

République algérienne démocratique et  
populaire  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la  
Recherche scientifique  
Université de M'sila  
Faculté de Technologie



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
جامعة المسيلة  
كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique

## MASTER

Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de L'obtention du Diplôme de Master Académique  
Option : énergétique

intitule du sujet

### Simulation numérique de la convection mixte dans une nouvelle conception de dissipateur de chaleur rotatif utilisé pour le refroidissement d'un CPU

Encadré par : Bakhti F.Z

Présenté par : - Moualek Imane

- Zerguine Belqassim

Devant le jury :

Encadreur : Bakhti F.Z

Université de M'sila

M.C.B

Président : Benkherbache S

Université de M'sila

M.C.B

Examineur : Hebiche N

Université de M'sila

M.A.A

Examineur : Bedda

Université de M'sila

M.A.A

Année universitaire : 2018 / 2019

## *Remerciements*

*On vous remercie, Madame la D<sup>r</sup>.Bakhti Fatima Zahra d'avoir accepté de diriger notre travail de thèse. On lui témoigne toute notre reconnaissance, entre autres, pour son appui efficace dont l'ensemble des démarches administratives.*

*On ne peut oublier de remercier tous les enseignants d'avoir contribué à notre formation, ainsi que toute l'équipe du département de génie mécanique.*

*Enfin, on remercie tous les amis qui nous ont aidés pour l'élaboration de notre travail.*

## ***DEDICAESSE***

*Je dédie ce mémoire à :*

*Mes parents :*

*Ma mère, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien tous les sacrifices qu'elle a faits pour moi et ses précieux conseils, pour toute son aide et sa présence dans ma vie.*

*Mon père, qui peut se vanter a trouver ici à la suite de nombreuses années de sacrifices et de difficultés pour m'aider à aller de l'avant dans la vie, Merci mon Père.*

*A mes chers frères et sœurs a ma grande mère et a toute ma famille pour son aide.*

*En fin a tous mes amis et toute la promotion de 2018/2019.*

*Zerguine Belqassim Elmehdi*

## ***DEDICAESSE***

*Je dédie ce mémoire*

*A la mémoire de ma défunte mère*

*A mon père, qui peut se vanter a trouver ici à la suite de nombreuses années de sacrifices et de difficultés pour m'aider à aller de l'avant dans la vie, Merci mon Père.*

*A mes chers frères et sœurs a ma grande mère et a toute ma famille pour son aide.*

*En fin a tous mes amis et toute la promotion de 2018/2019.*

*Moualek Imane*

# Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Nomenclature	iv
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
Introduction général	vii

## Chapitre I : recherches Bibliographiques

I.1. Introduction	1
I.2. Modes de transfert thermiques	1
I.2.1. Conduction	2
I.2.2. Convection	2
I.2.2.1. La convection naturelle	4
I.2.2.2. Convection forcée	4
I.2.2.3. La convection mixte	5
I.2.3. Rayonnement	6
I.3. Les nombres adimensionnels	6
I.3.1. Le nombre de Nusselt	6
I.3.2. Le nombre de Reynolds $Re$	7
I.3.3. Le nombre de Grashof	7
I.3.4. Le nombre de Prandtl	7
I.3.5. Le nombre de Richardson	8
I.3.6. Le nombre de Rayleigh	8

I.4. Les phénomènes thermiques en électronique	8
I.5. Systèmes de refroidissement	10
I.5.1. Les systèmes de refroidissement monophasiques	10
I.5.2. Système de refroidissement à l'air	11
I.5.2.1. Convection naturelle dans l'air	11
I.5.2.2. Convection forcée dans l'air	11
I.5.3. Système de refroidissement liquide	12
I.6. Généralités sur les dissipateurs de chaleurs	14
I.6.1. Définition d'un dissipateur de chaleur	14
I.6.2. Différents types des dissipateurs de chaleur	14
I.6.2.1. Les surfaces étendues	14
I.6.3. But du dissipateur de chaleur	16
I.6.4. Critère de choix du dissipateur	16
I.6.5. Définition de l'ailette	17
I.6.6. Les différents types des ailettes	17
I.6.7. Efficacité d'ailette	18
I.7. Conclusion	18

## **Chapitre II : Formulation Mathématique**

II.1. Introduction	19
II.2. Les géométrie du problème étudié	19
II.2.1. 1 <sup>er</sup> cas : Dissipateur de chaleur non rotatif	21
II.2.2. 2 <sup>ème</sup> cas : Dissipateur de chaleur rotatif	22
II.3. Elément mathématiques de base (équations gouvernantes)	22

II.3.1. L'équation de continuité	22
II.3.2. L'équation de quantité de mouvement	22
II.3.3. L'équation de l'énergie	22
II.4. Hypothèse simplificatrices	23
II.5. Condition aux limites	24
II.6. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique	25
II.6.1. Nombre de Reynolds	25
II.6. 2. Coefficient d'échanges convectif h	25
II.6.3. Nombre de Nusselt	26
II.6.4. La résistance thermique	26
II.7. Conclusion	27

### **Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique**

III.1. Introduction	28
III.2. Présentation des logiciels Gambit et Fluent	28
III.3. Notice d'utilisation de Gambit	29
III.3.1. Vue globale	29
III.3.2. Nommer le système	29
III.3.3. Choix du solveur	30
III.3.4. Création de la géométrie	30
III.3.4.1. Création de points (vertex)	30
III.3.4.2. Création des lignes	31
III.3.4.3. Création de surfaces	32
III.3.4.4. Création de volumes	33
III.3.4.5. Soustraction des volumes	34

III.3.4.6. Maillage des lignes	35
III.3.4.7. Maillage des surfaces	35
III.3.4.8. Maillage des volumes	35
III.3.5. Les Conditions aux limites	36
III.3.6. Définition des zones	36
III.3.7. Exportation du maillage	37
III.4. La procédure de calcul par Fluent	37
III.4.1. L'ouverture de la version de fluent	37
III.4.2. L'importation de la géométrie (*.mesh)	38
III.4.3. Vérification du maillage importé	39
III.4.4. Lissage du maillage	39
III.4.5. Vérification de l'échelle	40
III.4.6. Choix du solveur	40
III.4.7. Autorisation du transfert de chaleur	41
III.4.8. Définition des caractéristiques du fluide	41
III.4.9. Définir les conditions aux limites	42
III.4.10. Conditions aux limites usuelles	42
III.4.11. Choix des facteurs de sous relaxation	43
III.4.12. L'initialisation	43
III.4.13. choix de résiduel	44
III.4.14. Lancement du calcul	44
III.4.15. La convergence des calculs	45
III.4.16. Visualisation des résultats	45
III.4.17. Calcul de la température $T_w$	45

III.4.18. Calcule de la température moyenne	46
III.4.19. Calcule de la température de sortie	47
III.4.20. L'application de rotation "moving wall"	47
III.4.21. Sauvegarde de fichier	48
III.4.21. conclusion	48
<b>Chapitre IV : Résultats et Discussions</b>	
IV.1. Introduction	49
IV.2. Les paramètres utilisées	49
IV.3. L'effet de maillage	50
IV.4. Simulation numérique d'un dissipateur de chaleur non-rotatif	52
IV.4.1. Contours des températures	52
IV.4.2. Contours des Vitesses	54
IV.4.3. Les lignes de courants	54
IV.4.4. La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds	57
IV.4.5. La variation de la résistance thermique en fonction du nombre du Reynolds	58
IV.5. Simulation numérique d'un dissipateur de chaleur rotatif	59
IV.5.1. Contour de température	59
IV.5.2. Contour de vitesse	61
IV.5.3. Les lignes de courants	61
IV.5.4. La variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds	64
IV.5.6. La variation de la résistance thermique en fonction du nombre du Reynolds	65
<b>Conclusion</b>	66
<b>Conclusion générale</b>	
<b>Bibliographique</b>	
<b>Résume</b>	

## Nomenclature

### Symboles Latins :

A	Surface d'échange thermique ( $m^2$ ).
C <sub>p</sub>	La chaleur spécifique à pression constante (J/kg.K).
D <sub>h</sub>	Diamètre hydraulique (m).
e <sub>max</sub>	Epaisseur maximum de l'ailette (m).
e <sub>min</sub>	Epaisseur minimum de l'ailette (m).
F <sub>i</sub>	Les forces de volume suivant la direction i.
g	L'accélération de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ ).
H	Hauteur de l'ailette (m).
h	Hauteur de la base (m).
h <sub>m</sub>	Coefficient d'échange convective ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ).
h <sub>p</sub>	Hauteur de la plaque (m).
L	La dimension caractéristique du système étudié (m).
K <sub>f</sub>	Conductivité thermique du fluide (W/m K).
K <sub>s</sub>	Conductivité thermique du solide (W/m K).
P	Pression (bar).
P'	Pression statique (bar).
q <sub>c</sub>	Quantité de chaleur (W).
ΔT	L'écart de température caractéristique (K).
T <sub>0</sub>	Température d'entrée (K).
T <sub>f</sub>	La température du fluide loin de la surface du solide (K).
$\bar{T}_m$	Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique (K).
$\bar{T}_{out}$	Température moyenne de sortie (K).
$\bar{T}_W$	Température moyenne de la surface d'échange (K).
u, v, w	Composante de vecteur vitesse suivant x, y, z.
x, y, z	Cordonnées cartésiennes.
q	génération de la chaleur par unité de volume ( $W/m^3$ ).
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s).
h	Le coefficient de convection ( $W.K^{-1}.m^{-2}$ ).
S	La surface de contact solide/fluide (m <sup>2</sup> ).
T <sub>p</sub>	La température de paroi (K).
u <sub>0</sub>	vitesse d'entrée du fluide (m/s).

$n$	Nombre des ailettes.
$\Delta Nu$	L'écart de nombre de Nusselt.
$Nu_{ref}$	Nombre de Nusselt (valeur de référence).
$\bar{N}_u$	Nombre de Nusselt moyen.
$R_{th}$	Resistance thermique ( $m^2.K.w^{-1}$ ).

### Symboles Grecs :

$\alpha$	La diffusivité thermique ( $m^2/s$ ).
$\beta$	Le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique ( $K^{-1}$ ).
$\lambda$	La conductivité thermique ( $W.K^{-1}.m^{-1}$ ).
$\lambda_f$	Conductivité thermique du fluide ( $W/m.K$ ).
$\rho$	La masse volumique ( $kg/m^3$ ).
$\Phi$	Flux de chaleur transmis par convection ( $W$ ).
$\nu$	La viscosité cinématique ( $m^2/s$ ).
$\rho_0$	La masse volumique de fluide à $T_0$ .
$\mu$	La viscosité dynamique ( $kg.m^{-2}.s^{-1}$ ).
$\theta$	L'angle entre deux ailettes.
$\omega$	Vitesse de rotation ( $tr/min$ ).

### Les nombres adimensionnels :

Nombre de Reynolds  $( Re = \frac{u_0 D_h}{\nu_f} )$ .

Nombre de Nusselt  $( Nu = \frac{h_m D_h}{\lambda_f} )$ .

Le nombre de Grashof  $( Gr = \frac{g\beta\Delta T D_h^3}{\nu^2} )$ .

Le nombre de Prandtl  $( Pr = \frac{c_p \rho}{\lambda} \text{ ou } Pr = \frac{\nu}{\alpha} )$ .

Le nombre de Richardson  $( Ri = \frac{\rho\beta\Delta T L}{\nu^2} ) \text{ ou } ( Ri = \frac{Gr}{Re^2} )$ .

Le nombre de Rayleigh  $( Ra = Pr.Gr )$ .

## Liste des figures

<b>Figure I.1:</b> Transfert de chaleur par conduction.	2
<b>Figure I.2:</b> Transfert de chaleur par convection.	2
<b>Figure I.3:</b> Schéma de la convection forcée.	4
<b>Figure I.4:</b> Schéma représente le rayonnement.	6
<b>Figure I.5:</b> Types de dissipateur de chaleurs à ailettes droites et évasées.	14
<b>Figure I.6 :</b> Exemples des surfaces étendues.	15
<b>Figure I.7:</b> Dissipateur de chaleur rotatif.	17
<b>Figure I.8:</b> Exemple typique d'une surface étendue continue.	17
<b>Figure I.9:</b> Quelques exemples typiques de surfaces étendues indépendantes.	17
<b>Figure II.1 :</b> Vue horizontale de la géométrie.	21
<b>Figure II.2:</b> Vue verticale de la géométrie.	21
<b>Figure II.3:</b> Présentation des conditions aux limites.	22
<b>Figure II.4:</b> Un dissipateur de chaleur à 36 ailettes.	22
<b>Figure II.5:</b> Un dissipateur de chaleur à 24 ailettes.	22
<b>Figure II.6:</b> Un dissipateur de chaleur à 18 ailettes.	22
<b>Figure III.1 :</b> Vue globale de Gambit.	29
<b>Figure III.2 :</b> Nommer le système.	29
<b>Figure III.3 :</b> Création des points.	30
<b>Figure III.4:</b> Vue des lignes de domaine.	31

<b>Figure III.5:</b> Vue des lignes de coté.	32
<b>Figure III.7:</b> Vue des surfaces de domaine.	32
<b>Figure III.8:</b> Création de volume de plaque.	33
<b>Figure III.9:</b> Création de volume d'air.	33
<b>Figure III.10:</b> Soustraction des volumes de domaine.	34
<b>Figure III.11:</b> Maillage des lignes.	34
<b>Figure III.12:</b> Maillage des surfaces.	35
<b>Figure III.13:</b> Maillage des volumes.	35
<b>Figure III.14:</b> Définir les conditions aux limites.	36
<b>Figure III.15:</b> Définition des zones.	36
<b>Figure III.16:</b> L'exportation du maillage.	37
<b>Figure III.17:</b> chois de la version de fluent.	37
<b>Figure III.18:</b> Vue globale de fluent.	38
<b>Figure III.19:</b> Importation de la géométrie.	38
<b>Figure III.20:</b> Vérification du maillage.	39
<b>Figure III.21:</b> Lissage du maillage.	39
<b>Figure III.22:</b> Vérification de l'échelle.	40
<b>Figure III.23:</b> Choix du solveur.	40
<b>Figure III.24:</b> Autorisation de l'équation de l'énergie.	41
<b>Figure III.25:</b> Définir les propriétés physiques du fluide.	41
<b>Figure III.26:</b> Choix de la pression de référence.	42
<b>Figure III.27:</b> Valeurs des conditions aux limites.	42

<b>Figure III.28:</b> Choix de la solution.	42
<b>Figure III.29:</b> Initialisation de la solution.	43
<b>Figure III.30:</b> Choix de résiduel.	44
<b>Figure III.31:</b> Choix du nombre d'itérations.	44
<b>Figure III.32:</b> Allure de l'évolution des résidus de calcul.	45
<b>Figure III.33:</b> calcule de la température de la pièce ( $T_w$ ).	46
<b>Figure III.34:</b> Calcule de la température moyenne.	46
<b>Figure III.35:</b> Calcule de la température de sortie ( $T_{out}$ ).	47
<b>Figure III.36 :</b> L'application de rotation ''Movig wall''.	48
<b>Figure IV.1 :</b> Contour de température 36 ailettes (Re = 800)	53
<b>Figure IV.2 :</b> Contour de température 24 ailettes (Re = 800)	53
<b>Figure IV.3 :</b> Contour de température 18 ailettes (Re = 800)	53
<b>Figure IV.4 :</b> Contour de vitesse 36 ailettes (Re = 800)	55
<b>Figure IV.5 :</b> Contour de vitesse 24 ailettes (Re = 800)	55
<b>Figure IV.6 :</b> Contour de vitesse 18 ailettes (Re = 800)	55
<b>Figure IV.7:</b> Les lignes de courants (de vitesse) 36 ailettes (Re = 800).	56
<b>Figure IV.8 :</b> Les lignes de courants (de vitesse) 24 ailettes (Re = 800)	56
<b>Figure IV.9 :</b> Les lignes de courants (de vitesse) 18 ailettes (Re = 800).	56
<b>Figure IV.10 :</b> Variation du nombre de Nuselt en fonction du nombre de Reynolds pour les trois configurations .	57
<b>Figure IV.11 :</b> Variation du la résistance thermique en fonction du nombre de nombre de Reynolds pour les trois configurations .	58

<b>Figure IV.12</b> : Contour de température pour une vitesse de rotation ( $\omega=500$ tr/min).	60
<b>Figure IV.13</b> : Contour de température pour une vitesse de rotation ( $\omega =750$ tr/min).	60
<b>Figure IV.14</b> : Contour de température pour une vitesse de rotation ( $\omega =1000$ tr/min).	60
<b>Figure IV.15</b> : Contour de vitesse pour une vitesse de rotation ( $\omega =500$ tr/min).	62
<b>Figure IV.16</b> : Contour de vitesse pour une vitesse de rotation ( $\omega =750$ tr/min).	62
<b>Figure IV.17</b> : Contour de Vitesse pour une vitesse de rotation ( $\omega =1000$ tr/min).	62
<b>Figure IV.18</b> : Les lignes de courants (de vitesse) pour une vitesse de rotation ( $\omega =500$ tr/min).	63
<b>Figure IV.19</b> : Lignes de courants (de vitesse) pour une vitesse de rotation ( $\omega =750$ tr/min).	63
<b>Figure IV.20</b> : Lignes de courants (de vitesse) pour une vitesse de rotation ( $\omega =1000$ tr/min).	63
<b>Figure IV.21</b> : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds.	64
<b>Figure IV.22</b> : Variation de la résistance thermique en fonction du nombre du Reynolds.	65

## Liste des tableaux

**Tableau II.1 :** Les dimensions de la géométrie

**Tableau IV.1 :** Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour un dissipateur de chaleur à 36 ailettes ( $Re = 500$ ).

**Introduction**

**Générale**

## Introduction Générale

La conception des composants électroniques à nos jours se trouve limitée par des considérations autres qu'électroniques, en particulier par des problèmes de dissipation de chaleur. Tous les composants électroniques sont sensibles à leur température: ils ont des performances médiocres en dehors de certaines limites de température et ils sont détruits si la température dépasse largement ces limites. Le maintien des composants des circuits électroniques à une température compatible avec leur bon fonctionnement n'est généralement pas la seule fonction d'un système de refroidissement, souvent il doit également uniformiser la température à l'intérieur de l'équipement pour assurer de bonnes performances aux circuits.

Il existe différentes technologies de systèmes de refroidissement, mais la méthode la plus utilisée aujourd'hui est le dissipateur de chaleur à ailettes en utilisant l'air comme fluide caloporteur qui vient en contact avec les dissipateurs sous forme pulsée (convection forcée) ou naturelle (convection naturelle).

Le rôle du dissipateur de chaleur est de préserver l'intégrité thermique du composant électronique en augmentant la surface de contact avec l'air ambiant. Ainsi, l'évacuation de la chaleur est améliorée en facilitant les échanges thermiques.

Les échangeurs de chaleur conventionnels ont quelques composants primaires: un disque ou une plaque solide qui absorbe la chaleur de la source (comme le processeur d'un ordinateur), des ailettes métalliques qui aident à transporter la chaleur de ce disque (le dissipateur thermique) et un ventilateur qui soulève l'air autour des ailettes pour faciliter le mouvement de la chaleur vers l'extérieur.

Cette technologie des échangeurs de chaleur n'a pas trop changé depuis des décennies. Cela a conduit à certains problèmes limitant: par exemple, des puces informatiques plus puissantes ne peuvent pas être exploitées à leur plein potentiel car elles risquent de surchauffer.

En outre, il est lourd d'inefficacité, en plus seulement environ cinq pour cent de l'énergie produite par le ventilateur produit un effet de refroidissement. Une couche d'air stagnant à tendance à s'accrocher aux ailettes du dissipateur thermique, les isolant ainsi du flux d'air qui les entoure et retenant la chaleur. Conduire le ventilateur à des cadences plus rapides en aide, mais il est aussi bruyant ce qui rend nos appareils et nos ordinateurs plus encombrants et ennuyeux.

Une nouvelle conception de dissipateur thermique développé dernièrement en États-Unis a surmonté ces problèmes en combinant le dissipateur thermique (la surface à ailettes) et le ventilateur en un composant unique qui repose sur le disque solide, séparé de celui-ci par un mince coussin d'air. Cette approche donne une grande amélioration du refroidissement du composant électronique par rapport à la conception conventionnelle.

C'est dans ce contexte, que nous avons mené notre étude, intitulée ;

**« Simulation numérique de la convection mixte dans une nouvelle conception de dissipateur de chaleur rotatif utilisé pour le refroidissement d'un CPU »**

Pour atteindre nos objectifs nous avons étudié deux cas :

Dans le premier cas nous avons simulé en 3D en utilisant le code commercialisé Fluent la convection mixte laminaire dans cette nouvelle conception du dissipateur de chaleur de 36, 24 et 18 ailettes et pour un nombre de Reynolds  $Re$  qui varie entre 500 et 1500.

La configuration étudiée dans le deuxième cas est exactement la même que l'initiale, seulement nous avons fait tourner le dissipateur de chaleur avec une vitesse de rotation égale 500tr/min, 750tr/min, 1000tr/min

Ce mémoire est constitué de quatre chapitres. Le premier chapitre est réservé à une recherche bibliographique sur les trois modes de transmission de la chaleur et les différents systèmes de refroidissement des composants électroniques, nous avons terminé ce chapitre par une étude détaillée sur les dissipateurs de chaleur

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la formulation mathématique du problème de la convection; les géométries étudiées, les équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites.

Dans le troisième chapitre, nous avons exposé la procédure de simulation numérique en utilisant le mailleur Gambit et le code Fluent.

Le quatrième chapitre est le chapitre le plus important de cette étude. Il comporte les résultats numériques obtenus et leurs interprétations pour les deux cas étudiés : le dissipateur rotatif et non-rotatif.

En fin, on termine ce mémoire par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

# **Chapitre I :**

## **Recherches Bibliographiques**

# Chapitre I :

## Recherche bibliographique

### I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes rayonnement, conduction et convection, cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiques tels que le refroidissement des processeurs, des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs, etc.

L'évolution technologique récente en électronique a 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. 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, le refroidissement par convection thermique reste la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes faibles puissances en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût. Il existe d'autres méthodes de refroidissement comme par liquide avec ou sans changement de phase.

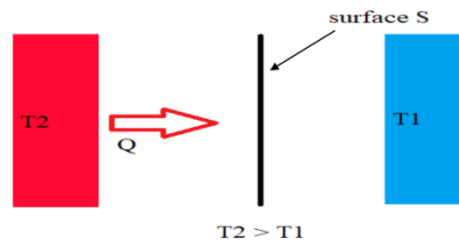
Nous présentons dans chapitre une étude descriptive des trois modes de transmission de chaleur. Puis nous exposons une synthèse bibliographique sur les différentes méthodes de refroidissement des composants électroniques en se basant sur les dissipateurs de chaleur.

### I.2. Modes de transfert thermiques

Le transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition des trois modes fondamentaux : conduction, convection, rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes déterminant, les effets des autres sont importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. En tenant compte de ces conditions, en va présenter ensuite le mécanisme d'apparition de chacun de ces modes. [1]

### I.2.1. Conduction

On sait que l'énergie interne d'un corps solide, liquide ou gazeux correspond à l'énergie cinétique de ses éléments constitutants qui se trouvent dans un mouvement permanent (atome, molécules, électrons libres). La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre deux corps ayant des niveaux énergétique – donc des températures – différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires.



**Figure I.1** : Transfert de chaleur par conduction. [2]

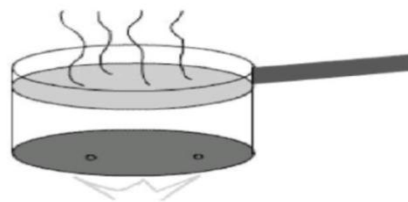
Dans le cas des gaz, le transfert thermique par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire et dans les liquides et les solides diélectriques il a lieu à l'aide des ondes élastiques. Pour les métaux, la conduction est déterminée essentiellement par la diffusion des électrons libres des zones plus chaudes vers les zones plus froides, les oscillations élastiques de la matrice cristalline jouant un rôle mineur.

Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert thermique tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules constituantes dans la masse du corps. [1]

### I.2.2. Convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides – liquides ou gaz – en mouvement.

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide – liquide ou gaz - entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui changent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles.



**Figure I.2** : Transfert de chaleur par convection. [2]

La convection peut apparaître entre des couches de fluide ayant des températures différentes ou entre un courant de fluide en écoulement au long d'une surface solide ayant une autre température que le fluide même. Elle est toujours accompagnée par la conduction dans le film mince de fluide adhérent à la surface solide, à l'intérieur duquel la chute de température est importante.

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement du fluide, on a deux types de convection : forcée et naturelle ou libre.

Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur, etc.) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide.

La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide situé dans un champ de forces massiques (par exemple champ gravitationnel).

La convection forcée est accompagnée en générale avec la convection libre. Les effets de cette dernière seront d'autant plus importants que la différence de température entre les particules sera plus grande et que la vitesse de fluide dans la convection forcée sera plus faible.

Des exemples typiques pour la convection sont : l'échauffement ou le refroidissement des fluides dans les échangeurs de chaleur, le refroidissement du café en soufflant au-dessus de la tasse, la préparation d'un gâteau dans un four à gaz, etc. [1]

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide et la surface d'échange :

$$\Phi = hS (T_f - T_p) \quad (I.1)$$

Avec

- ♣  $\Phi$  : Flux thermique (W).
- ♣  $h$  : Le coefficient de convection ( $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$ ).
- ♣  $S$  : La surface de contact solide/fluide ( $m^2$ ).
- ♣  $T_p$  : La température de paroi (K).
- ♣  $T_f$  : La température du fluide loin de la surface du solide (K).

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.

### I.2.2.1. La convection naturelle

Rappel de la définition : il s'agit de la description du mouvement d'un fluide engendré par les forces d'Archimède dues aux variations de la masse volumique avec la température. Il y a donc couplage de la dynamique et de la thermique. Le champ de vitesse transporte la chaleur et, du fait de la dépendance de  $\rho$  avec  $T$ . Agit sur la distribution de masse volumique ; en retour, les modifications de masse volumique créent du mouvement par le biais de la poussée d'Archimède. La convection naturelle est un phénomène important dans de nombreux procédés industriels :

- Refroidissement d'appareils électriques
- Collecteurs solaires
- Chauffage des locaux
- Centrales nucléaires [3]

### I.2.2.2. Convection forcée

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, turbine, ventilateur) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle. Voici quelques exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire à circulation forcée et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine.

