



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème :

Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base

Proposé et dirigé par :

BAKHTI fatima zohra

Présenté :

KHIDER fatma zohra

Année Universitaire : 2015 / 1016

N° d'ordre : GM/...../2016

Dédicaces

*A mes très chers parents qui ont toujours été là pour
moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de
labeur et de persévérance.*

*A mon mari, sur qui je peux toujours compter, pour le
soutien infini qu'il m'a toujours témoigné et pour tout
ce qu'il fait pour moi.*

A mon ange sana

A tous ceux qui m'ont encouragé

*J'espère que vous trouverez dans ce travail toute ma
reconnaissance.*

Remerciements

Je tiens à remercier tout d'abord Dieu qui m'a guidé vers le bon chemin et qui m' a donné le courage et la force de continuer ce travail.

J'exprime mes profonds remerciement à madame **Bakhti** ,j'ai le grand plaisir de travailler sous sa direction et profiter de ses enseignements et ses conseils judicieux et pertinents.

J'adresse mes profondes gratitudes aux enseignants et responsables du département énergétique .

Enfin, j'exprime mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail .

Sommaire

Introduction Générale	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
-----------------------------	-----------------------------------

CHAPITRE I: Recherche Bibliographique

I.1-Introduction :	3
I.2-Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement :.....	3
I.2-a-La conduction thermique :	4
I.2-b- Le rayonnement :	5
I.2-c-Transfert de chaleur par convection :	6
I.2-c-1-Convection forcée :	7
I.2-c-2-Convection naturelle	8
I.2-c-3-Convection mixte :	8
I.3-L'importance des phénomènes thermiques en électronique :	9
I.4- Rôle du refroidissement	12
I.5- Les principales techniques de refroidissement des composants électroniques :	14
I.5-1- Les systèmes de refroidissement monophasiques :	15
I.5-1-1- Système de Refroidissement à air :	15
I.5-1-1-1-Convection naturelle dans l'air :	16
I.5-1-1- 1-a- Les ailettes de refroidissement (convection naturelle) :	16
I.5-1-1- 1-b-Performances des ailettes de refroidissement.....	17
I.5-1-1-2- La convection forcée dans l'air :	18
I.5-1-2- Système de refroidissement liquide :	19
I.5-1-3- .Refroidissement par Spray :	21
I.5-1-4- Refroidissement par jets :	21
I.5-2-Système de refroidissement diphasique :	22
I.5-2-1- Refroidissement par changement de phase solide-liquide	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
I.5-2-2- Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur	23
I.5-2- 2-1- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique :	24
I.5-2- 2-2- Refroidissement par caloducs :	24
I.5-2- 2-3- Refroidissement par thermosiphon	25
I.5-2- 2-4- Refroidissement par boucle diphasique CPL et LHP	26
I.5-3- Drain thermique :	27

CHAPITRE II: Formulation Mathématique

II-1 -Introduction :	29
II-2 -La géométrie du problème étudié :	29
II-3 -Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes):	33
II-3-1 L'équation de continuité :	33
II-3-2 Les équations de quantité de mouvement :	33
II-3-3 L'équation de l'énergie :	34
II.4.Hypothèses simplificatrices:	35
II-6 Conditions aux limites :	36
II-7-Nombre de Reynolds:	38
II-8-Coefficient d'échange convectif h :	38
II-9-Le nombre de Nusselt :	39

CHAPITRE III: Présentation du Code de Calcul

III.1-Introduction.....	40
III.2-Outil de simulation Gambit et Fluent :	41
III.2-1 -L'outil gambit :	41
III.2-2 -Notice d'utilisation de gambit :	41
III.2-2 -1-Vue globale :	41
III.2-2 -2-Définir la géométrie :	43
III.2-2 -3-Définir les paramètres des zones de calcul.....	47
III.2-2 -3-1-Conditions aux limites :	47
III.2-2 -3-2-Définition des zones :	48
III.2-2-4-Exportation du maillage :	49
III.2-3-Le code Fluent :	50
III.2-3-1-Résolution numérique par la méthode des volumes finis :	51
III.2-3-2-La procédure de calcul par Fluent:	51
III.2-3-2-1-Importation de la géométrie (*.msh) :	51
III.2-3-2-2-Affichage de la grille :	53
III.2-3-2-3-Vérification du maillage:.....	53
III.2-3-2-4- Vérifier l'unité:	54
III.2-3-2-5-Lissage du maillage:.....	55

III.2-3-2-6-Choix du solveur:	55
III.2-3-2-7- Autorisation du transfert de chaleur:	56
III.2-3-2-8-Choix du type d'écoulement:	56
III.2-3-2-9-Définir les propriétés des matériaux :	57
III.2-3-2-10-Conditions d'opération :	58
III.2-3-2-11- Les Conditions aux limites :	59
III.2-3-2-12-Choix des facteurs de sous relaxation :	60
III.2-3-2-12-Lancement du calcul :	62
III.2-3-2-13-La convergence des calculs	62

CHAPITRE IV: Résultats et Discussions

V-1- Introduction :	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.2-Maillage de la géométrie :	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.2.Validation du code de calcul :	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3. Résultats et Discussions	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.1.Champ de température aux niveaux des ailettes solides : ...	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.2. Champ de température au niveau du fluide:	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.3. Champ de température au niveau des ouvertures:	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.4. Contours et vecteurs vitesses :	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.5. Coefficient d'échange convectif :	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.6.Le nombre de Nusselt:	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.
IV.3.7. La résistance thermique:	خطأ! الإشارة المرجعية غير معروفة.

