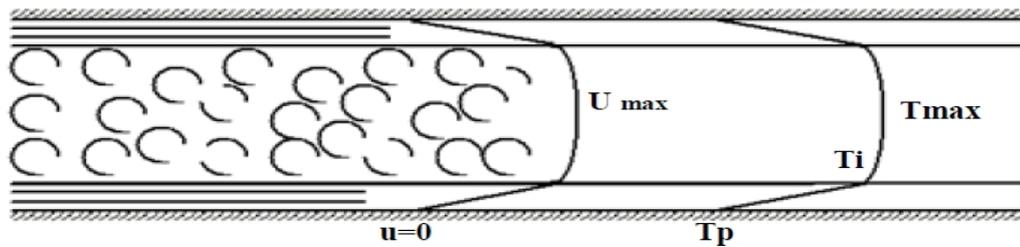


Figure (I.10) : Analogie des transferts de quantité de mouvement et de la chaleur

Couches limites dynamiques et thermiques

Quelque soit le régime d'écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l'épaisseur est d'autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand.

L'épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres : nature du fluide, température, rugosité de la paroi... L'analogie de Reynolds montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi, c'est à dire dans la sous-couche laminaire. Quelque soit le régime d'écoulement du fluide on considère que la résistance thermique est dans le film laminaire qui joue le rôle d'isolant (couche limite thermique).

I.4.5. Calcule du coefficient d'échange par convection

➤ En convection forcée

Nous définirons ci-dessous les nombres sans dimension rencontrés en transfert thermique par convection [5-6] :

I.4.5.1. Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (I.13)$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du milieu ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)

μ : viscosité dynamique en (PI)

c_p : chaleur massique en (J/kg.k).

Ce nombre représente le rapport de la diffusivité mécanique ν à la diffusivité thermique a .

Un fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice-versa.

I.4.5.2. Nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{hL}{\lambda_f} \quad (I.14)$$

Avec :

L : dimension caractéristique (m)

Ce nombre exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, λ_f ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers λ_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique L et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h. Tout comme pour h, on définit un nombre de Nusselt moyen Nu et un nombre de Nusselt local [3].

$$Nu_l = \frac{h_l L}{\lambda_l} \quad (I.15)$$

I.4.5.3. Nombre de Grashof

$$Gr = \frac{\beta g \rho^2 L^3 (T - T_f)}{\mu^2} \quad (I.16)$$

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité.

I.4.5.4. Nombre de Rayleigh

Il s'écrit sous la forme suivante :

$$Ra = Pr \cdot Gr = \frac{\beta g L^3 (T - T_f)}{\alpha \nu} \quad (I.17)$$

Où il caractérise l'écoulement en convection naturelle.

Avec :

β : coefficient de dilatation du fluide (K^{-1})

L : dimension caractéristique de la surface d'échange (m)

g : accélération de la pesanteur (m/s^2)

μ : viscosité dynamique du fluide ($kg/m.s$)

ν : viscosité cinématique (m^2/s)

ρ : masse volumique en (kg/m^3)

α : Diffusivité thermique en (m^2/s)

I.4.5.5. Nombre de Reynolds

Est de la forme de :

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} = \frac{u L}{\nu} \quad (I.18)$$

Avec :

u: vitesse moyenne du fluide

Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité [1-5-6].

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélation mathématiques $Nu = f(Re, Pr)$ qui permettent de calculer h_c par :

$$h_c = Nu \frac{\lambda}{L} \quad (I.19)$$

Re: le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide

Pr: le nombre de Prandtl caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Nu: le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

➤ En convection naturelle :

Dans la convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de la masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température.

La convection forcée est négligeable si

$$\frac{Gr}{Pr^2} > 100$$

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n$$

Convection laminaire $Gr \cdot Pr < 10^9 \Rightarrow n = 1/4$

Convection turbulente $Gr \cdot Pr > 10^9 \Rightarrow n = 1/3$

I.5. Turbulence

I.5.1. Définition de la turbulence

Le régime turbulent n'a pas à proprement parlé une définition spécifique, il est surtout défini par rapport au régime laminaire.

Le régime laminaire présente un écoulement organisé. Le régime turbulent présente un écoulement désorganisé, irrégulier dans le temps et dans l'espace.

L'écoulement turbulent est non prédictible : une petite modification entraîne de grands changements ultérieurs.

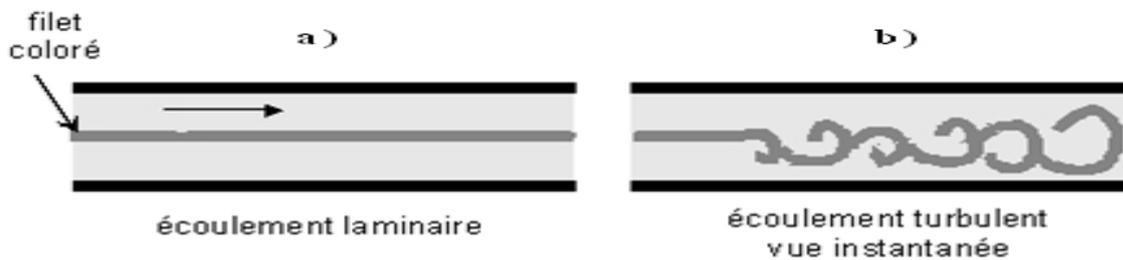


Figure (I.11) : Exemple d'écoulements laminaires et turbulents

I.5.2. Importance et champ d'application

L'étude de l'écoulement des fluides peut être arrangée en une séquence allant du plus simple au plus compliqué :

Écoulement sans frottement (Euler) \Rightarrow écoulement visqueux laminaire (Navier Stokes) \Rightarrow écoulement turbulent (Reynolds).

Pourtant la plupart des écoulements qui se produisent dans la nature et dans les applications techniques est turbulente. Les recherches ont permis d'avancer d'une façon très importante dans la compréhension et la description des écoulements turbulents, mais les problèmes sont tellement compliqués qu'on est loin de les avoir résolus de façon satisfaisante.

Les champs d'applications sont très nombreux :

- \rightarrow Atmosphère
- \rightarrow Océans
- \rightarrow Hydraulique : rivières, fleuves, écoulement dans les pipes lines

I.5.3. Nature de la turbulence

Le régime turbulent apparaît lorsque le nombre de Reynolds de l'écoulement ($Re = \frac{u \cdot L}{\nu}$) est suffisamment grand :

$Re > Re_{cr}$ (nombre critique de Reynolds).

Reynolds (1883), était le premier à déterminer les conditions de passage laminaire - turbulent dans une conduite. La valeur $Re_{cr} = 2320$ provient des recherches ultérieures par L. Schiller (1921) et elle concerne les valeurs moyennes pour les tuyaux très lisses. Le nombre de Reynolds critique est susceptible d'être modifié par de nombreux facteurs, comme les suivants:

- la pulsation de l'écoulement à l'entrée du tuyau
- la répartition de vitesse à l'entrée du tuyau
- la vibration des parois
- les aspérités de paroi.

La turbulence est une caractéristique de l'écoulement et non du fluide. En conséquence la dynamique de la turbulence est la même pour tous les fluides, liquides ou gazeux. Puisqu'il n'y a pas de solution générale des équations de Navier-Stokes, il n'y a pas de solution générale aux problèmes des écoulements turbulents.

II .1. Introduction

L'efficacité des systèmes énergétiques est désormais un enjeu majeur de développement durable. Elle suppose d'une part, l'amélioration des performances de chacun de leurs composants mais aussi l'optimisation des systèmes complets. Les refroidisseurs y contribuent fortement.

Tout dispositif électrique ou électronique en marche engendre des pertes d'énergie qui se manifestent par la production de chaleur. Cette chaleur doit être évacuée pour éviter la surchauffe des composants et prévenir leur éventuelle détérioration prématurée. C'est le rôle du refroidisseur.

II .2. Refroidissement à air

La technologie de refroidissement par air est l'une des plus communes et largement utilisée. On utilise l'air comme fluide caloporteur qui vient en contact avec des radiateurs sous forme pulsée (convection forcée) ou naturelle (convection naturelle).

II .2.1. Convection naturelle par air

Le refroidissement à air passif est d'abord constitué d'un dissipateur de chaleur (voir figure II.1) dimensionné suivant la surface de refroidissement, celui-ci étant toujours choisi pour ses propriétés thermiques (bonne diffusivité et grande capacité thermiques, cuivre, aluminium).



Figure (II.1) : Système de refroidissement à air passif

La chaleur émise par le composant s'épanouit dans le dissipateur thermique avant d'être dissipée dans l'air ambiant. L'ajout du dissipateur de chaleur peut donc grandement améliorer l'efficacité du refroidissement.

II .2.2. Convection forcée à air

Pour améliorer le transfert thermique vers le milieu ambiant, on peut utiliser un ventilateur qui augmente le débit d'air à travers la surface d'échange. Le bloc formé par le dissipateur et le ventilateur est souvent appelé ventirad (Ventilateur-Radiateur voir figure II.2).



Figure (II.2) : Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé

La technologie de refroidissement à air présente plusieurs avantages : la sécurité du fait qu'aucun liquide n'est nécessaire (pas de risque de corrosion), le coût est limité et la durée de vie est satisfaisante. Toutefois, le consensus actuel sur la méthode traditionnelle de refroidissement par air à haute puissance atteindra vite ses limites. L'utilisation de ventilateurs standards qui engendre un niveau de bruit nuisible assure un coefficient de transfert de chaleur maximum de $150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, soit environ 1 W/cm^2 pour une différence de température de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ entre la source chaude et le milieu ambiant.

II.3. Refroidissement par liquide caloporteur

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

refroidissement à huile lubrifiante dans les pompes, de même on peut trouver à l'intérieur des ordinateurs haut de gamme un refroidissement incluant un liquide.

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

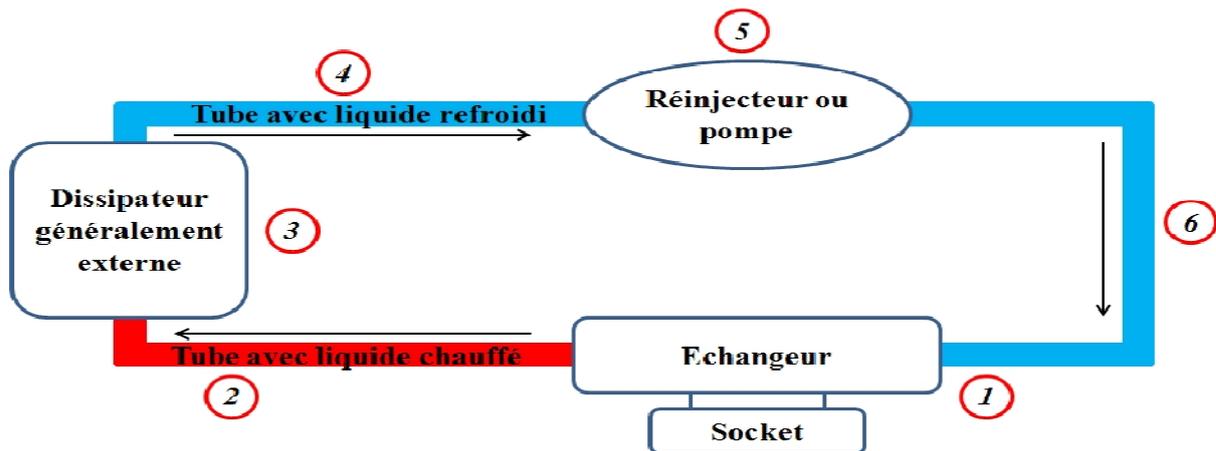


Figure (II.3) : Schéma simplifié de refroidissement par liquide

Ce système (voir figure II.3) est plus efficace qu'un refroidissement à air et permet d'extraire la chaleur au plus près de la puce et de la dissiper de façon déportée dans un radiateur qui peut être large et performant.

II.3.1. Refroidissement par plaque à eau

Une technologie robuste consiste à utiliser une cavité assez proche de la source de chaleur dans laquelle le liquide circule de manière turbulente. Comme le liquide utilisé est souvent à base d'eau, cette technologie se nomme plaque à eau (voir figure II.4).

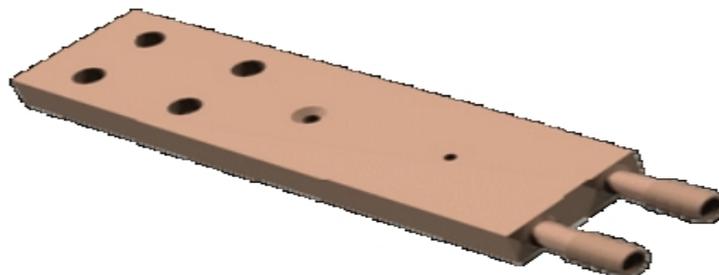


Figure (II.4) : Structure de plaque à eau [7]

Une pompe est nécessaire pour contraindre le passage d'un fluide entre deux plaques après son passage dans un canal étroit afin de créer de la turbulence.

Les avantages de l'utilisation d'une plaque à eau :

1. Efficacité du transfert de chaleur: avec un échangeur de chaleur à plaque, le transfert de chaleur est élevé (les valeurs du coefficient de transfert de chaleur sont 3 à 5 fois plus élevées que celles d'un tubulaire simple) [8].
2. Fonctionnement régulé : par le biais d'un contrôle précis de la température de sortie, le débit peut être régulé de façon à optimiser l'efficacité du refroidisseur

II.3.2. Refroidissement par microcanaux

Le développement rapide du domaine de la microélectronique suit la loi de Moore [9]. Avec l'intégration croissante de transistors à haute vitesse dans les appareils électroniques, la densité de dissipation thermique visée devrait atteindre 500 W/cm^2 pour les applications futures [10-11]. Les micro-canaux qui sont des dispositifs très performants d'échange de chaleur sont venus suppléer les systèmes traditionnels. Les systèmes embarqués liés à l'aérospatiale par exemple, ainsi qu'à l'électronique médicale font largement appel aux échangeurs de chaleur à micro-canaux [12].



Figure (II.5) : Mini-échangeur avec Microcanaux de 0.2 mm de largeur

Par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels, les échangeurs de chaleur à micro-canaux n'offrent pas seulement un bon coefficient de transfert thermique, mais offre également une excellente robustesse notamment devant la pression du liquide.

Les principaux avantages :

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

II.3.3. Refroidissement par jets et spray

II.3.3.1. Refroidissement par jets

Le refroidissement par jets est une solution privilégiée dans les applications industrielles où on cherche à extraire un flux de chaleur intense. Cette technique est largement utilisée dans le domaine aéronautique pour refroidir les aubes de turbines ou les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations. L'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes et le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactants. On utilise dans certains cas des jets de fluide diélectrique en projection directe sur les éléments semi-conducteurs.

II.3.3.2. Refroidissement par spray

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray a attiré l'attention des chercheurs pour diverses applications de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vu son efficacité à dissiper de grands flux de chaleur sur des petites surfaces. Cette technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par des orifices très fins et dispersé en gouttelettes sur la surface de contact (Rybicki & Mudawar 2006).

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont la surface des gouttelettes, leur vitesse, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnant, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à une difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement (Shedd & Pautsch 2005).

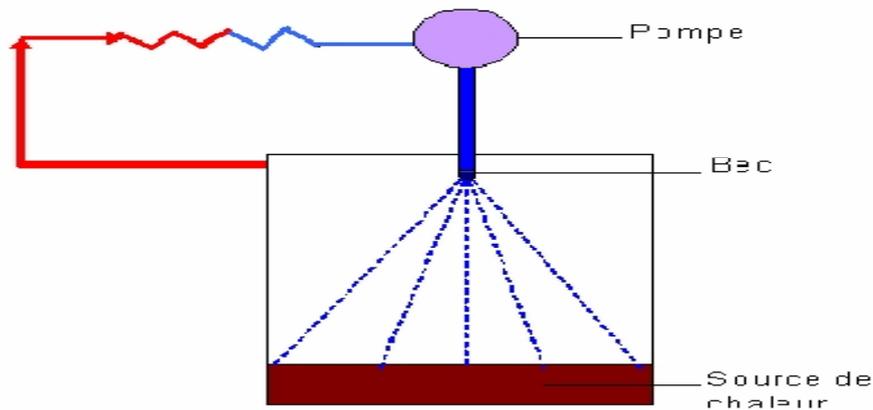


Figure (II.6) : Principe de fonctionnement du refroidissement par spray

II.4. Refroidissement diphasique : Les caloducs

Un caloduc est un système qui prélève de la chaleur en un point et la redistribue vers un autre grâce au changement de phase d'un fluide caloporteur. Le mouvement du fluide est effectué sans utiliser de pompe ou autre artifice mécanique. Il est constitué d'une enceinte fermée dont les parois internes sont recouvertes par un réseau capillaire saturé de liquide. Généralement il est composé de trois parties : l'évaporateur, le condensateur et la zone adiabatique.

Le principe de fonctionnement des caloducs est représenté sur la Figure (II.7). Au niveau de l'évaporateur, le liquide prend une forme gazeuse et va vers le condensateur où il reprend sa forme liquide. Il est alors ramené vers l'évaporateur grâce au réseau capillaire qui joue le rôle de moteur du caloduc.

L'intérêt essentiel du principe caloduc est qu'il génère entre la zone d'évaporation (source chaude) et la zone de condensation (source froide) une différence de température très faible. On dit alors que le caloduc joue le rôle de court circuit thermique.

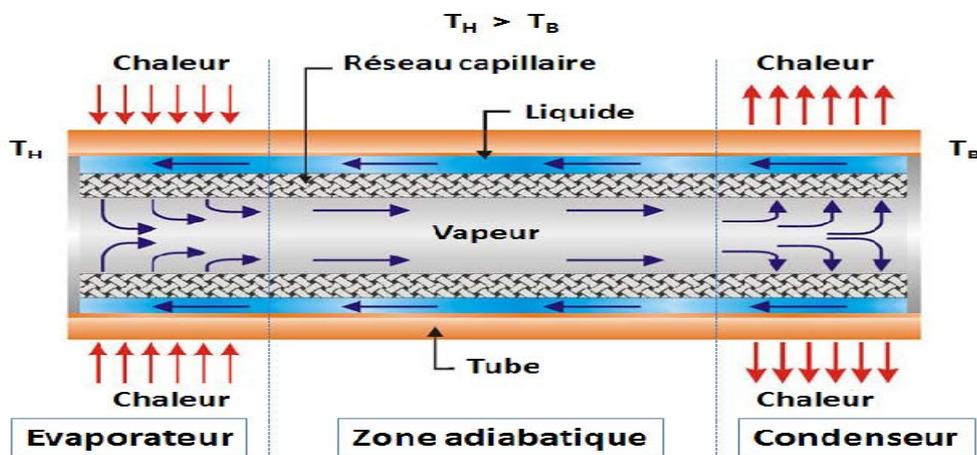


Figure (II.7) : Principe de fonctionnement d'un caloduc

II.5. Différents travaux scientifiques réalisés

Le comportement thermique des appareils électroniques est l'une des caractéristiques les plus importantes de leur performance. Le taux de défaillance des composants électroniques augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la température. Par conséquent, la chaleur ainsi générée doit être transférée. Alors, la température des composants pourra être contrôlée. Les problèmes de dissipation thermique revêtent un grand intérêt dans l'emboîtement des circuits intégrés. Ne pas les considérer et ne pas les maîtriser revient à fabriquer des modules n'offrant pas toutes les garanties de fonctionnement et de fiabilité. Une mauvaise ou insuffisante évacuation de chaleur a des effets néfastes sur le bon fonctionnement du circuit et sur sa durée de vie.

Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques en utilisant la convection sous ses trois formes. Parmi ces travaux publiés, nous citons :

Habchi et Acharya (1986) [13] ont analysé numériquement l'écoulement d'air en convection mixte dans un canal vertical contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffées, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée. Les résultats montrent qu'à des faibles nombres de Richardson, le maximum de la vitesse se trouve au voisinage de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente.

Afrid et Zebib (1991) [14] ont simulé la convection naturelle turbulente et laminaire, au voisinage de dix blocs chauffés, montés sur une paroi isolée d'un canal vertical. La géométrie était choisie de manière que la comparaison entre les résultats obtenus et expérimentaux est possible. Le problème traité a une grande importance pratique parce qu'il simule le cas de puces électroniques chauffées, montées sur des cartes imprimées et qui sont fréquemment rencontrées dans les applications d'industrie électronique. Les résultats montrent que le taux d'écoulement et les coefficients de diffusion (viscosité et diffusivité thermique) sont plus élevés dans l'écoulement turbulent, ce qui aboutit à un champ thermique turbulent, quantitativement plus petit par rapport à son homologue laminaire, et de même pour l'apport de chaleur.