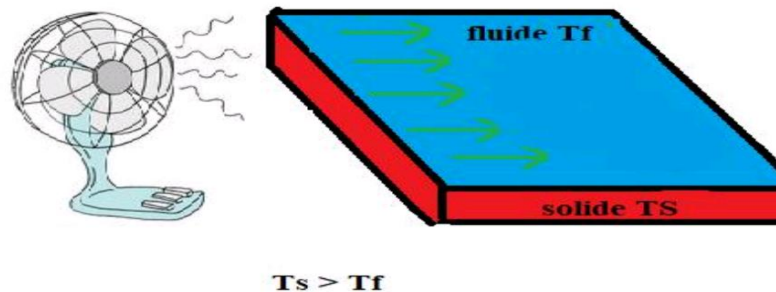


Figure I.3 : Schéma de la convection forcée [2]

Dans un environnement à microgravité comme dans l'espace, la convection naturelle n'est pas possible puisque la poussée d'Archimède s'exerce par la différence de force gravitationnelle sur des volumes de densités différentes. Ainsi la circulation de la chaleur doit être forcée dans une capsule spatiale. Une flamme aurait également de la difficulté à exister car les gaz de combustion resteraient près de la flamme, la coupant de l'apport d'oxygène. Il faut pour l'entretenir une circulation forcée pour éloigner ces gaz et amener l'oxygène. [4]

### **I.2.2.3. La convection mixte**

Dans la plupart des cas traités de convection thermique, la convection mixte occupe (si elle n'est pas purement et simplement omise) une place modeste après la convection forcée, puis la convection naturelle. C'est qu'il s'agit d'un sujet encombrant et complexe, sur lequel on manque d'éléments pour en présenter une vue générale et cohérente. Nous voudrions ici reconsidérer la place des différents phénomènes physiques qui interviennent dans la convection, et donner à la convection mixte la place centrale qui lui revient. Car tout transfert convectif fait obligatoirement appel à deux moteurs mécaniques : les forces de pression (caractérisées par un gradient de pression motrice gradient de  $p^*$ ) et les forces de flottabilité (caractérisées par un gradient de masse volumique dans le champ de pesanteur). L'origine de ces forces de flottabilité (dites aussi poussée thermique ou poussée d'Archimède) réside elle-même dans la dilatibilité du fluide en fonction de la température. Cependant, pour l'ingénieur (et aussi pour le chercheur...) l'approximation est une nécessité, et nécessité fait loi, dit-on en français. On voit donc qu'il est inévitable d'attribuer des « frontières » à la convection mixte, en précisant à quelles conditions la poussée thermique, ou bien la pression, peut être considérée comme négligeable dans les calculs. Ceci impose de fixer des limites – obligatoirement arbitraires, donc conventionnelles – entre convection naturelle (CN), convection mixte (CM) et convection forcée (CF). Dans cette perspective, la « CN pure » (gradient de pression motrice égal à zéro) et la « CF pure » (poussée thermique négligeable) se présentent comme des cas limites idéalisés, tandis que les situations de CN dominante et de CF dominante (appelées plus simplement CN et CF) doivent être caractérisées par des critères de discrimination clairs et physiquement fondés. Nous nous proposons en particulier, dans ce qui suit, de tracer quelques pistes pour de tels critères. Pour mémoire, rappelons d'abord les équations générales qui régissent les champs de vitesse et de température dans un écoulement anisotherme de fluide dilatable. Elles expriment respectivement le bilan de masse (équation de continuité), le bilan de quantité de mouvement, et le bilan d'énergie. [5]

### I.2.3. Rayonnement

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique – énergie interne – des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

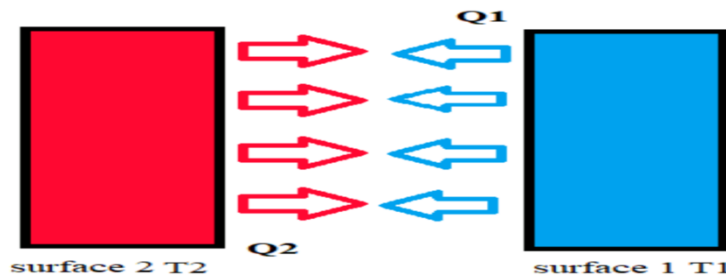


Figure I.4 : Schéma représente le rayonnement [2]

Le rayonnement thermique n'exigeant pas un support matériel, il peut se produire même en vide. Il a une grande importance pour le transfert thermique subi par des corps solides, des gaz et dans l'espace (cosmique), son effet étant plus marqué à des températures très élevées.

Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, la préparation de la nourriture sur un radiateur électrique, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermiques, etc. [1]

## I.3. Les nombres adimensionnels

### I.3.1. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est le rapport de la chaleur réelle transférée par convection par le fluide en mouvement sur le transfert de chaleur équivalent qui se produirait par conduction :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (I.2)$$

Avec

♣  $h$  : Le coefficient de convection ( $W.K^{-1} .m^{-2}$ ).

♣  $L$  : Une longueur caractéristique (m).

♣  $\lambda$  : La conductivité thermique ( $W.K^{-1} .m^{-1}$ ).

**I.3.2. Le nombre de Reynolds  $Re$** 

Le nombre de Reynolds caractérise le régime de l'écoulement, laminaire ou turbulent :

$$Re = \rho V L / \mu \quad (I.3)$$

Avec

- ♣  $\rho$  : La masse volumique du fluide ( $\text{kg.m}^{-3}$ ).
- ♣  $V$  : La vitesse du fluide en ( $\text{m.s}^{-1}$ ).
- ♣  $L$  : Une longueur caractéristique (m).
- ♣  $\mu$  : La viscosité dynamique du fluide ( $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ ).

**I.3.3. Le nombre de Grashof**

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand. On définit le nombre de Grashof de la manière suivante :

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T . L^3}{\nu^2} \quad (I.4)$$

Avec :

- $L$  : Une longueur caractéristique (m).
- $\Delta T$  : L'écart de température caractéristique (K).
- $g$  : L'accélération de la gravité ( $\text{m.s}^{-2}$ ).
- $\beta$  : le coefficient de dilatation ( $\text{K}^{-1}$ ).
- $\nu$  : La viscosité cinématique.

**I.3.4. Le nombre de Prandtl**

Il représente le rapport entre la viscosité cinématique  $\nu$  et la diffusivité thermique  $\alpha$ . Il compare la rapidité des phénomènes de diffusion thermique et de diffusion visqueuse dans un fluide. Ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, un physicien allemand et s'écrit :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.5)$$

Et

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (I.6)$$

### I.3.5. Le nombre de Richardson

Le nombre de Richardson est un nombre sans dimension utilisé notamment en thermodynamique qui a été développé par Lewis Fry Richardson, physicien et mathématicien anglais. Il s'agit du rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle d'une parcelle de fluide et son énergie cinétique :

$Ri = \text{Energie potentielle} / \text{Energie cinétique}$ .

Le nombre de Richardson s'exprime de plusieurs manières :

$$Ri = \frac{\rho \beta \Delta T L}{\nu^2} \quad (I.7)$$

Ou

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.8)$$

### I.3.6. Le nombre de Rayleigh

Il exprime le rapport entre les forces de poussées par les effets visqueux et la diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh est la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, Il s'écrit :

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (I.9)$$

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\alpha \nu} \quad (I.10)$$

## I.4. Les phénomènes thermiques en électronique

L'évolution de l'électronique conduit à une intégration de plus en plus poussée. Si en 1958 il n'y avait qu'un transistor par circuit, il y en a maintenant au moins un demi-million par pastille de silicium (puce) des circuits intégrés. La technologie utilisée dans la réalisation des transistors des puces a évolué en diminuant la consommation par transistor, on observe néanmoins une augmentation de la puissance dissipée par unité de surface de puce. L'augmentation très rapide du nombre de transistors n'a pu être compensée par la diminution de la dissipation thermique. En réalité, les problèmes thermiques que l'on rencontre dans les équipements ne sont pas liés à la puissance mais à la température ; or, celle-ci est une fonction directe de la densité de puissance. Dans certains ordinateurs, la puissance dissipée par unité de surface de puce est de l'ordre de  $500 \text{ kW/m}^2$ , c'est-à-dire tout à fait comparable aux densités de flux rencontrées au nez d'une navette spatiale lorsqu'elle rentre dans l'atmosphère.

Dans la vie d'un matériel quelconque, les défaillances ont deux causes principales :

- Celles dues à sa conception et/ou aux éléments qui le composent ;
- Celles dues à l'environnement dans lequel il est placé.

Les contraintes climatiques résultent principalement des effets dus :

- à la température ;
- à l'action de l'humidité : elle favorise la corrosion, entraîne des modifications de résistances d'isolement et intervient au cours des échanges thermiques au niveau des conductivités thermiques qui varient avec la teneur en eau ;
- à la pression atmosphérique : intervenant dans la ventilation destinée à évacuer la puissance dissipée ainsi que dans le renouvellement d'air ;
- au rayonnement solaire qui peut provoquer un échauffement supplémentaire non négligeable.

D'autres contraintes climatiques peuvent intervenir telles les pluies, le vent, la neige, le verglas, la rosée, le brouillard... suivant le lieu et la période d'utilisation.

Tous les composants électroniques sont sensibles à la température : ils ont des performances médiocres en dehors de certaines limites de température et peuvent être détruits si la température est largement en dehors de ce domaine de fonctionnement. Les domaines de fonctionnement sont spécifiés par les fabricants et sont couramment les suivants :

- industrie : 0 à 70 °C ;
- civil : - 20 à + 85 °C ;
- militaire : - 55 à 125 °C.

La température maximale de fonctionnement garanti est toujours mentionnée par le fabricant. L'influence de la température se manifeste sur :

- les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller plus ou moins brutalement jusqu'à la défaillance ;
- le packaging qui est soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état, de

structure physique. Le fluage et le relâchement des contraintes dans les matériaux sont accélérés par la température et peuvent conduire à des ruptures d'éléments ;

- les cycles thermiques auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficient de dilatation différent induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture à plus ou moins long terme ;
- le taux de défauts des composants suit une loi d'Arrhenius en fonction de la température.

L'évacuation de la chaleur est donc un problème crucial. L'objectif du refroidissement des équipements électroniques est donc de maintenir la température de chaque élément à sa température nominale de fonctionnement. [6]

## **I.5. Systèmes de refroidissement**

Il existe différentes technologies de systèmes de refroidissement qu'il est possible classer en deux grandes catégories :

♣ Les systèmes de refroidissement actifs : cette technique est basée sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessite l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide caloporteur ainsi qu'un circuit externe afin d'évacuer la chaleur du système vers l'extérieur.

♣ Les systèmes de refroidissement passifs : ils ne nécessitent pas d'alimentation externe ce qui diminue le coup énergétique. Un refroidissement passif peut lui-même être classé en deux sections : direct ou indirect suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques.

Dans le cas du refroidissement direct, le fluide de refroidissement doit être diélectrique (résistivité électrique élevée, bonne résistance au claquage), il doit présenter une faible viscosité, une faible tension superficielle et enfin une bonne compatibilité chimique avec les matériaux présents. Les facteurs intervenant lors de la conception de cette installation sont : la puissance du système, la nature du fluide caloporteur, la température d'entrée, etc. [7]

### **I.5.1. Les systèmes de refroidissement monophasiques**

Les échangeurs monophasiques intègrent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement est réalisé sans changement d'état. La puissance à dissiper est évacuée vers

l'extérieur par la conduction, la convection et le transport capacitif. Le fluide se « charge » de la puissance dissipée par l'élément électronique, élevant la température du fluide. Il existe deux types de système de refroidissement fluide : les systèmes de refroidissement monophasique gazeux (dans la plus part des cas l'air) et les refroidissements liquides.

### **I.5.2. Système de refroidissement à l'air**

Les systèmes de refroidissement à l'air sont utilisés pour les éléments électroniques dont la contrainte thermique est faible. Les principaux avantages de ce système de refroidissement est sa relative simplicité et le faible coût de mise en œuvre technique. Les échanges entre l'élément électronique qui est la source thermique, et l'environnement qui est le dissipateur, sont convectifs et radiatifs. [7]

#### **I.5.2.1. Convection naturelle dans l'air**

L'élément électronique est placé dans l'air ambiant au repos, la différence de température entre le milieu ambiant et l'élément électronique permet un échange dont le coefficient d'échange  $h$  est compris entre 5 et 25 ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ). Pour utiliser la convection de puissance pour de plus hauts niveaux de puissance à évacuer, les systèmes de refroidissement à air ont besoin d'ailettes, conférant au refroidisseur une surface d'échange plus importante entre l'élément à refroidir et le milieu ambiant. L'utilisation de ces systèmes permet d'augmenter le coefficient d'échange  $h$  jusqu'à un rapport entre 20 et 25 ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) à 500( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) dans le cas d'une convection naturelle et 3000 ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) dans le cas d'une convection forcée. Dans le cas de convection à l'air utilisant un accroissement de la surface d'échange, il faut ainsi déterminer le point de fonctionnement thermique du refroidisseur pour bénéficier d'un refroidissement optimum (exemple : détermination l'espace des ailettes). [7]

#### **I.5.2.2. Convection forcée dans l'air**

Le soufflage d'air forcé grâce à des ventilateurs est la méthode la plus utilisée en refroidissement de composants électroniques de par sa simplicité de mise en œuvre, de son coût et de sa fiabilité. L'air est mis en mouvement par le biais de générateur d'écoulement (ventilateur). Le coefficient d'échange  $h$  est de l'ordre de 10 à 500  $W.m^{-2}.K^{-1}$ .

Le refroidissement par ventilateur piézoélectrique est une autre technique de refroidissement basée sur le soufflage d'air. Le principe de fonctionnement réside en une lame en céramique alimentée en courant électrique, se mettant à osciller à de très hautes

fréquences. Un mouvement d'air est créé pouvant augmenter le coefficient d'échange convectif jusqu'à 100% comparé à un échange convectif par ventilateur « classique ».

Ces dernières années avec l'augmentation de la densité thermique des composants, les radiateurs ont atteint des dimensions impactant l'encombrement. La limite de la densité thermique des composants est probablement atteinte avec ce type de refroidissement, d'où la nécessité du passage à un refroidissement plus efficace en changeant de liquide caloporteur, notamment. L'exemple classique est le refroidissement liquide grâce à des radiateurs à eau, par analogie avec le refroidissement à air avec radiateurs à air. Le transfert thermique par la chaleur sensible est de l'ordre de 3000 fois supérieure pour l'eau comparée à l'air. [7]

### **I.5.3. Système de refroidissement liquide**

Le refroidissement liquide monophasique indirect est implémenté dans les composants électroniques sous la forme d'une plaque à eau dans laquelle circule un liquide caloporteur ou de canalisation fluide accolées aux parois à refroidir. Un système composé principalement d'une pompe et d'un échangeur permet d'évacuer la chaleur contenue dans le liquide caloporteur vers l'extérieur du serveur.

Des variantes du refroidissement liquide par plaque froide existent. La différence réside dans le diamètre hydraulique des canaux constituant la plaque. La performance thermique de la plaque froide est inversement proportionnelle à la taille des canaux mais le bilan des pertes de charge hydraulique est, quant à lui, proportionnel. Pour des diamètres de canaux compris entre 10 et 800  $\mu\text{m}$ , la plaque froide est dite à micro-canaux et pour des diamètres de 1 à 10 mm, elle est dite à mini-canaux. Au-delà de 10 mm, ces systèmes sont usuellement appelés plaque froide.

Le choix d'un fluide de refroidissement doit être en relation avec :

- ♣ Les performances hydrauliques (pertes de charge, viscosité...) et thermiques (conductivité thermique...) puisque une réduction du transfert thermique et du coefficient visqueux peuvent réduire les performances du système de refroidissement.
- ♣ Les conditions de stockages du fluide.
- ♣ Le coût.
- ♣ Les contraintes de pollution.
- ♣ La sécurité.

Le fluide caloporteur le plus couramment utilisé est de l'eau glycolée en raison de sa conductivité thermique élevée, de sa grande capacité calorifique et de sa disponibilité. Le coefficient d'échange  $h$  de l'eau en convection forcée est de l'ordre de 3000 à 10000 ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ).

Pour un échangeur parcouru par un fluide, la résistance est due à la convection thermique et aux transferts de flux au fluide, dépendant des paramètres physiques suivants caractérisant le fluide :

- ♣ La masse volumique.
- ♣ La viscosité dynamique.
- ♣ La conductivité thermique.
- ♣ La chaleur spécifique massique.

Ces paramètres physiques sont souvent utilisés à la température moyenne du fluide de refroidissement. Cependant il varie en fonction de la température, du vieillissement et l'encrassement du liquide. Plusieurs études ont mise en évidence que les propriétés de ce fluide caloporteur varient selon la période d'utilisation des composants électroniques. Pour le dimensionnement du système de refroidissement, il est ainsi impératif de prendre en compte la dégradation du fluide caloporteur et de prendre une marge de dimensionnement pour tolérer ces dérives de performances.

Pour des environnements où l'utilisation des liquides caloporteurs classiques (eau, le mélange eau éthylène-glycol,...) n'est plus possible à cause des écarts de température haute/basse (dans l'espace par exemple), l'utilisation des métaux liquides est obligatoire. En raison de leurs excellentes propriétés physiques, les systèmes de refroidisseur pour électronique utilisant des métaux liquides (les alliages à base de gallium ont une conductivité thermique de  $30 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , soit 40 fois plus que l'eau). En plus de leur forte conductivité thermique, les métaux liquides sont de bons conducteurs électriques, permettant ainsi l'utilisation de pompes électromagnétiques ou magnétodynamiques. Ce type de pompe repose sur l'utilisation couplée d'un champ magnétique et d'un courant électrique créant une force de Laplace entraînant le fluide à travers le circuit. Des flux thermiques de l'ordre de 200 W.

$\text{cm}^{-2}$  peuvent être évacués à un débit de 0.3 l/min et la perte d'énergie hydraulique dans ce cas est de 15 kPa.

Des inconvénients à l'utilisation d'un liquide dans un système de refroidissement doivent être considérés : fuites du liquide, corrosion, poids supplémentaire et enfin condensation. Lors d'un refroidissement actif par un liquide, une boucle fermée est utilisée dans laquelle le fluide de refroidissement doit être refroidi. Dans ce système, on retrouve outre l'équipement électrique à refroidir une pompe, un régulateur de débit, un réservoir de stockage et enfin un échangeur thermique. [7]

## I.6. Généralités sur les dissipateurs de chaleurs

### I.6.1. Définition d'un dissipateur de chaleur

On appelle dissipateur thermique (encore appelé refroidisseur ou radiateur ou heat sinks en Anglais) tout dispositif placé sur un boîtier de composant qui a pour rôle de faciliter le refroidissement d'un semi-conducteur. [8]

### I.6.2. Différents types des dissipateurs de chaleur

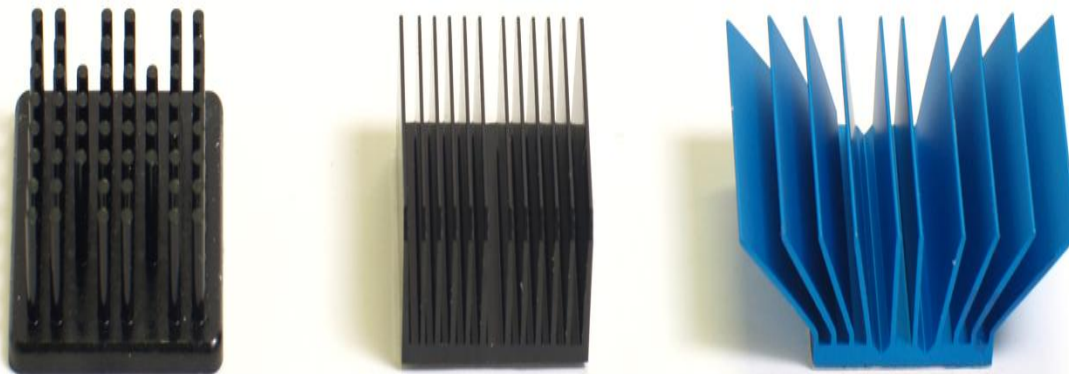
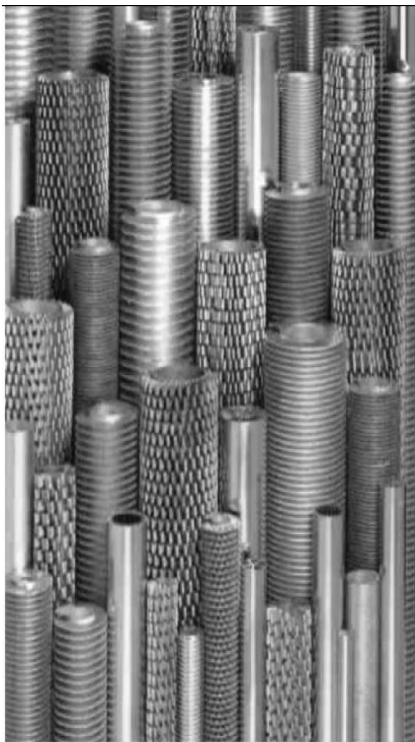


Figure I.5 : Types de dissipateur de chaleurs à ailettes droites et évasées [9].

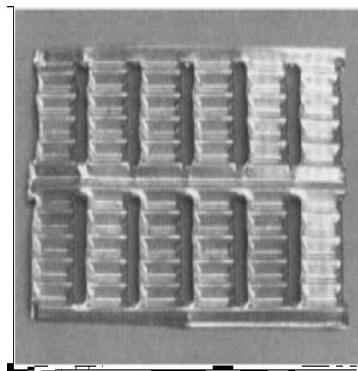
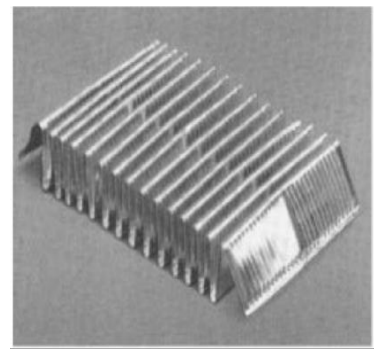
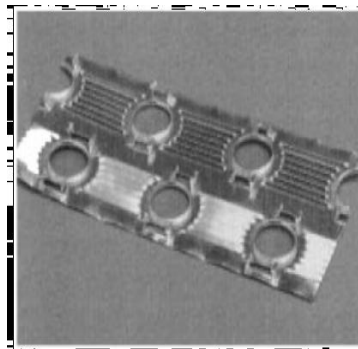
#### I.6.2.1. Les surfaces étendues

Plus communément appelées surfaces à ailettes, fournissent un élargissement effectif de surface de transfert de chaleur. Des ailettes simples ont été utilisées couramment dans de nombreuses enceintes pour l'optimisation de transfert thermique. Les développements les plus récents ont conduit à des surfaces à ailettes modifiées qui tendent également à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement en plus d'augmenter

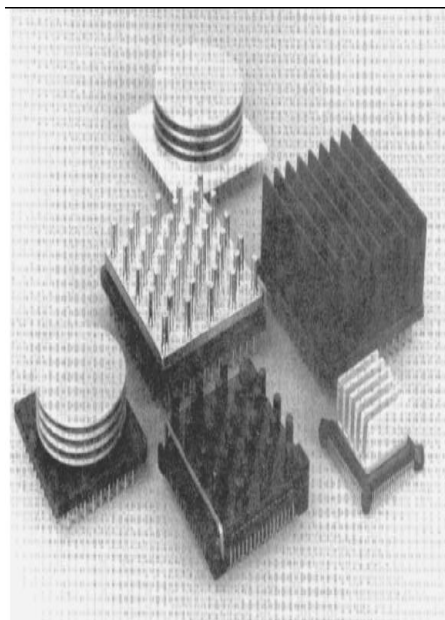
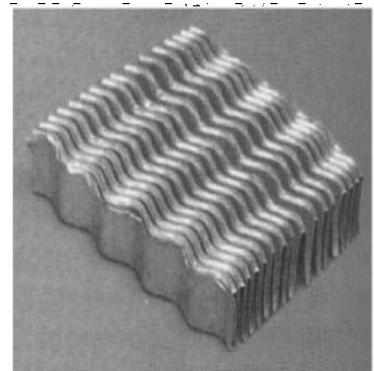
la surface. Les applications de cette technique couvrent un large spectre de dispositifs d'échange de chaleur. [10]



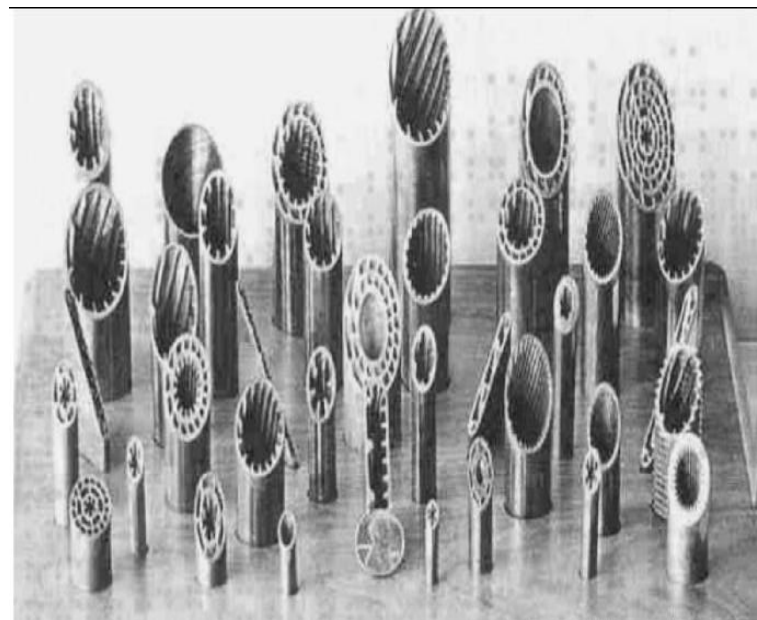
(a)



(b)

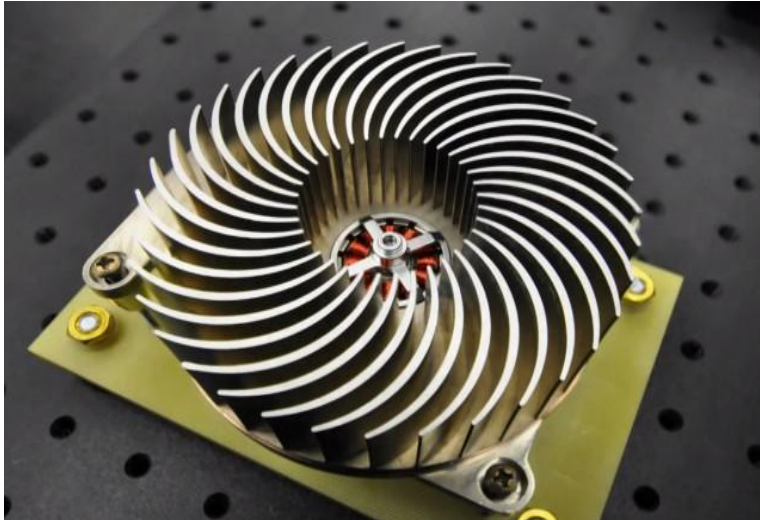


(c)



(d)

**Figure I.6 :** Exemples des surfaces étendues, (a) tubes avec circonférentiel et bandes à ailettes sur leur surface extérieure, (b) quelques géométries d'ailettes améliorées, (c) dissipateurs thermiques à ailettes typiques utilisé pour le refroidissement électronique, (d) tubes à ailettes intérieures. [10]



**Figure I.7** : Dissipateur de chaleur rotatif. [11]

### I.6.3. But du dissipateur de chaleur

Le but du dissipateur est d'augmenter la surface de contact du boîtier du composant avec l'air ambiant en améliorant ainsi l'évacuation de la chaleur et donc facilitant les échanges thermiques. Il est bien entendu que le dissipateur doit être donc mécaniquement et thermiquement en contact. [8]

### I.6.4. Critère de choix du dissipateur

Pour choisir un dissipateur deux critères de choix sont à prendre en compte :

- ✓ **La forme du dissipateur** : Il existe des dissipateurs adaptés à chaque forme de boîtier.
- ✓ **Sa résistance thermique** : Elle s'exprime en degrés par Watt et définit les performances thermiques du dissipateur. Plus elle est petite, plus le dissipateur est meilleur.
- ✓ D'autres critères rentrent en compte dans le choix comme par exemple l'encombrement, son type de montage (clipsage, vissage, collage) et son prix. [8]

Le choix du dissipateur ne peut être effectué qu'en connaissance des éléments suivants :

- Nombre et type des composants à refroidir, donc connaissance du boîtier utilisé pour chaque composant (composant discret, module, presspack...);

- Pertes générées par chaque composant (dépendent du cycle de fonctionnement et de la topologie du montage), surcharges éventuelles ;
- Mode de refroidissement souhaité (convection naturelle, ventilation forcée, chambres à eau...);
- Contraintes mécaniques et intégration du système dans son environnement final (contraintes diélectriques, fixation du montage, mise en coffret). [12]

**I.6.5. Définition de l'ailette**

L'ailette est un dispositif qui permet de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite) mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique. [13]

**I.6.6. Les différents types des ailettes**

Les différents types d'ailettes sont regroupés en deux grandes parties :

- **Ailettes continues**

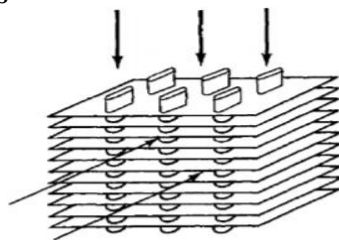


Figure I.8 : Exemple typique d'une surface étendue continue. [13]

- **Ailettes indépendantes**

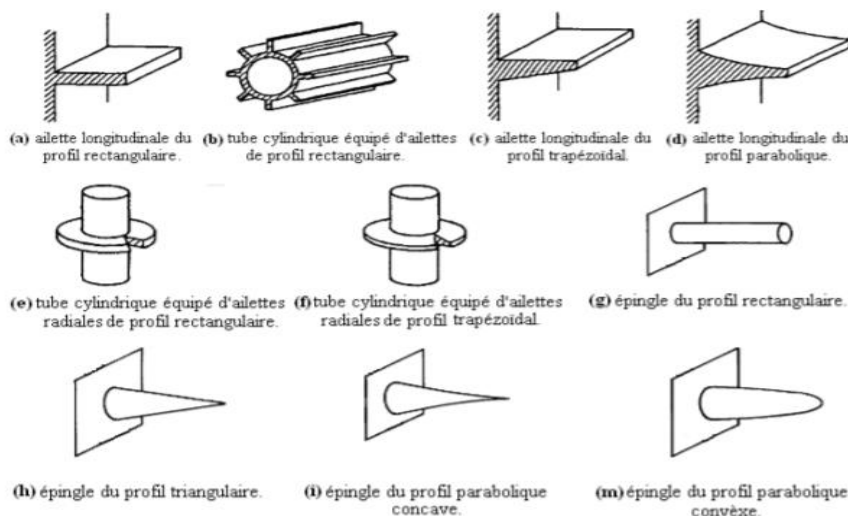


Figure I.9 : Quelques exemples typiques de surfaces étendues indépendantes. [13]

**I.6.7. Efficacité d'ailette :**

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée par l'ailette à la puissance thermique théorique qu'elle serait capable d'échanger si toute la surface de l'ailette est à la température de sa base  $T_b$ . [13]

$$\eta = \frac{q_{rel}}{q_{th}} \quad (I.11)$$

**I.7. Conclusion :**

Dans ce chapitre, nous avons présenté les trois modes de transfert de chaleur ; par convection, par conduction et par rayonnement. On a aussi détaillé les différentes méthodes de refroidissement des composants électroniques, en se basant sur le refroidissement par convection en utilisant le dissipateur de chaleur.