Conclusion général

Bibliographie

LISTE DES FIGURES

Figure I.1: principe de la conduction thermique.	5
Figure I.2: principe de rayonnement.	6
Figure I.3 : Action de fluide en mouvement dans la convection.	7
Figure I.4 : représentation des 3 modes de transfert de chaleur.....	9
Figure I.5 : Taux de pannes des composants en fonction de la température	10
Figure I.6: Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement	11
Figure I.7 : Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart	12
Figure 1.8 : Classification des systèmes de refroidissement passif	15
Figure I.9 : Exemple d'ailette de refroidissement et nid d'abeille pour augmenter la surface d'échange convectif	16
Figure I.10: Schématisation du transfert de chaleur à travers une ailette	17
Figure I.11 : Système de refroidissement forcée par air Radiateur (ficher Elektronik) et ventilateur(SEPA)	18
Figure I.12 : Schéma simplifié de refroidissement par liquide	19
Figure I.13 : variation de coefficient d'échange en fonction du fluide caloporteur et du mode de refroidissement	20
Figure I.14 : refroidissement liquide à plaque froide.....	20
Figure I.15 : refroidissement liquide à micro-canaux	20
Figure I.16 : principe du spray cooling	21
Figure I.17 : refroidissement par jet.....	22
Figure I.18 : Utilisation de PCM avec graphite pour refroidir des batterie	23
Figure I.19 : Système de refroidissement par fluide diélectriques avec condensateur externe (a) interne (b.).....	24
Figure I.20 : Schémas de principe d'un caloduc	25
Figure I.21 : Schéma de principe d'un thermosiphon en tube fermé.....	26

Figure I.21. Boucles diphasique CPL et LHP	27
Figure I.22 : principe et exemples de drains thermiques externes	28
Figure II.1: Un dissipateur de chaleur à une ouverture	31
Figure II.2: Un dissipateur de chaleur à deux ouvertures	31
Figure II.3: Un dissipateur de chaleur à trois ouvertures.....	32
Figure II.4: Un dissipateur de chaleur à quatre ouvertures	32
Figure III.1 : vue globale de Gambit.....	41
Figure III.2 : menu principal de Gambit.....	42
Figure III.3 : vue des points du domaine	43
Figure III.4 : vue des segments du domaine.....	43
Figure III.5 : vue des surfaces du domaine.....	44
Figure III.6: maillage des segments.....	44
Figure III.7 : maillage des surfaces	45
Figure III.8 : création du volume.....	45
Figure III.9 : un volume maillé.....	46
Figure III.10 : copie de volume	46
Figure III.11: les volume créés.....	47
Figure III.12 : définir les conditions aux limites	48
Figure III.13 : définition des zones.....	49
Figure III.14 : exportation de fichier	50
Figure III.15 : choix de la version de Fluent	52
Figure III.16 : importation de la géométrie	52
Figure III.17 : vérification de maillage sous Fluent	54
Figure III.18 : vérification de l'échelle.....	54
Figure III.19 : revérifier la qualité de maillage	55

Figure III.20 : choix de solveur	56
Figure III.21 : Etablir les équations de l'énergie	56
Figure III.22 : choix de modèle d'écoulement	57
Figure III.23 : définir les propriétés physiques des matériaux	58
Figure III.24: choix de pression de référence	58
Figure III.25 : Valeurs des conditions aux limites	59
Figure III.26: choix de la solution	60
Figure III.27 : Initialisation de la solution.....	61
Figure III.28 : choix de Résidu.....	61
Figure III.29 : Choix du nombre d'itérations	62
Figure III.30: Allures de l'évolution des résidus de calcul	62
Figure IV.1: Le Maillage	65
Figure IV.2 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux de la résistance thermique d'un dissipateur de chaleur sans ouverture	66
Figure IV.3: Champ de température pour $Re=50$ au niveau des ailettes solide.....	68
Figure IV.4: Champ de température pour $Re=100$ au niveau des ailettes solides .	69
Figure IV.5: Champ de température pour $Re=150$ au niveau des ailettes solides .	70
Figure IV.6: Champ de température pour $Re=200$ au niveau des ailettes solides .	71
Figure IV.7: Champ de température pour $Re=250$ au niveau des ailettes solides .	72
Figure IV.8: Le champ de température au niveau des ailettes fluide pour $Re=200$	74
Figure IV.9: Le champ de température au niveau des ouvertures dans le plan $z=-0.006$ et pour $Re=200$	76

Figure IV.10 : contours de vitesse pour différent nombre de Reynolds dans le plan $z=0.04$	77
Figure IV.11 : les vecteurs vitesses pour différents nombres de Reynolds dans le plan $z=0.04$	79
Figure IV.12: la variation du coefficient d'échange convectif en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouvertures	81
Figure IV.13: variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouvertures	82
Figure IV.14: la variation du Resistance thermique en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouverture.....	83

Nomenclature

A	surface d'change thermique (m^2)
L	longueur de dissipateur (mm)
W	largeur de dissipateur (mm)
H	hauteur d'ailette (mm)
e_b	épaisseur de la base (mm)
e_s	épaisseur de la source (mm)
e_o	épaisseur de l'ouverture (mm)
s_o	longueur d'ouverture (mm)
g	l'accélération de pesanteur (m.s^{-2})
m	débit massique (kg/s)
Q	Source de chaleur (w)
u_0	la vitesse de l'écoulement à l'entrée (m.s^{-1})
u_{01}	la vitesse de l'écoulement a l'entre d'ouverture suivant y (m.s^{-1})
T_{out}	Température de sortie d'air(k)
T_0	Température d'entrée (K)
T_w	Température des parois en contact avec l'air
T_m	Température moyenne de l'air en contact avec la surface
v	la vitesse de l'écoulement suivant y (m.s^{-1})
w	la vitesse de l'écoulement suivant z (m.s^{-1})
c_p	la chaleur spécifique à pression constante (j/kg.k)
R _{th}	La résistance thermique (K/W).

Nombre adimensionnels :

Re nombre de Reynolds

Nu nombre de Nusselt

Lettre grecque :

ΔT La différence de température (K)

ρ Masse volumique kg/m^3

λ Conductivité thermique W/kg .

μ Viscosité kg/m.s .

α Facteur de relaxation.

Introduction Générale

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

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

Les transferts thermiques ont servi à limiter les contraintes dans la conception et le fonctionnement des équipements utilisés dans une variété d'industries et récemment dans l'industrie électronique. Au cours des deux dernières décennies, l'étude de transfert de chaleur sur les sources discrètes de chaleur est devenue un sujet de grand intérêt en raison des progrès dans l'industrie électronique.

Pour maintenir un environnement thermique satisfaisant (avoir un fonctionnement correct et fiable) d'un système électronique, la recherche doit être axée sur les conceptions de systèmes de refroidissement donnant une meilleure capacité de transfert de chaleur tout en gardant le système de refroidissement de l'ensemble petit et moins coûteux. Le refroidissement des composants électroniques est l'un des principaux obstacles au développement des systèmes plus rapides, car l'indispensable extraction de chaleur dissipée (par les composants électroniques) doit être efficace. Ceci, pour éliminer les contraintes de températures élevées et par conséquent, permettre au processeur d'atteindre la vitesse maximale de traitement de données.[1]

Le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance a élargi le champ de la recherche concernant le transfert thermique au niveau de ces derniers, en particulier sur :

- La température maximale de jonction (au-delà de laquelle il y a destruction du

Composant ou non fonctionnement),

- La résistance thermique de contact (exprimée en $^{\circ}\text{C}/\text{W}$) qui quantifie la facilité d'évacuation du flux thermique du composant vers le boîtier ou le substrat.