Kelkar et Choudhury (1993) [15] ont étudié numériquement le problème de la convection naturelle dans un canal vertical contenant des blocs rectangulaires chauffants sur l'une de ses parois adiabatiques en utilisant les conditions d'un écoulement périodique, pour les faibles

valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats de cette investigation numérique, utilisant l'air comme fluide caloporteur, montrent que le débit d'air aspiré par le canal augmente avec un taux inférieur à la racine carrée de la longueur du canal.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'amélioration de transfert de chaleur à la surface de blocs chauds. **Jurban et al (1996)** [16] se sont penchés sur la convection forcée et la chute de pression dans une série de modules mono-cubiques de forme rectangulaire et carrée. Leurs résultats ont montré que l'utilisation des modules rectangulaires améliore le transfert de chaleur plus que les modules carrés.

YOO (1998) [17] a présenté une étude numérique de la convection mixte de l'écoulement de l'air, entre deux cylindres concentriques maintenus à des températures constantes puis différentes. L'écoulement forcé est induit par le cylindre extérieur froid qui tourne lentement avec une vitesse angulaire constante. Les investigations ont été faites pour différentes combinaisons de Ra , Re et du rapport du diamètre du cylindre intérieur sur l'écart des diamètres intérieur et extérieur σ , pour $Ra < Re < 1500$ et $0.5 < \sigma < 5$. Les résultats montrent qu'il y a trois types d'écoulements : écoulements à deux tourbillons, écoulements à un tourbillon et à aucun tourbillon. La circulation du fluide dans la direction de rotation des cylindres diminue en augmentant le nombre de Rayleigh. Le transfert de chaleur global à la paroi est rapidement réduit lorsqu'on atteint la valeur critique du nombre de Reynolds à la transition.

Un problème de convection forcée dans un canal horizontal contenant un bloc chauffant (figure II.8) a fait l'objet d'une étude détaillée par **Young et Vafai (1998)** [18] qui ont examiné les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

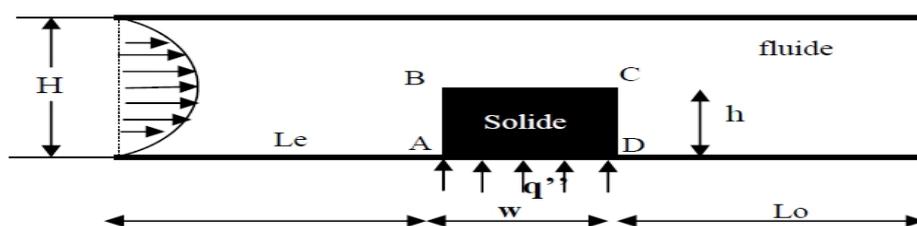


Figure (II.8) : Canal contenant un seul obstacle chauffé (Young et Vafai., 1998)

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des modules chauffés en convection mixte. **M.M Rahman et al (1999)** [19] ont mené une étude numérique en 3D sur le transfert de chaleur par convection mixte dans 4 modules chauffés implantés sur la surface d'une carte électronique. Les modules sont exposés à deux types d'écoulement : un écoulement de convection forcée dans la direction horizontale et un écoulement de convection naturelle dans la direction verticale. Les résultats montrés que la variation du nombre de Nusselt est fortement liée au nombre de Richardson. Pour $Ri \leq 2,5$, ils ont constaté que les particules fluides se déplacent principalement dans la direction de l'écoulement forcé (horizontal). Le mouvement vertical lié aux forces de flottabilité est limité aux zones stagnantes entre les modules, où $Ri = Gr / (Re^2)$.

Bessaïh et Kadja (2000) [20] ont présenté des résultats numériques relatifs au refroidissement par convection naturelle en régime turbulent de trois composants chauffants à base de céramique (figure II.9). Les composants sont identiques et montés sur un canal vertical adiabatique les paramètres de l'étude sont le nombre de Rayleigh et l'espacement entre les blocs. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation d'espacement entre les composants électroniques conduit à une diminution de leur température et, par conséquent, à un meilleur refroidissement. Le mauvais refroidissement a été obtenu lorsque tous les éléments ont été placés en amont d'un composant non alimenté.

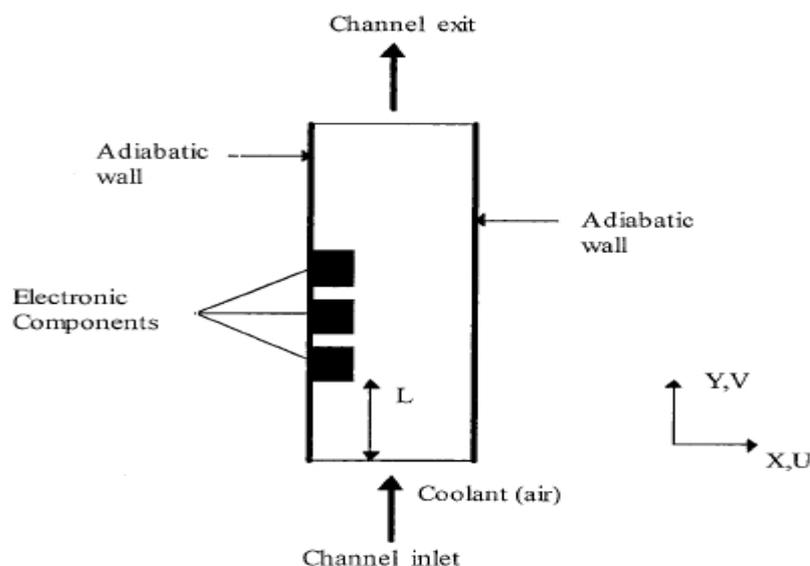


Figure (II.9) : Trois composants électroniques montés sur un mur vertical (Bessaïh et Kadja,2000)

L'utilisation des logiciels commerciaux de calcul devient très répandue **Lee et Abdel Moneim (2001)** [21] ont utilisé un modèle CFD pour étudier le transfert de chaleur et le comportement de l'écoulement sur une surface horizontale à deux nervures.

Hassen Abbassi et al (2001) [22] ont étudié numériquement l'effet de l'obstacle sur la structure de l'écoulement et sur les transferts thermiques en convection forcée bidimensionnelle dans un canal plan différentiellement chauffé et contenant un obstacle ayant la forme d'un prisme triangulaire (figure II.10). Les résultats sont obtenue pour le nombre Reynolds allant de 20 à 250 pour $Pr = 0,71$. L'écoulement est particulièrement étudié en détails pour $Re = 30$ et $Re = 100$ comme étant deux échantillons respectifs de l'écoulement symétrique et de l'écoulement périodique. Ils ont remarqué que la transition d'un écoulement symétrique à l'écoulement périodique est observée pour un nombre de Reynolds au voisinage de 45. Pour un écoulement symétrique ($Re \leq 45$) la présence du prisme triangulaire ne dispose que des faibles effets locaux sur la chaleur et sur la configuration de l'écoulement. Lors d'un écoulement périodique ($Re \geq 45$), le transfert de chaleur observé augmente fortement avec le nombre de Reynolds en présence du prisme triangulaire.

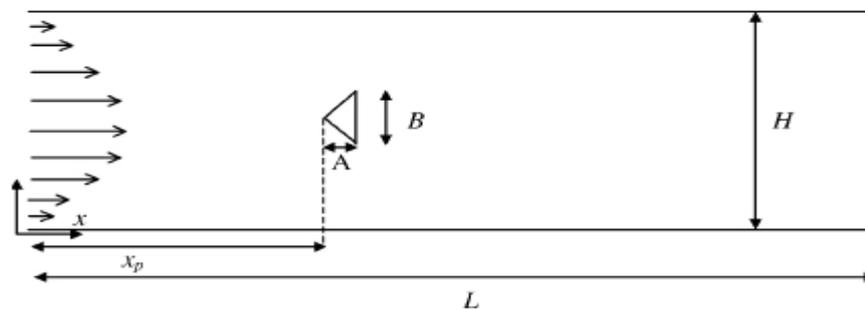


Figure (II.10) : Géométrie du problème (Hassen Abbassi et al, 2001)

Le transfert de chaleur par convection naturelle laminaire dans un canal vertical contenant deux obstacles rectangulaires disposés symétriquement à la même hauteur sur les deux parois a été examiné par **Desrayaud et Fishera (2002)** [23] les parois sont isothermes et chauffées à la même température. Par contre, les blocs sont soit adiabatiques, soit maintenus à la même température que les parois du canal. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen dans le cas des blocs isothermes est toujours supérieur à celui généré dans le cas où les blocs sont adiabatiques. Enfin, il a été trouvé que l'augmentation de la longueur des blocs n'a qu'une influence limitée sur le transfert de chaleur tandis que l'augmentation de sa largeur conduit à une

diminution considérable du débit massique et du transfert de chaleur, particulièrement si la moitié de l'ouverture est obstruée.

Meinders et Hanjalic (2002) [24] ont présenté une étude sur l'effet du placement de deux modules cubiques chauffés et exposés à un écoulement turbulent. Leurs résultats ont montré une grande variation dans la répartition du coefficient de transfert de chaleur local pour les différentes configurations utilisées. D'autres parts, **Furukawa et Yang (2003)** [25] ont développé une technique numérique pour connaître le comportement thermique d'un fluide s'écoulant entre deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le travail étudié simule le passage de l'air de refroidissement autour d'un ensemble de circuits électroniques. Les résultats obtenus montrent que pour de faibles valeurs de Re , l'écoulement est développé en un certain bloc à l'entrée. L'aspect thermique est considérablement influencé par cet écoulement.

Parmi les études entamées dans ce domaine, nous citerons **Gunes (2003)** [26] qui a fait une analyse de la convection naturelle dans un canal vertical contenant des sources de chaleur. Des expressions analytiques ont été développées à l'occasion d'écoulements en régime stationnaire, en deux et en trois dimensions.

L'objectif de l'étude menée par **Boutout (2006)** [27] est de déterminer des instabilités hydrodynamiques et thermiques qui apparaissent pour une certaine valeur du nombre de Rayleigh critique Ra_{cr} , lors du refroidissement à air d'un et de deux composants électroniques, montés dans une enceinte rectangulaire. Cette étude a permis de donner des informations aux expérimentateurs et industriels sur les valeurs de Ra_{cr} et les différentes bifurcations obtenues pour la géométrie considérée, permettant une optimisation du refroidissement des composants électronique permettant ainsi leur durée de vie. D'autre part, **Adel et Rachid (2007)** [28] ont étudié l'effet de nombre de Richardson, l'effet de variation des dimensions de l'élément de blocage, l'effet de la position de l'élément de blocage et ainsi que l'effet de blocage partiel de l'écoulement sur le transfert de chaleur. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson et aussi lorsque un élément de blocage est utilisé.

Y.P. Cheng et al (2008) [29] ont simulé numériquement l'écoulement laminaire incompressible dans un canal rectangulaire contenant quatre sources de chaleur en cuivre (figure II. 13) et sont fixé sur le substrat qui est réaliser en téflon, la source de chaleur solide et le substrat sont isolées. Les résultats sont obtenus pour différent hauteurs de la source de chaleur, le long du substrat, le nombre de Nusselt ils ont remarqué que les ouvertures sur le substrat peuvent améliorer le transfert de chaleur tout en augmentant la hauteur de la source de chaleur. Ensuite, les résultats sont analysés du point de vue de principe champ de synergie, et on montre que l'amélioration de transfert de chaleur peut être tous attribué à la meilleure synergie entre le champ de vitesse et le champ de température. Cette partie fera l'objet de validation de nos résultats dans la suite de ce mémoire.

Les travaux de **Yasin Varol et al (2009)** [30] ont été consacrés à l'étude d'un écoulement d'air en régime laminaire, en convection forcé. Les parois des blocs sont isothermes et chauffées situées dans un canal (figure II .11). Une barre transversale triangulaire est utilisée comme élément de commande pour des écoulements situés entre ($400 \leq Re \leq 1300$). Les résultats ont été que l'insertion d'une barre de section transversale triangulaire améliore le transfert de chaleur pour tous nombre de Reynolds et le meilleur transfert de chaleur a été observée pour la position de la barre avec $y = 3,5$.

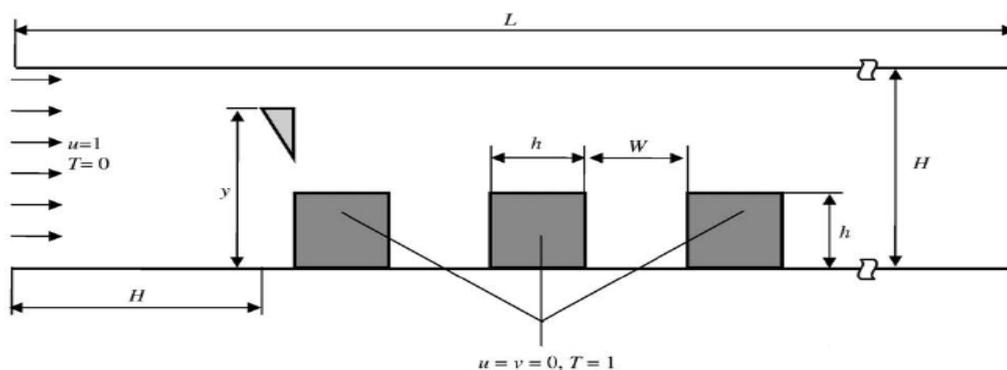


Figure (II .11) : Schéma du domaine de calcul et conditions aux limites

Yang et al (2010) [31] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte bidimensionnel entre deux plaques parallèles inclinées contenant un bloc solide sur la paroi inférieure chauffée. Les résultats montrent qu'il existe un rapport d'aspect optimal du bloc solide, qui assure un maximum de dissipation de chaleur dans le canal.

Le transfert de chaleur à partir d'une plaque chauffante placée derrière un obstacle à courant transversal a été examiné expérimentalement par **Betul Sarac et al (2011)** [32]. Dans

l'expérience, trois types d'obstacles ont été étudiés : circulaire; rectangulaire et triangulaire en coupe transversale, afin de tester les effets de la forme géométrique de l'obstacle sur le transfert de chaleur à partir de la plaque d'essai pour différents angles d'orientation de la plaque ($\beta = 0^\circ$, $+45^\circ$, 90° et -45°). Les expériences ont été menées pour les trois tailles de chaque différente géométrie d'obstacles. Au cours de l'étude, les effets de la taille d'obstacle, la séparation entre l'obstacle et plaque d'essai pour différents angles d'orientation ont été examinés pour la gamme du nombre de Reynolds $2700 < Re < 13000$. A partir des résultats, Ils ont trouvé que la forme et la taille de l'obstacle et l'angle de l'orientation de la plaque affectent de manière significative le transfert de chaleur à partir d'une plaque dans la région d'écoulement de sillage.

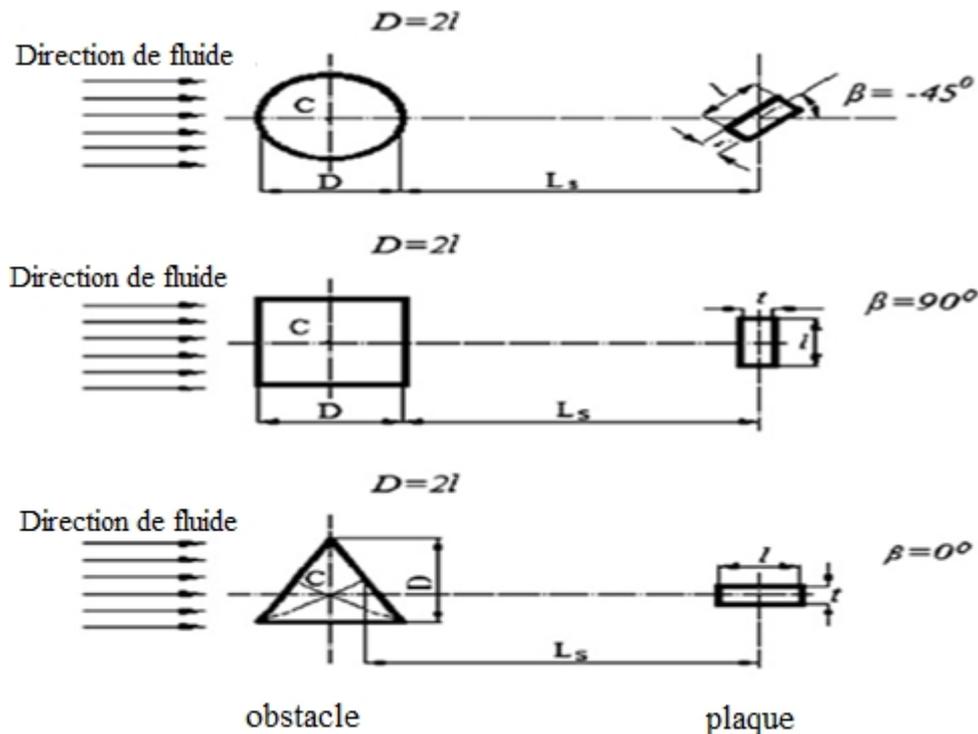


Figure (II.12) : Géométrie du problème (Betul Sarac et al, 2011)

En conclusion de cette recherche bibliographique, il est facile de constater l'intérêt majeur d'un bon refroidissement des composants électroniques. Plusieurs aspects tant sur le plan des régimes d'écoulement que sur les formes et géométries des obstacles à refroidir ont été examinés dans la littérature. Nous nous proposons dans ce qui va suivre d'entreprendre une analyse de l'influence des formes géométriques des obstacles et leurs positionnement dans le canal sur leur refroidissement et déduire par conséquent les meilleures options technologiques.

III.1. Introduction

Pour formuler un phénomène physique, on utilise souvent des équations mathématiques. Ces dernières représentent une modélisation de ce phénomène. Une formulation mathématique doit obligatoirement exprimer le comportement de ce phénomène dans l'espace et dans le temps.

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation, à savoir

- ✓ Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- ✓ Deuxième loi de Newton (principe de conservation de quantité de mouvement) ou les équations de quantité de mouvement.
- ✓ Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) ou l'équation d'énergie.

Cette partie expose les équations mathématiques générales gouvernantes de l'écoulement en régime laminaire et en convection forcée.

III.2. Equations en régime laminaire bidimensionnel

On appelle des écoulements dans lesquels les lignes de courant ont un aspect régulier donc les différentes couches du fluide glissent les unes sur l'autre sans échanger de matière.

III.2.1. Les équations différentielles gouvernantes de conservation [33]

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles, la reconnaissance d'une forme commune des équations gouvernantes représente une commodité majeure pour leur formulation numérique.

Ces trois lois de la physique classique peuvent être exprimées dans l'équation suivante :

$$\text{Accumulation} = (\text{entrée} - \text{sortie}) + \text{source} \quad (\text{III.1})$$

On peut décrire cette forme physique comme suite:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho V \phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad} \phi) + S_{\phi} \quad (\text{III.2})$$

Où Φ est la propriété transportée, Γ_{Φ} le coefficient de diffusion et S_{Φ} le terme source de la grandeur considérée.

L'équation (III .2) est l'équation générale de transports, et l'universalité de cette équation a pour conséquence directe, que même la méthode numérique peut être utilisée pour traiter l'ensemble des phénomènes de transport. Elle est composée de quatre termes qui correspondent aux phénomènes Physiques bien connus qui sont :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) : \text{Terme transitoire d'accumulation}$$

$$div(\rho V \phi) : \text{Terme convectif}$$

$$div(\Gamma_{\phi} grad \phi) : \text{Terme diffusif}$$

S_{ϕ} : terme source

| type d'équation | Φ | Γ | S |
|---|--------|-----------|--|
| équation d'énergie | T | λ | 0 |
| équations de la quantité de mouvement suivant X | U | μ | $-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right)$ |
| équations de la quantité de mouvement suivant Y | V | μ | $-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right)$ |
| équations de continuité | 1 | 0 | 0 |

Tableau (III.1): différentes désignations de Φ , Γ et S

III.2.2. Equation de continuité

Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point , pendant un laps de temps donné, la variation de la masse est égale au flux de matière entrant dans ce volume moins le flux sortant.

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho V) = 0 \tag{III.3}$$

Ou bien :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) = 0 \quad (\text{III.4})$$

III.2.3. Equation de quantité de mouvement

Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point, pendant un laps de temps donné, la variation de la quantité de mouvement est égale au flux de quantité de mouvement entrant dans ce volume moins le flux sortant, additionné de la somme des forces agissant sur ce volume.

L'équation de quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (\text{III.5})$$

Suivants x :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.6})$$

Suivants y :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.7})$$

III.2.4. Equation de conservation d'énergie :

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique qui met en relation les différentes formes d'énergie.

L'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \nabla(\rho VT) = \nabla(\lambda \text{grad} T) \quad (\text{III.8})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + u \frac{\partial}{\partial x}(\rho T) + v \frac{\partial}{\partial y}(\rho T) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}) \quad (\text{III.9})$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + u \frac{\partial}{\partial x}(\rho T) + v \frac{\partial}{\partial y}(\rho T)$ Représente la variation totale d'énergie.