# **Chapitre II :**

## **Formulation Mathématique**

# Chapitre II

## Formulation Mathématique

### II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les configurations étudiées, les hypothèses simplificatrices, ainsi que les équations de continuité et de quantité de mouvement couplées à l'équation d'énergie pour le fluide et le solide, qui régissent le phénomène de la convection mixte incompressible et stationnaire dans une nouvelle conception du dissipateur de chaleur. La résolution complète du problème de la convection dans la géométrie étudiée revient à déterminer en tous points les grandeurs caractéristiques du fluide, soit la vitesse définie par ces trois composantes spatiales dans un système approprié de coordonnées, la pression P et la température T.

### II.2. Les géométries du problème étudié

#### II.2.1. 1<sup>er</sup> cas : Dissipateur de chaleur non rotatif

Les configurations étudiées ainsi que les conditions aux limites sont schématisées sur les figures II.1 à II.6, il s'agit d'un dissipateur de chaleur en Aluminium de nombre d'ailettes variable (forme d'arc) de hauteur de 25.4 mm et avec une épaisseur variable placés sur une base circulaire d'épaisseur de 2 mm et de rayon intérieur de 25.4 mm et un rayon extérieur de 50.8 mm, le dissipateur est fixé sur une plaque plane circulaire de diamètre de 101.6 mm .

**Tableau II.1** : Les dimensions de la géométrie.

L'angle $\theta^\circ$	Nombre d'ailettes n	Hauteur d'ailette H (mm)	Epaisseur d'ailette $e_{\max} - e_{\min}$ (mm)	Epaisseur de la plaque (mm)	Epaisseur de la base (mm)	Rayon intérieur (mm)	Rayon extérieur (mm)
20	18	25.4	2.64-0	2	7	15.4	40.8
15	24	25.4	2.64-0	2	7	15.4	40.8
10	36	25.4	2.64-0	2	7	15.4	40.8

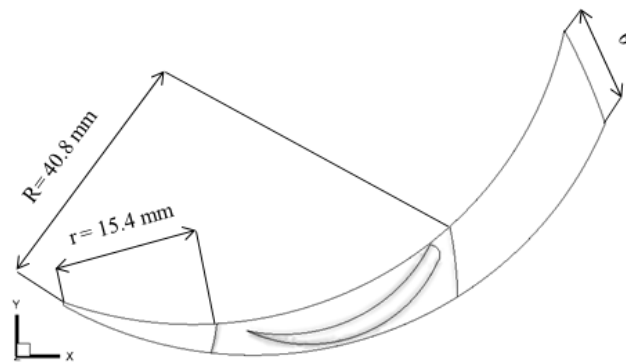


Figure II.1 : Vue horizontale de la géométrie.

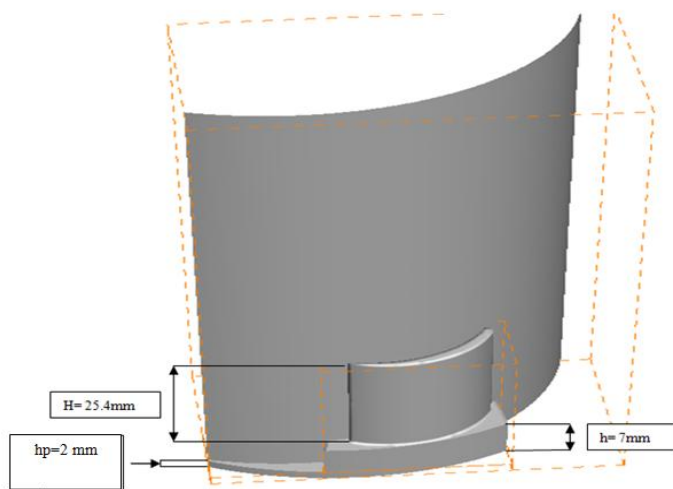


Figure II.2 : Vue verticale de la géométrie.

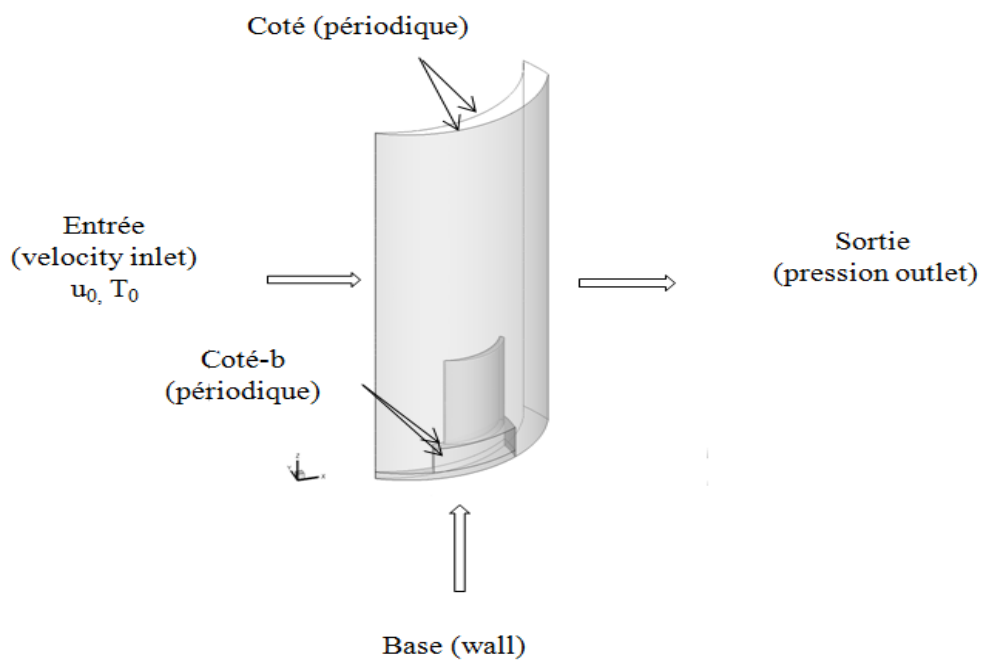
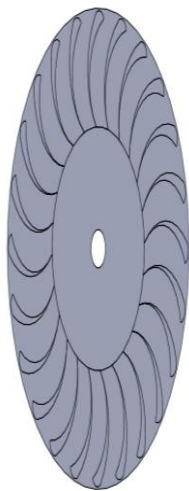


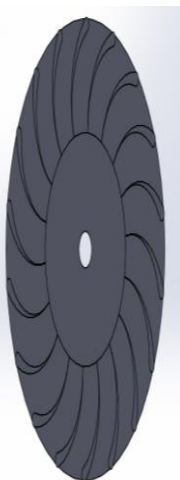
Figure II.3 : Présentation des conditions aux limites.



**Figure II.4** : Un dissipateur de chaleur à 36 ailettes.



**Figure II.5** : Un dissipateur de chaleur à 24 ailettes



**Figure II.6**: Un dissipateur de chaleur à 18 ailettes.

### II.2.2. 2<sup>ème</sup> cas : Dissipateur de chaleur rotatif

La géométrie étudiée dans ce deuxième cas est exactement la même que l'initiale (voir Figures II. 1(II.6) seulement, le dissipateur de chaleur dans ce cas tourne avec une vitesse de rotation  $\omega = 500\text{tr/min}, 750\text{tr/min}, 1000\text{tr/min}$

## II.3. Elément mathématiques de base (équations gouvernantes)

### II.3.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{II.1})$$

( $i=1, 2, 3$  : indice de sommation)

### II.3.2. Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.2})$$

Où :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i)$  : représente le taux de variation de la quantité de mouvement

$\frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j}$  : représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction  $i$ ,

par mouvement du fluide.

$F_i$  : représente les forces de volume suivant la direction  $i$ .

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$  : représentes les forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$  : Les forces visqueuses.

L'équation (II.2) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux compressible pour un régime transitoire.

### II.3.3. L'équation de l'énergie

$$\rho C_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \Phi \quad (\text{II.3})$$

$K$  : La conductivité thermique.

$C_p$  : La chaleur spécifique à pression constante.

$\rho$  : La masse volumique.

$q$  : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide.

$\Phi$  : La dissipation visqueuse.

#### II.4. Hypothèse simplificatrices

La modélisation du système étudié repose sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents ( $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ ).
2. Le régime est laminaire.
3. Le fluide est Newtonien et incompressible.
4. Milieu continu.
5. Écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées  $x$ ,  $y$  et  $z$ ).
6. La dissipation visqueuse est négligeable ( $\mu \Phi = 0$ ).
7. Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques ( $\rho, C_p, \mu, k$ ) sont supposées constantes.
8. L'approximation de Boussinesq est validée, elle se réduit à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ( $\rho = \rho_0$ ), sauf au niveau du terme gravité. La variation de  $\rho$  en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (\text{II.4})$$

$T_0$  : Température de référence.

$\beta$  : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

$\rho_0$  : Masse volumique du fluide.

Sachant que :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (\text{II.5})$$

$\beta$  : Le coefficient de dilatation à pression constante.

$$P' = P - \rho_0 \cdot g \cdot y \quad (\text{II.6})$$

Où  $P'$  est la pression statique.

Le gradient de pression s'écrit comme suit :

$$-\frac{\partial P'}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho_0 g \quad (\text{II.7})$$

Si  $(x, y, z)$  et  $(u, v, w)$  sont respectivement les trois coordonnées dimensionnelles et les trois composantes de vitesse dimensionnelles, et on prend en considération les hypothèses simplificatrices citées ci-dessus, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.8})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant x :**

$$\left[ \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[ \tau \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \tau \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \tau \frac{\partial u}{\partial z} \right] \right\} (\text{II.9})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant y :**

$$\left[ \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[ \tau \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \tau \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \tau \frac{\partial v}{\partial z} \right] \right\} (\text{II.10})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement suivant Z:**

$$\left[ \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[ \tau \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \tau \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \tau \frac{\partial w}{\partial z} \right] \right\} + g\beta (T - T_0) \quad (\text{II.11})$$

- **Equation de l'énergie**

- **Pour l'air :**

$$\rho C_p \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[ K_f \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ K_f \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ K_f \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{II.12})$$

- **Dans les ailettes solides :**

$$K_s \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (\text{II.13})$$

## II.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci-dessous :

- ❖ L'entrée : (velocity inlet) :

$$u = u_0, T_0 = 293.16 \text{ K}.$$

- ❖ La sortie : (pressure outlet) :

$$P = P_{atm}, \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

- ❖ La base (Wall) subit un flux de chaleur  $\phi = 100 \text{ W}$

- ❖ Coté : représente les limites de fluide (l'air) (périodique).
- ❖ Coté-b : représente les limites de solide (l'aluminium) (périodique)
- ❖ Les interfaces parois –fluide sont couplées :

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{paroi}} = k_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{paroi}}$$

## II.6. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique

### II.6.1. Nombre de Reynolds

C'est Reynolds, un ingénieur anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui a introduit ce nombre qui porte son nom et qui est constamment utilisé dans les calculs. Il est fonction de trois paramètres : Le diamètre "D", la vitesse "u<sub>0</sub>" de et de la viscosité cinématique du fluide "ν".

$$Re = \frac{u_0 D_h}{\nu_f} \quad (\text{II.14})$$

u<sub>0</sub>: vitesse d'entrée du fluide [m/s].

D<sub>h</sub> : Diamètre hydraulique [m].

ν<sub>f</sub> : viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s].

$$D_h = \frac{4V_f}{A_f} \quad (\text{II.15})$$

Où

V<sub>f</sub> : est le volume total du fluide à l'intérieur du dissipateur de chaleur.

A<sub>f</sub> : est la surface mouillée, qui est définie comme la surface de transfert de chaleur par convection en contact avec le fluide de refroidissement.

### II.6.2. Coefficient d'échanges convectif h :

Le coefficient d'échanges thermique est un coefficient quantifiant le flux d'énergie traversant un milieu, par unité de surface, de volume ou de longueur. Il est exprimé en [W/ m<sup>2</sup>K]

$$h = \frac{q_c}{A(\bar{T}_w - \bar{T}_m)} \quad (\text{II.16})$$

q<sub>c</sub> : Quantité de chaleur définie par l'expression suivante :

$$q_c = \dot{m} C_p (\bar{T}_{out} - \bar{T}_0) \quad (\text{II.17})$$

$\bar{T}_{out}$  : Température moyenne de sortie [K].

$T_0$  : Température d'entrée [K].

$\dot{m}$  : Débit massique [kg/s].

$C_p$  : Capacité calorifique massique à pression constante.

$A$  : surface d'échange thermique [ $m^2$ ].

$$\bar{T}_{\text{out}} = \frac{\iint_A T u \, dA}{\iint_A u \, dA} \quad (\text{II.18})$$

$$\bar{T}_W = \frac{1}{A} \iint T \, dA \quad (\text{II.19})$$

$$\bar{T}_m = \frac{\iiint_V T u \, dV}{\iiint_V u \, dV} \quad (\text{II.20})$$

$\bar{T}_W$  : Température moyenne de la surface d'échange.

$\bar{T}_m$  : Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique.

### II.6.3. Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé convectif. Le nombre de Nusselt moyen a été défini comme suit:

$$\bar{N}_u = \frac{h_m D_h}{k_f} \quad (\text{II.21})$$

$h_m$  : Coefficient de convection moyen [ $W/m^2 K$ ].

$k_f$  : Conductivité thermique du fluide [ $W/m K$ ].

### II.6.4. La résistance thermique

L'indice important du taux de transfert de chaleur est la résistance thermique  $R_{th}$ , qui est considérée comme une caractéristique des performances thermiques des ailettes :

$$R_{th} = \frac{T_w - T_0}{q_c} \quad (\text{II.22})$$

$T_w$  : Température de la surface d'échange [K].

$T_0$  : Température d'entrée [k].

$q_c$  : Flux de chaleur [W]

**II.7. Conclusion**

Dans ce chapitre on a présenté les différentes géométries étudiées, ainsi que les équations régissant notre problème, on a présenté aussi les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices. Pour la résolution des équations gouvernantes on va utiliser le logiciel Fluent et pour la création de la géométrie et le maillage on va utiliser le logiciel Gambit. Les étapes de l'utilisation de ces logiciels sont détaillées dans le chapitre suivant.

**Chapitre III :**  
**Procédures de Simulation**  
**Numérique**

# Chapitre III

## Procédures de Simulation Numérique

### III.1.Introduction

Dans notre étude, nous avons effectué la résolution numérique des équations aux dérivées partielles sur une configuration tridimensionnelle par la méthode des volumes finis adoptée par le logiciel CFD Fluent 6.3.26. Le maillage des géométries a été réalisé en utilisant le préprocesseur Gambit 2.2.30 pour les différentes configurations étudiées

Dans ce chapitre, on va donner des généralités sur les deux logiciels Gambit et Fluent, après on présente les différentes étapes principales de création de la géométrie étudiée et le maillage choisi, ainsi les étapes de simulation par Fluent.

### III.2.Présentation des logiciels Gambit et Fluent

Le logiciel gambit est un mailleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométries d'un problème de CFD. Il génère des fichiers <<\*.mesh>> pour fluent.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et définition des domaines de calculs.

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est le solveur. Le maillage doit être réalisé avec un mailleur, Gambit par exemple, qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique.

Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grande nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspect de la mécanique des fluides : Ecoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence, combustion, transport des particules, écoulement en milieux poreux, maillage mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage... Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dual core, plateforme multi CPU).

Fluent peut modéliser les phénomènes suivants :

- Ecoulement dans des géométries 2D et 3D en utilisant des maillages adaptifs non structurés.
- Analyse stationnaire ou instationnaire.
- Ecoulement incompressible ou compressible.
- Ecoulement non- visqueux, laminaire ou turbulent.
- Ecoulement Newtonien ou non-Newtonien.
- Transfert de chaleur par convection naturelle ou forcée...

### III.3. Notice d'utilisation de Gambit

#### III.3.1. Vue globale

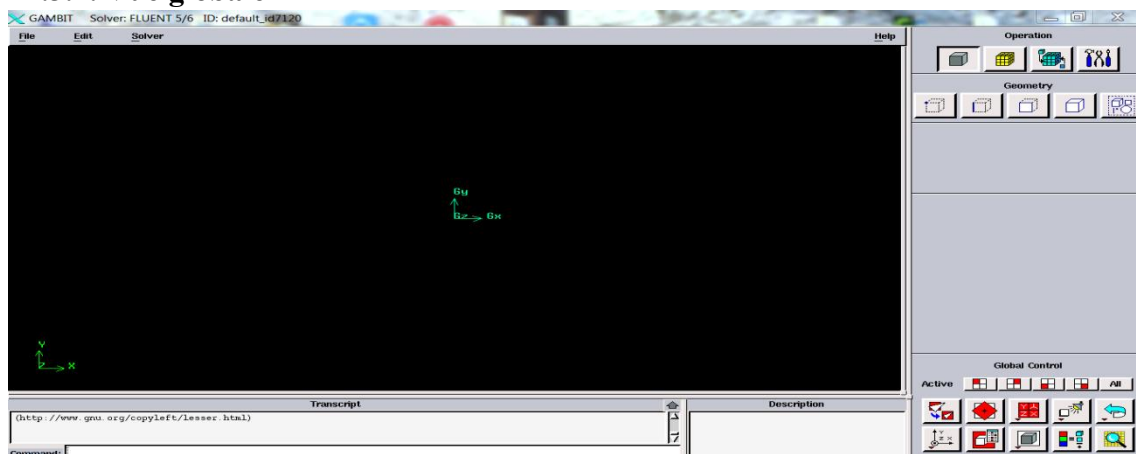


Figure III.1 : Vue globale de Gambit.

#### III.3.2. Nommer le système

File → New → Create new session

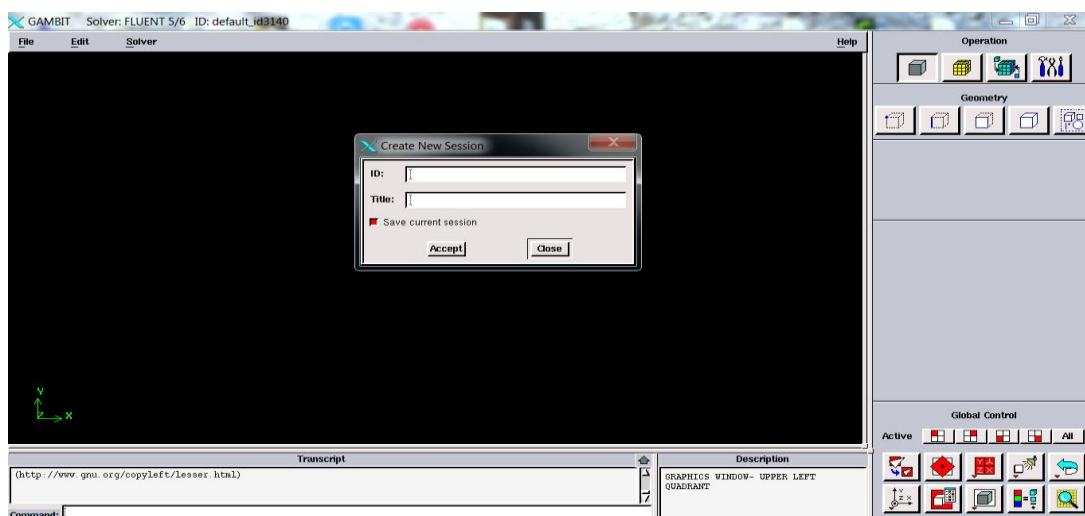
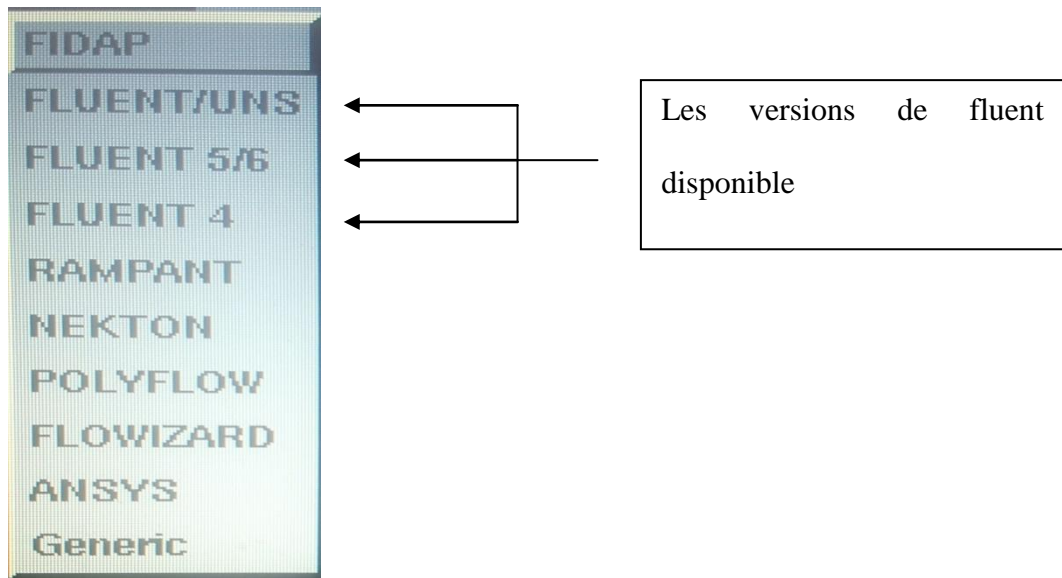


Figure III.2 : Nommer le système.

### III.3.3. Choix du solveur



### III.3.4. Création de la géométrie

#### III.3.4.1. Création de points (vertex)

Operation  $\longrightarrow$  Geometry  $\longrightarrow$  vertexe  $\longrightarrow$  Create.

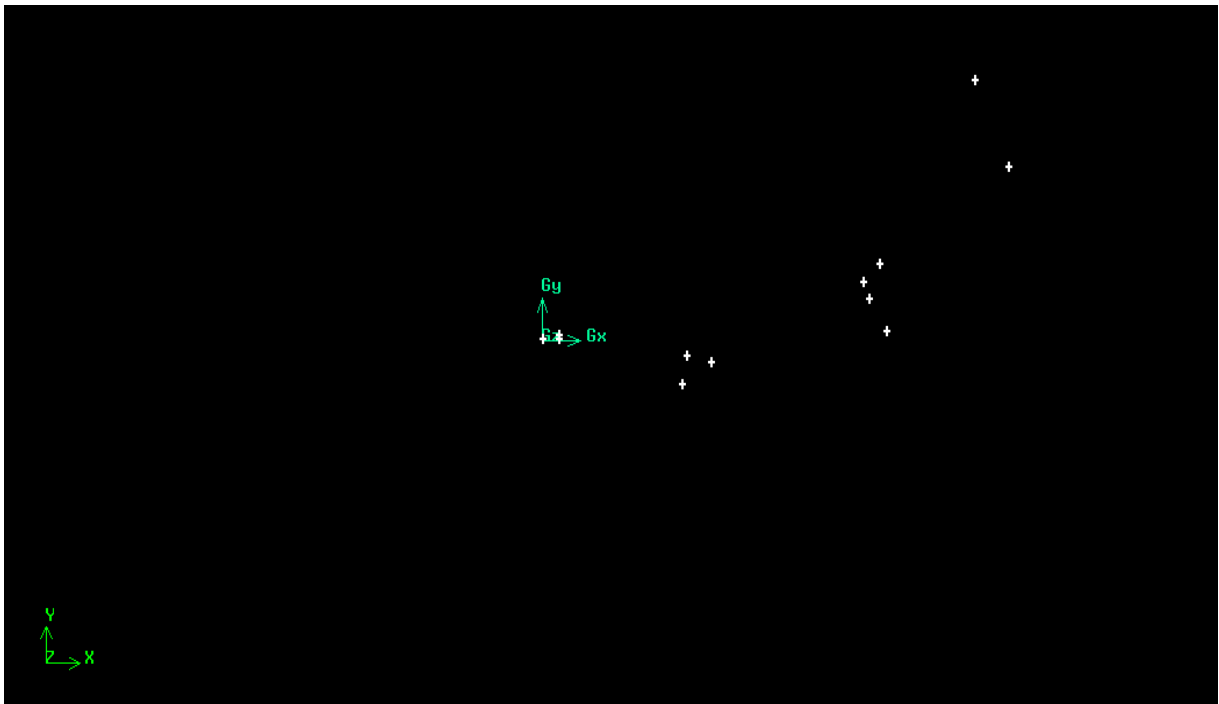


Figure III.3 : Création des points.

## III.3.4.2. Création des lignes

Operation  $\longrightarrow$  Geometry  $\longrightarrow$  Edge  $\longrightarrow$  Create.

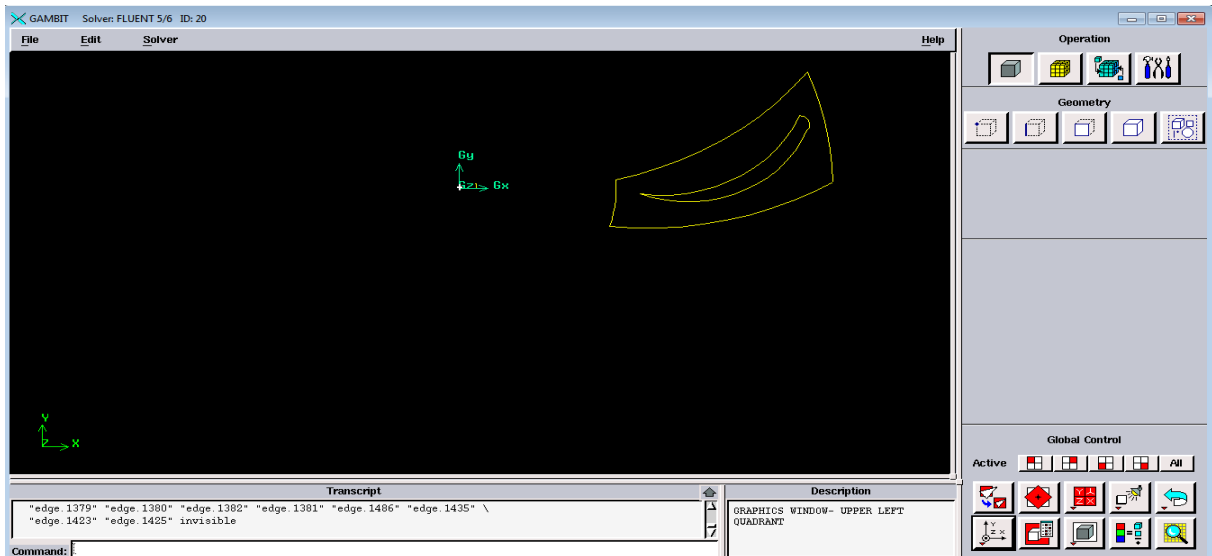


Figure III.4 : Vue des lignes de domaine.