La solution qui nous paraît évidente mais moins économique est le fait d'augmenter la surface d'échange des dissipateurs de chaleur destinés à refroidir le composant électronique ainsi que d'autres paramètres qui peuvent jouer un rôle considérable dans l'amélioration du transfert de chaleur au sein de ce système et plus précisément au niveau des composants électroniques.

L'objectif principal de la présente étude qui est la simulation numérique d'un écoulement en 3D avec transfert de chaleur dans un dissipateur de chaleur à ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base est de trouver la configuration idéale qui assure une bonne évacuation de la chaleur et par conséquent un meilleur refroidissement du composant électronique.

Pour atteindre cet objectif, le présent mémoire est divisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les trois modes de transfert de chaleur et les méthodes de refroidissement du composant électronique.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la géométrie étudiée suivi de la formulation mathématique ; les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque grandeur, sont présentées en détail.

Le troisième chapitre est consacré à la procédure de résolution numérique, nous avons donné une idée brève sur le code de calcul FLUENT , et le préprocesseur GAMBIT utilisé dans la conception et le maillage de la géométrie.

Le quatrième chapitre est la partie la plus importante de ce mémoire, elle comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus pour les quatre configurations étudiées.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résumera les principaux résultats obtenus.

I.1-Introduction :

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

Les dispositifs de refroidissement industriels, aussi sont confrontés aux mêmes problématiques : l'augmentation de la densité thermique (W/m^2) des éléments à refroidir et l'amélioration nécessaire de leur rendement. Ce qui serait en accord avec les normes environnementales, d'une part, et la réduction des coûts qui leur sont imputés, d'autre part.

Un dispositif de refroidissement industriel comporte trois postes :

- Une source chaude : il s'agit de l'élément à refroidir ou le processus dont on veut contrôler la température
- Une source froide : souvent l'air ambiant est considéré comme la source froide ultime d'un dispositif de refroidissement, cette notion, restant relative. En général, il s'agit de l'endroit où est rejetée l'énergie thermique extraite de l'élément refroidi
- Un vecteur énergétique : la source chaude peut être liée à la source froide soit par le biais d'un fluide caloporteur "transport convectif", soit par un milieu solide "transport conducteur", soit par le vide "transport radiatif". Souvent les trois mécanismes de transfert thermique sont mis en jeu en série ou en parallèle. [1]

I.2-Mécanismes de transfert thermique associés aux systèmes de refroidissement :

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a un échange thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteur thermique ou même électrique, centrales électriques au fuel ou gaz, etc....électronique) domestique (chauffage de l'habitat). Un transfert

d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid, le flux de chaleur dont la densité locale est notée $\vec{\phi}$ est une grandeur vectorielle ce qui signifie qu'un flux de chaleur est caractérisé non seulement par son intensité mais aussi par sa direction. Il est défini en chaque point de l'espace et a l'unité d'une densité surfacique de puissance (W/m^2). Il existe trois modes de transfert de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection. [2]

I.2-a-La conduction thermique :

La conduction thermique est un transfert thermique ayant lieu au cœur d'un matériau c'est-à-dire à l'échelle microscopique elle résulte de l'élévation ou de la baisse de la température dans certaine région d'un corps. Ceci provoque une différence de température dans l'intégrité du corps ainsi la région la plus froide du corps s'échauffe au contact de la région la plus chaude.

Ce transfert thermique a lieu sans transfert de matière mais avec transfert d'énergie. En effet, on peut considérer la conduction thermique au sein d'un solide comme la transmission de proche en proche de l'énergie microscopique de vibration du réseau cristallin car le fait que le corps soit chaud se traduit par une agitation microscopique des atomes cristallins.[3]

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier, Equation (I.1), établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822.[3]

$$dQ = - \lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \cdot dt \quad (\text{I.1})$$

dQ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

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

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en x en K.m^{-1}

Le flux de chaleur Φ en watt qui circule en x :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

Ainsi que la densité de chaleur ϕ en W.m^{-2}

$$\phi = \frac{Q}{s} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (I.3)$$

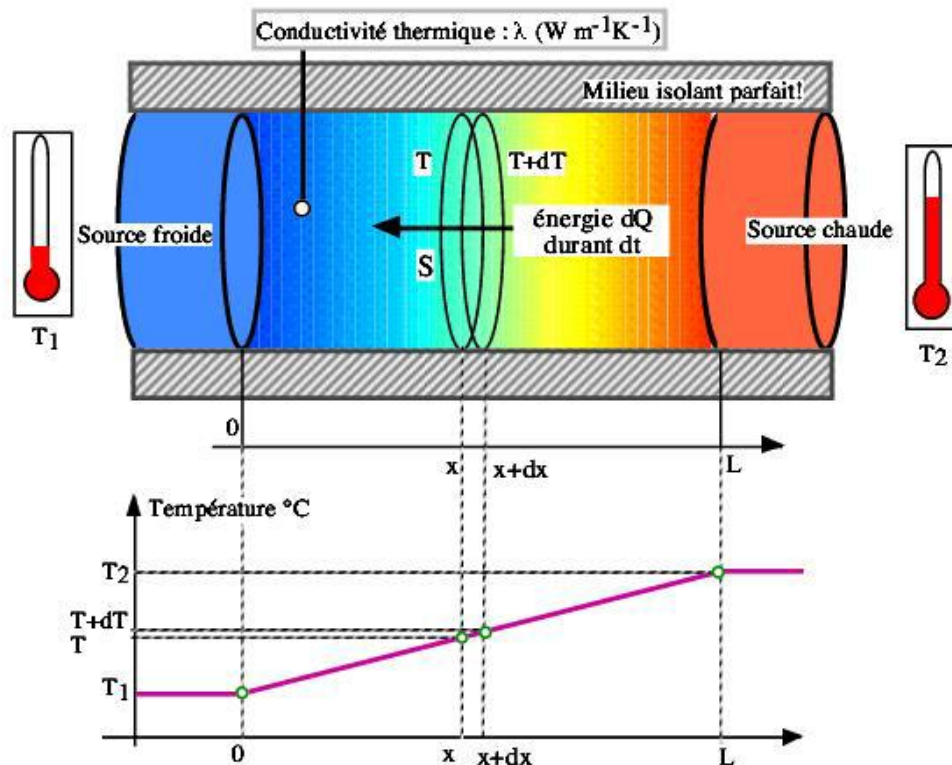


Figure I.1: principe de la conduction thermique.