$u \frac{\partial}{\partial x}(\rho T) + v \frac{\partial}{\partial y}(\rho T)$ Représente le taux d'échange par convection Suivants x et y.

$\frac{\partial}{\partial x}(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \frac{\partial T}{\partial y})$ Représente le taux d'échange par conduction Suivants x et y.

λ la conductivité thermique

III.3. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui convient pour la simulation numérique des différents types d'équations de lois de conservation. Cette méthode est largement utilisée dans les phénomènes qu'étudient le physicien et l'ingénieur, tel que la mécanique des fluides, le transport de masse et de chaleur ou la pétrochimie. Quelques-unes des caractéristiques importantes de la méthode des volumes finis sont similaires à celles de la méthode des éléments finis : elles peuvent être utilisées sur la géométrie orbitaire, utilisant des maillages structurés ou non structurés et elles mènent aussi à des schémas robustes.

Le principe de méthode des volumes finis consiste essentiellement:

- ✚ La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- ✚ La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- ✚ Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage

des diverses équations ;

- ✚ Le modèle doit être stable et convergent [34].

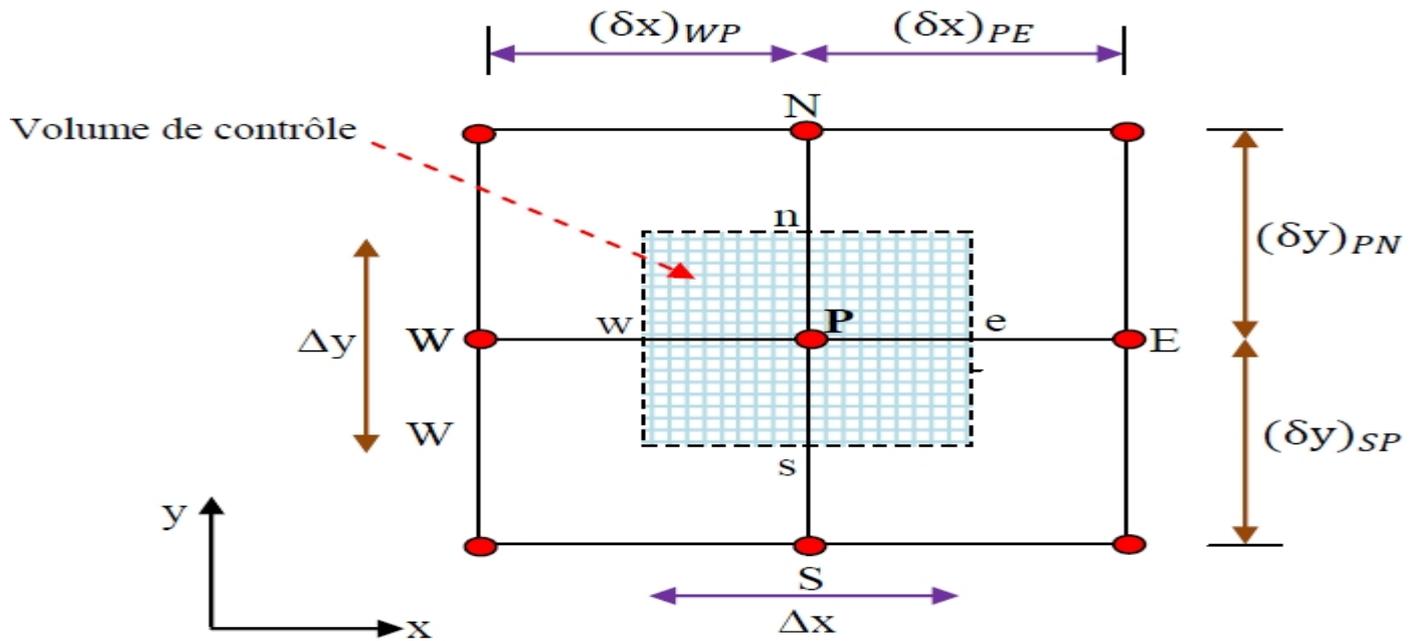


Figure (III.1) : Volume de contrôle typique pour une situation 2D.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, comme indiqué dans la figure (III.1). Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal P , les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x , tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y . Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x , n et s dans la direction y [35].

III.4. Principes des codes CFD

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés comme de véritables « expériences numériques », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des « méthodes numériques » est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc.), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement.

Les méthodes CFD (Computational Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre les équations générales de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses.

Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaires et compressibles.

III.5. Les différents étapes a suivre pour la modélisation numérique par FLUENT

Les principales étapes à suivre lors du travail sur le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessitent la connaissance de certaines notions théoriques de base. Ces notions, concernent notamment, les définitions des principales équations régissant l'écoulement.

La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- 1) Création de la géométrie sous le Logiciel GAMBIT ;
- 2) Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles ;
- 3) Définition des conditions aux limites dans GAMBIT ;
- 4) Définition du problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue ;
- 5) Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
- 6) Analyse des résultats obtenus.

III.6. Présentation de GAMBIT et de FLUENT

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite la présentation de logiciel GAMBIT.

III.6.1. GAMBIT

GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit) est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs [36].

III.6.1.1. Choix du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une

stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- ❖ le nombre de mailles ;
- ❖ la distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- ❖ la forme de la maille ;
- ❖ es paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Les différentes formes de maillage des faces montré dans le tableau (III.2):

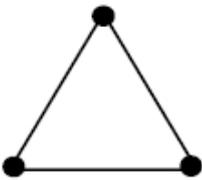
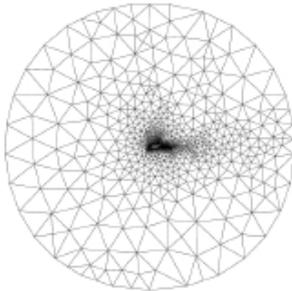
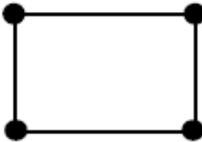
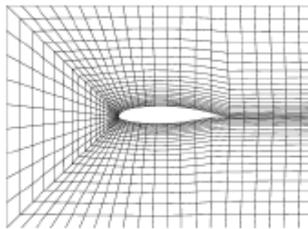
| Type des cellules en 2D | La forme de maillage | Exemple |
|-------------------------|---|--|
| Triangulaire |  |  |
| Quadrilatérale |  |  |

Tableau (III.2): Les différentes formes de maillage des faces [36].

Aussi il permet de choisir le type de maillage des faces selon les options suivantes:

| Option | Description |
|---------------|---|
| Map | Crée une grille régulière et structurée des éléments du maillage. |
| Sub map | Divise une face en plusieurs régions de façon à ce qu'on puisse leur appliquer Map. |
| Pave | Crée une grille non structurée des éléments du maillage. |
| Tri primitive | Divise une face en trois régions quadrilatérales et crée un maillage dans chaque région de la face. |

Tableau (III.3) : Description des types de maillages des faces

III.6.2. FLUENT [37]

FLUENT est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont:

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales.
- Des mailles en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales.
- Des mailles (hybrides) mixtes.

FLUENT est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage (par exemple allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace.

FLUENT s'utilise à travers une interface graphique, l'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, à titre non exhaustif, FLUENT permet les capacités de modélisation suivantes:

✚ Ecoulements 2D ou 3D.

✚ Ecoulement stationnaire ou instationnaire.

✚ Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques).

✚ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ; Fluide Newtonien ou non Newtonien.

✚ Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou les deux (conjugue) ou radiatif ou mixte.

✚ Ecoulements avec changements de phases.

✚ Ecoulements en milieu poreux.

Fluent emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité et de quantité de mouvement et d'énergie. En utilisant cette technique basée sur l'intégration des équations sur un volume de contrôle, "Fluent" passe par les étapes suivantes:

✚ Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.

✚ Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes et les inconnues telles que : vitesses, pressions et températures..

III.7. Choix des paramètres de FLUENT

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite le choix des paramètres essentiels :

III.7.1. Procédure sous "Fluent"

Au chargement du maillage dans "FLUENT", il s'agit, en premier lieu de choisir entre simulation bidimensionnelle (2D) ou tridimensionnelle (3D), de mettre la géométrie à l'échelle appropriée. Le logiciel permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans le maillage et dans la mémoire. Ceci permet d'améliorer les performances du calcul et l'efficacité de l'accès à la mémoire.

III.7.2. Simple précision ou double précision

"Fluent" offre deux modes de calcul: le mode "double précision" et le mode "simple précision". Dans le mode "double précision" : les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" : utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, Le mode "double précision" est préconisé, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates, comme dans le cas d'un canal très long et mince [38].

III.7.3. Choix de la formulation du solveur

Sous "Fluent", on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur:

➤ La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements Incompressibles à modérément compressibles.

➤ La formulation "Coupled", ou couplée (implicite ou explicite) : Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités

isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ceci lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (par exemple flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements in stationnaire [39]

III.7.4. Schémas de discrétisation

Sous "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Il reste que la discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le "Second Order Upwind Scheme" est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

Aussi, il existe d'autres schémas de discrétisation :

- ✓ Le schéma "QUICK" (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics) : il procure une meilleure précision que le schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (Swirling) avec un maillage régulier. Cependant, il ne pas recommandé par un maillage triangulaire. Ce schéma utilisé dans notre étude.

- ✓ Le schéma à loi de puissance "Power Law" : il est plus précis que le "First Order Upwind Scheme" pour les écoulements à très bas nombres de Reynolds.

- ✓ Le schéma "third-order MUSCL" : il donne plus de précision que les autres schémas.

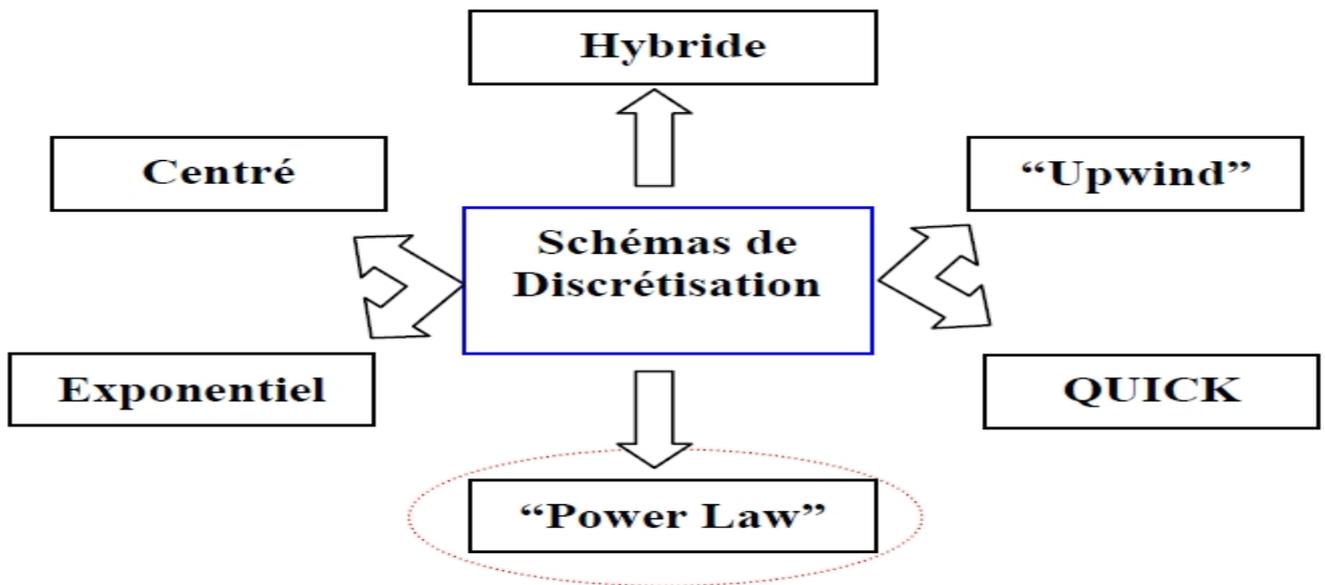


Figure (III. 2) : Schémas de discrétisation

III.7. 5. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Dans FLUENT plusieurs schéma d'interpolation de pression disponible, on peut choisir parmi les options suivantes :

- ❖ Le schéma force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).

- ❖ Le schéma "PRESTO" (Pressure Staggering Option): est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.

- ❖ Le schéma au second ordre à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

- ❖ Le schéma linéaire "Linear" est disponible comme alternative au cas où les autres options présent des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

III.7. 6. Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse

La présence de la pression dans les équations de conservation de la quantité de mouvement sous forme de gradient rend la résolution de celles-ci plus compliquée, pour la principale raison est que cette pression est inconnue et constitue l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid", (Figure III.3). Et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou faire le couplage entre la

pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression sur la "maillage décalée" des composantes de la vitesse.

"FLUENT" propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse (seulement avec la formulation "isolé") :

- Les deux premières, très proche l'une de l'autre, sont la méthode "SIMPLE" (Semi Implicit Method for a Pressure Linked Equations) et la méthode "SIMPLEC" (SIMPLE Consistent). Cette dernière méthode se distingue de la première par le fait qu'on peut lui assigner un facteur de relaxation (correction) de pression proche de 1, ceci accélère la convergence dans la plupart des cas, mais peut conduire à des instabilités de la solution.

- Méthode "PISO" (Pressure Implicit with Splitting of Opérateurs): Cette méthode fait partie des algorithmes de la famille "SIMPLE". Elle est recommandée pour les écoulements instationnaires ou pour les maillages contenant des cellules très obliques "highly skewed".

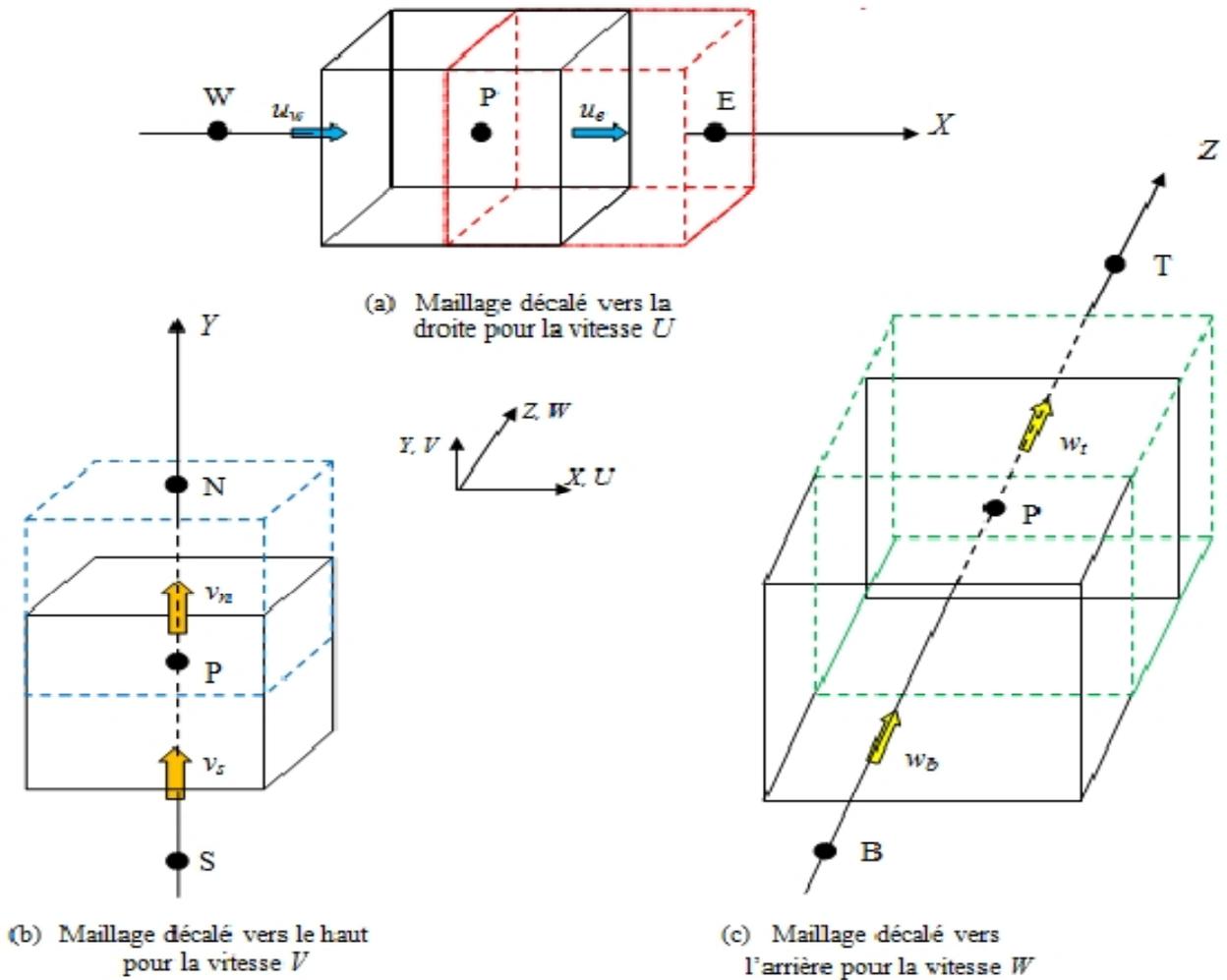


Figure (III. 3) : Maillage décalé du volume de contrôle pour les trois vitesses dans les trois directions séparées

III.7. 7. Choix des facteurs de relaxation

Dans les méthodes itératives, que ce soit pour la résolution des systèmes d'équations algébriques linéaires, ou pour les schémas itératifs permettant d'appréhender les non linéarités, souvent on veut ralentir ou accélérer, d'une itération à l'autre la variation de la variable considérée. Ces processus sont appelés respectivement dans - relaxation (ralentissement) et Sur - relaxation (accélération).

➤ La sur - relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss - Seidel, la méthode obtenue s'appelle alors SOR (Successive Over-Relaxation) et très peu utilisée avec la méthode ligne par ligne.

➤ Les dans - relaxation est très pratique pour les problèmes non linéaires car elle permet d'éviter la divergence des méthodes itératives utilisées pour la résolution.

Après avoir choisi les différents paramètres de FLUENT, on passe à l'étape suivante qui est :

- ✓ Lancement des calculs, et l'analyse et l'interprétation des résultats.

III.8. Condition aux limites

La résolution par une méthode analytique ou numérique de l'équation de transport convectivo-diffusif nécessite la détermination de ses conditions initiales et aux limites.

III.8.1. Condition aux limites utilisée par le code FLUENT

Pour le code Fluent les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite :

a) Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement : pression d'entrée (pressure inlet), vitesse de l'entrée (velocity inlet), débit massique à l'entrée (mass flow inlet), admission (intake), pression de sortie (pressure outlet) ; sortie (outflow), champ de pression lointain (pressure far-field), échappement (exhaust)

b) Mur et conditions du pôle : mur (wall), axe de symétrie (axis), conditions périodique, plan de symétrie (symétrie).

c) Cellules des zones internes : fluide ou solide (de différent type).

d) Condition des faces internes : ventilation, radiation, mur intérieur. Mais si on parle d'une façon plus générale nous aurons quatre types de conditions aux limites ou chacun d'eux nécessite une étude approfondie :

à l'entrée du domaine : la valeur du variable est connue.

à la sortie du domaine : soit qu'en connaît la valeur de le variable donné ou on suppose que le régime est établi.

à la paroi : soit on connaît la valeur de la variable posée (la vitesse ou la température par exemple), soit on connaît d'autres grandeurs physiques (gradient de vitesse, flux thermique).

Sur l'axe de symétrie : où le gradient de la variable posé suivant la direction perpendiculaire à l'axe de symétrie est nul.

III.9. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des volumes finis, le logiciel Gambit qui réalise la géométrie et le maillage, le code Fluent, puis les différents types des conditions aux limite offert ce code de calcul.

IV.1.Introduction

Dans ce chapitre, on présentera une étude de simulation numérique pour le refroidissement des composantes électronique. La simulation numérique sera effectuée à l'aide du logiciel **Fluent 6.3.2.**

La convection engendrée par des transferts de chaleur au voisinage des surfaces chauffées a été largement étudiée tant au niveau théorique. En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois classiques de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

Pour résoudre complètement un problème de convection conjuguée revient à déterminer en tout point du domaine les grandeurs caractéristiques du fluide étudié : La température et le champ de vitesse.

Nous présentons les équations qui régissent le phénomène de la convection conjuguée en régime laminaire à l'intérieur d'un canal avec des blocs chauffés. Donc on va aboutir vers la fin à un système d'équations. Pour résoudre toutes les équations considérées dans cette étude, il est nécessaire de spécifier les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement.

On commence par une description et présentation du problématique et l'écriture des équations gouvernantes puis on passe à les conditions aux limites.