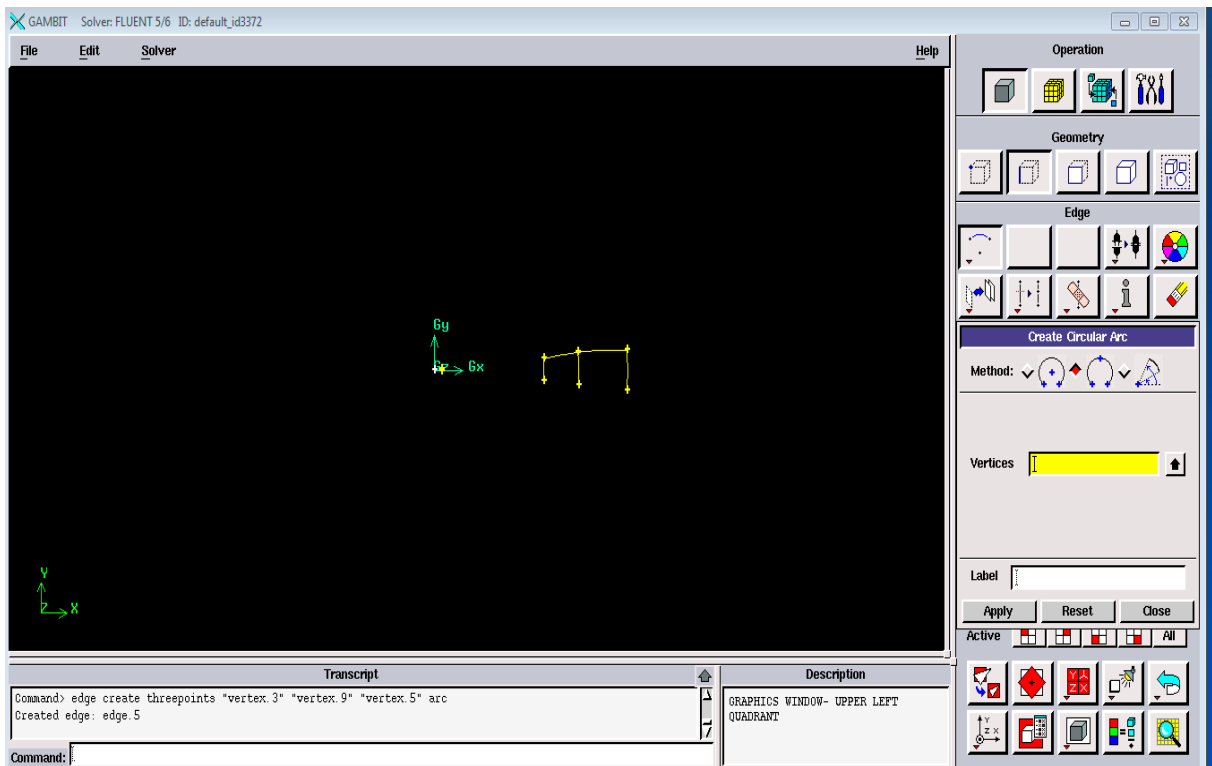


Figure III.5 : Vue des lignes de coté.

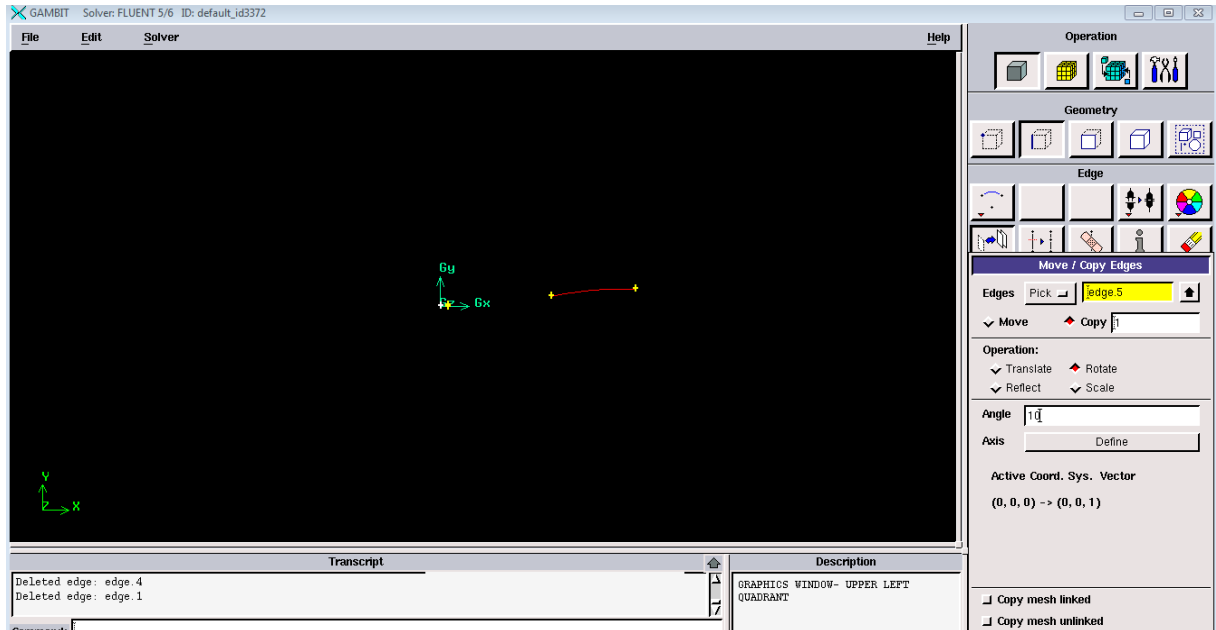


Figure III.6 : Vue des lignes de coté.

### III.3.4.3. Création de surfaces

Operation  $\longrightarrow$  Géométrie  $\longrightarrow$  face  $\longrightarrow$  Create real face.

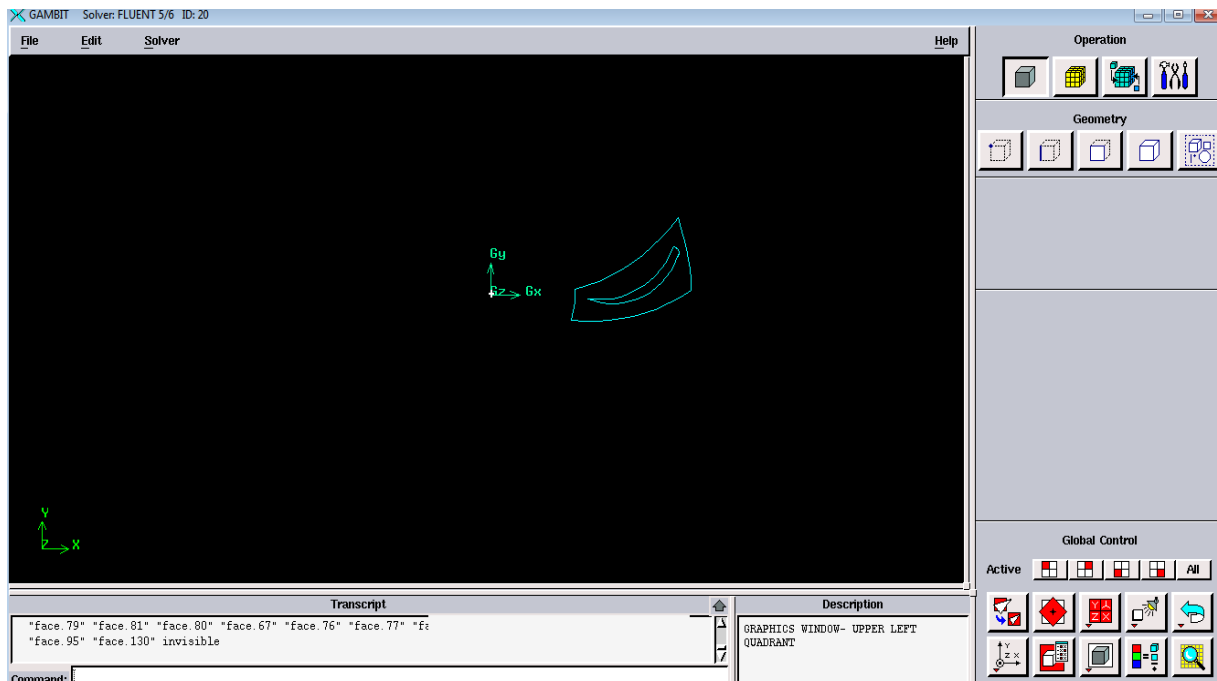


Figure III.7 : Vue des surfaces de domaine.

## III.3.4.4. Création de volumes :

Operation  $\longrightarrow$  Geometry  $\longrightarrow$  volume  $\longrightarrow$  Sweep face.

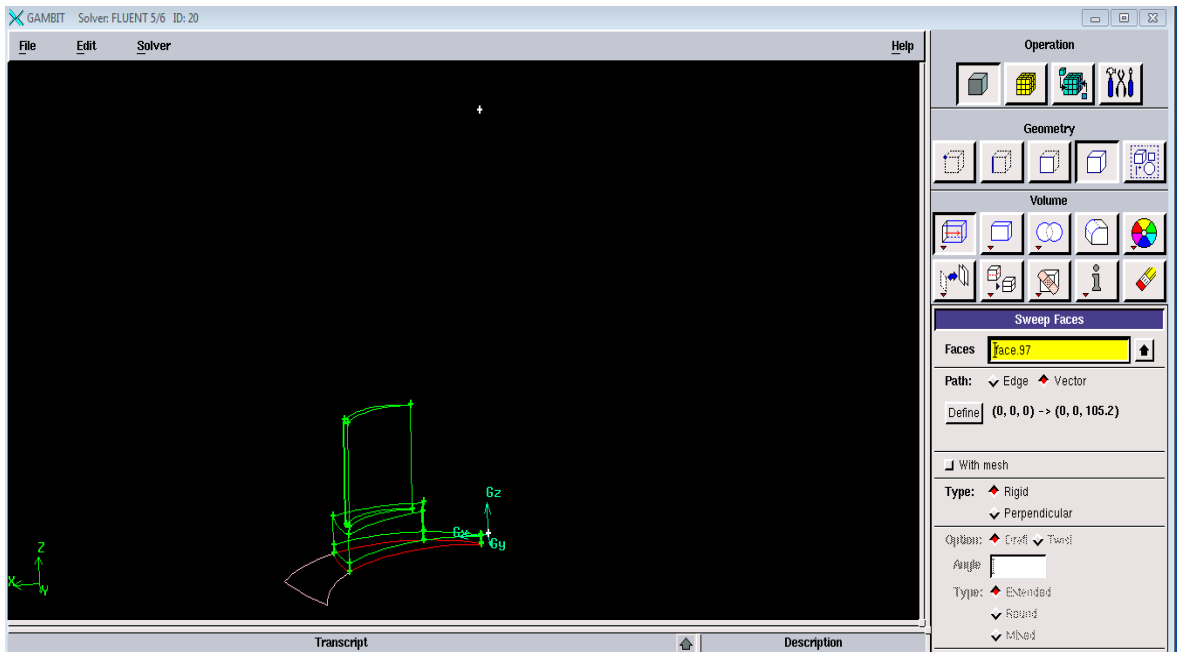


Figure III.8 : Création de volume de plaque.

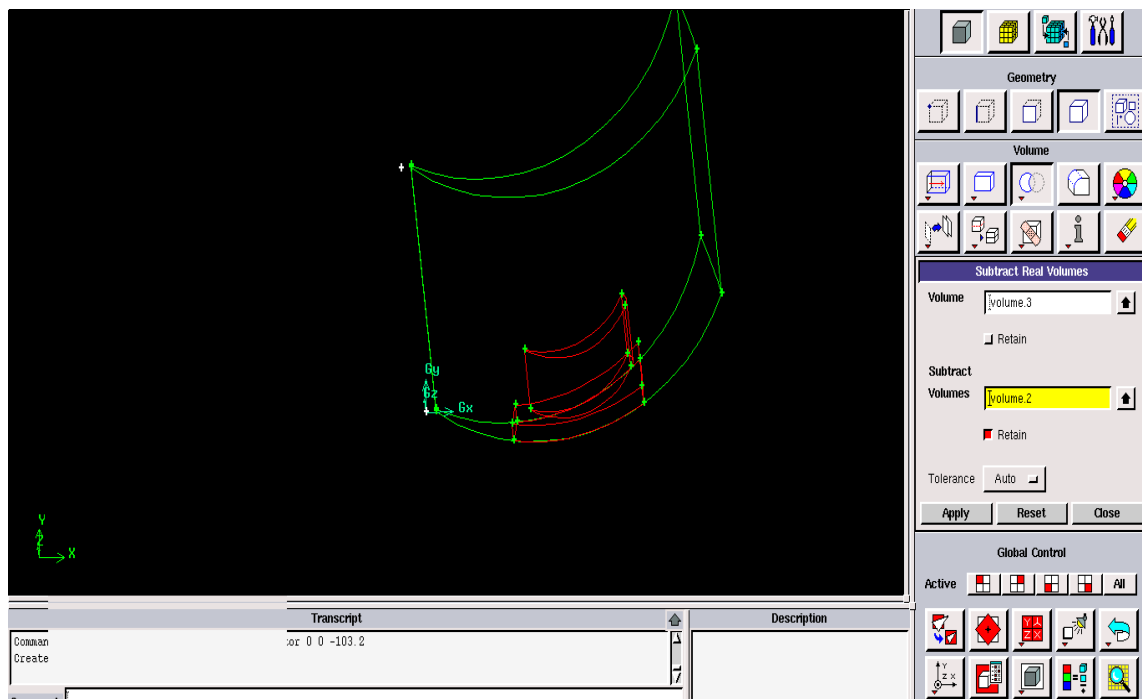


Figure III.9 : Création de volume d'air.

## III.3.4.5. Soustraction des volumes

Operation → Geometry → Volume → subtract real volumes.

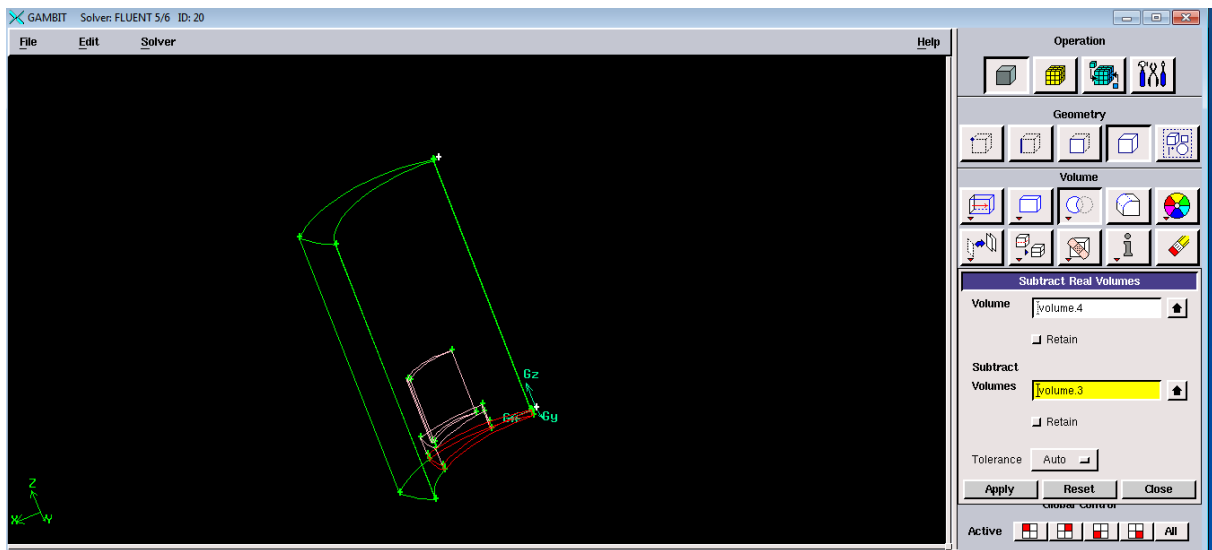


Figure III.10 : Soustraction des volumes de domaine.

## III.3.4.6. Maillage des lignes

Operation → mesh → Edge.

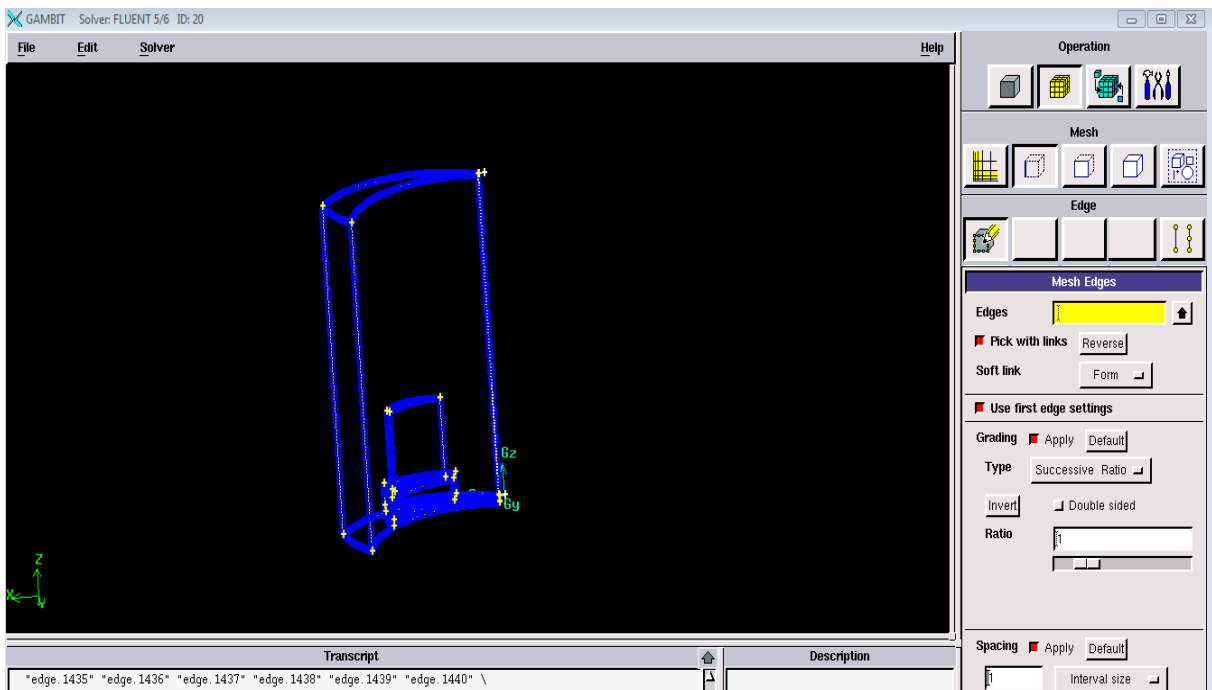


Figure III.11 : Maillage des lignes.

## III.3.4.7. Maillage des surfaces

Operation → mesh → face.

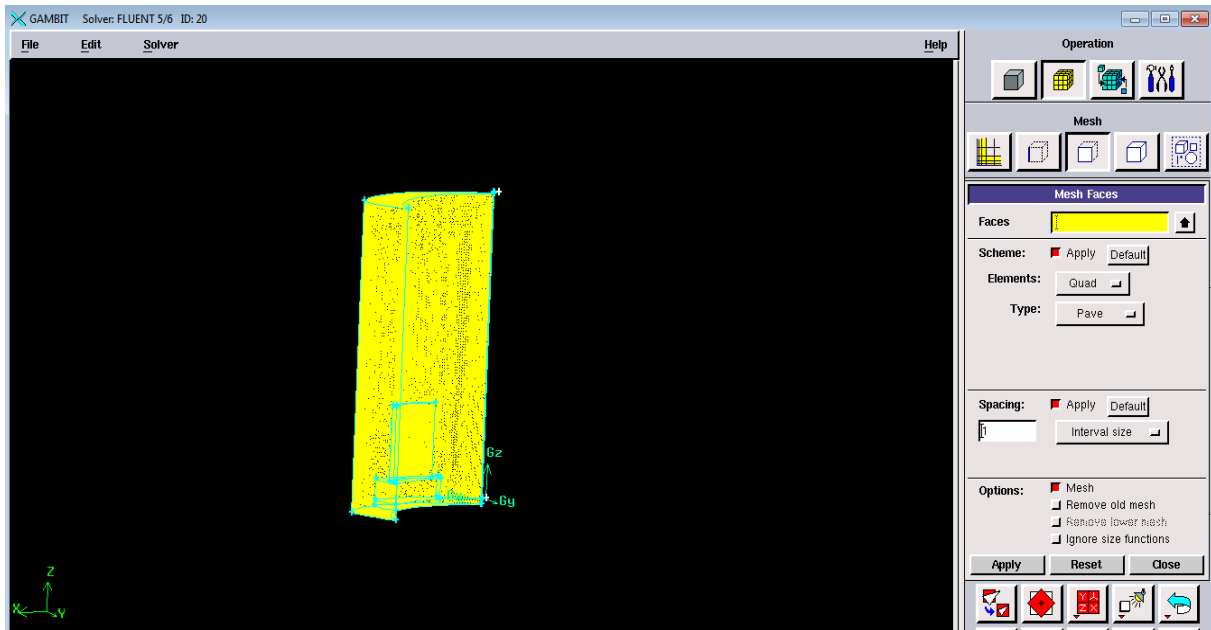


Figure III.12 : Maillage des surfaces.

## III.3.4.8. Maillage des volumes

Operation → mesh → volume.

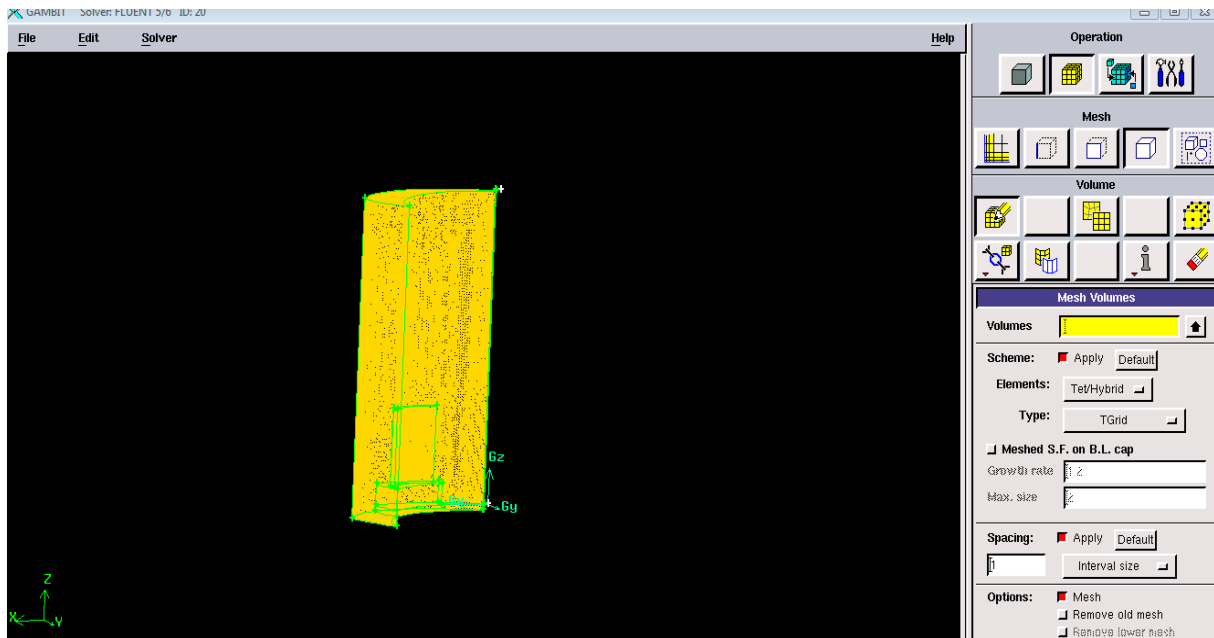


Figure III.13 : Maillage des volumes.

## III.3.5. Les Conditions aux limites

Operation → Zone → Specify boundary types.

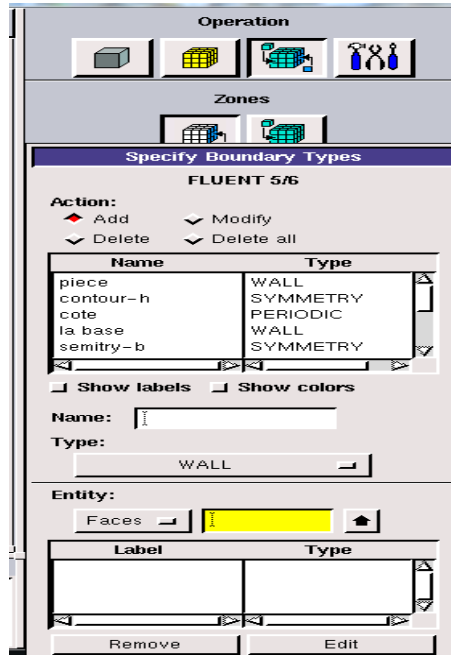


Figure III.14 : Définir les conditions aux limites.

## III.3.6. Définition des zones

Operation → Zone → Specify continuum types.

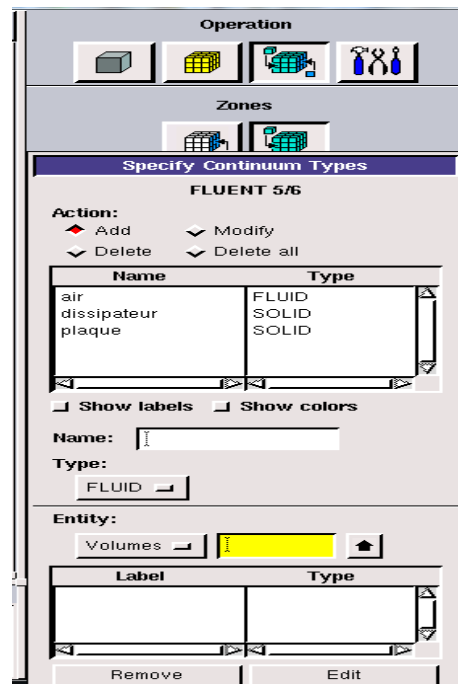


Figure III.15 : Définition des zones.

### III.3.7. Exportation du maillage

File → Export → Mesh.

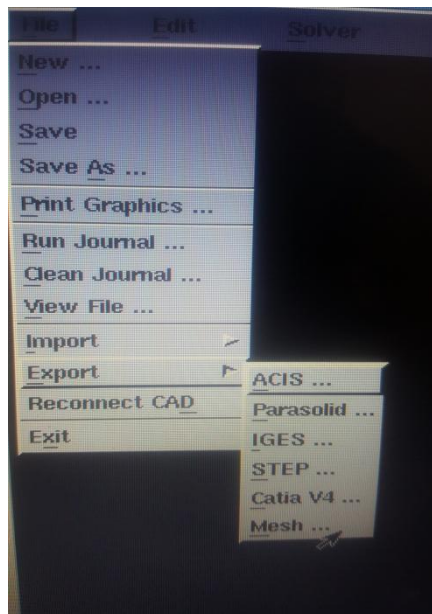


Figure III.16 : L'exportation du maillage.