I.2-b- Le rayonnement :

Le rayonnement est un transfert thermique ne nécessite pas de milieu matériel par opposition aux deux autres. En effet, ce type de transfert thermique résulte de l'émission des rayons électromagnétiques transporte l'énergie. Ils sont émis par un corps chaud, tel que le soleil, et échauffent le corps qui les reçoit, dans ce cas nous avons la relation suivante :[3]

$$\Phi(w) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad (I.4)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stefan ($=5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

ε : Facteur d'émission de la surface

T_s : Température de la surface (K)

T_a : Température du milieu environnant la surface (K)
 S : Aire de la surface (m^2)

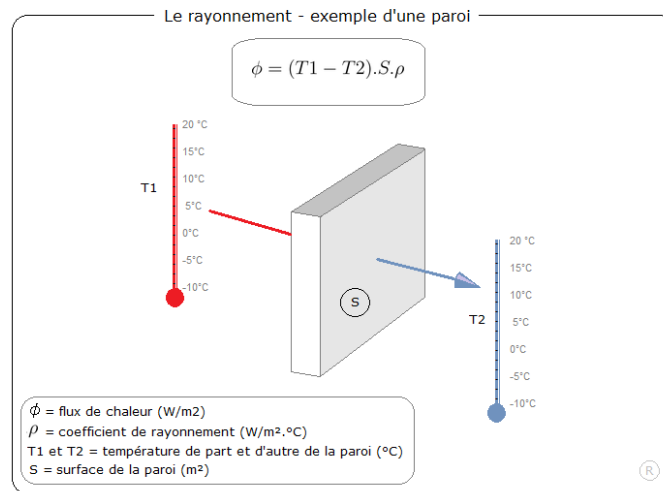


Figure I.2: principe de rayonnement.

I.2-c-Transfert de chaleur par convection :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et de mouvement de milieu, elle est considérée comme le mécanisme le plus important de transport de l'énergie entre une surface solide et un liquide ou gaz. Le transport d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacent. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température est l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte simultanément, le fluide et l'énergie. L'énergie est à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.[4]

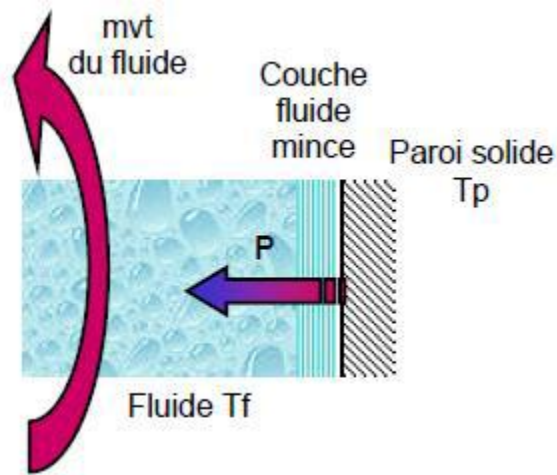


Figure I.3 : Action de fluide en mouvement dans la convection.

La puissance transférée par convection est donnée par la relation

$$\Phi = h S (T_s - T_a) \quad (I.5)$$

Avec :

Φ :	Flux de chaleur transmis par convection	(W)
h :	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W m ⁻² °C ⁻¹)
T_s :	Température de surface du solide	(°C)
T_a :	Température du fluide loin de la surface du solide	(°C)
S :	Aire de la surface de contact solide/fluide	(m ²).

La transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre (naturelle), convection forcée et convection mixte.

I.2-c-1-Convection forcée :

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoquée par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.[5]

La relation générale pour la convection forcée est $Nu = f(Re, Pr)$. En microélectronique, le transfert de chaleur obéit alors à l'expression suivant :

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m$$

Où c , n et m sont des constantes dépendant des caractéristiques du solide et du fluide.

I.2-c-2-Convection naturelle

C'est celle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, celles -mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide. La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules fluide.

La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide.

On retrouve dans plusieurs applications industrielles ce mode de transfert de chaleur, Par exemple, dans les échangeurs de chaleur où deux fluides en mouvement, séparés par une paroi solide s'échange de l'énergie.[5]

I.2-c-3-Convection mixte :

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée) c'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile :

L'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air [5].

Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson Ri qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds ;

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si : $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.

Si : $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

Si : $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée).

La figure suivante présente les trois modes de transfert de chaleur pour un composant électronique :

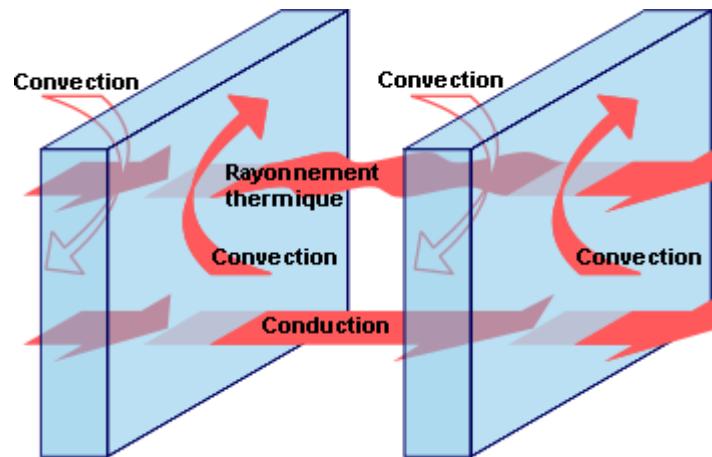


Figure I.4 : représentation des 3 modes de transfert de chaleur[5].

I.3-L'importance des phénomènes thermiques en électronique :

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. Certains composants dissipent beaucoup de chaleur et s'échauffent et afin d'être dans les limites de fonctionnement de ces composants, il faut aménager l'écoulement de cette chaleur à l'extérieur.