IV.2. Géométrie du problème

La géométrie du problème considéré est schématisée par la Figure (IV.1). Elle consiste en quatre composants électroniques sources de chaleur en cuivre, montés dans un canal horizontal de longueur L et la hauteur du canal H . Et on étudie l'influence des différentes hauteurs du canal (5 mm, 7 mm, 10 mm) avec épaisseur du composant égale 3 mm. Et l'effet d'épaisseur des composants électroniques e (2 mm, 3 mm, 4 mm) et la géométrie des composants électroniques (carré, triangle, demi sphère) avec épaisseur du composant égale 5 mm de même surface d'échange avec la hauteur du canal $H=10$ mm et la distance entre les composants égale 7 mm dans les trois cas étudié.

Enfin on varie la distance de séparation entre les composants électroniques d (7 mm, 10 mm, 13 mm) avec la hauteur du canal 7 mm. Les deux parois supérieure et inférieure sont supposées adiabatiques dans tous les cas. A l'entrée du canal, l'air pénètre avec une vitesse $U_0=0.5$ m/s

à l'intérieur du canal pour refroidir les composants électroniques. Ces derniers sont montés sur la paroi inférieure du canal. La distance entre l'entrée du canal et le premier composant est égale à h .

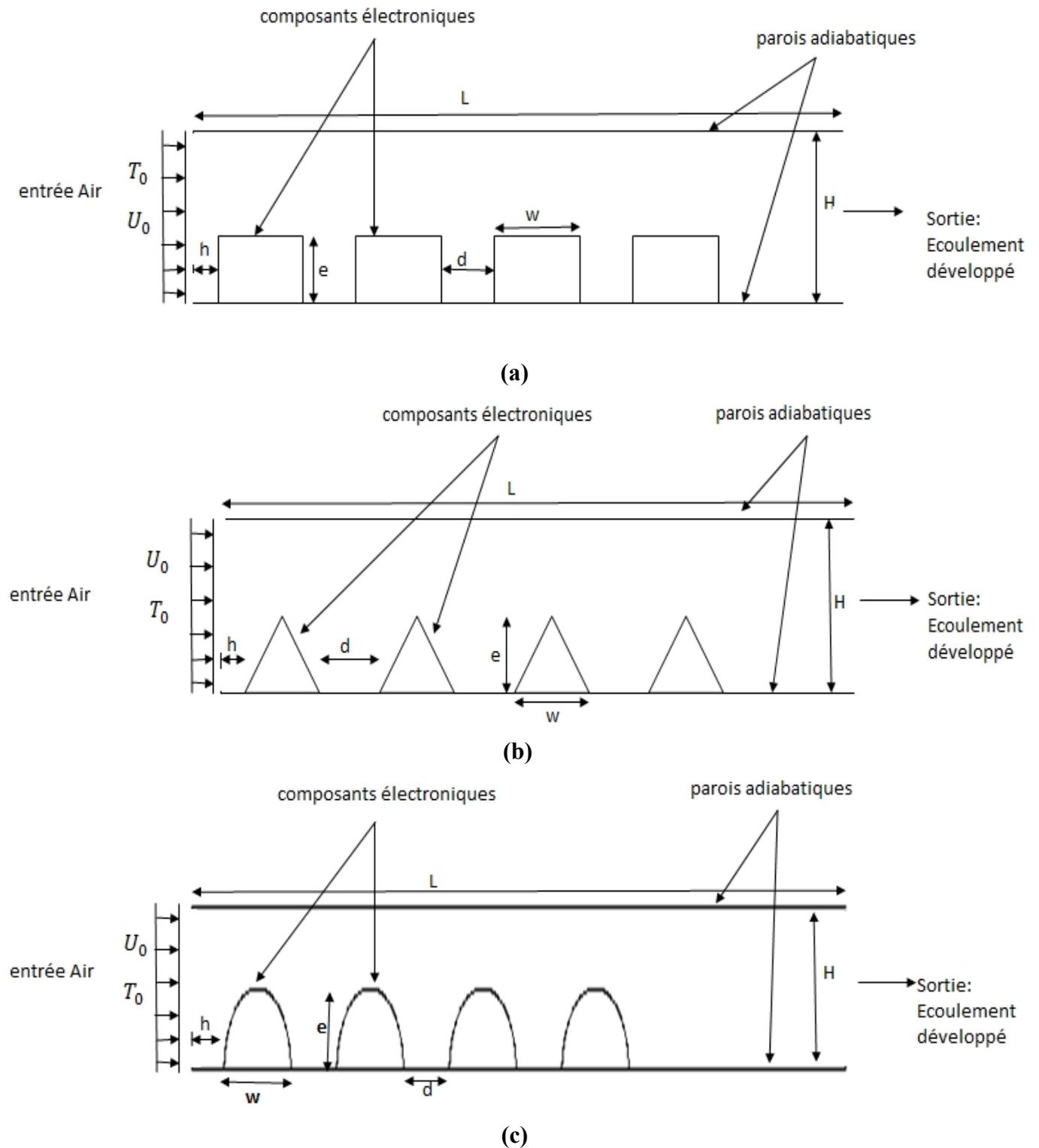


Figure IV.1 ((a), (b) et (c): Géométrie du problème

Les dimensions du canal présenté dans ce travail, sont basées sur les données expérimentales publiées par [29], où l'écoulement de l'air est effectué sous les conditions suivantes :

- La longueur du canal : $L = 100 \text{ mm}$;
- La longueur entre l'entrée du canal et la première composants : $h = 5 \text{ mm}$;
- La vitesse du fluide à l'entrée du canal : $U_0 = 0.5 \text{ m/s}$.
- La température du fluide a l'entrée du canal : $T_0 = 293 \text{ k}$.
- La surface d'échange d'un seul composant électronique $s = 16 \text{ mm}^2$

Propriétés du fluide et du solide

Les propriétés du fluide et du solide qui correspond à l'air et le cuivre respectivement sont données dans le tableau Tableau IV.1.

| Propriétés physiques | fluide | Solide |
|--|-------------------------|--------|
| Masse Volumique kg. m^{-3} | 1.225 | 8978 |
| Chaleur spécifiques $\text{j. kg}^{-1} . \text{k}^{-1}$ | 1006.43 | 381 |
| Conductivité Thermique $\text{w. m}^{-1} . \text{k}^{-1}$ | 0.0242 | 387.1 |
| Viscosité Pas.s | 1.7894 e^{-5} | - |

Tableau IV.1 : Propriété de l'air et de cuivre

IV.3. Hypothèses simplificatrices

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- ✓ L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- ✓ Le fluide est Newtonien et incompressible.
- ✓ L'écoulement engendré est laminaire.
- ✓ La température (ou le flux) de la source de chaleur est constante dans le temps.
- ✓ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- ✓ Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- ✓ Les propriétés physiques du fluide sont constantes .

- ✓ La puissance volumique dissipée est négligeable
- ✓ Le fluide pénètre dans le canal avec une température constante et un profil de vitesse constant.

IV.4. Equations du problème

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit:

IV.4.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (\text{IV.1})$$

u et v étant les composantes du champ de vitesse V (u, v) dans la direction x et y respectivement.

IV.4.2. Equations de quantité de mouvement

Suivent x :

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \quad (\text{IV.2})$$

Suivent-y :

$$U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) \quad (\text{IV.3})$$

IV.4.3. Equation de l'énergie

L'équation d'énergie pour l'air est donnée par l'expression suivant :

$$U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{IV.4})$$

IV.4.4. Equation d'énergie pour le composant électronique

Pour le composant solide l'équation d'énergie est formulée par l'équation

$$\frac{\partial (k_s \frac{\partial T}{\partial x})}{\partial x} + \frac{\partial (k_s \frac{\partial T}{\partial y})}{\partial y} + S_{\text{e}} = 0 \quad (\text{IV.5})$$

Les équations différentielles de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection forcée.

IV.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelle associées à ce problème sont :

A $X=0$ et $0 \leq Y \leq 10$; $U = 0,5$, $V = 0$, $T_0 = T_{amb} = 293$ K

A $X=L$ et $0 \leq Y \leq 10$; $P = P_{atm}$

A $Y=0$ et $0 \leq X \leq L$; $U = 0$, $V = 0$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

A $Y=10$ et $0 \leq X \leq L$; $U = 0$, $V = 0$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles peuvent être résumées dans le tableau IV.2 :

| Limite | Condition hydrodynamique | Condition thermique |
|------------------------|--------------------------|-------------------------|
| X=0 entrée du canal | $U = 0,5$ $V = 0$ | $T_0 = T_{amb} = 293$ K |
| X= L sortie du canal | $P = P_{atm}$ | - |
| Y=0 paroi inférieure | $U = V = 0$ | $dT/dy=0(adiabatique)$ |
| Y= 10 paroi supérieure | $U= V= 0$ | $dT/dy=0 (adiabatique)$ |

Tableau IV.2 : Conditions aux limites

IV.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime laminaire et stationnaire à l'intérieur d'une conduite horizontale de section rectangulaire.

En suite, nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine découlement afin de résoudre les équations de la dynamique des fluides.

V.1.Introduction

Nous présentons dans ce chapitre les résultats obtenus de la simulation numérique par le code de calcul utilisé. Le problème consiste comme cité au paravent à l'étude du refroidissement des composants électronique en utilisant l'air comme fluide caloporteur. Le problème est stationnaire et bidimensionnel dans un canal horizontal contenant quatre sources de chaleur simulant quatre composants électroniques qui dégagent de la chaleur par effet Joule.

La géométrie considérée et les conditions aux limites ont été présentées dans le chapitre IV. Ainsi que la distribution des points du maillage et la simulation numérique ont été faite respectivement dans un sous processeur Gambit et le code de simulation Fluent.

V.2. Effet du Maillage

Pour assurer que les résultats sont indépendants de maillage, plusieurs essais pour affiner le maillage à été fait, pour cela l'analyse des résultats montre que le choix (70000) cellules est suffisant pour obtenir une indépendance des paramètres étudié.

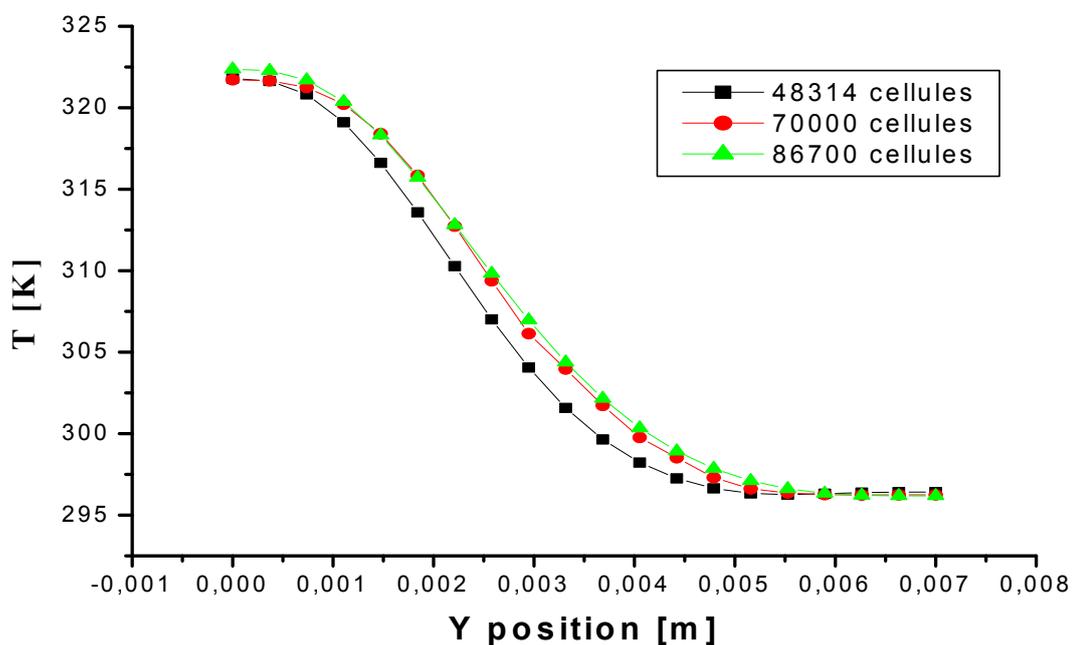


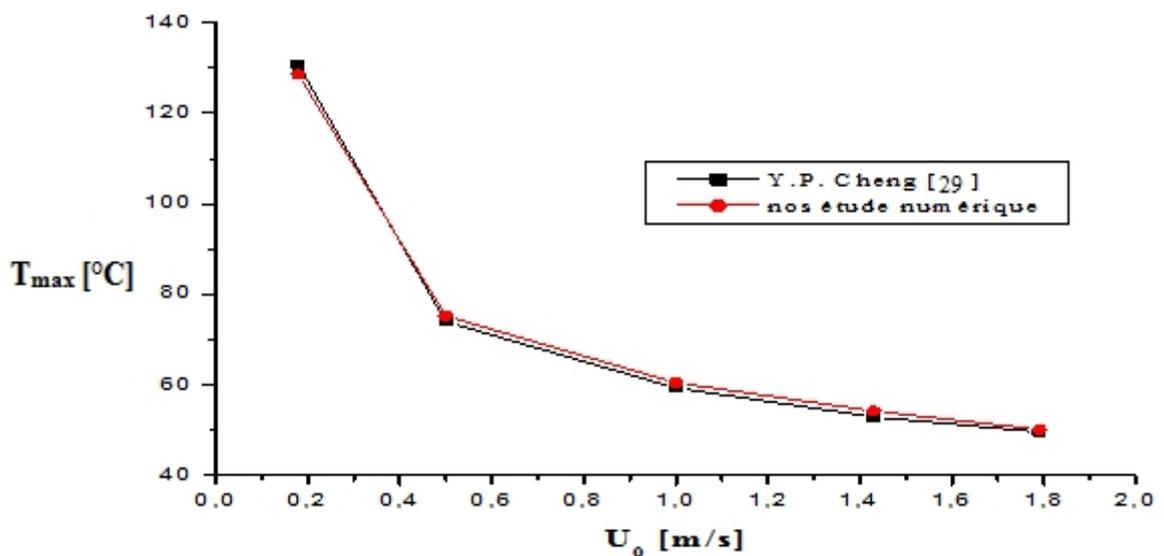
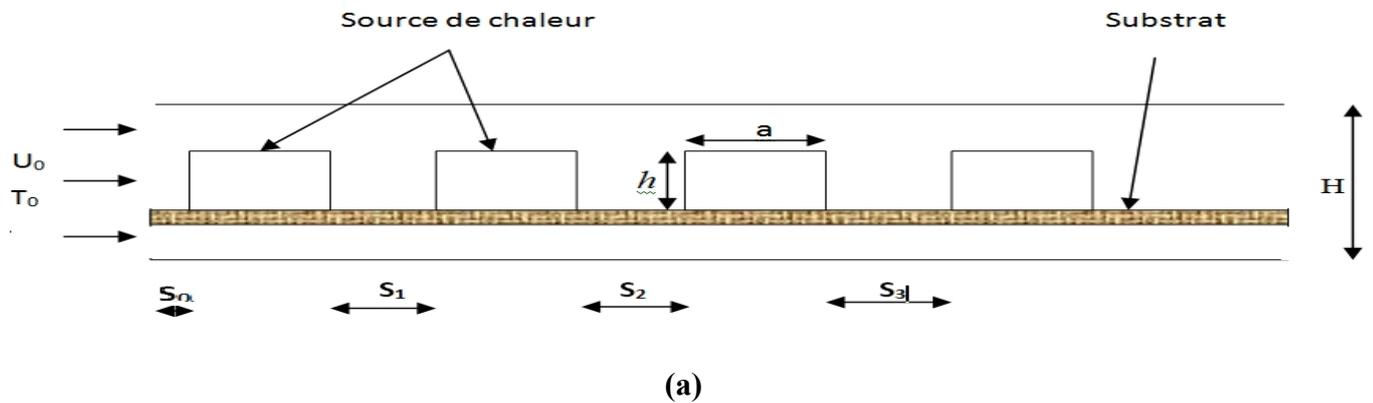
Figure (V.1) : Influence de maillage sur la température à la sortie du canal.

V.3. Validation du code de calcul

Afin de donner une crédibilité à nos résultats numériques et d’avoir la certitude que notre étude numérique est précise, le code numérique a été validé avec les résultats numériques de **Y.P. Cheng et al (2008)**.

Une comparaison a été faite entre les profils de la température maximale (**figure (V.2.b)**) en fonction de la vitesse d’entrée, pour un écoulement laminaire en convection forcée, dans un canal horizontale muni quatre composant électronique en cuivre et sont fixé sur le substrat qui est réaliser en Téflon, le substrat entre les sources de chaleur adjacent est fendue sont isolées (**fig. (V.2.a)**).

D’après la **figure (V.2.b)**, on remarque bien que nos résultats sont en bon accord avec ceux des auteurs suscités.



(b)

Figure (V.2) : (a) Géométrie considérée pour la validation, (b) comparaison entre nos résultats et ceux de Y.P. Cheng et al (2008).

V.4. Etude l'effet des hauteurs du canal

Contour de vitesse

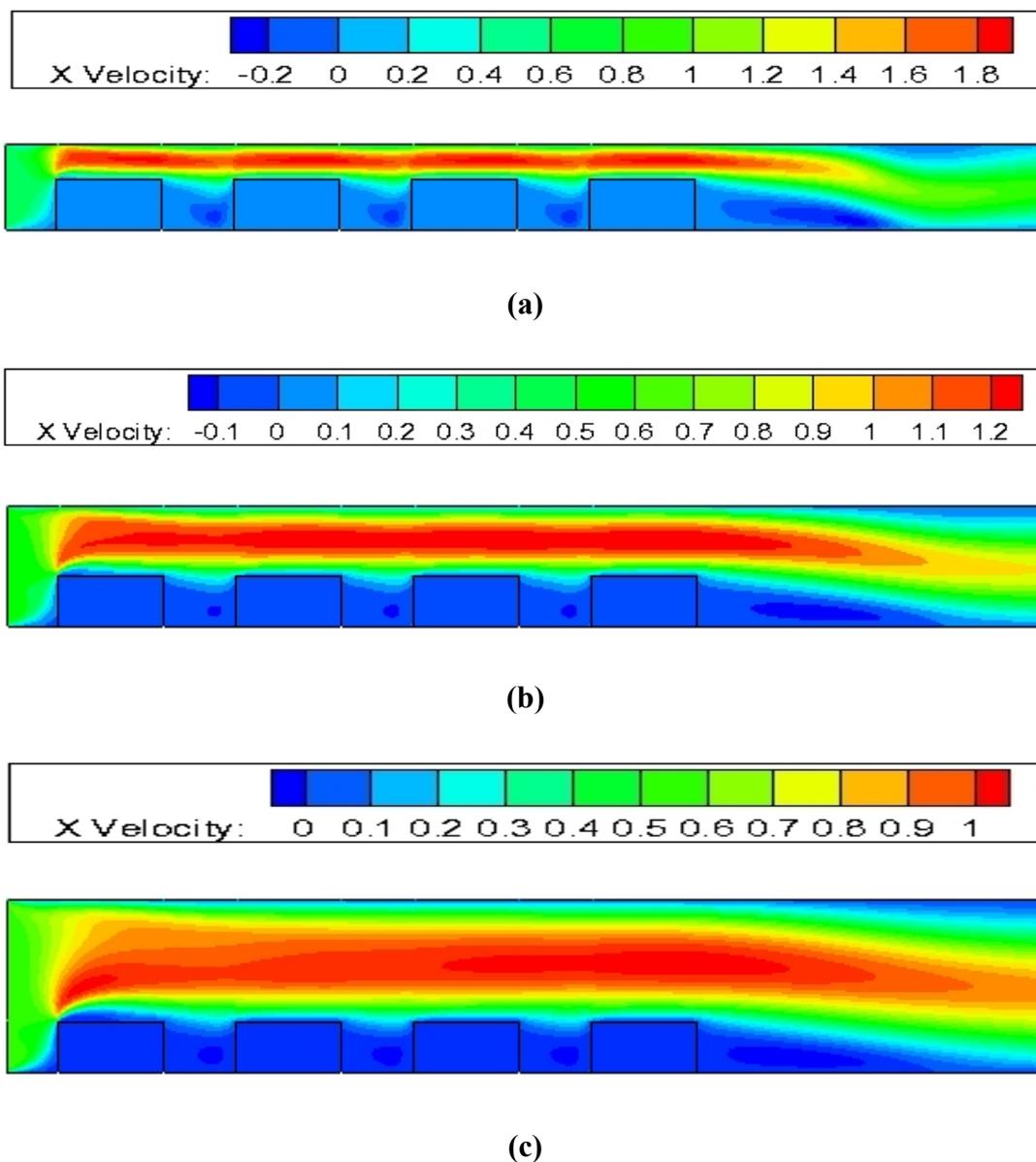


Figure (V.3) : Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une épaisseur de composante 3 mm avec différent hauteur.