## III.4. La procédure de calcul par Fluent

### III.4.1. L'ouverture de la version de fluent

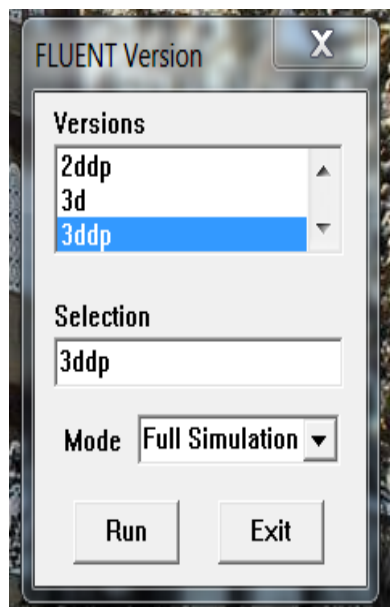


Figure III.17 : Choix de la version de fluent.

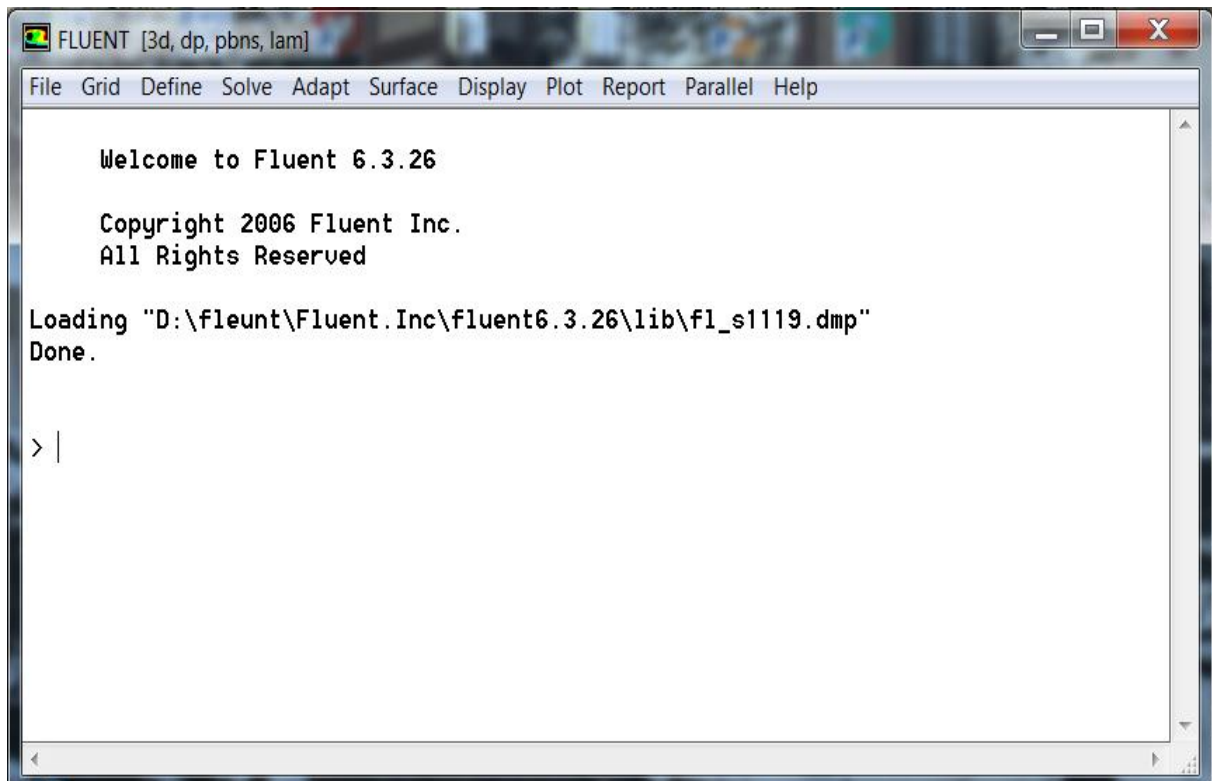


Figure III.18 : Vue globale de fluent.

### III.4.2. L'importation de la géométrie (\*.mesh) :

File → Read → Case.

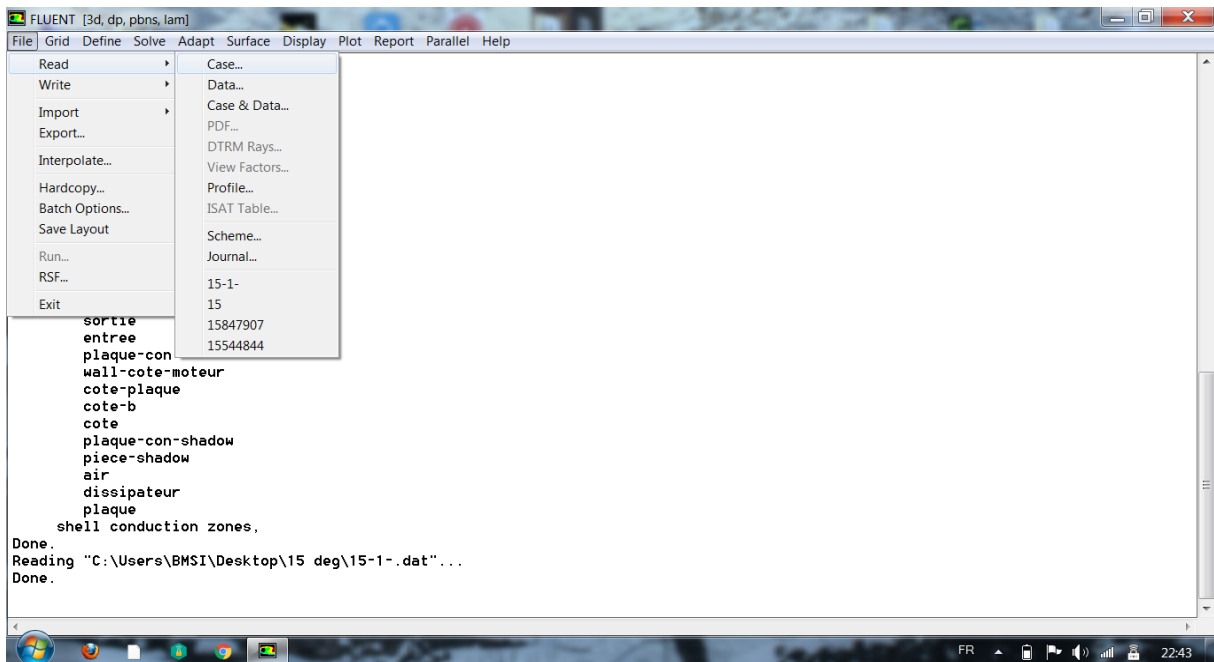


Figure III.19 : Importation de la géométrie.

## III.4.3. Vérification du maillage importé

Grid → Check.

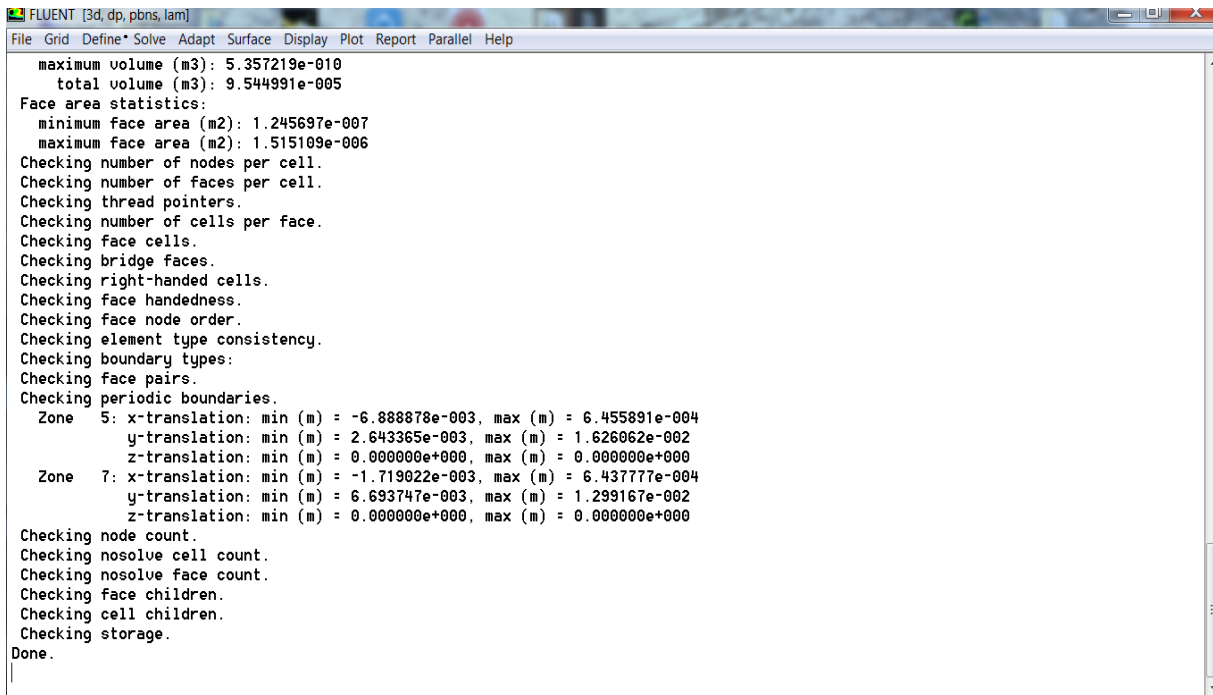


Figure III.20 : Vérification du maillage.

## III.4.4. Lissage du maillage

Grid → Smooth and swap.

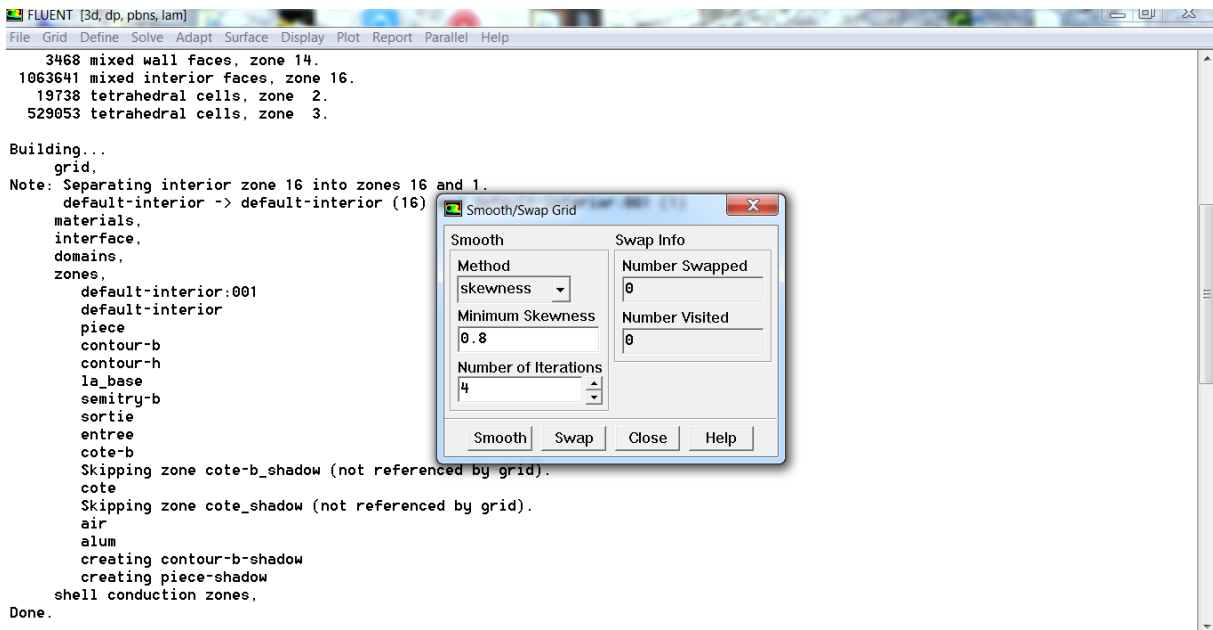


Figure III.21 : Lissage du maillage.

## III.4.5. Vérification de l'échelle

Grid → Scale

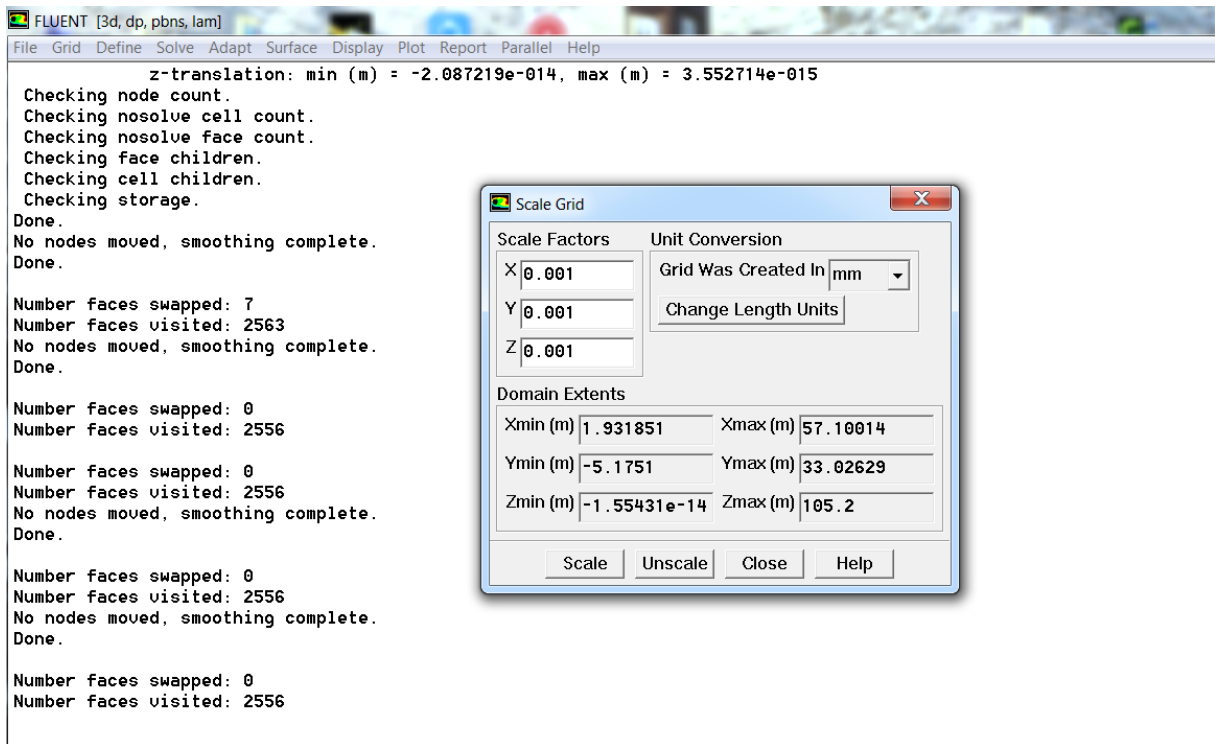


Figure III.22 : Vérification de l'échelle.

## III.4.6. Choix du solveur

Define → Models → Solver.

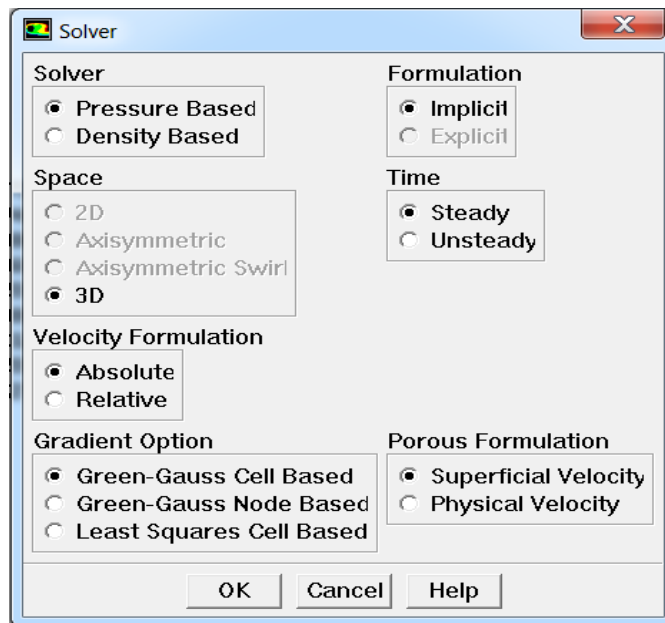


Figure III.23 : Choix du solveur.

## III.4.7. Autorisation du transfert de chaleur

Define → Models → Energy.

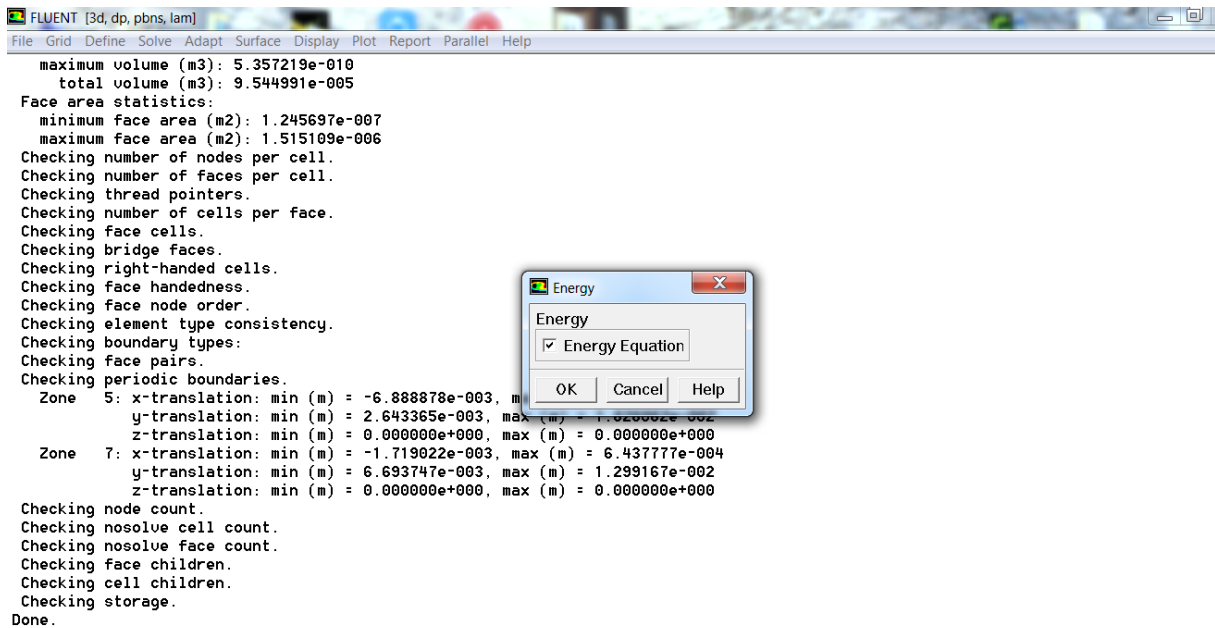


Figure III.24 : Autorisation de l'équation de l'énergie.

## III.4.8. Définition des caractéristiques du fluide

Define → Materials.

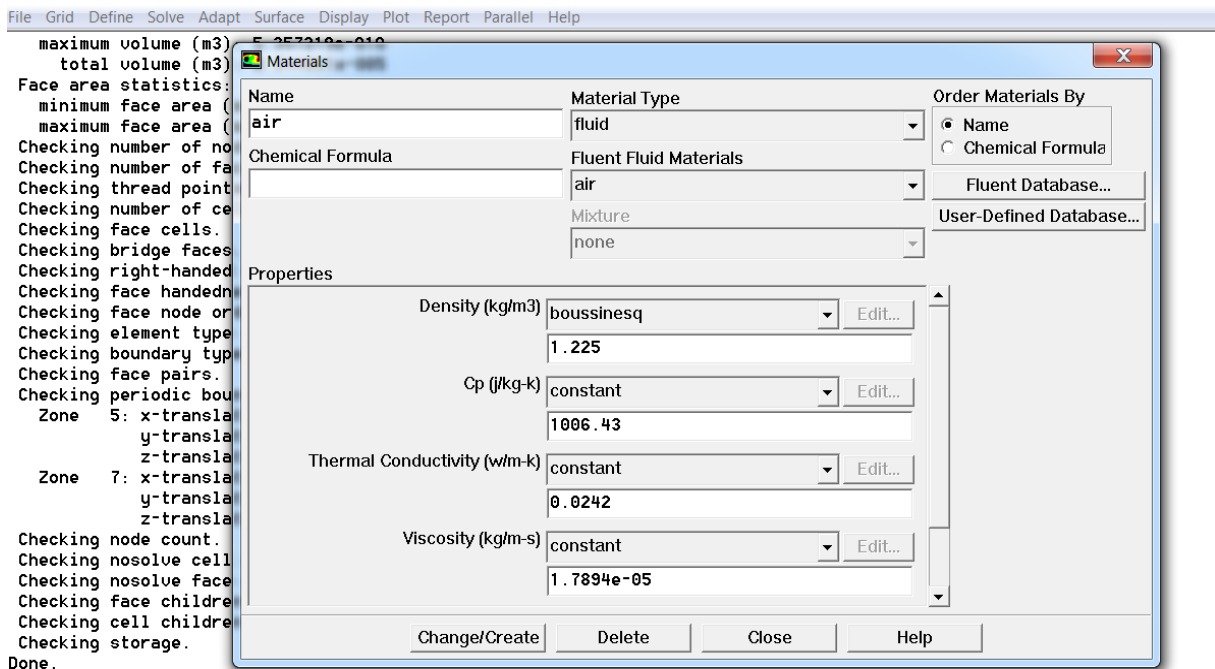


Figure III.25 : Définir les propriétés physiques du fluide.

## III.4.9. Définir les conditions aux limites

Define  $\longrightarrow$  Operating conditions.

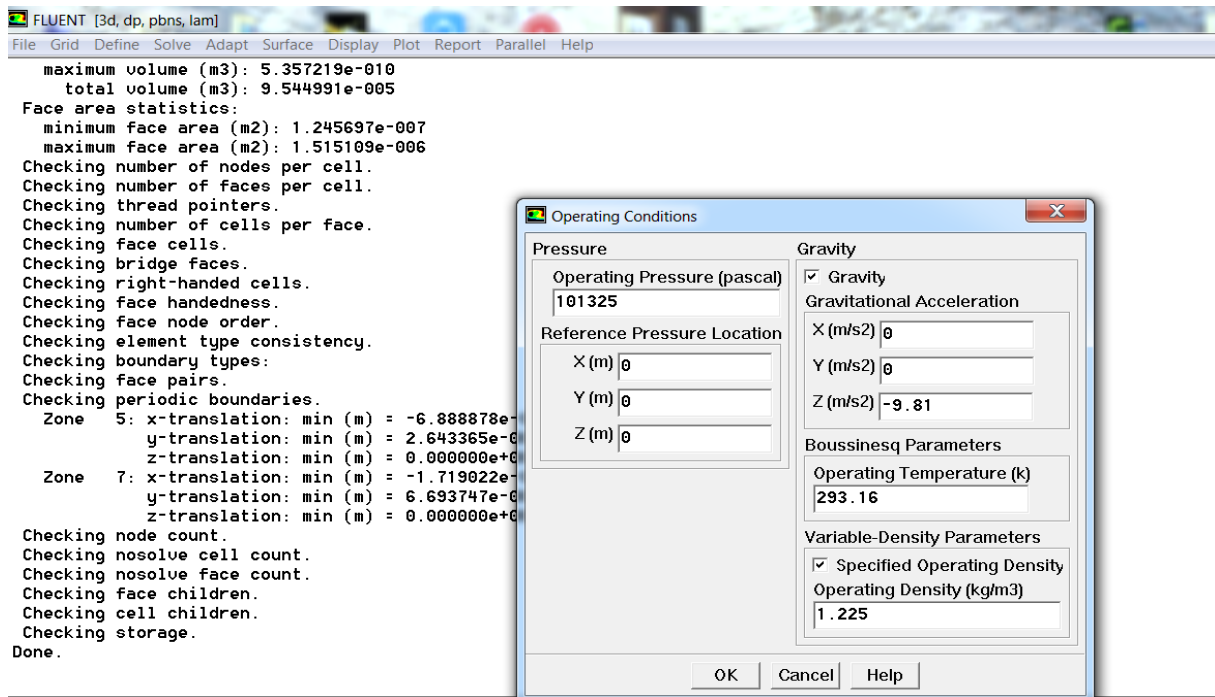


Figure III.26 : Choix de la pression de référence.

## III.4.10. Conditions aux limites usuelles :

Define  $\longrightarrow$  Boundary conditions.

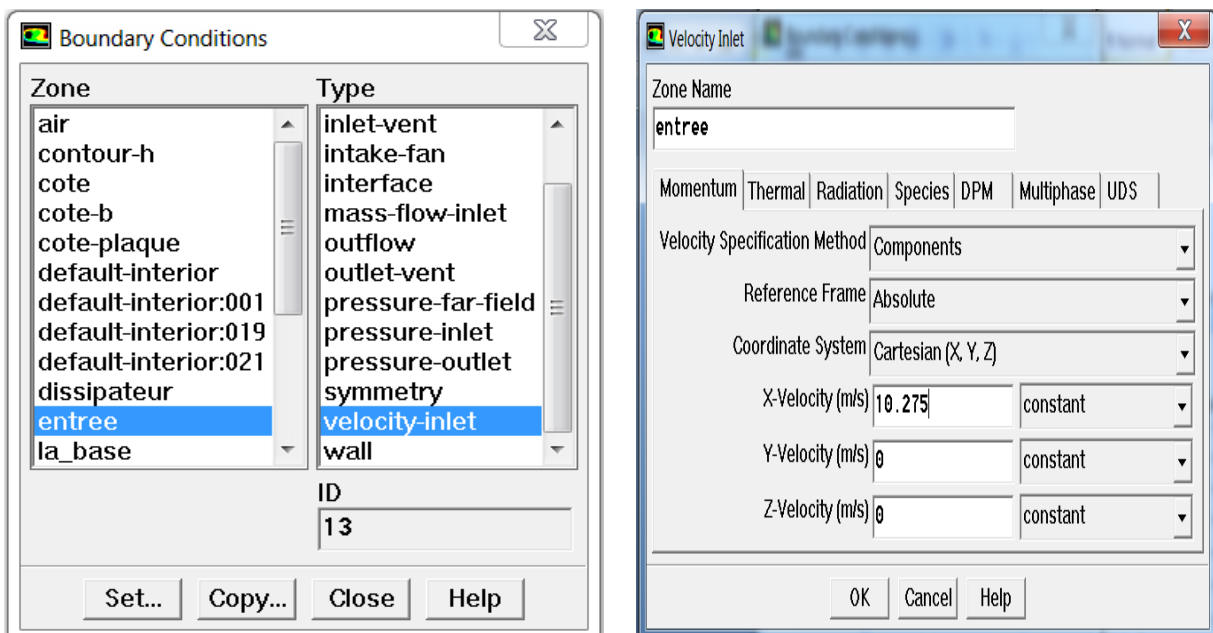


Figure III.27 : Valeurs des conditions aux limites.

### III.4.11. Choix des facteurs de sous relaxation

Solve → Controls → Solution.

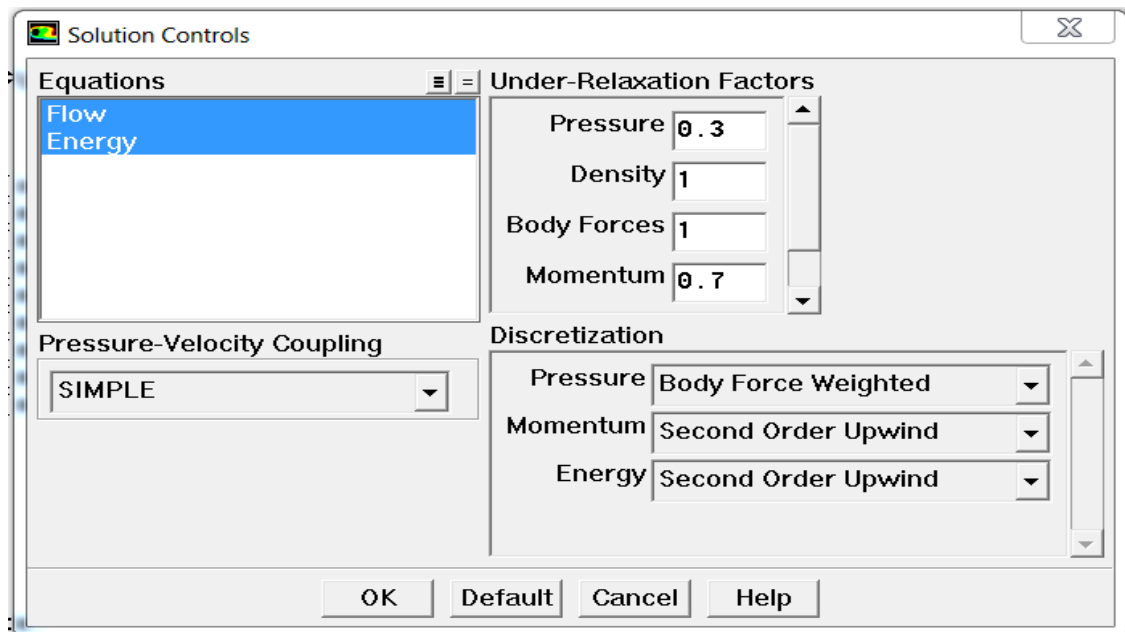


Figure III.28 : Choix de la solution.