Concernant la fiabilité des composants électroniques, elle est fortement influencée par leur température de fonctionnement comme l'indique la courbe de la figure I.5 tracée à partir des données fournies par un certain nombre de fabricants de circuits intégrés et qui donne le taux de pannes en fonction de la température. [6]

On constate sur cette courbe qu'une élévation de température de 25°C seulement se traduit par un doublement du taux de pannes.

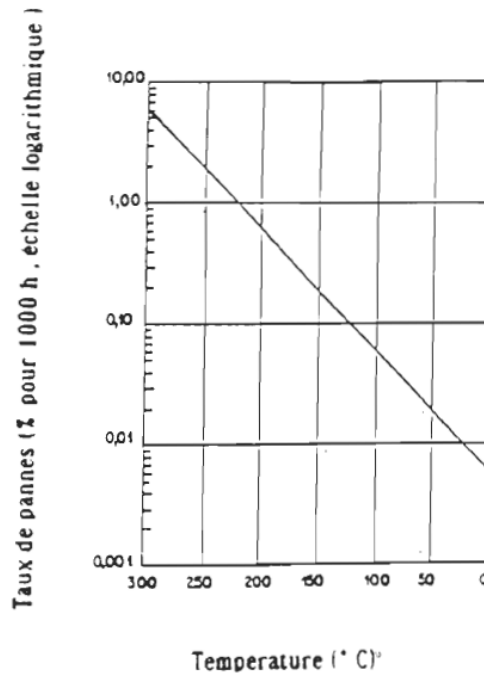


Figure I.5 : Taux de pannes des composants en fonction de la température.[6]

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. [6]

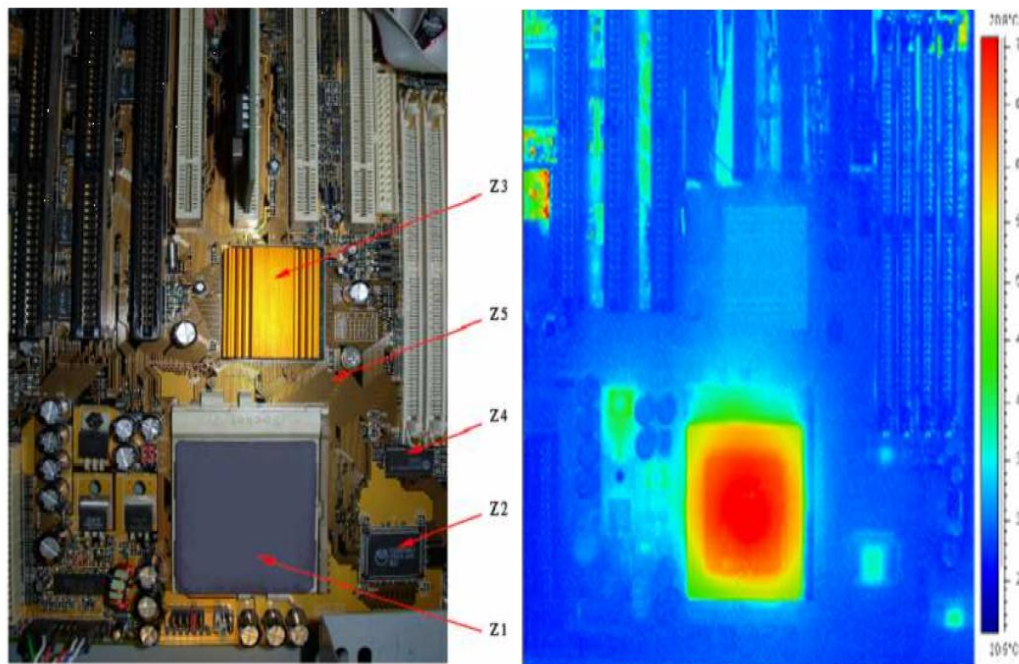
M. REBAY et al. [7] ont montré par thermographie infrarouge que la température globale d'un microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique réelle de la puce intégrée. Comme le montre la figure I-5, une partie dégage plus de chaleur que les autres. C'est ce que l'on appelle un point chaud ("hotspot"), représenté en rouge sur la figure. J.Donald et M. Martonosi [8] parlent d'une différence de température de l'ordre de 5 à 25°C, entre la température moyenne et le point le plus chaud. Ces pics de température risquent de causer de graves dégâts sur une zone précise du processeur.

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 jusqu'à la défaillance.
- Le packaging 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 accélérées 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 longue terme.[9]



(1) : Image d'une carte mère

(2) : Thermographie infrarouge

Figure I.6: Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement.

L'évolution des techniques de refroidissement est étroitement liée à l'augmentation de la puissance thermique et de la complexité des circuits électroniques. La tendance de l'industrie électronique de dissiper plus de puissance dans de plus petits modules a créé des défis de gestion thermique croissants. La densité de flux atteint les 50 W/cm² dans les nouvelles générations de microprocesseurs, quant aux convertisseurs d'électronique de puissance leur volume s'est vu réduire d'une manière importante.

En effet, depuis l'apparition des IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors), les convertisseurs sont capables de fonctionner à haute fréquence avec des densités de flux pouvant atteindre 400 W/cm² (un IGBT de taille 12 x 12 mm² peut dissiper

680W) tout en conservant des valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles dissipent 500 W/cm² et plus. De nos jours, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées. La figure I.6 présente l'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart. Nous notons une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les transistors. Nous remarquons également, une complexité de plus en plus importante de systèmes embarqués.[9]

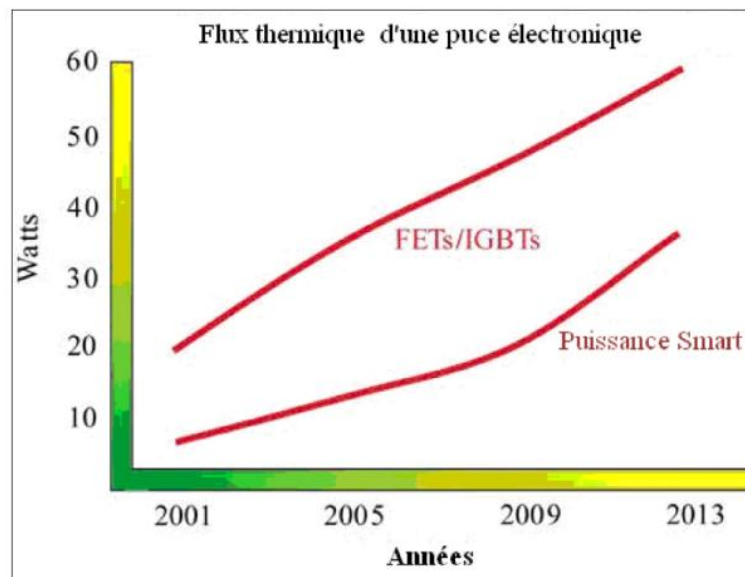


Figure I.7 : Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart [9].