(a) : $H = 5$ mm, (b) : $H = 7$ mm et (c) : $H = 10$ mm.

La figure (V.3) représente les contours de la vitesse axiale pour les différentes hauteurs du canal où la vitesse d'entrée de 0.5 m/s.

La figure (V.3) attire notre attention à une évolution de vitesse axiale remarquable. Il existe une zone de recirculation entre les quatre composants pour la géométrie (a) et (b).

Nous observons bien que la figure présente quatre zones de recirculation avec une grande cellule.

La vitesse est prise sa valeur maximale pour $H = 5 \text{ mm}$ ($1,8 \text{ m/s}$) à cause de la diminution de l'espace des composants électroniques et la paroi supérieure du canal.

Les vitesses négatives indiquent la présence des zones de recirculation juste en amont et en aval des composants.

Nous observons que la vitesse augmente avec la diminution de la hauteur du canal.

La vitesse est maximale dans l'espace qui sépare les composants électroniques et la partie supérieure du canal : ceux qui permettent un meilleur refroidissement.

Contour de la température

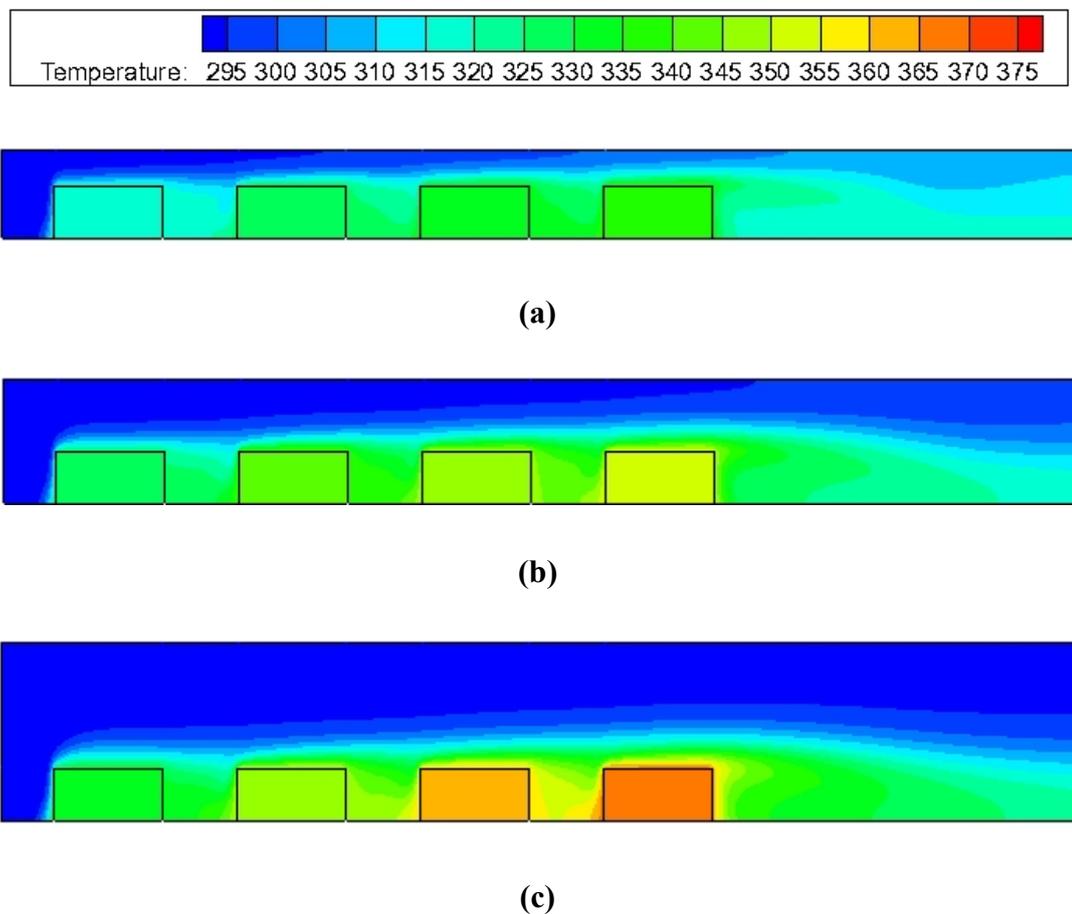


Figure (V .4) : Evolution de la température (K) pour une épaisseur de composante 3 mm avec différent hauteur.

(a) : $H = 5 \text{ mm}$, (b) : $H = 7 \text{ mm}$ et (c) : $H = 10 \text{ mm}$.

La figure (V.4) représente les contours de température pour différentes hauteurs du canal : 5 mm, 7 mm et 10 mm. L'échelle des températures est représentée par des couleurs variant du bleu (basse température) au rouge (haute température).

La température de la première composant dans les trois différentes hauteurs du canal est toujours inférieure par rapport les autres composants car l'air transporte la chaleur dégagée dans la première vers les autres composants avec l'augmentation de la température de l'air et les composants.

Par comparaisons des figures (a), (b) et (c) la température dans chaque composants pour $H=10$ mm est supérieur à celle pour $H=7$ mm et $H=5$ mm. L'augmentation de la hauteur entraîne une augmentation de la température, notamment dans chaque composant et donc un mauvais refroidissement.

Nous voyons que les valeurs de température pour $H=10$ mm sont plus grandes par comparaison avec les valeurs de température pour $H=7$ mm et $H=5$ mm pour chaque composant, par ce que si H est plus faible, les vitesses sont plus grandes et nous avons donc une évacuation maximale de la chaleur à partir des composants, ce qui explique la réduction de leur températures.

La température augmente dans les composants sur la direction axiale et prend plus en plus des valeurs importants à cause de la convection entre les sources de la chaleur est l'air qui passe dans le canal.

Nous observons aussi que si la hauteur du canal diminue, le refroidissement sera meilleur, et correspond à une hauteur de 5 mm. Cela est du à l'augmentation de la vitesse qui peut atteindre 1.8m/s.

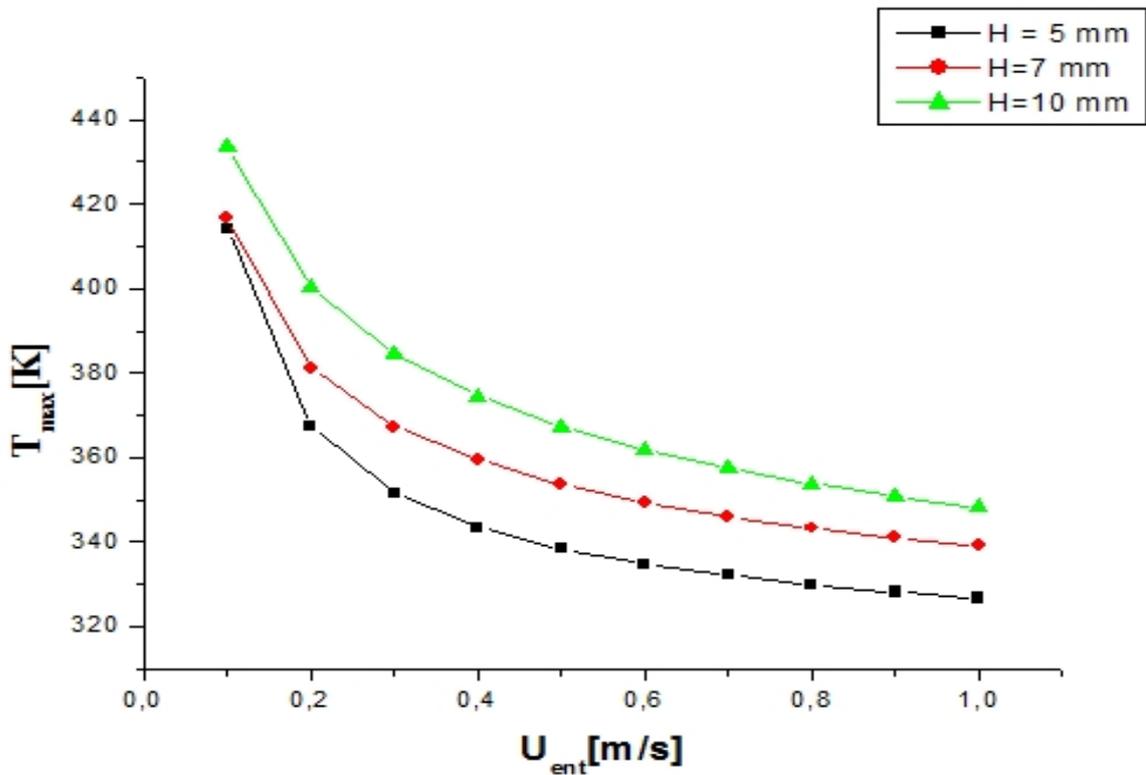


Figure (V .5) : courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différentes hauteurs du canal.

La figure (V .5) montre la variation de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour trois hauteurs du canal : 5 mm ,7 mm ,10 mm.

Nous remarquons que si la vitesse à l'entrée du canal augmente, la température maximale des composants électroniques sera diminuée, et le meilleur refroidissement est obtenu par le canal qui a une hauteur de 5 mm ($T_{max}=415$ K)

V.5. Etude l'effet d'épaisseurs des composants électroniques

Contour de vitesse

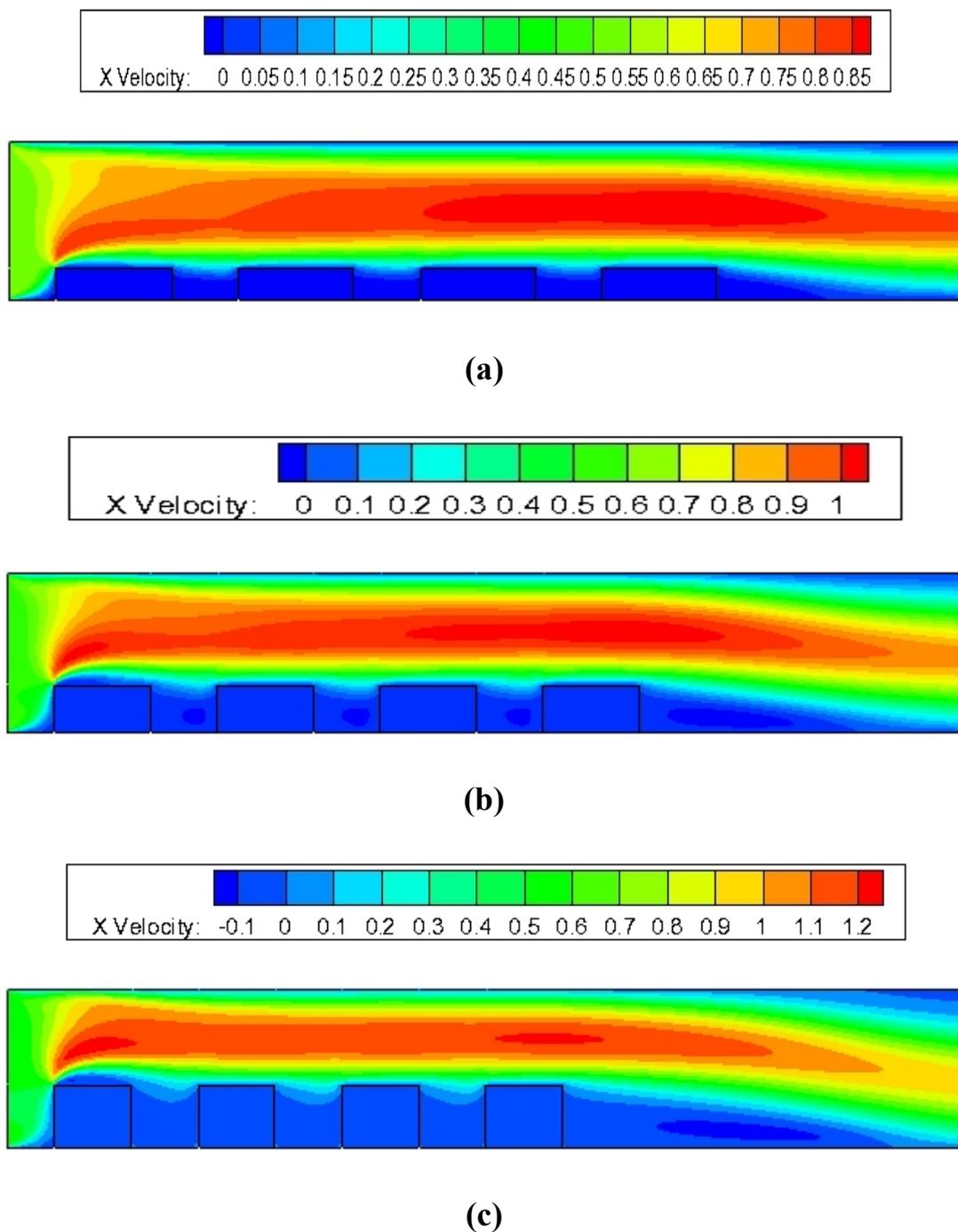


Figure (V.6) : Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent épaisseur.

(a) : $e = 2$ mm, (b) : $e = 3$ mm et (c) : $e = 4$ mm

La figure (V .6) montre les contours de la vitesse axiale pour les différentes épaisseurs des composants électroniques. L'échelle des vitesses est représentée par des couleurs variant du bleu (faibles vitesses) au rouge (grandes vitesses).

Nous remarquons qu'il n'y a aucune zone de recirculation entre les composants électroniques.

Pour la géométrie (c), il y a une zone de recirculation entre le dernier composant (quatrième composant) et la sortie du canal. Lorsque la distance d augmente la taille de la zone de recirculation augmente de façon remarquable en amont du dernier composant.

D'après la figure (V .6), nous constatons que l'augmentation de la vitesse est due au rétrécissement de la section de l'écoulement provoqué par les composants. Lorsque le fluide dépasse les composants électroniques, la section du passage augmente jusqu'à atteindre sa valeur maximale. C'est-à-dire dans la zone de redéveloppement de l'écoulement.

La vitesse est prise sa valeur maximale pour la géométrie (c) à cause de la diminution de l'espace entre le composant et la paroi supérieure du canal.

Nous distinguons que la vitesse maximale a été obtenue pour une épaisseur du composant de 4 mm.

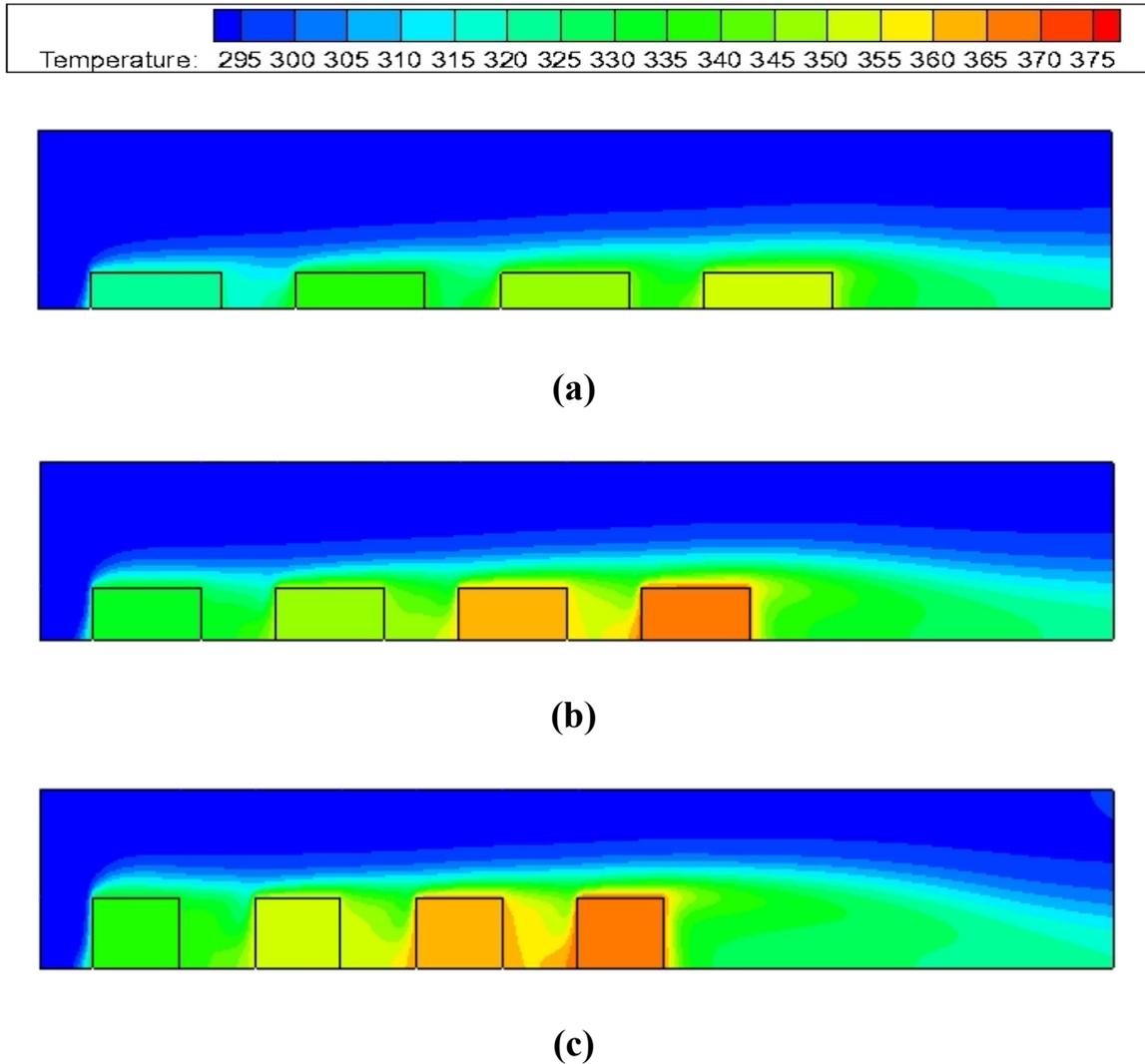
Contour de la température

Figure (V.7) : Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent épaisseur.

(a): $e = 2$ mm, (b) : $e = 3$ mm et (c) : $e = 4$ mm

La figure (V.7) montre les contours de la température pour les différentes épaisseurs des composants électroniques : 2 mm, 3 mm et 4 mm; et pour une hauteur du canal de 10 mm.

Nous observons que la quantité de chaleur enlevée du première composant est plus importante par rapport aux autre composants ($T_{max} = 325$ K).

Les résultats montrent que l'augmentation de l'épaisseur des composants électronique entraine une amélioration du taux d'enlèvement de la chaleur à cause de l'augmentation de la vitesse.

Nous remarquons que le taux d'enlèvement de la chaleur diminue pour $e= 4$ mm et $e= 3$ mm et augmente pour $e = 2$ mm. Cela est due de l'augmentation de la surface de contact (paroi supérieure du composant) pour le cas où $e = 2$ mm.

Nous observons que les valeurs de température pour $e= 4$ mm sont plus grand par rapport aux $e= 3$ mm et $e= 2$ mm pour chaque composant ce qui explique le phénomène convectif est plus important dans le cas où l'épaisseur de composant est plus faible. Cela conduit à un meilleur refroidissement des composants électroniques.

Nous observons si l'épaisseur du composant électronique diminue, le refroidissement sera meilleur et correspond à une épaisseur de 02mm ($T_{max}= 355$ K).

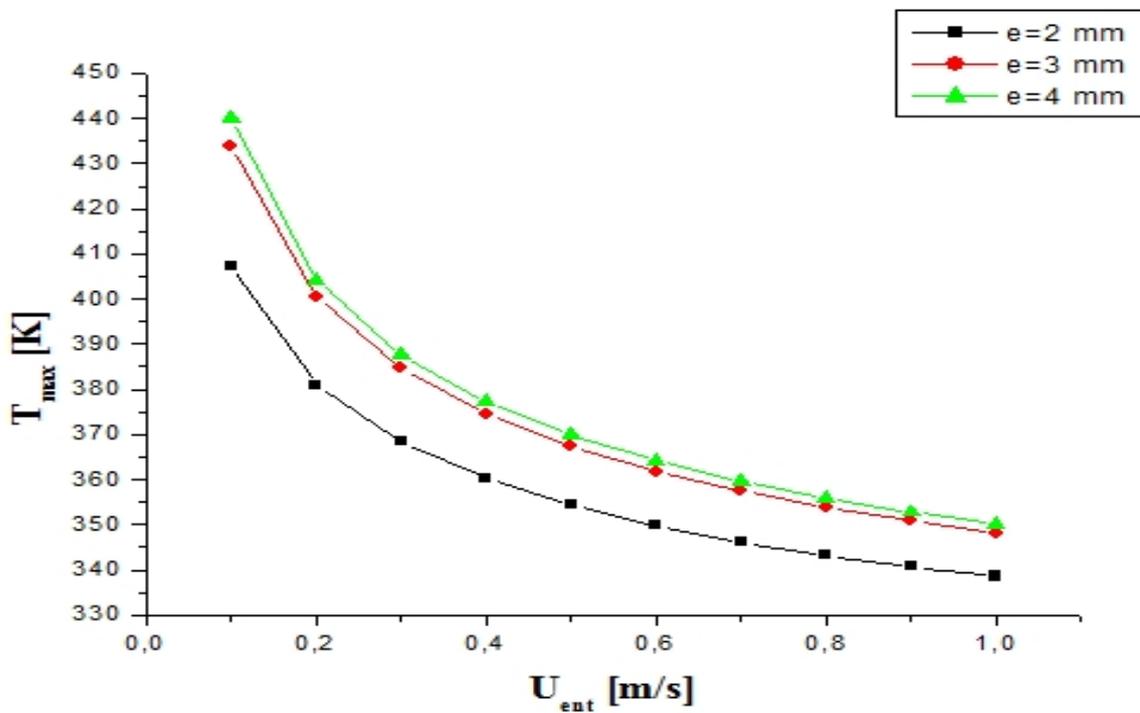


Figure (V.8) : courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différents épaisseurs des composants électroniques.