### III.4.12. L'initialisation

Solve → Initialize → Init.

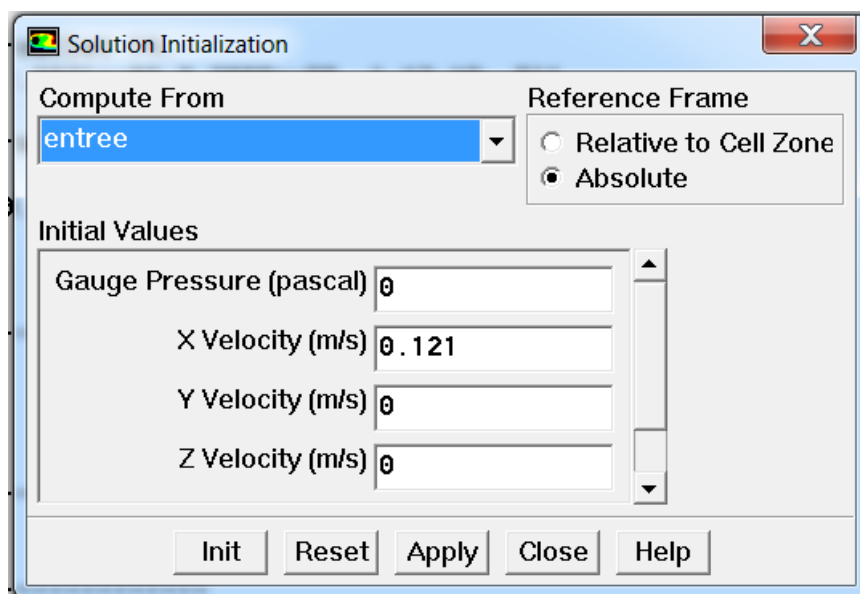


Figure III.29 : Initialisation de la solution.

## III.4.13. Choix de résiduel

Solve → Monitors → Residual.

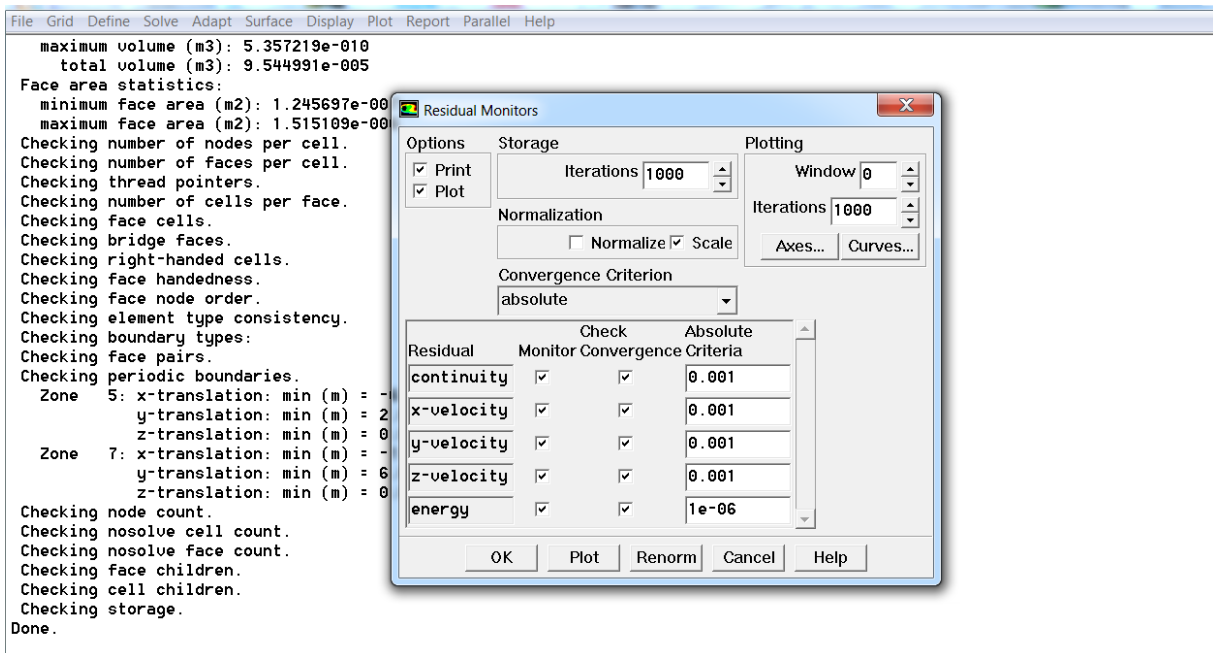


Figure III.30 : Choix de résiduel.

## III.4.14. Lancement du calcul

Solve → Iterate.

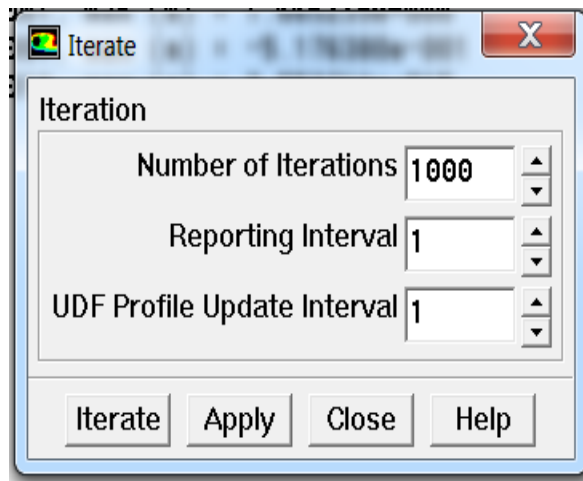


Figure III.31 : Choix du nombre d'itérations.

### III.4.15. Convergence des calculs

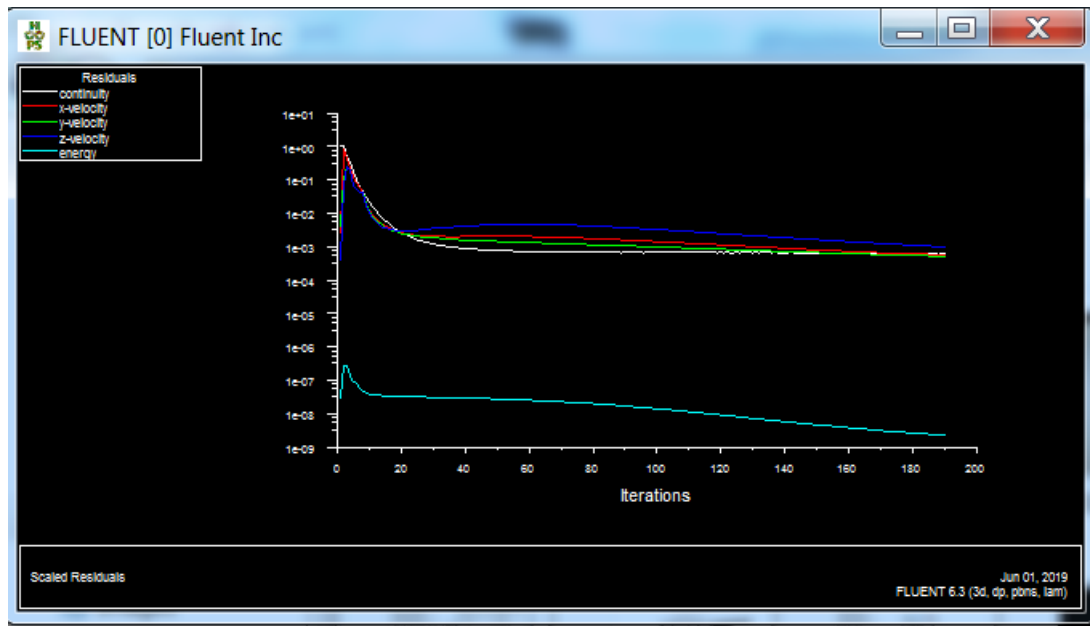


Figure III.32 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

### III.4.16. Visualisation des résultats

Display  $\longrightarrow$  Contours.

Display  $\longrightarrow$  Vecteur.

Display  $\longrightarrow$  Pathlines.

### III.4.17. Calcul de la température $T_w$

Report  $\longrightarrow$  surface integral  $\longrightarrow$  Area weighted average  $\longrightarrow$  Température  
 $\longrightarrow$  Pièce.

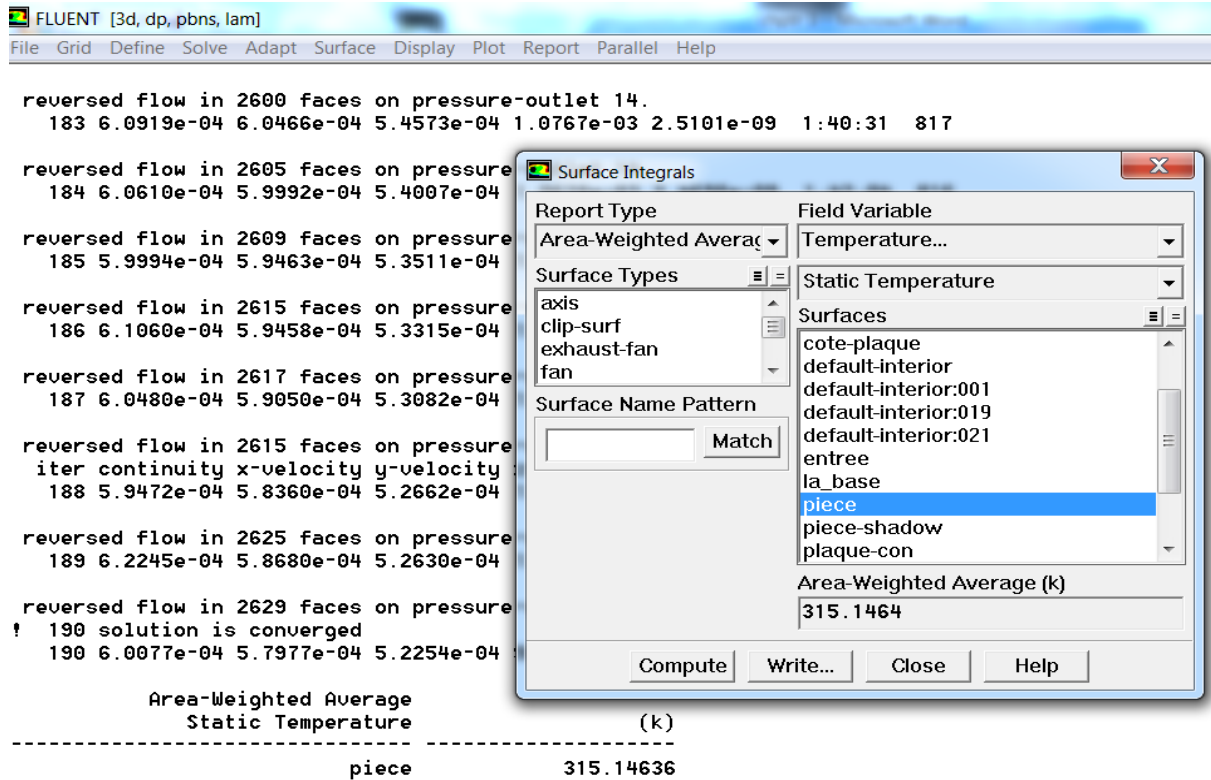


Figure III.33 : calcul de la température de la pièce ( $T_w$ ).

### III.4.18. Calcul de la température moyenne de l'air

Report → Volume integral → Température → Volume average → air.

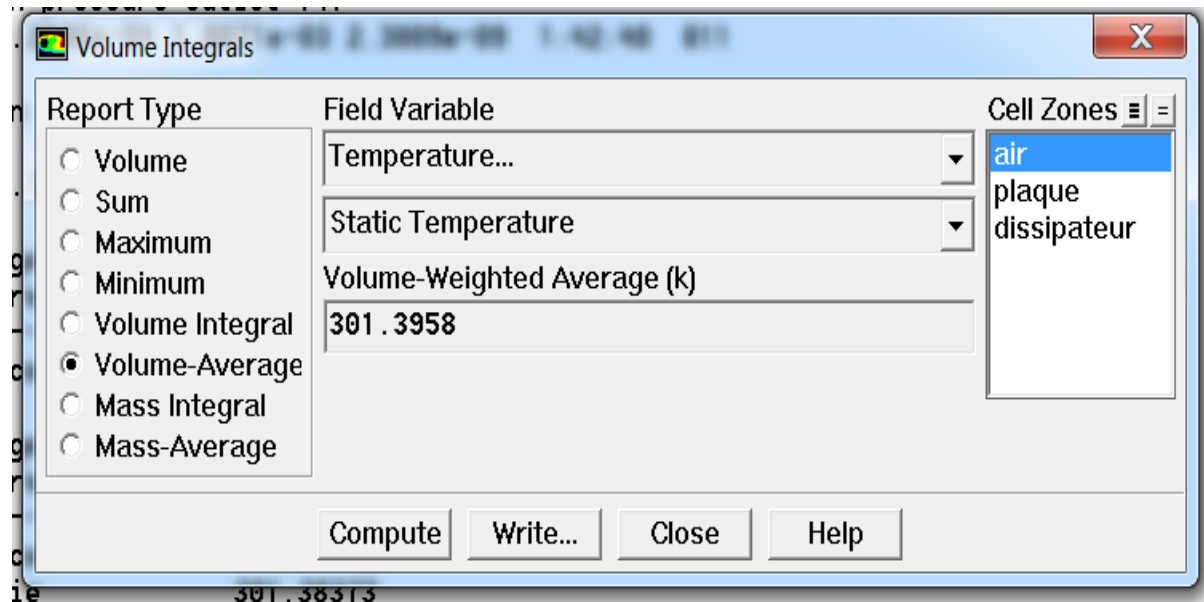


Figure III.34 : Calcul de la température moyenne.

### III.4.19. Calcul de la température de sortie

Report → Surface integral → Mass weighted average → Température  
→ Sortie.

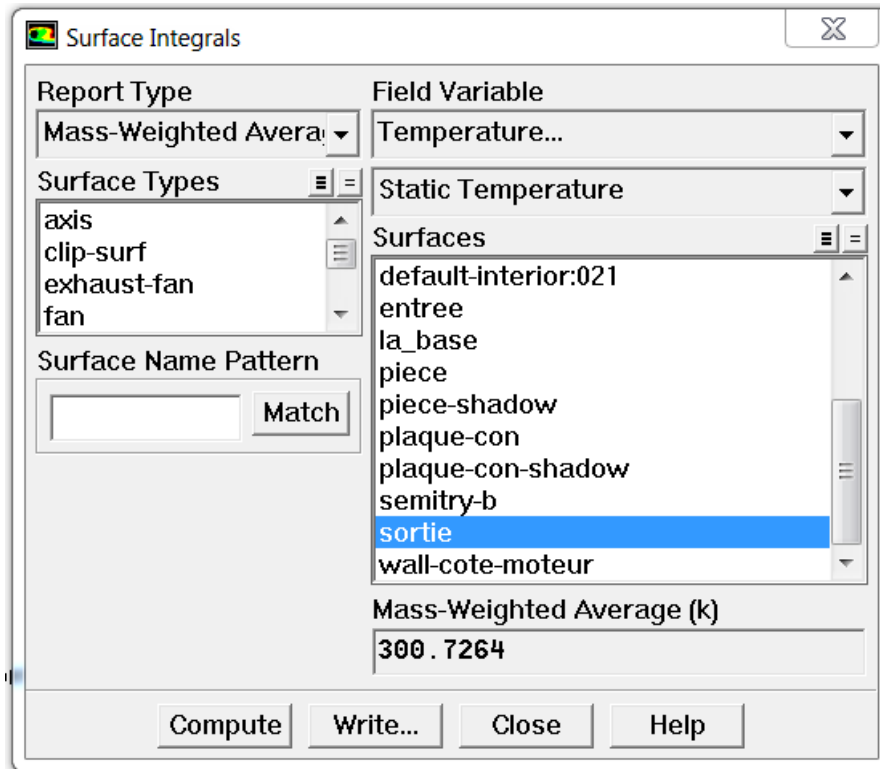


Figure III.35 : Calcul de la température de sortie ( $T_{out}$ ).

### III.4.20.L'application de rotation "moving wall"

Define → Boundary conditions → Pièce → Edit  
→ Momentum → Moving wall → Rotational.



Figure III.36 : Application de l'instruction 'moving wall'.

### III.4.21. Sauvegarde de fichier

File → Write → Case and Data.

## III.5. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons exposé les différentes étapes d'utilisation du logiciel de création de la géométrie et le maillage en utilisant Gambit et la résolution des équations algébriques issues de système physique en utilisant le code Fluent. Les résultats de la simulation sont présentés dans le chapitre suivant.

# **Chapitre IV :**

## **Résultats et Discussions**

# Chapitre IV

## Résultats et Discussions

### IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats obtenus par la simulation numérique de la convection mixte laminaire stationnaire dans un dissipateur de chaleur avec un nombre d'ailettes variable  $n=18, 24, 36$  dans le cas non-rotatif.

Dans le deuxième cas du dissipateur rotatif nous avons effectué des simulations numériques pour une seule valeur du nombre d'ailettes  $n=36$  et trois vitesses de rotation  $\omega=500\text{tr/min}, 750\text{tr/min}$  et  $1000\text{tr/min}$ .

On a commencé par présenter l'effet du maillage sur les résultats de calcul ensuite, nous avons tracé les contours de température et de vitesse, les lignes de courant dans le cas d'un dissipateur de chaleur non-rotatif pour les trois configurations.

Pour toutes les simulations réalisées dans cette étude, nous avons varié le nombre de Reynolds dans l'intervalle 500 et 1500 qui correspond à un nombre de Richardson  $2 \leq Ri \leq 22$ .

### IV.2. Les paramètres utilisés

- ❖ Les propriétés physiques de fluide de base utilisé (l'air) :
  - Masse volumique :  $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$ .
  - La capacité calorifique :  $C_p = 1006.43 \text{ J/kg.K}$ .
  - La conductivité thermique :  $\lambda = 0.0242 \text{ W/m.K}$ .
  - La viscosité dynamique :  $\mu = 1.7894001 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ .
  
- ❖ Les propriétés physiques du dissipateur de chaleur (fabriqué en aluminium) :
  - Masse volumique :  $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$ .
  - La capacité calorifique :  $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$ .
  - La conductivité thermique :  $\lambda = 202.4 \text{ W/m.K}$ .

### IV.3. Effet de maillage

Afin d'avoir un compromis raisonnable entre le temps de calcul et la précision des résultats, le choix d'un maillage adéquat s'avère nécessaire. Cela nécessite des essais préliminaires pour tester l'effet du maillage sur la sensibilité des solutions. Dans cette étude nous avons considéré différents maillages pour les trois configurations étudiées. Les résultats obtenus pour un nombre de Reynolds  $Re=500$  en terme du nombre de Nusselt moyen et l'écart de  $\Delta Nu$  calculé par la relation suivante :

$$\Delta Nu = \left| \frac{\overline{Nu} - \overline{Nu}_{ref}}{\overline{Nu}_{ref}} \right| * 100 \quad (IV.1)$$

Sont présentés en fonction du maillage dans le tableau IV.1.

Ce tableau montre qu'un bon compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats a été obtenu avec des maillages de :

- **136318** nœuds pour le dissipateur à 36 ailettes ;
- **163226** nœuds pour le dissipateur à 24 ailettes ;
- **189746**nœuds pour le dissipateur à 18 ailettes ;

Alors, nous avons définitivement les adoptés pour produire tous les résultats des deux cas étudiés

**Tableau IV.1 :** Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour  $Re = 500$ .

n=36 ailettes			n=24 ailettes			n=18 ailettes		
Nbre de nœuds	Nu	$\Delta Nu$ (%)	Nbre de nœuds	Nu	$\Delta Nu$ (%)	Nbre de nœuds	Nu	$\Delta Nu$ (%)
36067	274,006	29,6088	23867	211,3204	2,0878	31788	188,25174	<b>4,5680</b>
42944	257,981	22,0291	39478	211,0921	1,9775	44933	187,3669	<b>4,0766</b>
56893	237,923	12,5414	42865	212,0446	2,4376	61081	186,8129	<b>3,7688</b>
79963	230,259	8,9158	57120	212,9672	2,8833	81832	184,9407	<b>2,7289</b>
101338	224,675	6,2746	60598	214,0733	3,4177	103568	184,8601	<b>2,6841</b>
125256	208,779	1,2441	67029	216,8050	4,7374	129809	183,4992	<b>1,9004</b>
<b>136318</b>	<b>208,836</b>	1,2173	75486	213,5758	3,1774	156969	182,5445	<b>1,3978</b>
148669	211,410	0	92355	212,9344	2,8675	<b>189746</b>	181,9071	<b>1,0438</b>
			107195	212,0070	2,4194	223306	180,079	<b>0</b>
			120249	213,4175	3,1008			
			139347	210,2464	1,5689			
			150813	211,8423	2,3399			
			<b>163226</b>	209,1903	1,05877			
			177449	208,8414	0			

## IV.4. Simulation numérique d'un dissipateur de chaleur non-rotatif

### IV.4.1. Contours de températures

Les Figures IV.1, IV.2, IV.3 représentent les contours de la température dans une seule ailette et dans tout le dissipateur de chaleur pour les trois nombres d'ailettes  $n=18$ , 24 et 36 et pour un nombre de Reynolds  $Re=800$

On constate que la température à l'intérieur de chaque ailette est presque uniforme et atteint des valeurs maximales. Ces dernières diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

L'augmentation du nombre de Reynolds provoque un accroissement de la vitesse d'entrée ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur par convection et par conséquent une évacuation plus importante de la chaleur à partir des ailettes.

Ces figures montrent aussi un développement d'une couche limite thermique autour de l'ailette, la température de l'air diminue en s'éloignant de la paroi de l'ailette.

On peut noter également que la température des ailettes diminue avec l'augmentation du nombre d'ailettes, nous constatons que :  $T_{max} = 41.1^{\circ}\text{C}$  pour  $n=36$ ,  $T_{max} = 43^{\circ}\text{C}$  pour  $n=24$  et  $T_{max} = 51^{\circ}\text{C}$  pour  $n=18$ .

Le taux de transfert convectif est directement influencé par la surface d'échange et par conséquent par le nombre d'ailettes. L'utilisation d'un dissipateur avec un grand nombre d'ailettes ( $n=36$ ) donne une surface d'échange plus élevée, ce qui provoque une augmentation du taux de transfert de chaleur et par conséquent une diminution de la température des ailettes.

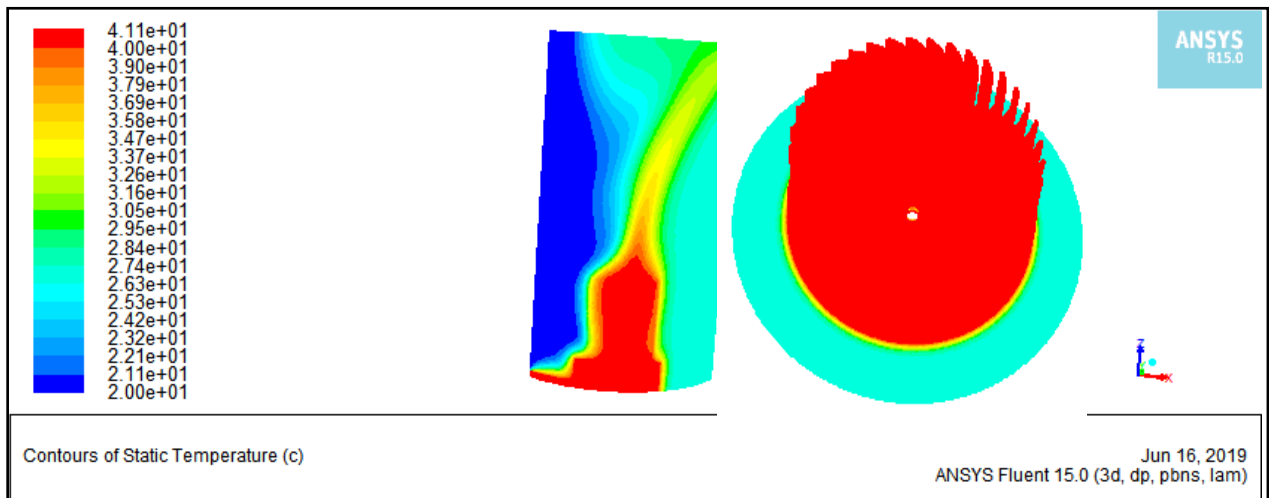


Figure IV.1 : Contours de température dans un dissipateur de chaleurs de 36 ailettes

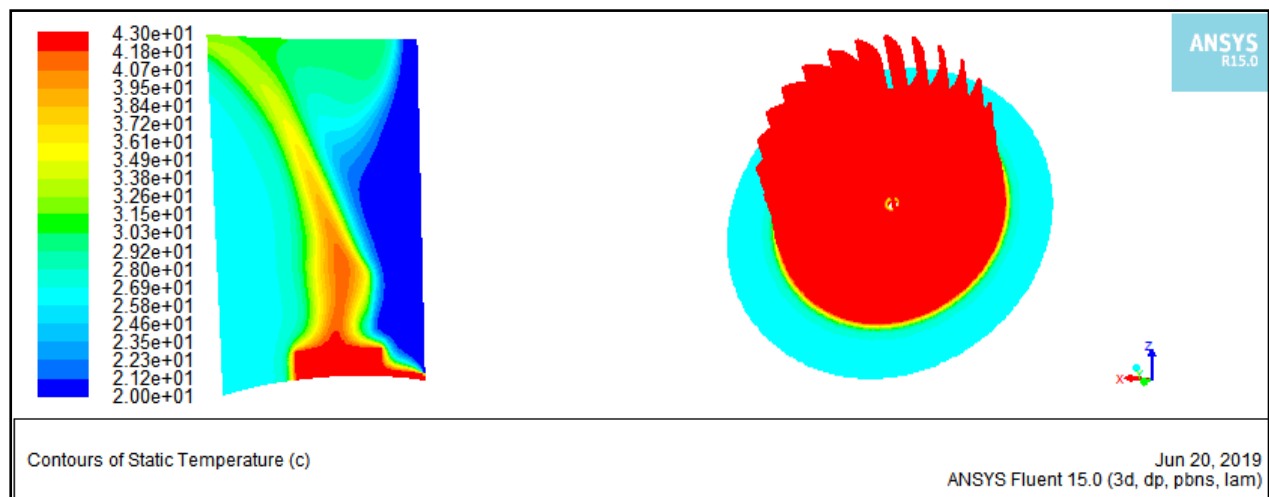


Figure IV.2 : Contours de température dans un dissipateur de chaleurs de 24 ailettes

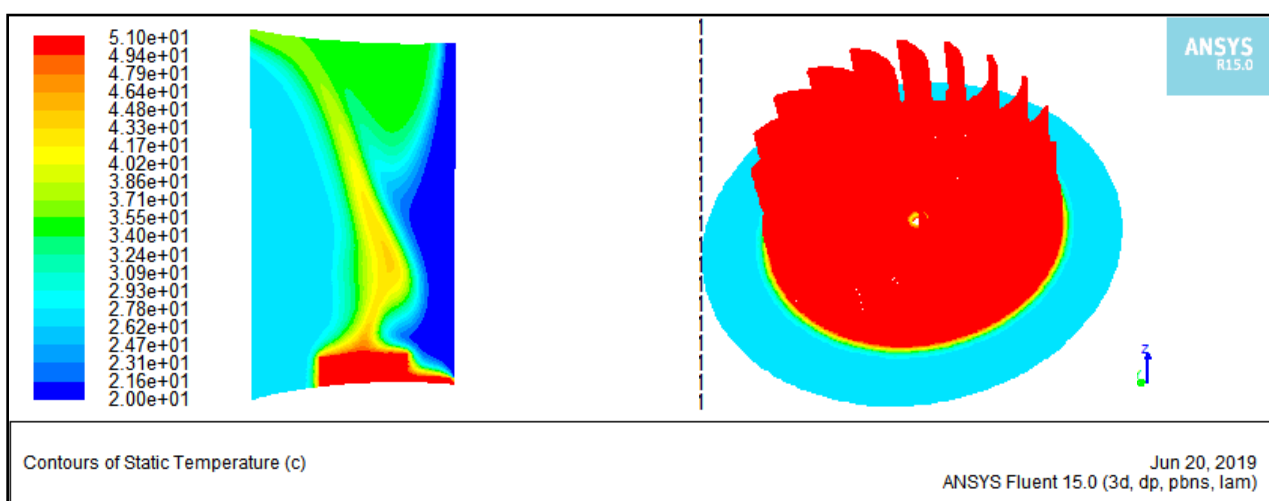


Figure IV.3 : Contours de température dans un dissipateur de chaleurs de 18 ailettes

### IV.4.2. Contours de Vitesses

Les Figures IV.4, IV.5 et IV.6 représentent les contours de vitesses pour différentes valeurs du nombre d'ailettes et pour un nombre de Reynolds  $Re=800$ . Il est clairement observé que les champs dynamiques subissent un profil de vitesse uniforme à l'entrée du dissipateur de chaleur, tandis qu'ils restent nulles à travers l'ensemble des parois des ailettes car la condition de non glissement à la paroi est appliquée. Les particules fluides s'approchent des parois des ailettes et se déplacent autour d'elles en créant un brassage favorisant le transfert de chaleur.