I.4- Rôle du refroidissement

Afin de résoudre les problèmes thermiques qui peuvent nuire au bon fonctionnement des circuits électroniques, on fait appel au refroidissement efficace. D'une part, le système de refroidissement doit être compatible avec l'environnement dans lequel il doit être utilisé. D'autre part, il faut imposer aux systèmes de refroidissement certaines limitations.

Les premières limitations concernent la thermique et la mécanique. Ces limitations ne sont pas les seules et, en fait, peuvent ne pas être les plus importantes. En général, il existe cinq critères qui doivent être considérés lors de la conception d'un système de refroidissement [6]:

- ✓ sa capacité.
- ✓ sa fiabilité.

- ✓ sa commodité d'emploi.
- ✓ sa compatibilité avec de l'équipement électronique.
- ✓ son prix.

Les systèmes de refroidissement doivent être capables de remplir leur fonction d'une manière reproductible et prévisible, même confrontés à un environnement extérieur changeant ; leurs performances doivent être soutenues pendant une certaine durée de vie, avec un minimum d'entretien.

A la limite, le taux de pannes d'un système de refroidissement doit être inférieur à celui des composants qu'il protège [6].

La commodité d'emploi du système de refroidissement doit être prise en considération de telle sorte que les composants critiques de l'équipement électronique soient facilement accessibles et démontables pour être testés, réparés ou remplacés.

Le système de refroidissement pour l'équipement électronique doit tenir compte des considérations économiques dans l'analyse finale. Le coût du système de refroidissement doit être maintenu dans une proportion raisonnable du coût total de l'équipement électronique.

Lors de la conception du système de refroidissement d'un équipement électronique toutes ces limitations doivent être prises en considération et comme dans toute conception le système optimum sera le résultat d'une série de mesures [8] .

Ces mesures sont basées sur l'évaluation des avantages d'une méthode de refroidissement par rapport à ses limitations et sur la pondération de ses avantages et de ses désavantages par rapport à une classification par ordre d'importance de ses différentes limitations.

Le meilleur système de refroidissement est celui qui satisfait de la façon la plus simple les exigences thermiques d'un équipement électronique [6].

La dissipation thermique est donc primordiale. Par conséquent l'utilisation de systèmes de refroidissement plus performants en terme de dissipation thermique, voire innovant, est crucial.

D'autant plus que la mise en œuvre de ces systèmes de refroidissement est rendue complexe en raison de :

- ✓ La mise sous contrainte des composants/systèmes électroniques : puissance à dissiper plus importante, surface d'échange réduite et environnement thermique plus sévère.

- ✓ La présence d'échange thermique entre les différents éléments du système électronique.
- ✓ Une répartition inhomogène des composants source de chaleur.
- ✓ Une répartition inhomogène des composants réagissant différemment aux impacts thermiques.

I.5- Les principales techniques de refroidissement des composants électroniques :

Dans tous les systèmes de refroidissement, la chaleur doit d'abord traverser par conduction thermique les épaisseurs des différentes couches de l'assemblage avant d'arriver au liquide de refroidissement, un soin particuliers doit donc être porté au choix des matériaux constituant ces couches et qui composent les différentes interfaces (brasures..).C'est pour cette raison que les dispositifs d'échange thermique avec l'ambient ont été développés et perfectionnés.[11]

Il existe différentes technologie de systèmes de refroidissement qu'il est possible de les 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 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 et indirecte suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques. La figure suivante présente une classification des systèmes de refroidissement passifs suivant les deux modes de transfert de chaleur.

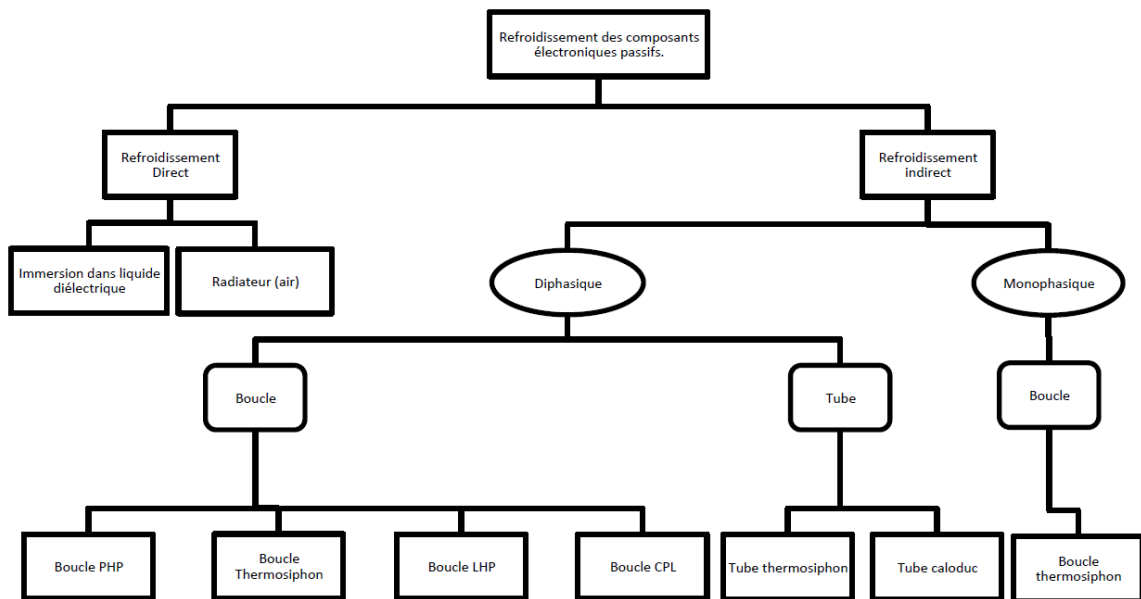


Figure 1.8 : Classification des systèmes de refroidissement passif..[11]

Dans le cas de refroidissement directe, 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 une bonne compatibilité chimique avec les matériaux présents.[11]

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 est le transport capacitif. Il existe deux types de système de refroidissement fluidique [11] :

- Les systèmes de refroidissement monophasique gazeux (dans la plus part des cas l'air)
- Les systèmes de refroidissement liquide .