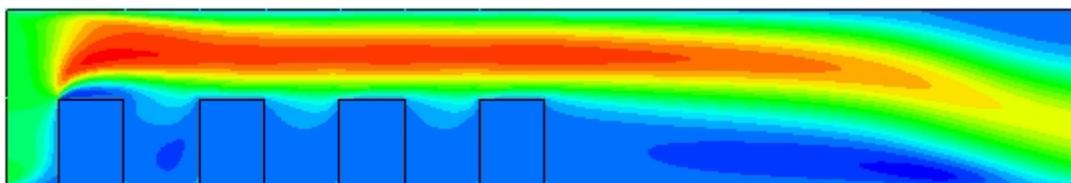
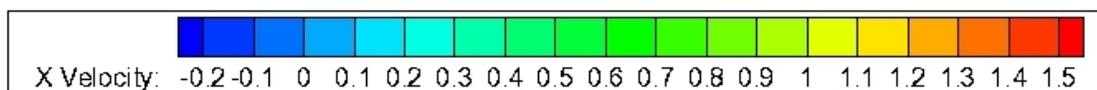
La figure (V.8) représente la variation de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour trois épaisseurs différentes des composants électroniques : 2 mm, 3 mm, 4 mm.

Quand la vitesse augmente, la température maximale sera diminuée. Et si l'épaisseur du composant électronique augmente, le composant sera moins refroidi.

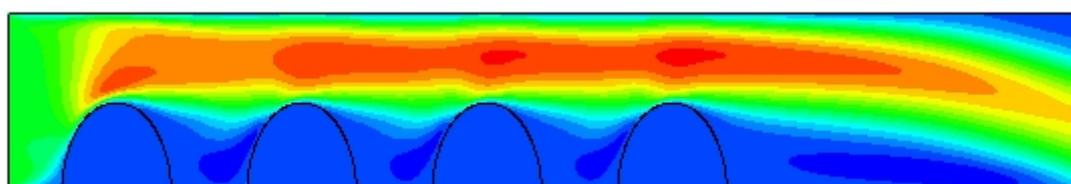
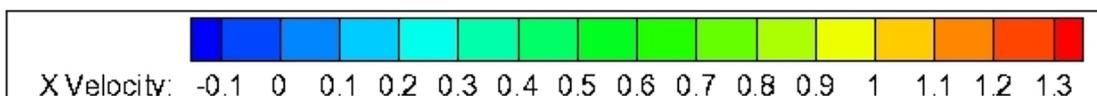
Le meilleur refroidissement correspond à une épaisseur du composants de 2 mm ($T_{max}=338$ K)

V.6. Etude l'effet de géométrie des composants électroniques

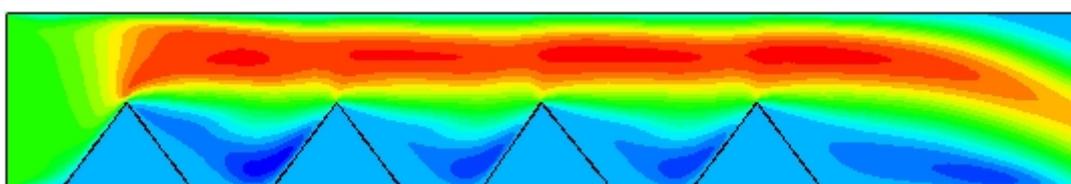
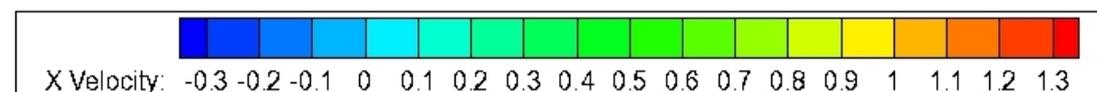
Contour de vitesse



(a)



(b)



(c)

Figure (V.9) : Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent géométrie.

(a) : géométrie carré, (b) : géométrie demi sphère et (c) : géométrie triangle.

La figure (V.9) représente les contours de la vitesse axiale pour les différentes formes des composants électroniques.

Nous remarquons que la vitesse axiale entre la paroi supérieure et les composants dans la géométrie carré est plus importants par rapport les autres géométries.

Nous distinguons que la zone de recirculation à la géométrie triangulaire est plus important par rapport les autres géométries à cause de l'augmentation de la surface entre les composant, et on remarque que dans la géométrie carré, il y a une absence des zones de recirculations entre les trois dernier composants.

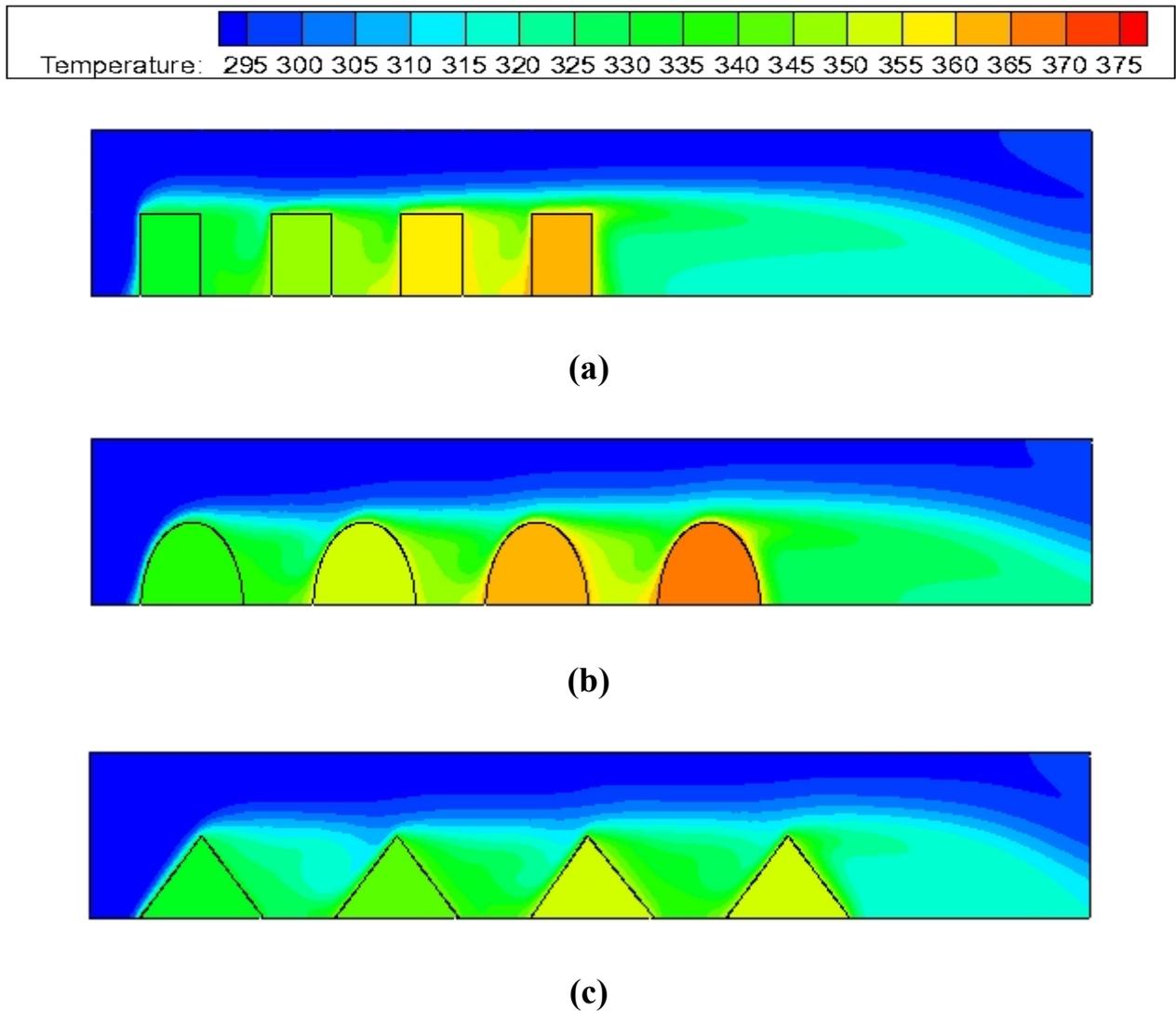
Contour de la température

Figure (V.10) : Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent géométrie.

(a) : géométrie carré, (b) : géométrie demi sphère et (c) : géométrie triangle.

La figure (V.10) représente les contours de la température pour les différentes configurations des composants électroniques avec même surface d'échange: carré, demi-sphère et triangle.

Nous distinguons que les valeurs de température pour la géométrie (b) sont plus grandes par comparaison avec les valeurs de température pour les géométries (a) et (c) pour chaque composant. Dans la géométrie (c) les zones de recirculation sont plus importantes et on a donc une évacuation de la chaleur à partir des composants, ce qui implique la diminution de leurs températures.

La température maximale atteinte est de l'ordre de 370 K pour la géométrie (b).

Nous remarquons que le meilleur refroidissement est obtenu si on utilise des composants qui ont une forme triangulaire ($T_{max}=360$ K).

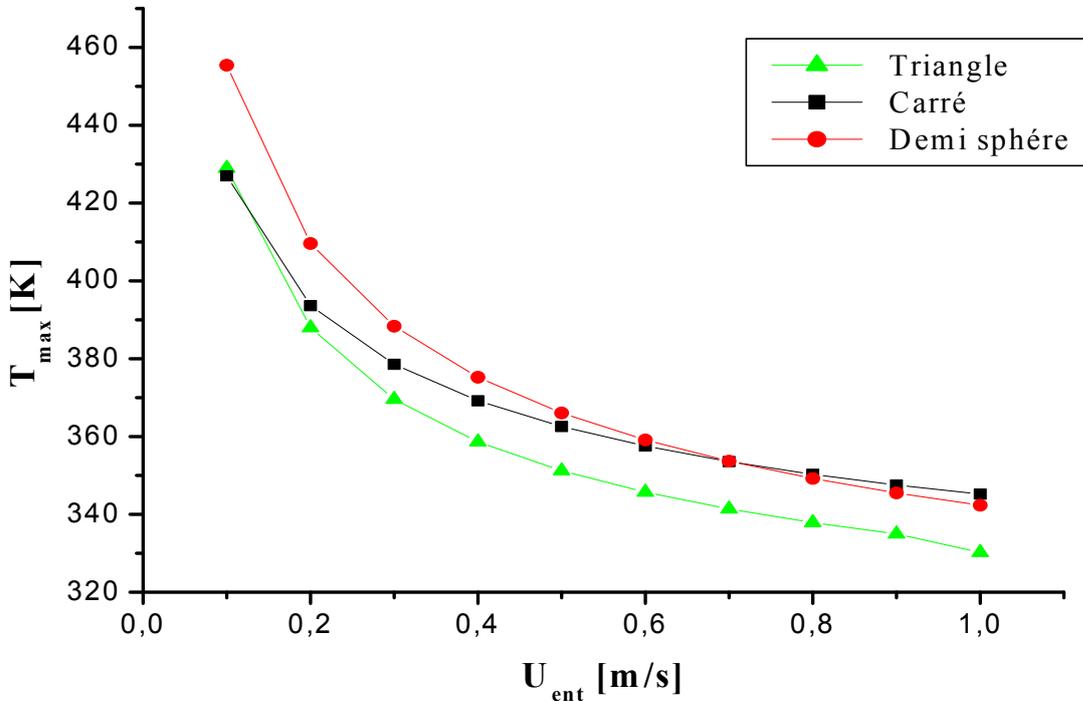


Figure (V.11) : courbe de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour différents géométries des composants électroniques.

La figure (V.11) montre la variation de la température maximale en fonction de la vitesse d'entrée pour trois géométries différentes des composants électroniques : carré, demi-sphère et triangle.

Pour une vitesse de 0.1m/s, la température des composants sera plus élevée ($T_{max} = 455$ K) pour une la géométrie « demi sphère » et elle sera moindre pour les deux autres géométries (carré et triangle).

Nous remarquons si la vitesse augmente, la température des composants sera plus proches pour les deux géométries «carré et demi-sphère ».

La géométrie triangulaire représente toujours le meilleur refroidissement par rapport aux deux autres cas ($T_{max} = 330$ K).

V.7. Etude de l'effet de l'espace entre les composants électroniques

Contour de vitesse

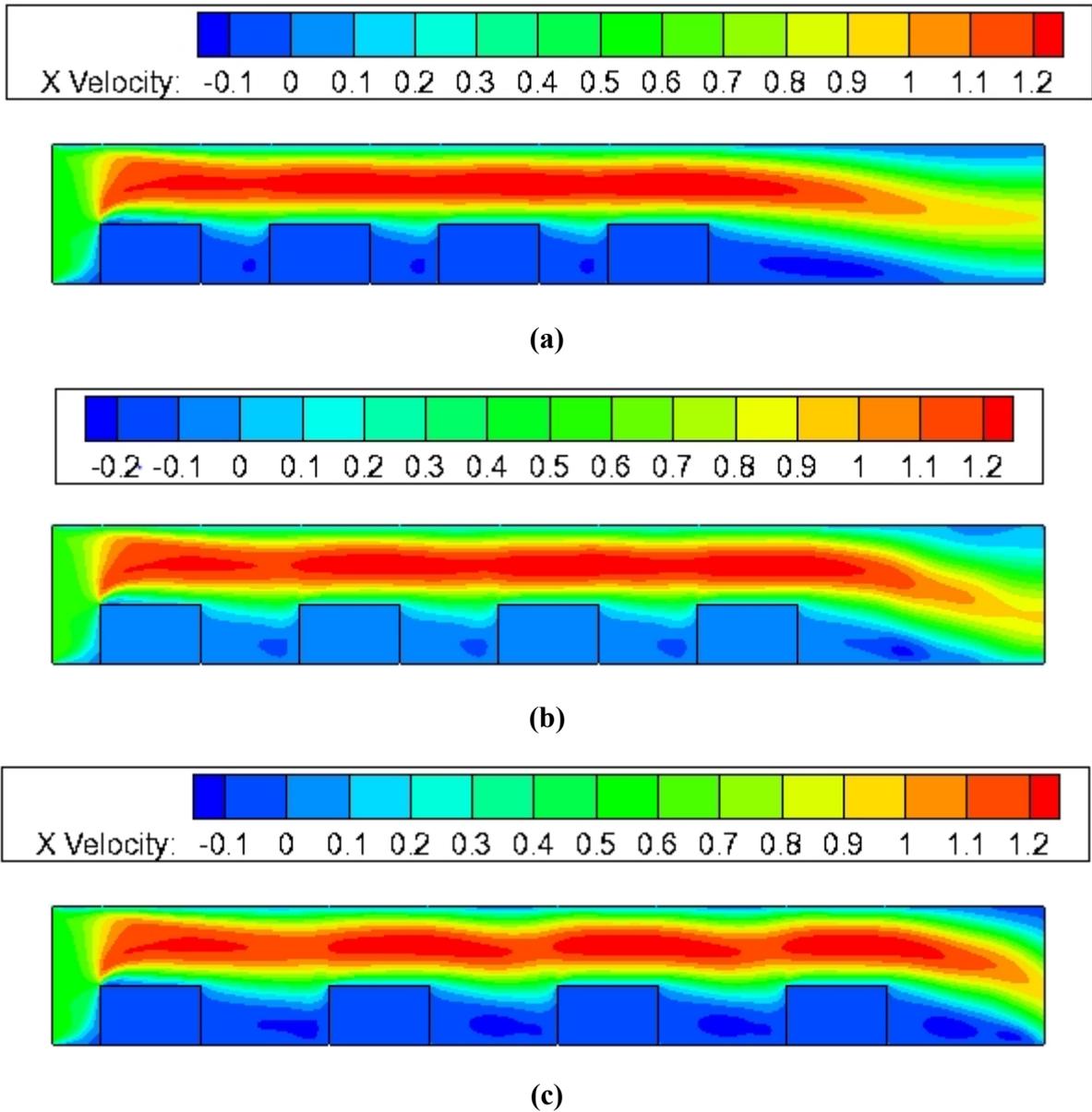


Figure (V.12) : Evolution de la vitesse axiale (m/s) pour une hauteur du canal 7 mm avec différent espaces entre les composants.

(a) : $d = 7$ mm, (b) : $d = 10$ mm et (c) : $d = 13$ mm.

La figure (V.12) représente les contours de la vitesse axiale pour les différentes espaces des composants électroniques.

En comparant les trois contours, Nous remarquons qu'il existe des zones de recirculation pour les trois configurations, et que l'augmentation de l'espace n'a pas une grande influence sur la vitesse maximale (1,2 m/s). Par contre, à la sortie du canal, la vitesse est plus importante pour le cas où l'espace entre les composants est $d = 13 \text{ mm}$ par ce que le quatrième composant il est plus proche a la sortie du canal .

Nous remarquons que juste derrière la face gauche du premier composant, il y a une absence total de cellule pour tous les trois cas étudiés.