D'après ces résultats numériques, on remarque également que les valeurs des vitesses à la sortie du dissipateur de chaleur augmentent sur tout dans les régions situées en haut du dissipateur de chaleur, en raison de l'augmentation de la température de l'air, dans ce cas l'air devient plus léger et il remonte vers le haut.

### IV.4.3. Les lignes de courants

Les Figures IV.8, IV.9 et IV.10 montrent les lignes du courant dans une seule ailette et dans tout le dissipateur de chaleur pour les trois nombres d'ailettes  $n=18, 24$  et  $36$  et pour un nombre de Reynolds  $Re=800$ .

Ces figures montrent que l'écoulement près de l'ailette est connu comme rampant. Les forces visqueuses étant dominantes, le fluide reste attaché aux ailettes sans aucune séparation. En s'éloignant de l'ailette, les forces d'inertie augmentent et empêchent la couche limite de rester attachée aux parois de l'ailette. Ainsi, on observe en haut de l'ailette une zone de recirculation qui augmente avec la diminution du nombre d'ailettes

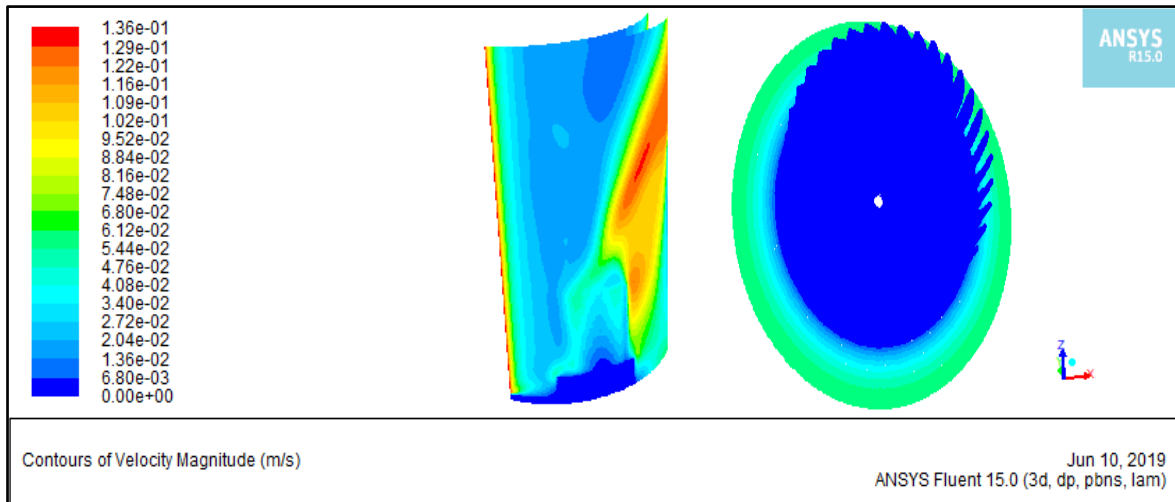


Figure IV.4 : Contours de vitesse dans un dissipateur de chaleurs de 36 ailettes

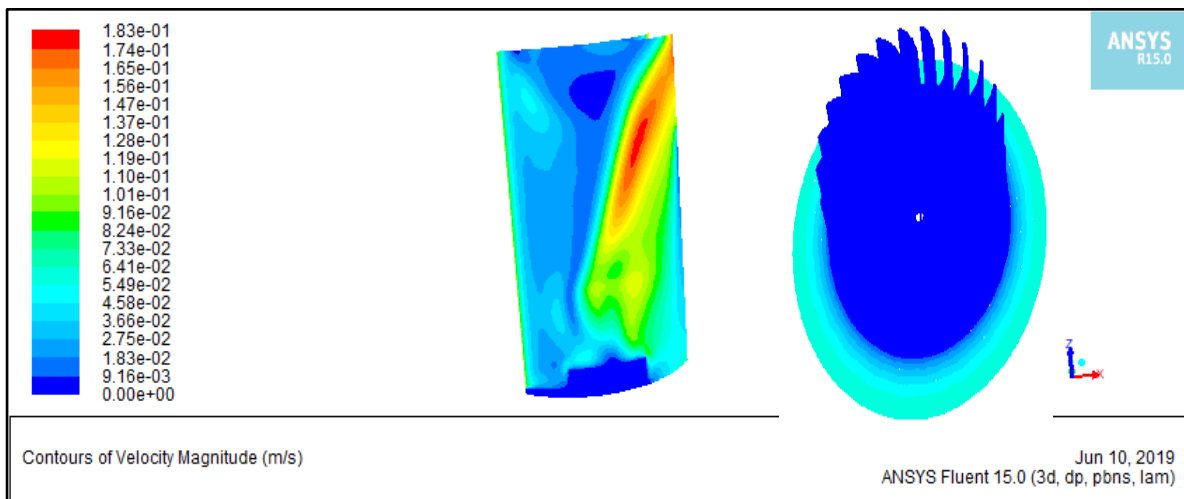


Figure IV.5 : Contours de vitesse dans un dissipateur de chaleurs de 24 ailettes

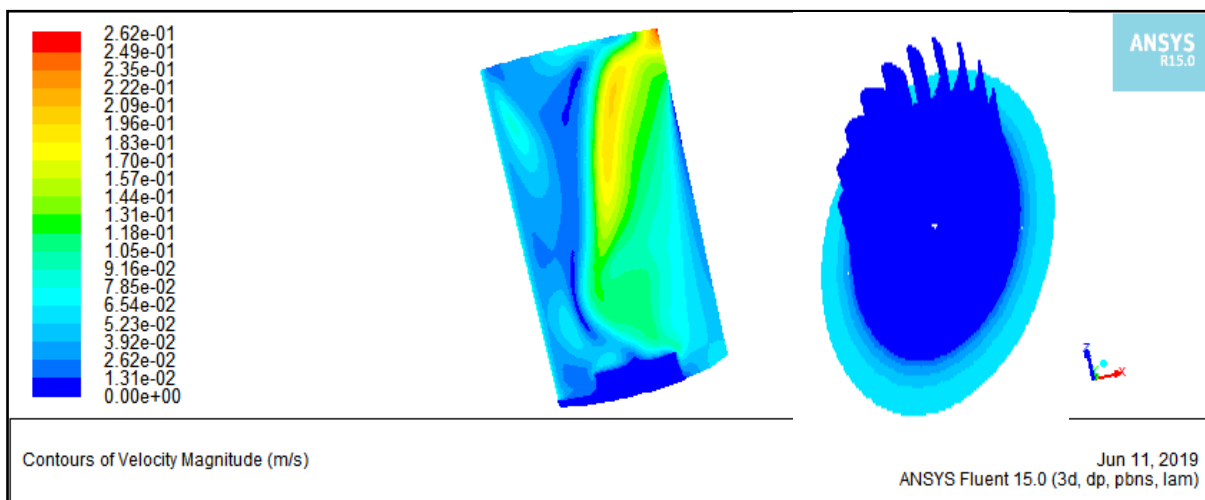


Figure IV.6 : Contour de vitessedans un dissipateur de chaleurs de 18 ailettes

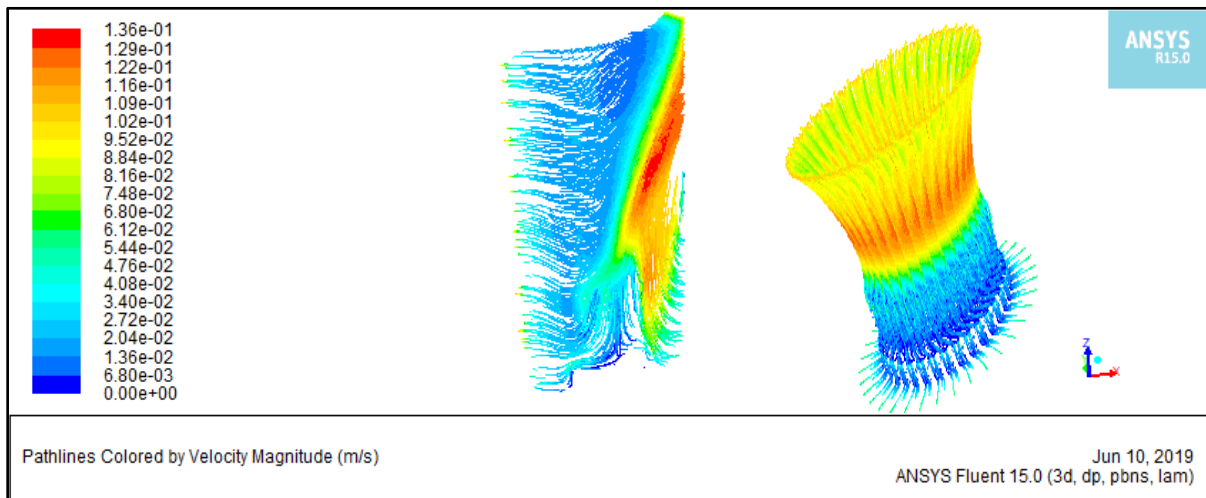


Figure IV.7 : Les lignes de courant dans un dissipateur de chaleurs de 36 ailettes

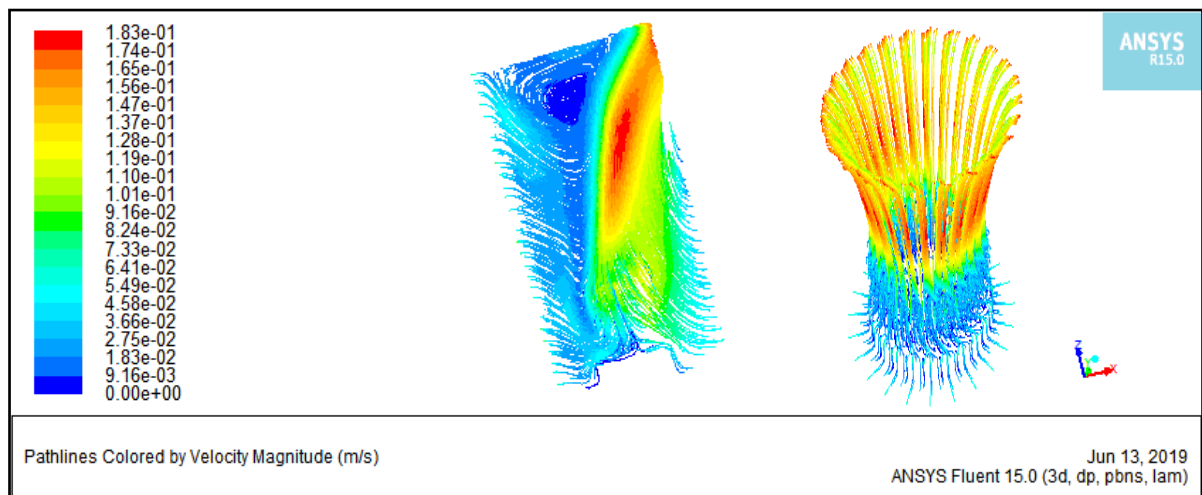


Figure IV.8 : Les lignes de courant dans un dissipateur de chaleurs de 24 ailettes

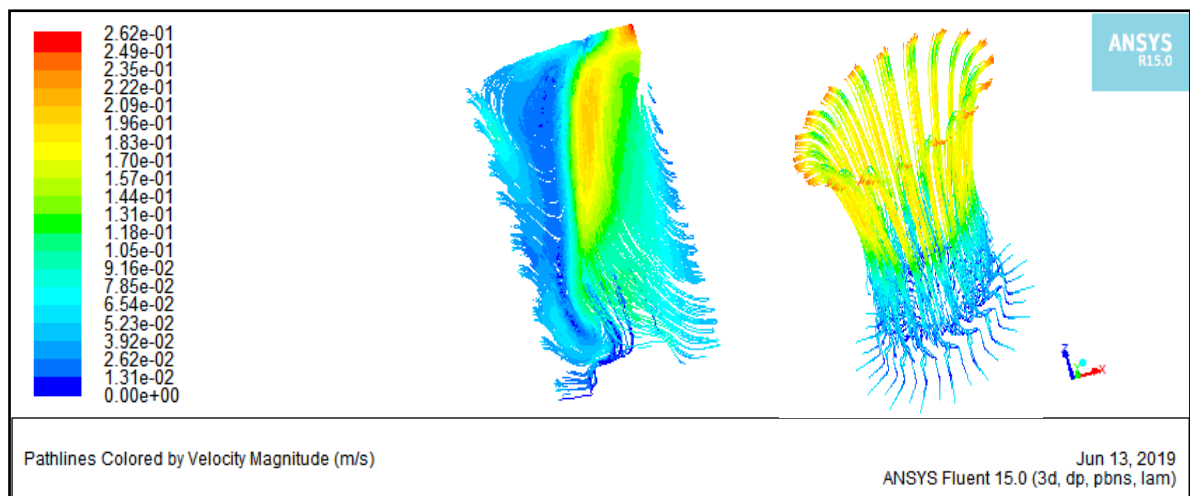


Figure IV.9 : Les lignes de courantdans un dissipateur de chaleurs de 18 ailettes

#### IV.4.4. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Le nombre de Nusselt a été calculé pour chaque configuration étudiée. La courbe sur la Figure IV.10 montre la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds, pour trois nombres d'ailettes  $n=18, 24$  et  $36$ .

On peut constater que le nombre de Nusselt moyen pour les trois configurations étudiées augmente avec le nombre de Reynolds, car l'augmentation de  $Re$ , favorise le phénomène de la convection de l'air circulant entre les ailettes ce qui donne une meilleure dissipation de la chaleur à partir des ailettes vers l'air ambiant, et par conséquent, un bon refroidissement de l'ensemble du système.

Les résultats numériques montrent également que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre d'ailettes pour tous les nombres de Reynolds dans la gamme considérée, car avec l'augmentation du nombre d'ailettes la surface exposée à la convection thermique augmente et l'échange thermique entre les ailettes et le fluide est meilleure, ce qui augmente le nombre de Nusselt.

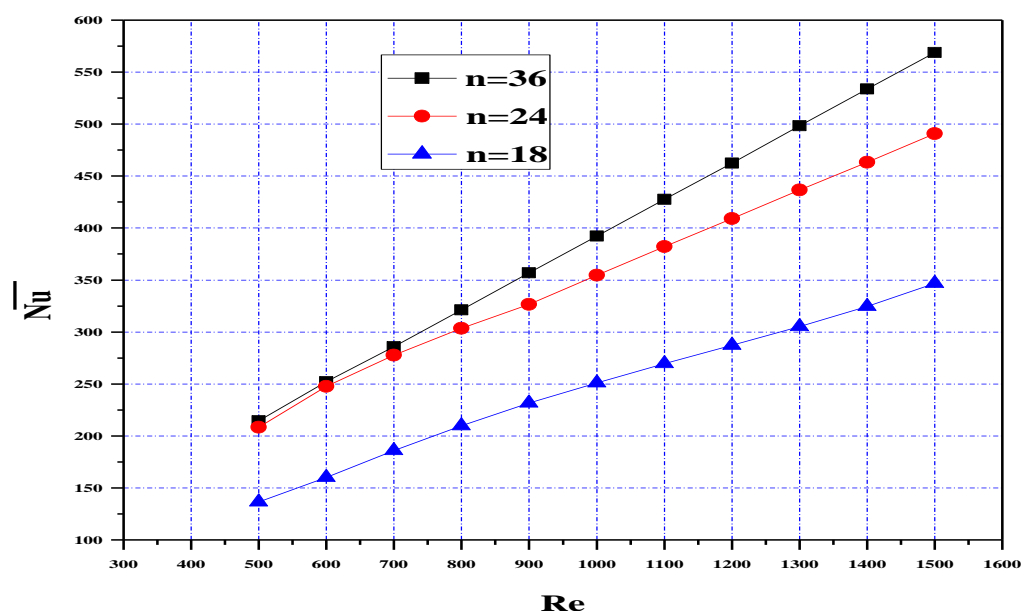


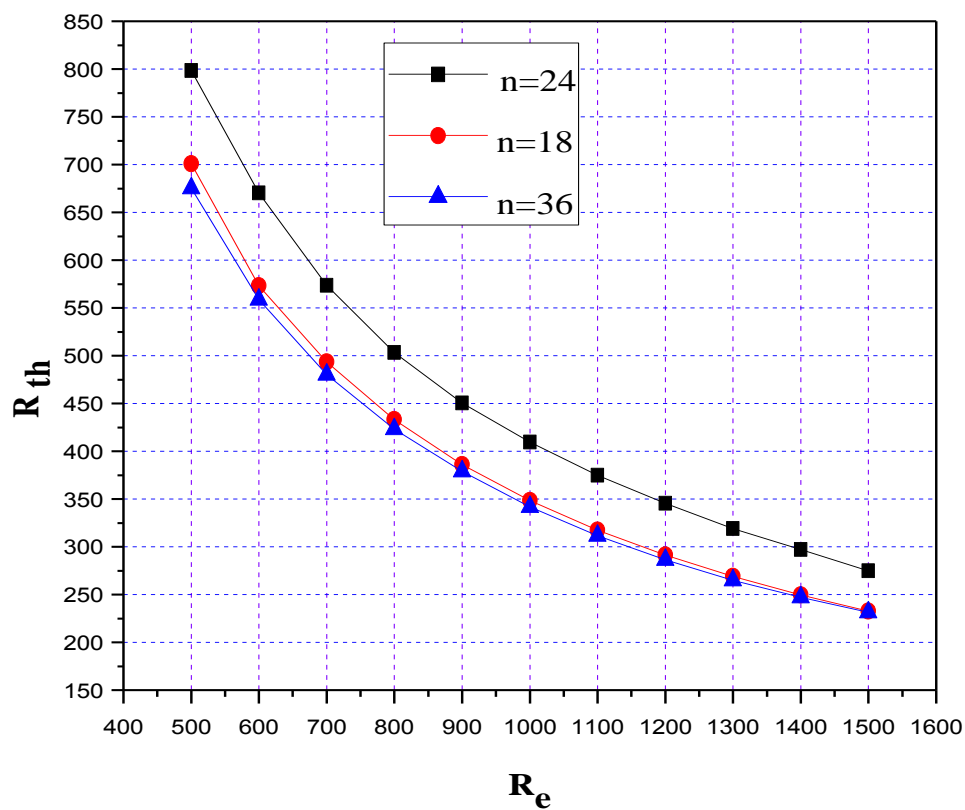
Figure IV.10 : Variation du nombre de Nuselt en fonction du nombre de Reynolds pour les trois configurations .

#### IV.4.5. Variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds :

La Figure IV.11 illustre, la variation de la résistance thermique avec le nombre de Reynolds pour les trois configurations étudiées.

On constate que la résistance thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. En effet, le taux du transfert de chaleur augmente avec le débit d'air.

On peut noter aussi que pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds, la résistance thermique du dissipateur de chaleur diminue avec l'augmentation du nombre d'ailettes.



**Figure IV.11 :** Variation de la résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds pour les trois configurations .

## IV.5. Simulation numérique d'un dissipateur de chaleur rotatif

### IV.5.1. Contours de température

Les Figures IV.13, IV.14, IV.15 représentent les contours de la température dans une seule ailette et dans tout le dissipateur de chaleur rotatif avec une vitesse de rotation égale à 500tr/min, 750tr/min et 1000tr/min et pour un nombre d'ailettes  $n=36$  et un nombre de Reynolds  $Re=800$ .

On constate que la rotation du dissipateur de chaleur provoque une diminution importante de la température des ailettes en comparaison avec le dissipateur non rotatif (voir Fig. IV.1)

$T_{max} = 41.1 \text{ } ^\circ\text{C}$  pour le dissipateur non rotatif

$T_{max} = 29.7 \text{ } ^\circ\text{C}$  pour le dissipateur rotatif ( $\omega=500\text{tr/min}$ )

$T_{max} = 28.6 \text{ } ^\circ\text{C}$  pour le dissipateur rotatif ( $\omega=750\text{tr/min}$ )

$T_{max} = 28.2 \text{ } ^\circ\text{C}$  pour le dissipateur rotatif ( $\omega=1000\text{tr/min}$ )

Ces figures montrent aussi que la température des ailettes diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. L'utilisation d'un dissipateur rotatif augmente la vitesse d'écoulement d'air ce qui provoque une augmentation du transfert de chaleur convectif et par conséquent une diminution de la température des ailettes.

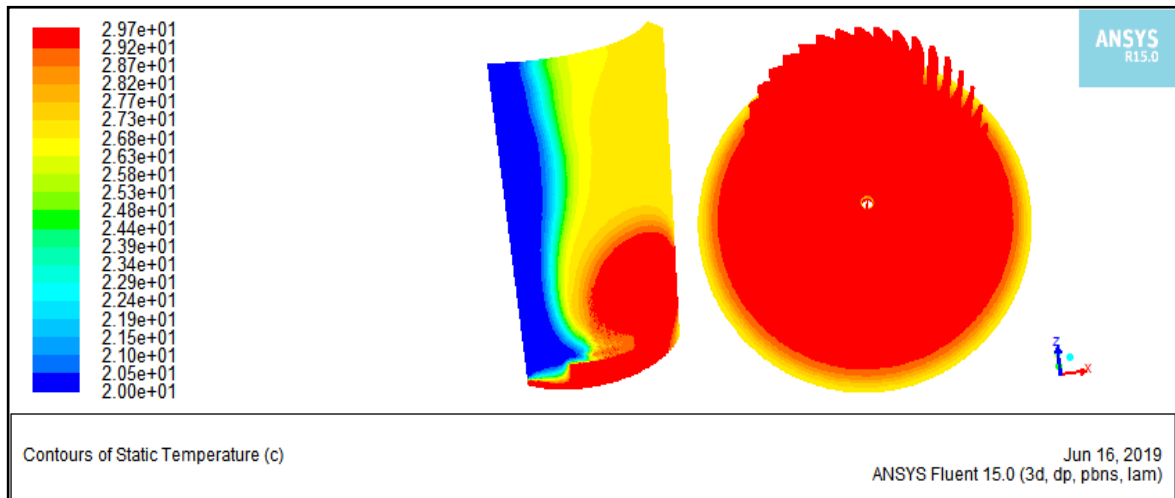


Figure IV.12 : Contours de température pour une vitesse de rotation  $\omega=500$  tr/min

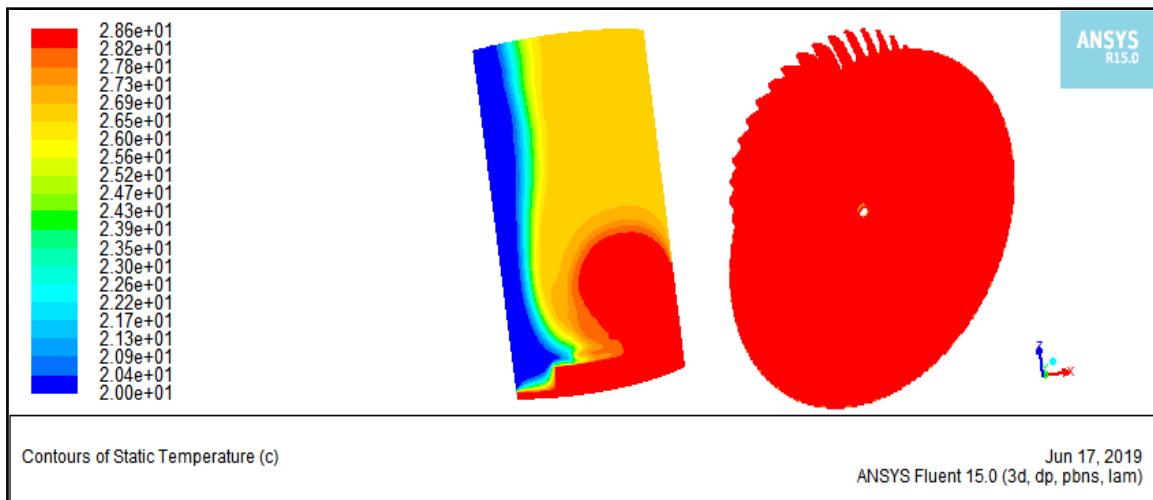


Figure IV.13 : Contours de température pour une vitesse de rotation ( $\omega=750$  tr/min)

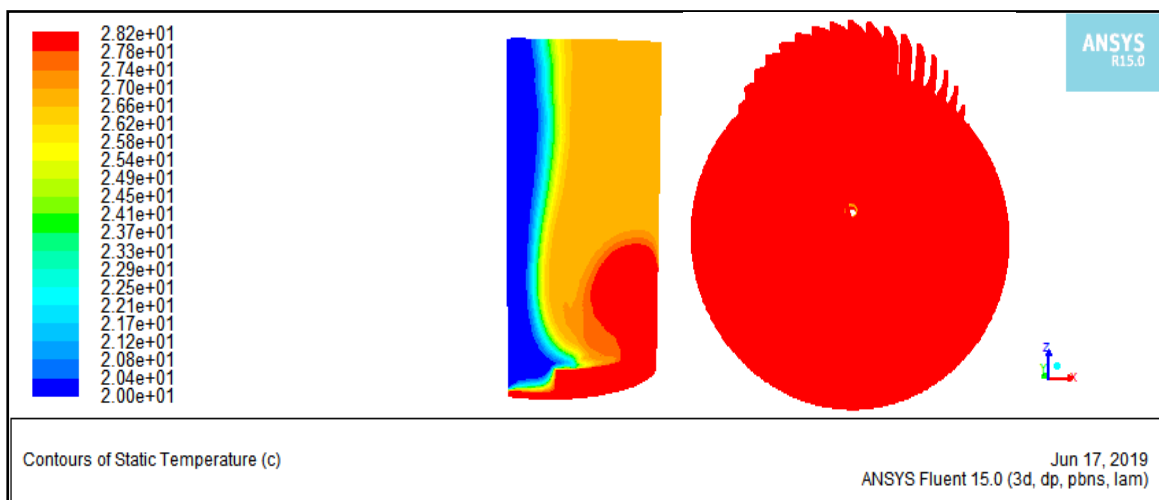


Figure IV.14 : Contours de température pour une vitesse de rotation  $\omega=1000$  tr/min

### IV.5.2. Contours de vitesse

Les Figures IV.15, IV.16 et IV.17 représentent les contours de vitesses pour un nombre d'ailettes  $n=36$  et pour un nombre de Reynolds  $Re=800$  dans un dissipateur de chaleur rotatif avec une vitesse de rotation égale à 500tr/min, 750tr/min et 1000tr/min.