I.5-1-1- Système de Refroidissement à air :

Les systèmes de refroidissement à 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. [12]

I.5-1-1-1-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 $\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-1}$. Pour utiliser la convection de puissance pour plus hauts niveaux de puissance à évacuer, les systèmes de refroidissement à air ont besoin d'ailettes ou de nid d'abeille, conférant au refroidisseur une surface d'échange plus importante entre l'élément à refroidir et le milieu ambiant..[11]

L'utilisation de ces système permet d'augmenter le coefficient d'échange h jusqu'à un rapport 20 (de 25 $\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-1}$ à 500 $\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-1}$) dans le cas d'une convection naturelle (3000 $\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-1}$ dans le cas de convection forcée). Dans le cas de convection à 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'espacement des ailettes).

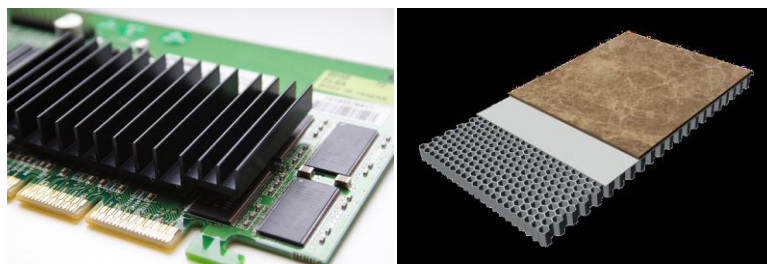


Figure I.9 : Exemple d'ailette de refroidissement et nid d'abeille pour augmenter la surface d'échange convectif..[11]

I.5-1-1- 1-a- Les ailettes de refroidissement (convection naturelle) :

Les ailettes de refroidissement sont utilisées pour augmenter la surface d'échange d'un composant dissipant de la chaleur. Elles peuvent prendre différentes formes: rectangulaires, paraboliques, hyperboliques ou cylindriques. La forme la plus généralement rencontrée est celle à ailettes rectangulaires verticales. Les échanges de chaleur par convection naturelle sont les mieux réalisés à l'aide de

plaques verticales hautes mais pour des raisons d'encombrement on préfère généralement utiliser des plaques verticales plus courtes que l'on groupe en rangées parallèles (voir figure I.9.)[3]

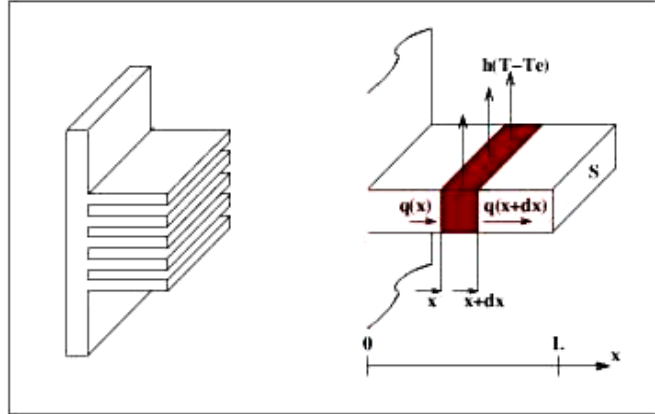


Figure I.10: Schématisation du transfert de chaleur à travers une ailette)[3]

Le bilan énergétique dans une section transversale à l'abscisse x et de largeur dx est:

$$q(x) = q(x+dx) + h(T - T_e) \quad (I.6)$$

Ou :

$q(x)$: est la quantité de chaleur entrante et transférée par conduction dans cette section

$q(x + dx)$: est celle sortante par conduction de cette section

$h(T - T_e)$ est la quantité de chaleur échangée avec le milieu ambiant.

I.5-1-1- 1-b-Performances des ailettes de refroidissement :

Avant de calculer de l'efficacité d'une ailette, écrivons la relation suivante :

$$Q = \eta u A (T_s - T_a) \quad (I.7)$$

Cette relation exprime le flux de chaleur transféré à partir de la surface d'une ailette vers l'air ambiant l'entourant et jouant le rôle de puits de chaleur dans laquelle:

T_a : est la température ambiante

T_s : la température de surface de l'ailette

A : sa surface

u : le coefficient d'échange global par convection et rayonnement.

η : l'efficacité de l'ailette [3]

I.5-1-1-2- La 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) comme montre la Figure(I.11).

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 changement de liquide colporteur, 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 par chaleur sensible est de l'ordre de 3000 fois supérieure pour l'eau comparée à l'air.[11]

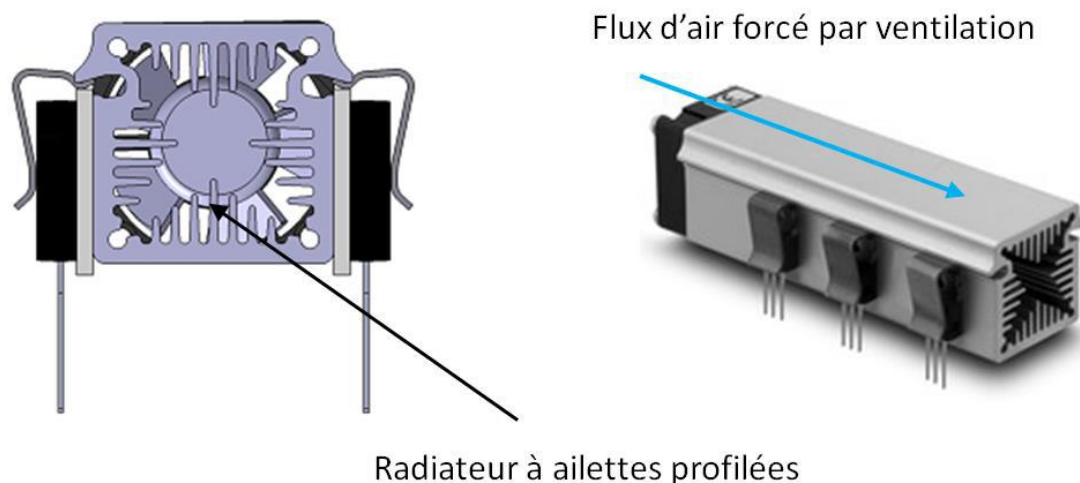


Figure I.11 :Système de refroidissement forcée par air Radiateur (fichier Elektronik) et ventilateur(SEPA)..[11]