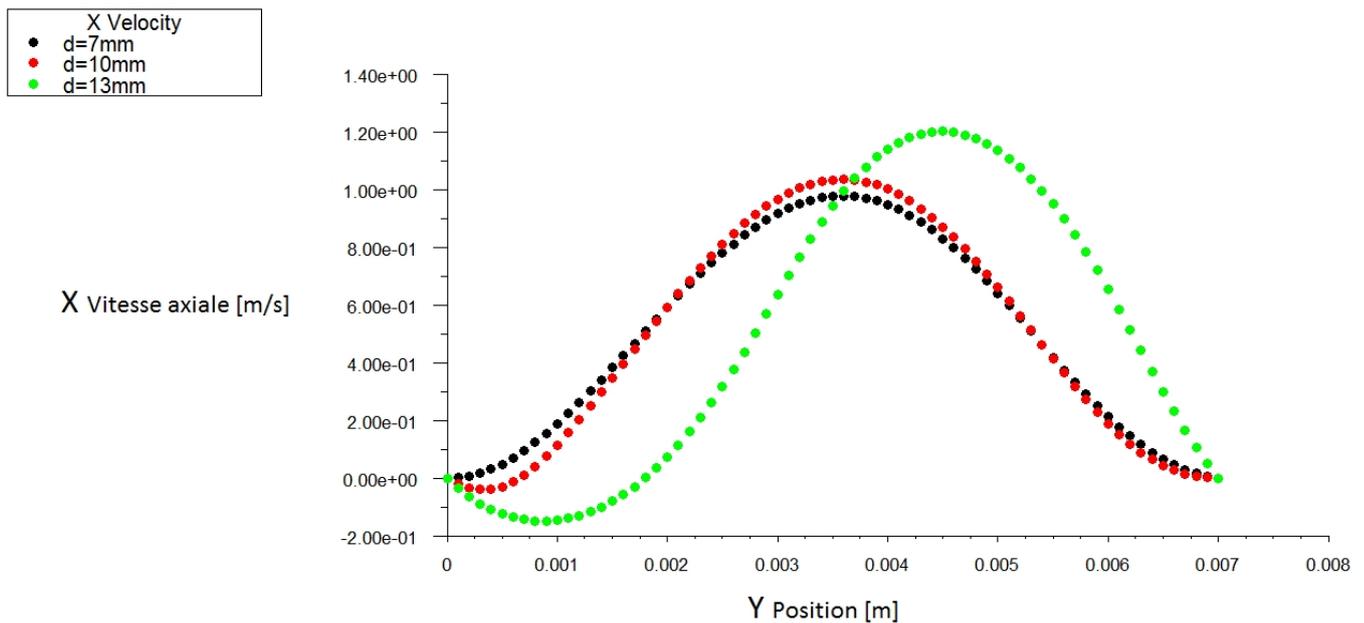


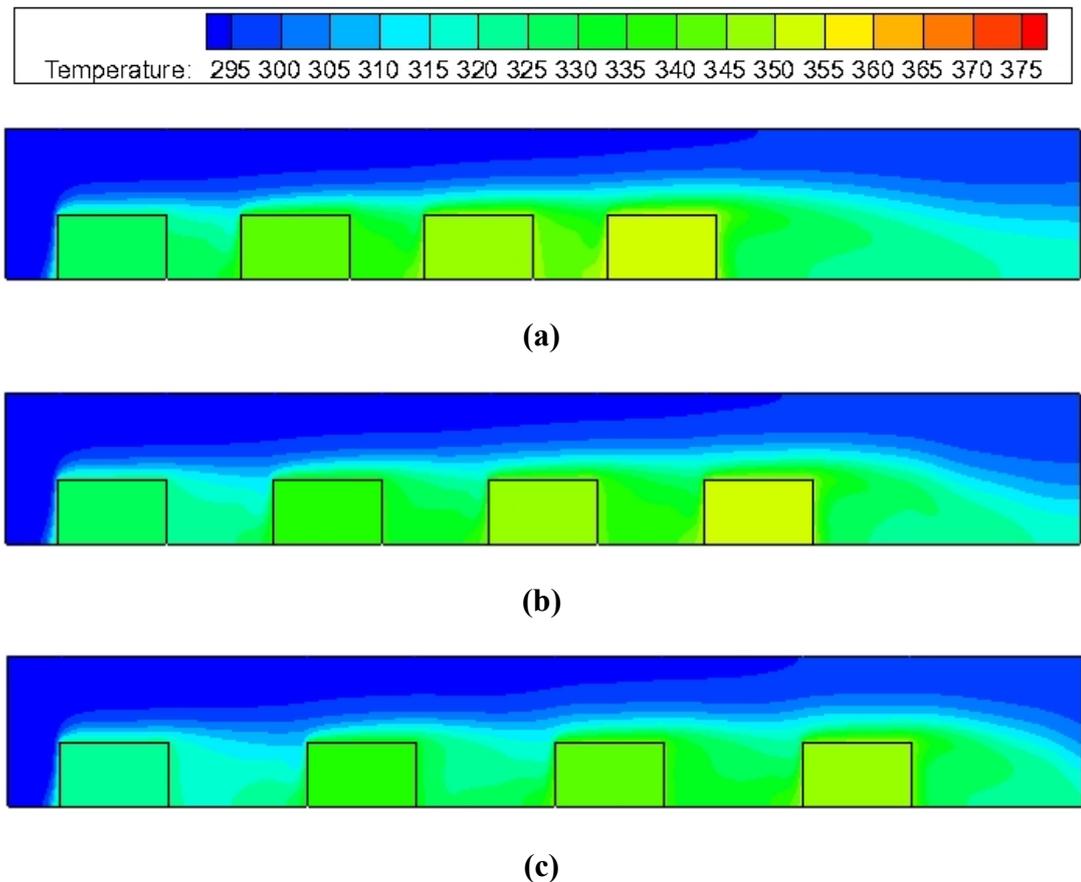
Figure (V.13) : Evolution de la vitesse axiale en fonction de la position $x = 0.09 \text{ m}$.

La figure (V.13) montre la variation de la vitesse axiale de l'air en fonction de la position ($x = 0.09 \text{ m}$) pour les trois configurations.

Nous remarquons que la vitesse augmente jusqu'à atteindre sa valeur maximale au centre du canal ($Y = 0.35$) et elle est nulle au niveau des parois.

La valeur maximale de la vitesse a été obtenue pour un espace entre les composants ($d = 13 \text{ mm}$).

Contour de la température



**Figure (V.14) : Evolution de la température (K) pour une hauteur du canal 10 mm avec différent espaces entre les composants.
 (a) : $d = 7$ mm, (b) : $d = 10$ mm et (c) : $d = 13$ mm**

La figure (V.14) représente les contours de la température pour les différentes espaces des composants électroniques. Nous observons que si l'espace entre les composants augmente, la température des composants sera diminuée, et la température de l'air à la sortie du canal augmente.

Nous observons que lorsque la distance entre les composants augmente le taux d'enlèvement de la chaleur augmente $d = 13$ mm.

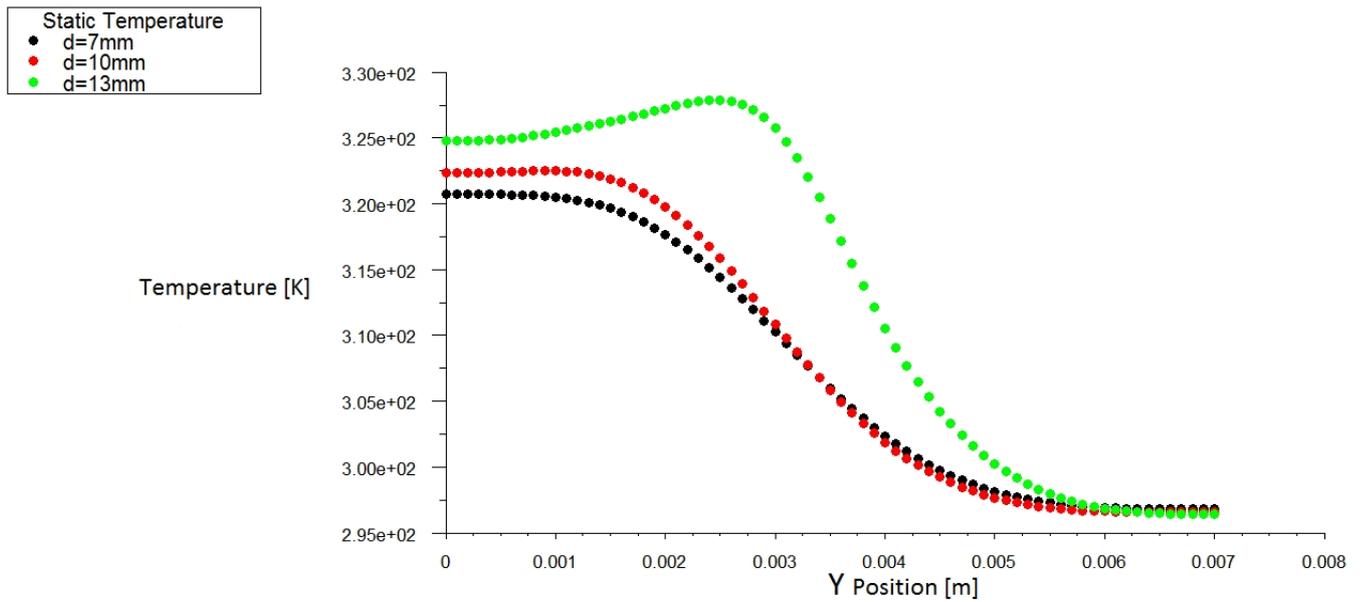


Figure (V.15) : Evolution de la température en fonction de la position $x = 0.09$ m.

La figure (V.15) montre la variation de la température en fonction de la position ($x = 0.09$ m) pour les trois configurations.

Dans la partie supérieure du canal, la température de l'air sera plus proche pour les trois cas étudiés.

Dans la partie, inférieure du canal, si l'espace entre les composants augmente, la température de l'air augmente.

Conclusion générale

Ce mémoire est le résultat d'une simulation CFD réalisée sur une configuration géométrique formé par un canal muni des composants chauffants. Le point de départ de cette simulation sont les équations de la dynamique des fluides et de transfert de la chaleur.

Cette simulation CFD a permis l'étude numérique du refroidissement à air par convection des composants électroniques (sources de chaleur) montés dans un canal horizontal aux parois adiabatiques de hauteur H et de longueur L a été faite. La méthode des volumes finis a été utilisée pour discrétiser les équations de l'écoulement de convection en régime stationnaire.

Les conclusions principales tirées de ces résultats peuvent être résumées comme ce suit :

- La diminution de la hauteur du canal entraîne une augmentation de la vitesse donc une amélioration des termes convectifs dans l'équation de conservation de l'énergie ce qui donne un meilleur refroidissement.
- La température des composants les plus proches de l'entrée est toujours inférieurs par rapport a l'autres composants qui se trouve plus loin.
- Les résultats montrent que l'augmentation de l'épaisseur des composants électronique entraîne une amélioration du taux d'enlèvement de la chaleur avec une augmentation de la vitesse.
- La géométrie des composants a un grand effet sur la surface qui sépare. l'augmentation de la surface entraîne une création de grande zone de recirculation alors un bon refroidissement.
- Lorsque la distance de séparation augmente le taux d'enlèvement de la chaleur augmente

On peut conclure enfin que les paramètres géométriques ont une influence considérable sur le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques et sur leur refroidissement.

Références bibliographiques

- [1] J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Technique et Documentation Paris 1982.
- [2] A. Gouffe, Transmission de la chaleur par rayonnement, Saint-germain Paris 1978.
- [3] R. Marchal, Transmission de la chaleur par convection dans les tubes, Saint-germain Paris 1974.
- [4] Y. Jannot, Thermique solaire, cours libre 2003.
- [5] R. Giblin, Transmission de la chaleur par convection naturelle, Saint-germain Paris 1974.
- [6] M. Dagueuet, Les séchoirs solaires, théorie et pratique Unesco, Paris 1985.
- [7] Cailin, W., S. Cheng, and H. Junya. *A new trench-planner gate MOSFET structure*. In *Power Electronics and Motion Control Conference, 2009. IPEMC '09. IEEE 6th International*. 2009.
- [8] Nakamura, K., et al. Advantages of thick CVD gate oxide for trench MOS gate structures. in *Power Semiconductor Devices and ICs, 2000. Proceedings. The 12th International Symposium on*. 2000.
- [9] Zhongfei, S., et al. Process optimization for a high gate trench MOS to minimize threshold voltage variation. in *Green Circuits and Systems (ICGCS), 2010 International Conference on*. 2010.
- [10] THEOLIER, L., Conception de transistors MOS haute tension (1200 Volts) pour l'électronique de puissance, 2008.
- [11] Shoji, T.O., T. ; Fujikawa, T. ; Nose, N. ; Ishiko, M. ; Hamada, K. , Cosmic Ray Ruggedness of IGBTs for Hybrid Vehicles, in *Proceedings of The 22nd International Symposium on Power Semiconductor Devices & ICs2010: Hiroshima*. p. 129 – 132
- [12] Nishida, S.O., T. ; Fujikawa, T. ; Nose, N. ; Ishiko, M. ; Hamada, K. , Neutron Induced Single-Event Burnout of IGBT, in *Power Electronics Conference (IPEC), 2010 International2010*. p. 142 - 148.
- [13] Habchi, S., Acharya, Y. (1986): Laminar mixed convection in partially blocked, vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, No 11, pp. 1711-1722.
- [14] Afrid, M. et Zebib, A. (1991). "Three-dimensional laminar and turbulent natural convection cooling of heated blocks ", *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol 19:pp. 405 – 424.
- [15] K. M. Kelkar and D. Choudhury, Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, (36), 1133-1145, (1993).
- [16] Jurban, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, pages: 3519–3529, 1996.
- [17] J.S.YOO. (1998) "Mixed convection of air between two horizontal concentric cylinders with a cooled rotating outer cylinder ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 41, N°2, pp 293 – 302
- [18] T.J. Young, K.Vafai. (1998) "Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles", *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 41 3279-3298

Références bibliographiques

- [19] Muhammad M. Rahman, Jagannath Raghavan, Transient response of protruding electronic modules exposed to horizontal cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pages: 48-59, 1999.
- [20] Bessaïh, R., Kadja, M. (2000): Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel, *Applied Thermal Engineering*, vol.20, pp.453-464.
- [21] C.K. Lee and S.A. Abdel-Moneim, Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs, *International Comm. Heat and Mass Transfer*, 28(2), 161-170, (2001).
- [22] Hassen Abbassia, S aid Turkia, Sassi Ben Nasrallahb “ Numerical investigation of forced convection in a plane channel with a built-in triangular prism” a Faculté des sciences, Département de physique, Route de Soukra, 3038 Sfax, Tunisie, b Ecole Nationale d’Ingénieurs, Route de Kairouan, 5000 Monastir, Tunisie (Received 19 October 1999, accepted 15 September 2000).
- [23] G. Desrayaud and A. Fichera, Laminar natural convection in a vertical isothermal channel with symmetric surface-mounted rectangular ribs, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, (23), 519-529, (2002).
- [24] Meinders, E.R., Hanjalić, K., Experimental heat transfer from inline and staggered configurations of two wall mounted cubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.45, pages: 465–482, 2002.
- [25] T. Furukawa, W-J Yang. (2003) “Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs “, *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol 46 pp 5005-5015
- [26] H. Gunes. (2003) “Analytical solution of buoyancy-driven flow and heat transfer in a vertical channel with spatially periodic boundary conditions” *Heat and Mass Transfer* vol 40 pp33-45
- [27] A. Boutout, Etude de l’instabilité hydrodynamique et thermique lors du refroidissement à air des sources de chaleur , Thèse de Magister, université de Constantine (2006)
- [28] A.Hamouche. (2007) “Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte “Mémoire de Magistaire , Université Mentouri de Constantine.
- [29] Y.P. Cheng *, T.S. Lee, H.T. Low. “Numerical simulation of conjugate heat transfer in electronic cooling and analysis based on field synergy principle” *Laboratory of Fluid Mechanics, Department of Mechanical Engineering, National University of Singapore, Singapore 119260, Singapore.*
- [30] Hakan F. Oztopa , Yasin Varola , Dogan E. Alnakb ” Control of heat transfer and fluid flow using a triangular bar in heated blocks located in a channel” a Department of Mechanical Education, Firat University, 23119, Elazig, Turkey, b Department of Mechanical Education, Cumhuriyet University, 58140, Sivas, Turkey.
- [31] Wang, Q., Yang, J., Zeng, M., Wang, G. (2010): Three-dimensional numerical study of natural convection in an inclined porous cavity with time sinusoidal oscillating boundary conditions, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, pp. 70-82.

Références bibliographiques

- [32] Betul Saraca, Hussain Al-Madanib, Teoman Ayhanc, ‘‘Heat transfer from a short plate behind an obstacle in tandem’’
- [33] Ggosjean. F, "*Méthode numérique des volumes finis*"
- [34] C.ABOURA, « Résolution numérique d’un modèle de dynamique des fluides par la méthode des volumes finis », Thèse de Magistère, Université de Tlemcen, 2002.
- [35] M.CHAOUR, « Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentielle ment chauffée », Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [36] Help FLUENT6.3.
- [37] Tutorial FLUENT.
- [38] Muriel Regard. "Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ : application a la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures". L'institut national des sciences appliquées de Lyon, France, (1996).
- [39] Adel Hamouche, Rachid Bessaïh « Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel » Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université Mentouri-Constantine.

Procédure de Résolution

Étape 1: Créer Géométrie dans GAMBIT

- **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 Command Button  > 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.

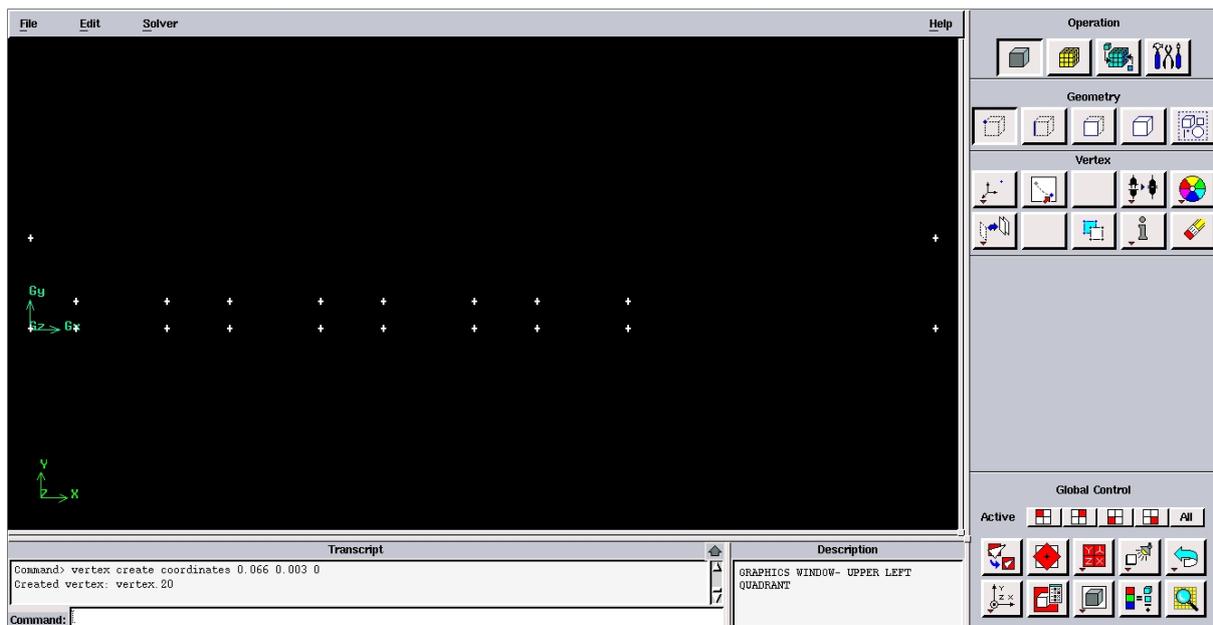


Figure B.1 : Création des points

- **Création des lignes**

Geometry Command Button  > Edge Command Button  > Create Edge 

Sélectionnez deux 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 Straight Edge* fenêtre pour créer cette ligne.

Répétez ce processus pour créer les lignes restantes

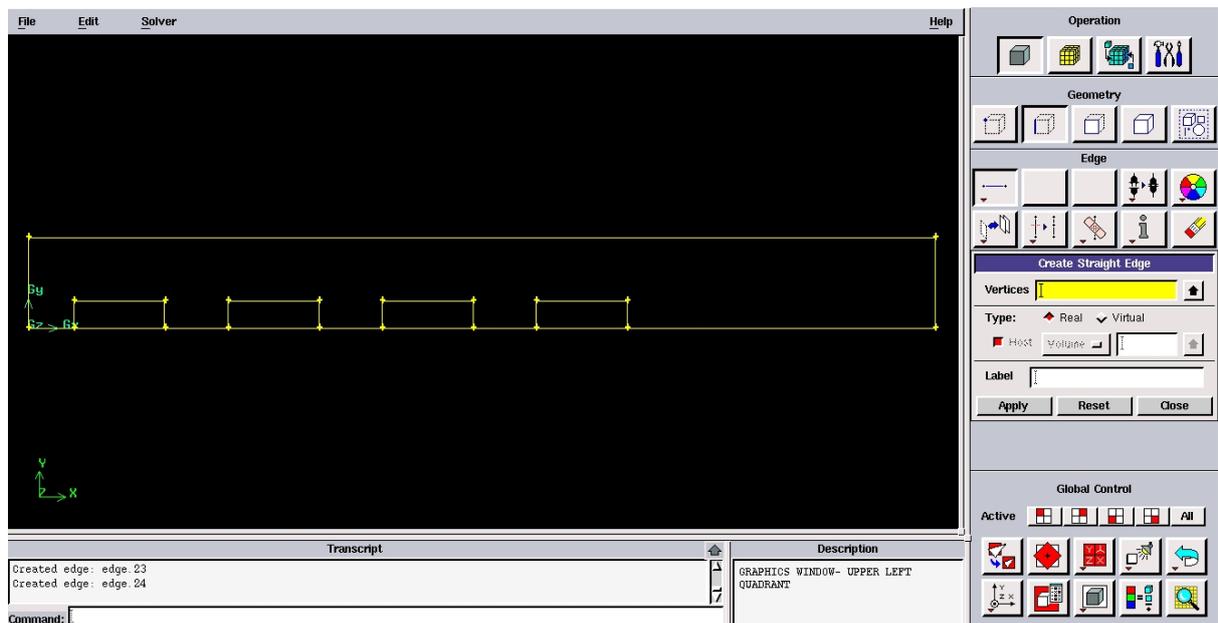


Figure B.2 : Création des lignes

- **Création des faces**

Geometry Command Button  > Face Command Button  > Form Face 

On a trois faces : absorbeur, isolant et la face intermédiaire (air)

Pour former une face de l'absorbeur, 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.