Il est clairement observé que la vitesse d'écoulement augmente avec la vitesse de rotation du dissipateur de chaleur.

### IV.5.3. Les lignes de courants

Les Figures IV.18, IV.19 et IV.20 montrent les lignes du courant dans une seule ailette et dans tout le dissipateur de chaleur rotatif pour  $n=36$ ,  $Re=36$  et pour les trois vitesses de rotation.

Ces figures montrent que les lignes de courant tournent autour de l'ailette dans la direction de rotation du dissipateur de chaleur, les lignes de courant augmentent avec la vitesse de rotation.

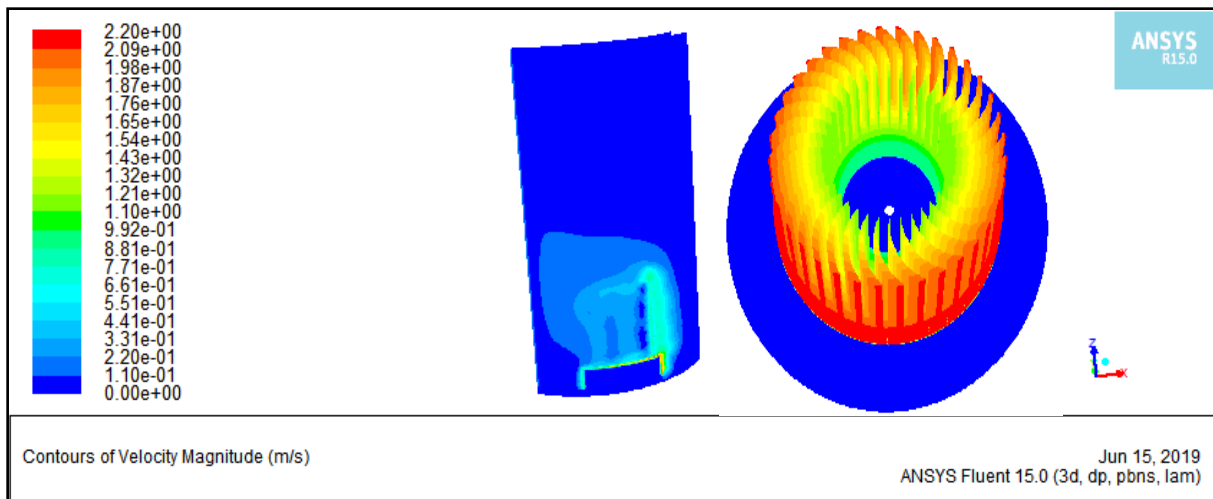


Figure IV.15 : Contours de vitesse pour une vitesse de rotation  $\omega=500$  tr/min

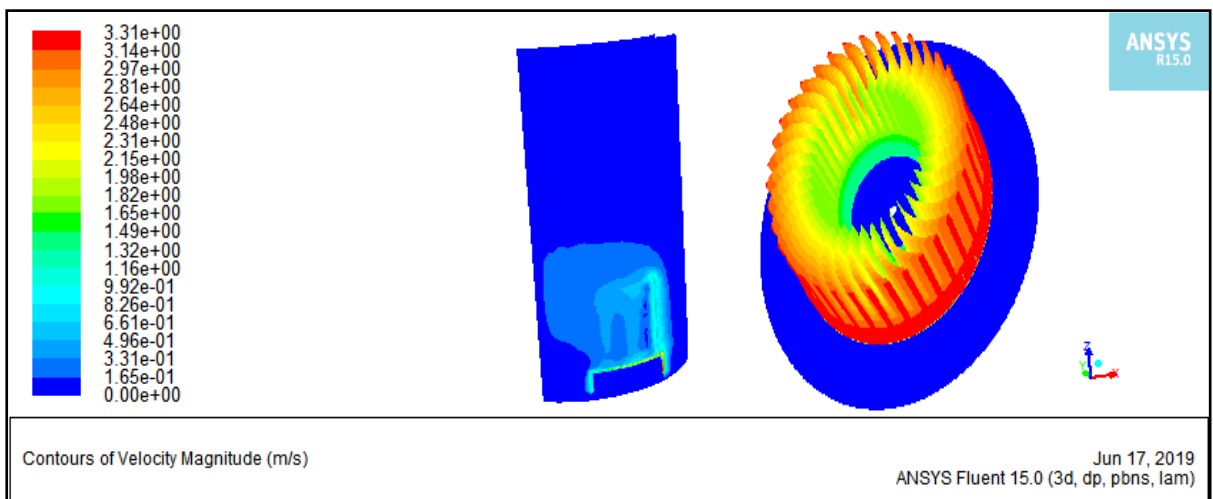


Figure IV.16 : Contours de vitesse pour une vitesse de rotation  $\omega=750$  tr/min

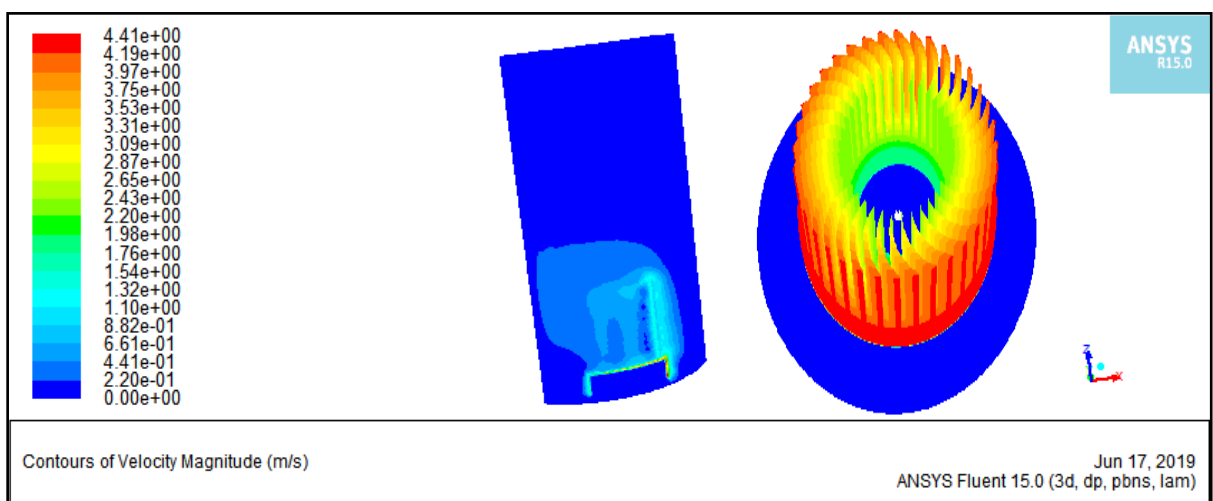


Figure IV.17 : Contours de Vitesse pour une vitesse de rotation  $\omega=1000$  tr/min

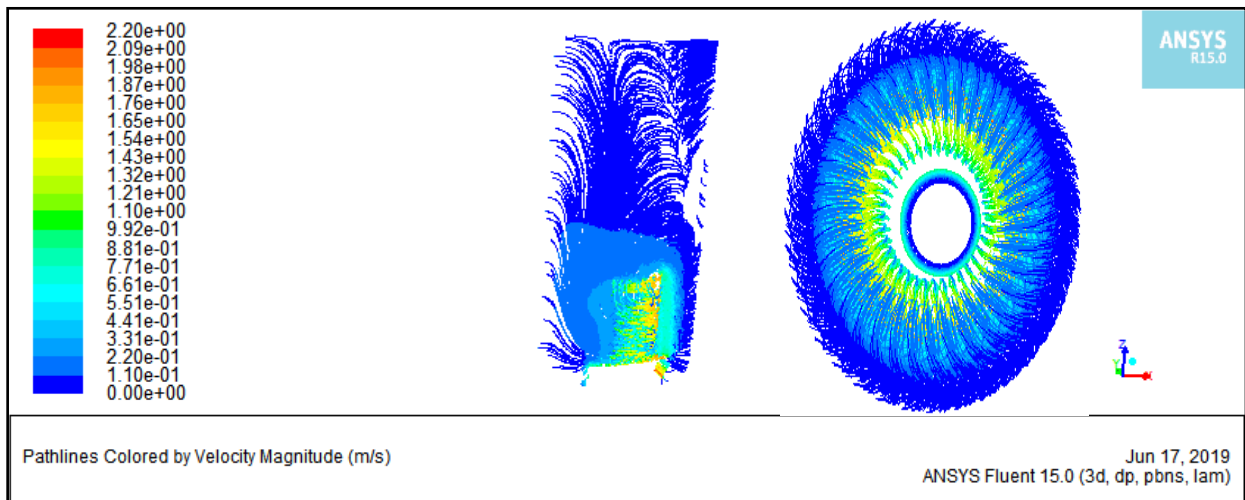


Figure IV.18 :Lignes de courant pour une vitesse de rotation  $\omega=500$  tr/min

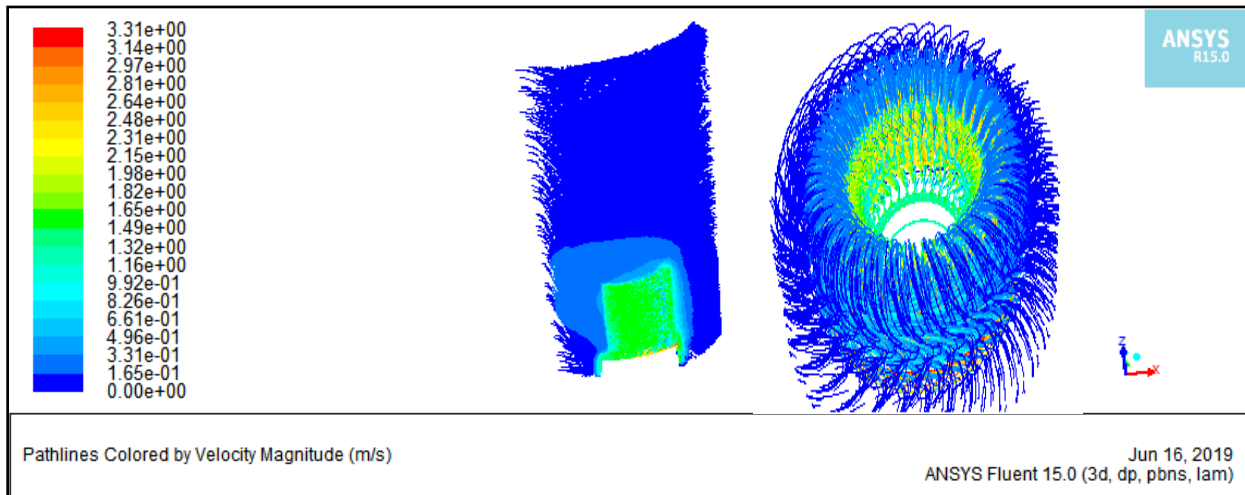


Figure IV.19 : Lignes de courant de vitesse pour une vitesse de rotation  $\omega=750$  tr/min

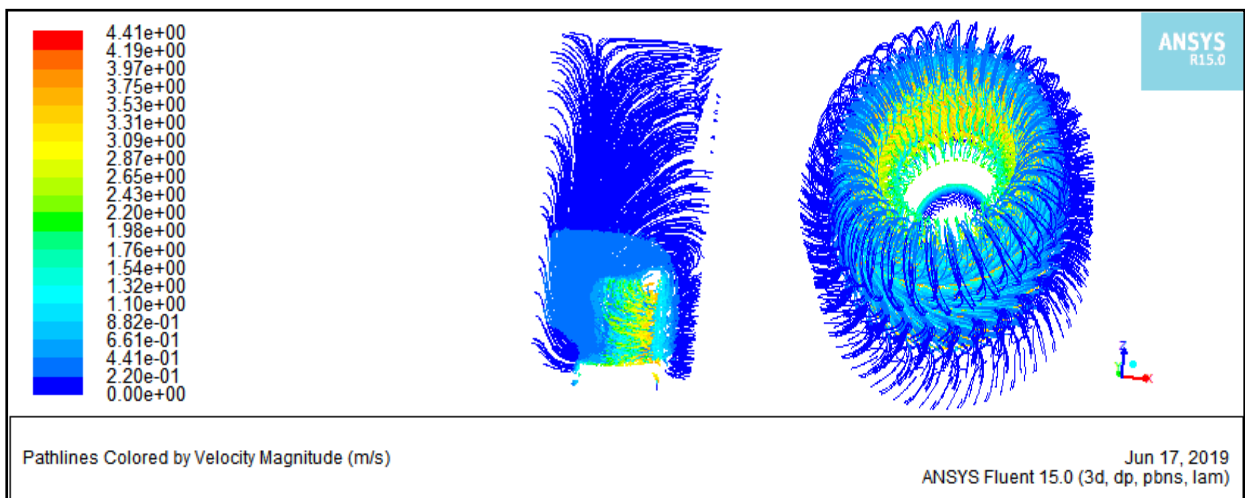


Figure IV.20 : Lignes de courant pour une vitesse de rotation de vitesse  $\omega=1000$  tr/min

#### IV.5.4. Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds :

La Figure IV.21 montre une comparaison du nombre de Nusselt moyen pour un dissipateur de chaleur non rotatif et un dissipateur rotatif avec une vitesse de rotation égale 500tr/min, 750tr/min et 1000tr/min.

On peut constater que le nombre de Nusselt moyen pour les trois vitesses de rotation étudiées augmente avec le nombre de Reynolds, et le nombre de Nusselt pour le dissipateur de chaleur rotatif est meilleur à celui d'un dissipateur non rotatif car la rotation augmente la vitesse d'écoulement de l'air ce qui donne une meilleure évacuation de la chaleur à partir des ailettes vers l'air ambiant, et par conséquent, un bon refroidissement du composant électronique.

Les résultats numériques montrent également que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du dissipateur de chaleur.

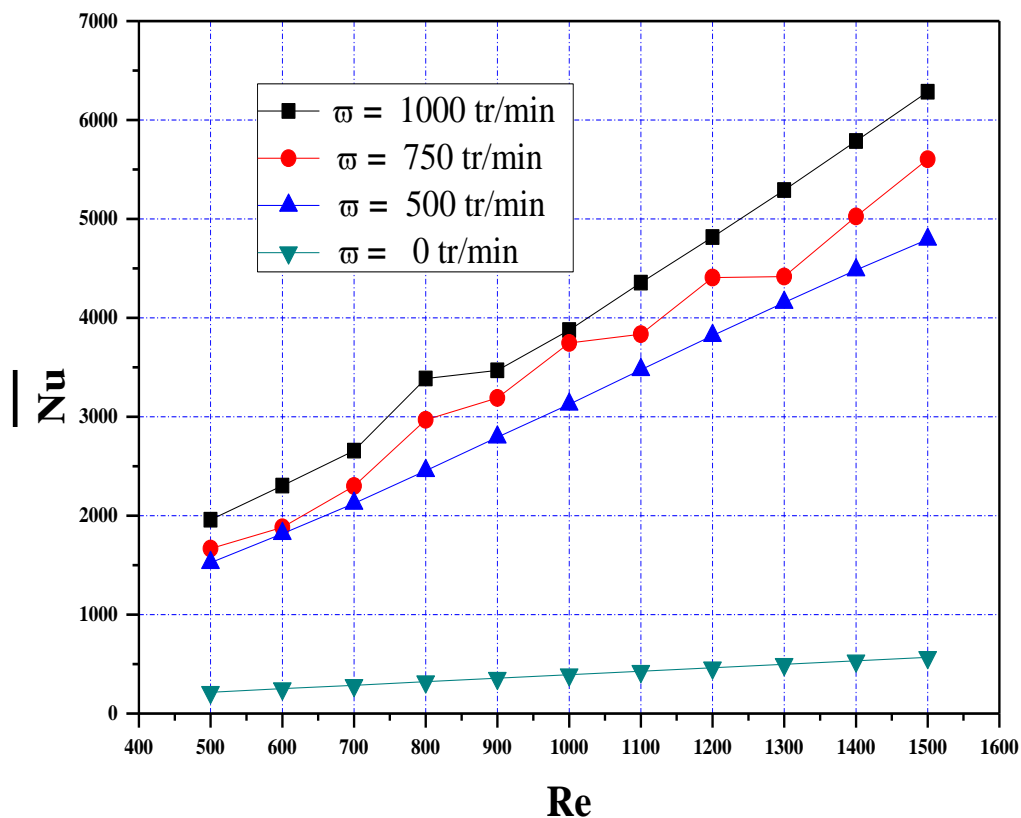


Figure IV.21 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds.

### IV.5.5. Variation de la résistance thermique en fonction du nombre du Reynolds

La Figure IV.22 présente une comparaison de la résistance thermique du dissipateur de chaleur non rotatif et un dissipateur rotatif avec une vitesse de rotation égale 500tr/min, 750tr/min et 1000tr/min.

On constate que la résistance thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

On peut remarquer aussi que la résistance thermique du dissipateur de chaleur non rotatif est plus grande que celle du dissipateur rotatif car le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement de l'air et par conséquent on a une diminution de la résistance thermique.

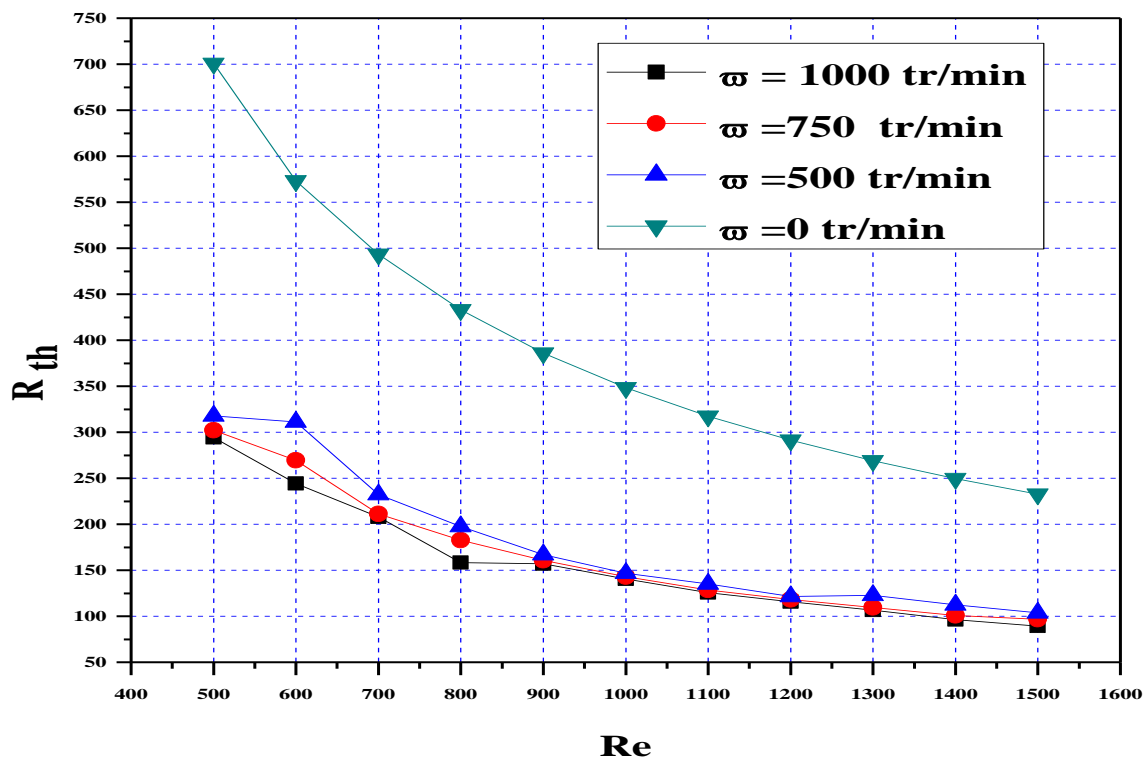


Figure IV.22 : Variation de la résistance thermique en fonction du nombre du Reynolds.

#### IV.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exposé les résultats numériques de la convection mixte stationnaire et laminaire dans une nouvelle conception du dissipateur de chaleur rotatif et non rotatif.

Nos simulations numériques ont été réalisées pour une large variation des paramètres indépendants, tels que le nombre de Reynolds  $Re = 500-1500$  et trois nombres d'ailettes  $n=18, 24, 36$  et une vitesse de rotation  $\omega=500\text{tr/min}, 750\text{tr/min}$  et  $1000\text{tr/min}$ .

Un meilleur refroidissement est obtenu lorsque le nombre de Reynolds augmente. Le dissipateur de chaleur avec  $n=36$  ailettes a le plus grand nombre de Nusselt en comparaison avec les autres valeurs du nombre d'ailettes.

Nous avons constaté aussi que la rotation du dissipateur de chaleur permette une grande amélioration des performances thermiques du dissipateur de chaleur en termes du nombre de Nusselt.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion générale

Dans ce mémoire nous avons exposé une étude numérique tridimensionnelle de la convection mixte laminaire et stationnaire dans une nouvelle conception de dissipateur de chaleur rotatif utilisé pour le refroidissement d'un CPU.

Les équations qui régissent cette étude sont les équations de continuité, de quantité de mouvement, couplées à l'équation de l'énergie. La méthode choisie pour la résolution de ces équations est la méthode des volumes finis adoptée par le code commercialisé Fluent.

Après la création de la géométrie par le logiciel Gambit, on a passé aux simulations numériques à l'aide de logiciel Fluent, les résultats obtenus sont présentés pour les deux cas étudiés : dissipateur rotatif et non rotatif, pour un nombre de Reynolds qui varie de 500 jusqu'à 1500 qui correspond à un nombre de Richardson  $2 \leq Ri \leq 22$ , et pour un nombre d'ailettes variables  $n=18, 24, 36$

La configuration étudiée dans le deuxième cas est exactement la même que l'initiale, seulement nous avons fait tourner le dissipateur de chaleur avec une vitesse de rotation égale 500tr/min, 750tr/min, 1000tr/min.

Les conclusions tirées de ces résultats peuvent être résumées comme suit ;

- Avec l'augmentation du nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt du dissipateur de chaleur rotatif et non rotatif augmente.
- Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre d'ailettes pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds.
- La résistance thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds et nombre d'ailettes.
- Le nombre de Nusselt pour le dissipateur de chaleur rotatif est meilleur à celui d'un dissipateur non rotatif.
- Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation du dissipateur de chaleur.

- La résistance thermique du dissipateur de chaleur non rotatif est plus grande que celle du dissipateur rotatif

A la fin de notre étude on peut conclure que cette nouvelle conception de dissipateur de chaleur a donné une grande amélioration dans le refroidissement du composant électronique par rapport à la conception conventionnelle.

## **Bibliographie**

- [1] **Jean Tain, Franck Enguehard, Estell Iacona**, Transfert thermique, Introduction aux transferts d'énergie, 2014.
- [2] **Belghoul Nadir**, Modélisation et simulation de la convection due à un champ de force externe dans des cavités : Convection Naturelle, MHD et Marangoni, Mémoire de Mastère, Université Badji Mokhtar Annaba, 2018.
- [3] **Ana Maria Bianchi, Yves Fautrelle, Jacqueline Etay**, Transfert thermique, 2004.
- [4] **Cecil Adams**, Return of the Straight Dope, 1994.
- [5] **Jacques Padet, Renato M. Cotta, Emilia Cerna Mladin**, Un autre regard sur la convection mixte, 2010.
- [6] **Jean Pierre Petite**, Dissipation thermique dans les systèmes électroniques, 2001.
- [7] **Hasna Louahlia (Lusac), Sebastien You (Areelis technologies)**, Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques, Areelis technologies, Luusac (laboratoire universitaire des sciences appliquées de Cherbourg), 2015.
- [8] **M. Bernard, Lycee Lachenal**, Les dissipateurs thermiques, 2009.
- [9] **Bouchelagham Mohamed Amine**, Etude thermique du refroidisseur d'une composante électronique, Mémoire de Mastère, Université Badji Mokhtar Annaba, 2017.
- [10] **Guestal Mabrouk**, Modélisation du transfert thermique par convection naturelle dans les géométries pratiques, Université des frères Mentouri Constantine, 2010.
- [11] **Terry A. Johnson, Jeff P. Kaplow, Wayne L. Staats, Dita B. Curgus, Michael T. Leick, Daniel Mathew, Mark D. Zimmerman**, Development of the Sandia cooler, 2013.
- [12] **Jean François Roche**, Définition d'un dissipateur de chaleur en milieu industriel, 2007.
- [13] **Rezik Hafied**, Etude des transferts de chaleur et de masse de l'ailette humide, mémoire de magistère, Université de Batna, 2014.

## Résumé

L'évolution dans le domaine d'électronique a causé l'augmentation très rapide de la température qui résulte la distraction et la perte de matériels, pour cela L'évacuation de la chaleur est devenue un problème crucial à résoudre. L'objectif du refroidissement des équipements électroniques est donc de maintenir la température de chaque élément à sa température nominale de fonctionnement. Dans ce travail nous avons étudié numériquement la convection mixte tridimensionnelle dans une nouvelle conception du dissipateur de chaleur utilisé pour le refroidissement d'un CPU. Nos simulations numériques ont été réalisées pour une large variation des paramètres indépendants, tels que le nombre de Reynolds  $Re = 500-1500$  et le nombre d'ailettes  $n=18,24$  et  $36$  et une vitesse de rotation égale  $500tr/min$ ,  $750tr/min$  et  $1000tr/min$ . Les résultats numériques montrent qu'un meilleur refroidissement est obtenu lorsque le nombre de Reynolds augmente. Le dissipateur de chaleur avec  $n=36$  ailettes a le plus grand nombre de Nusselt en comparaison avec les autres valeurs du nombre d'ailettes et la rotation du dissipateur de chaleur permet une grande amélioration du nombre de Nusselt

## Abstract

The evolution in the field of electronics had cause very fast increase in temperature which could results the distraction and loss of materials, for this Heat evacuation has become a crucial problem to solve.

The objective of cooling the electronics equipment it then to maintain the temperature of each element at its nominal operating temperature. In this work we have numerically studied the three-dimensional mixed convection in a new design of the heat sink used for cooling a CPU. Our numerical simulations have been realized for a wide variation of parameters independent, such as the Reynolds number  $Re = 500-1500$ , the number of fins  $n = 18, 24$  and  $36$ . And a rotational speed equal to  $500rpm$ ,  $750rpm$  and  $1000rpm$ . The numerical results show that better cooling is obtained when the Reynolds number increases. The heat sink with  $n = 36$  fins has the largest number of Nusselt compared to the other values of the number of fins and the rotation of the heat sink allows a great improvement in the number of Nusselt

## ملخص

إن التطور في مجال الإلكترونيك سبب الارتفاع السريع في درجة الحرارة مما قد ينتج عنه فقدان أو تضرر للأجهزة، ولأجل ذلك أصبح الاجلاء الحراري مشكل عويص وجب حله.

الهدف من تبريد المعدات الالكترونية هو ابقاء درجة الحرارة في مجال المسموح فيه، في هذا العمل قمنا بدراسة رقمية ثلاثية الابعاد للحمل الحراري المختلط (طبيعي + مقوى) في تصميم جديد للموزعات الحرارية المستعمل في التبريد وحدة المعالجة المركزية.

في دراستنا الرقمية قمنا بتغيير عدة خصائص مستقلة مثل عدد رينولدز من 500 الى 1500، و عدد العنفات 18 و 24 و 36، وسرعة الدوران التي تتغير من 500,750,1000 دورة في الدقيقة، والنتائج الرقمية اظهرت ان التبريد يتحسن مع الزيادة في عدد رينولدز، الموزع الحراري ذو 36 عنفة كان هو الافضل من حيث قيمة عدد نوسات مقارنة بالموزع الاخران وسرعة الدوران تحسن اكثر فاكتر في قيمة عدد نوسات.