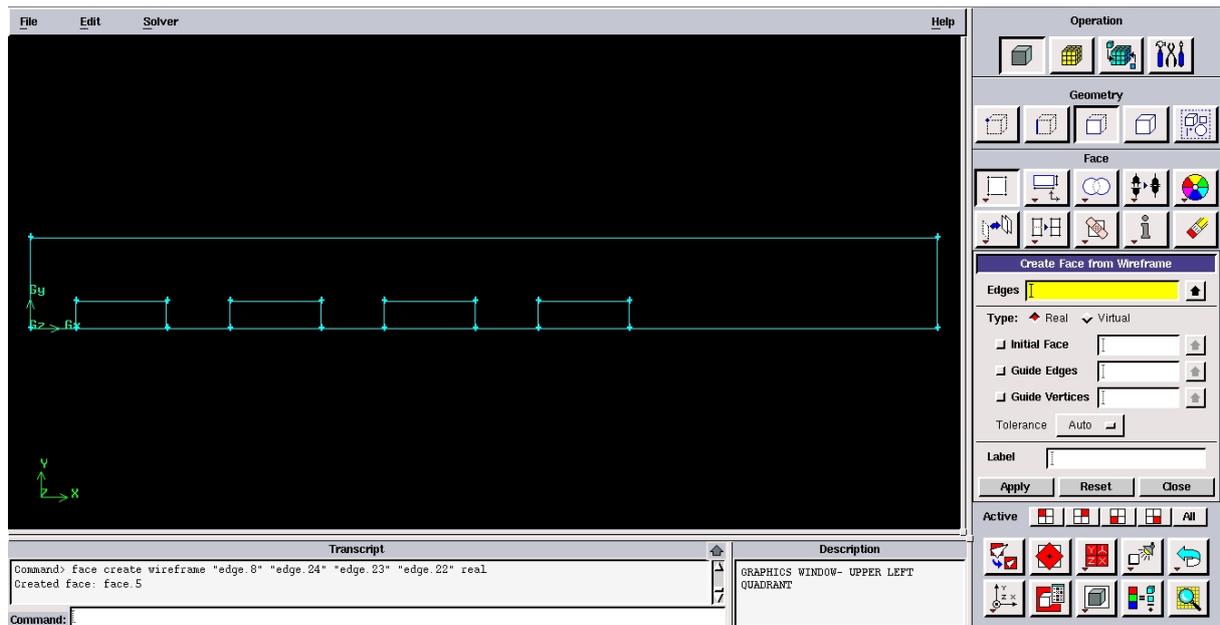


Figure B.3 : Création des faces

Étape 2 : Maillage géométrie dans GAMBIT

- **Maillage des parois**

Mesh Command Button  > Edge Command Button  > Mesh Edges 

Sélectionnez les lignes verticales, sélectionnez *Interval count* dans la liste découlant qui dit *Interval Size* du maillage des bords de fenêtres, entre les nombres des nœuds pour l'intervalle compter et cliquez sur *Apply*.

Répétez le même processus pour les lignes horizontales.

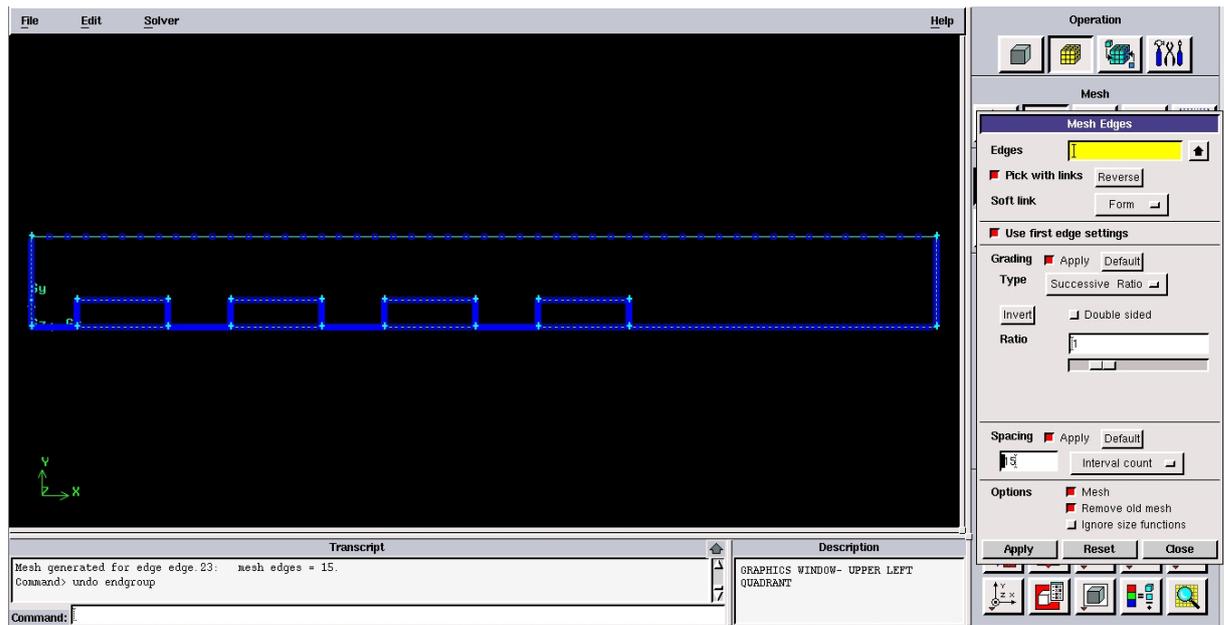


Figure B.4 : Maillage des parois

- **Maillage des surfaces**

Mesh Command Button  > Face Command Button  > Mesh Faces 

Sélectionnez la première surface et cliquez sur *Apply*.

Répétez le même processus pour les autres surfaces.

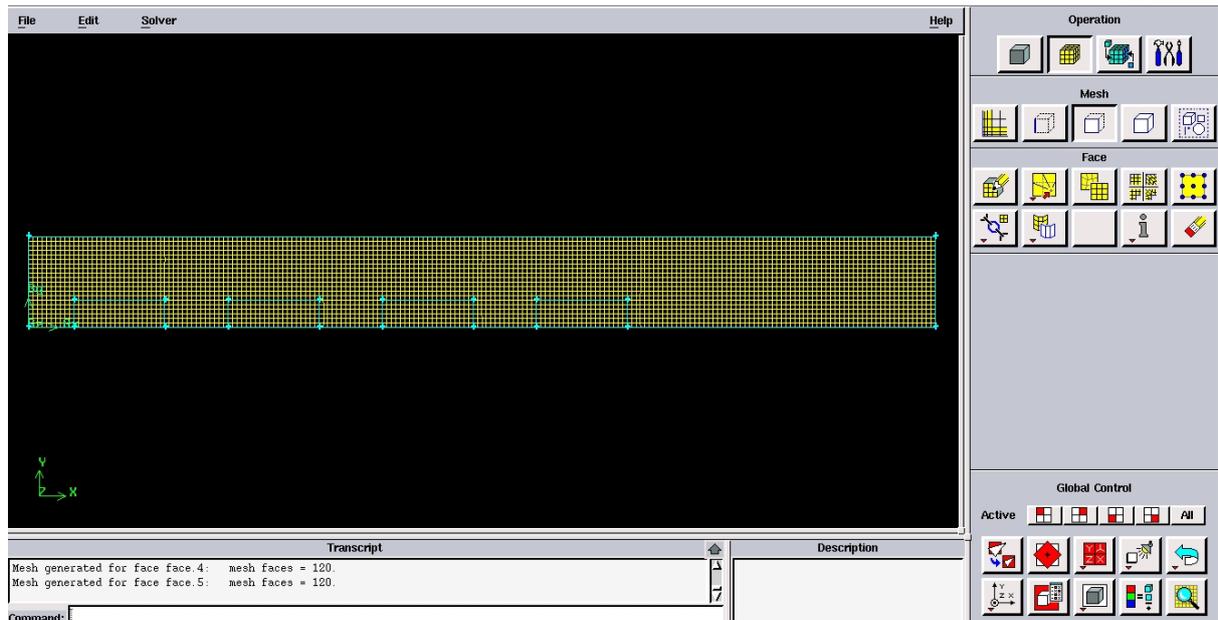


Figure B.5 : Maillage des surfaces

Étape 3 : les conditions aux limites dans GAMBIT

Zones Command Button 

Specify Boundary Types Command Button 

Sélectionnez la ligne gauche (entré de l'air).

Ecrire à côté de **Nom:**, entrer

Pour le **type**: sélectionnez **Velocity_Inlet**.

Cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les autres lignes.

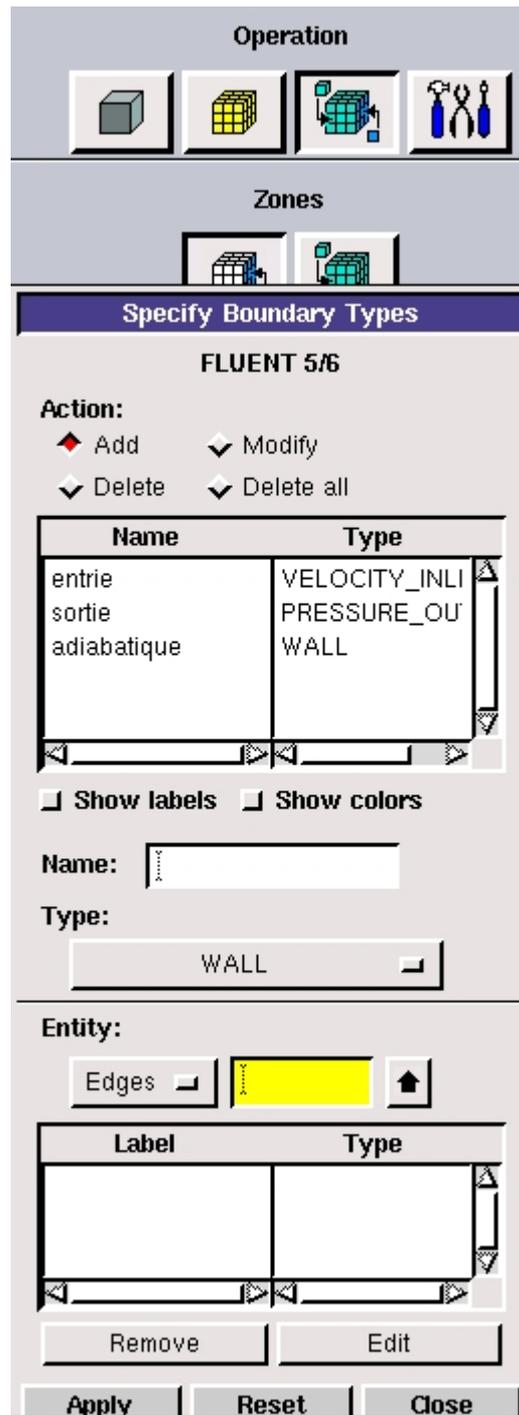


Figure B.6 : les conditions aux limites

Exporter le maillage et sauvegarder le fichier

File> Export> Mesh

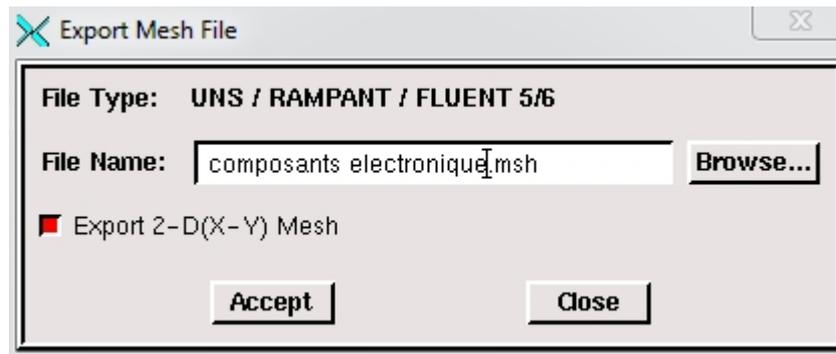


Figure B.7: Exporter le maillage

Étape 4 : Mise en place problème dans FLUENT :

- Démarrer la version 2ddp de FLUENT
- Lire le fichier capteur solaire.msh

File > Read > Case

- Vérifier maillage

Grid > Check

- Contrôler la taille

Grid > Info > Size

- Vérifier unité

Grid > Scale

- Afficher le maillage

Display > Grid



Figure B.7 : Affichage du maillage

- Préciser le solveur de propriétés

Define > Models > Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 2D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

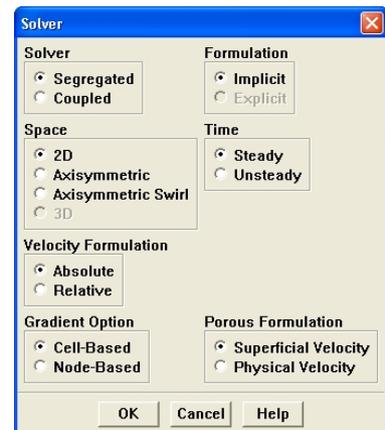


Figure B.8 : Définition du modèle

Define > Models > Energy

Formulation de l'équation d'énergie.

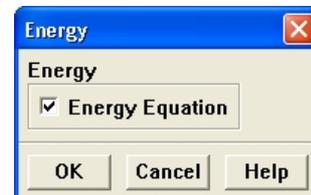


Figure B.9 Définie équation d'énergie

Define > Models > Viscous

À flux *laminaire* est l'option par défaut. Nous n'avons donc pas besoin de changer quoi que ce soit dans ce menu. Cliquez sur **Cancel**.

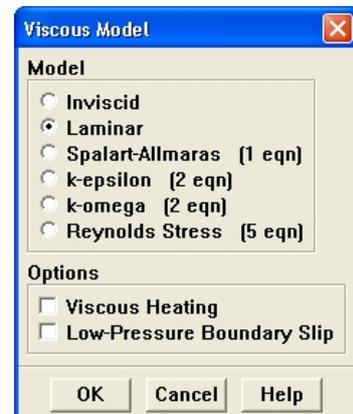


Figure B.10 : Définition le model d'écoulement

- Définir les propriétés des matériaux

Define > Materials...

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

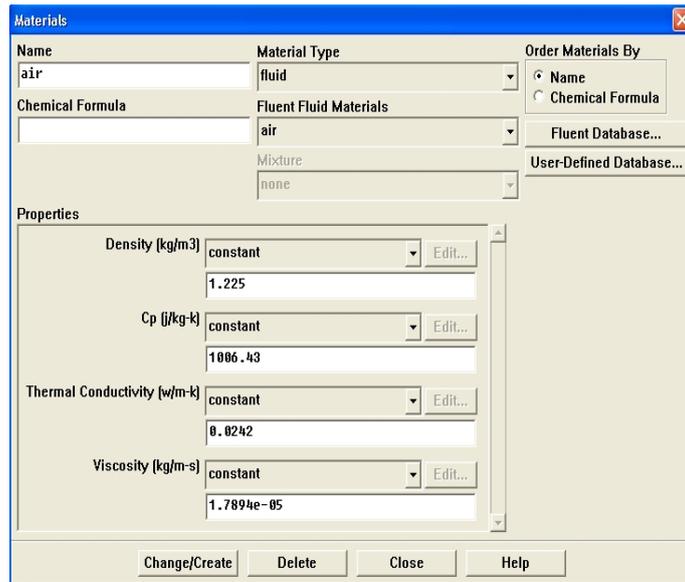


Figure B.11: Définition des propriétés des matériaux

- Définir les conditions aux limites:

Define > Boundary Conditions...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider.

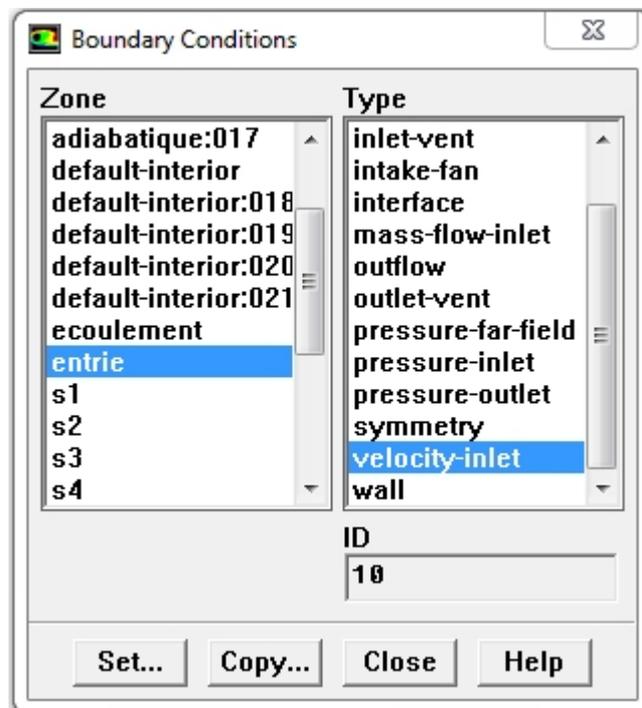
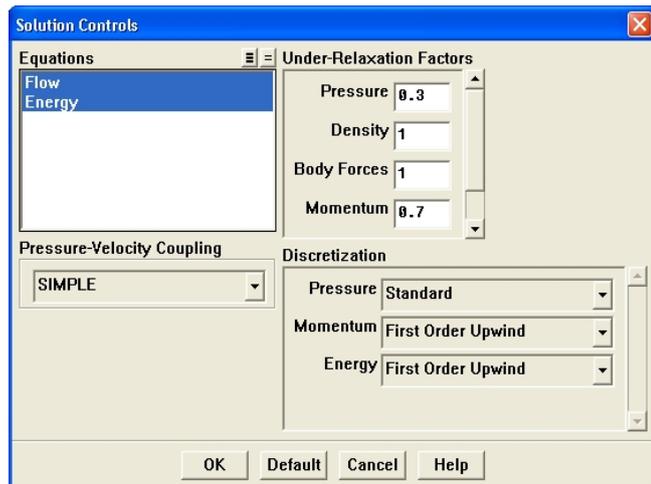


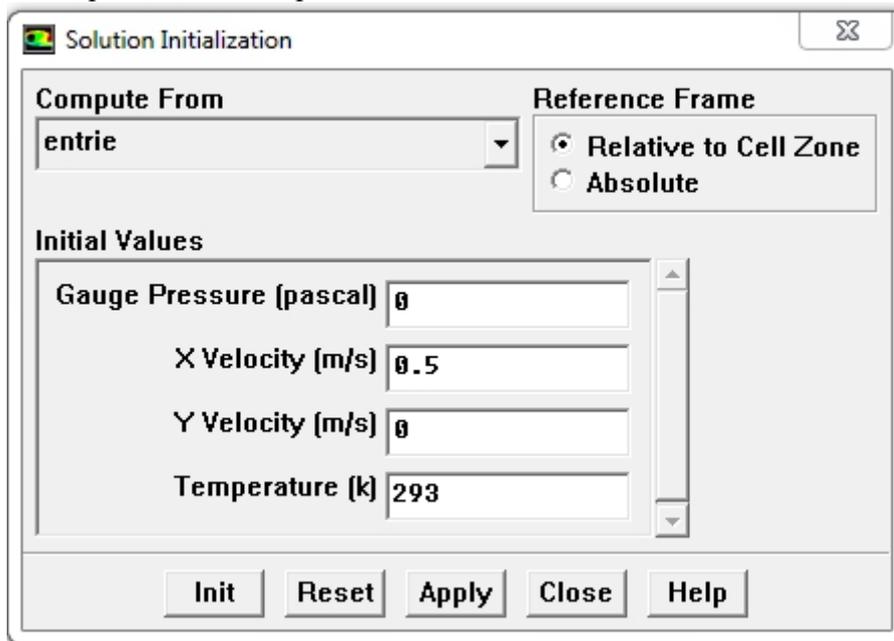
Figure B.12 : Définition des conditions aux limites

Étape 5 : solution**Solve > Controls > Solution...**

On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous-relaxations, les critères de convergence et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse.

**Figure B.13** : Control la solution**Solve > Initialize > Initialize...**

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

**Figure B.14** : Initialisation la vitesse et la température à l'entrée

Solve > Monitors > Residual...

Faire activer l'option plot dans la fenêtre residual monitor. Lancement des itérations jusqu'à la convergence (Solve > Iterate...), enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.

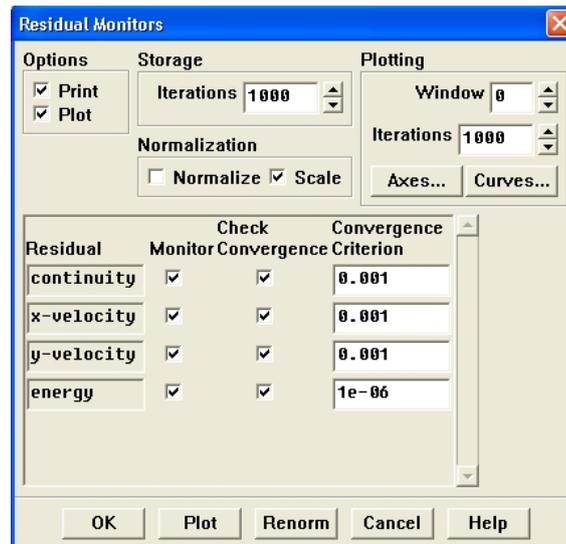


Figure B.15 : Les résidus des calculs