I.5-1-2- Système de refroidissement liquide :

Le refroidissement par liquide (souvent de l'eau additionnée) est une autre méthode d'évacuation de la chaleur vers le milieu ambiant. Le principal mécanisme de refroidissement par liquide est le transfert de chaleur par convection tout comme l'air. [11]

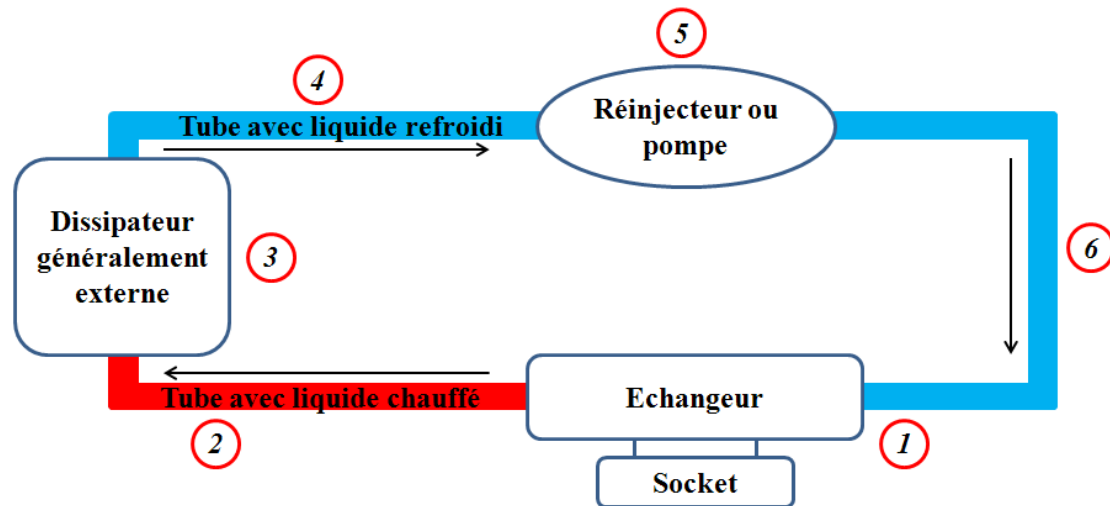


Figure I.12 : Schéma simplifié de refroidissement par liquide..[11]

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

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

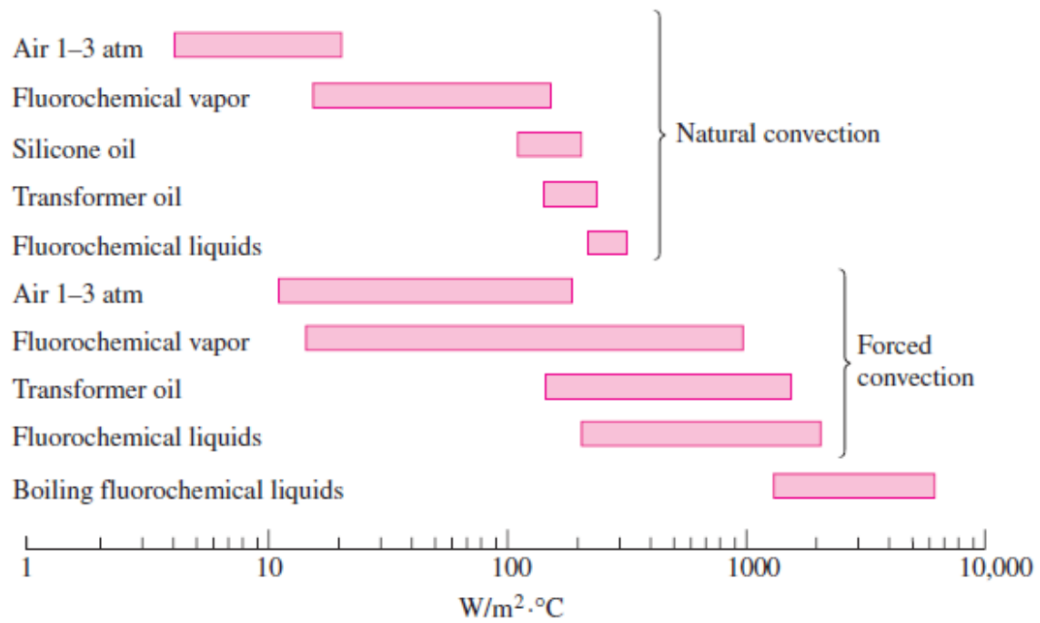


Figure I.13 : variation de coefficient d'échange en fonction du fluide caloporteur et du mode de refroidissement..[11]

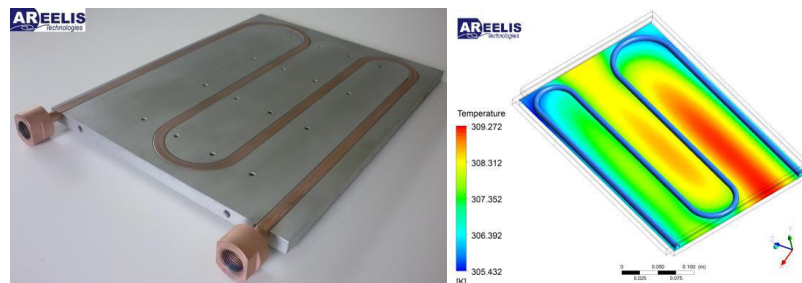


Figure I.14 : refroidissement liquide à plaque froide .[11]



Figure I.15 : refroidissement liquide à micro-canaux .[11]

I.5-1-3- .Refroidissement par Spray :

Ces dernières années, la technique de refroidissement par spray attiré l'attention des chercheurs pour diverses application de refroidissement en électronique et électronique de puissance, vue son efficacité à dissiper de grandes flux de chaleur des petite surfaces. Cette technique est basée sur l'utilisation d'un fluide qui est pulvérisé par orifices très c et dispersé en gouttelettes sur surface de contact.

Le système de refroidissement par spray est très complexe, vu qu'il dépend de plusieurs paramètres qui sont : la vitesse des gouttelettes, l'angle d'impact, la densité des gouttelettes, la rugosité surfacique, le gaz environnement, le flux de chaleur et l'orientation de la surface dissipant par rapport au bec. Tous ces facteurs amènent à difficulté pour la détermination du transfert de chaleur durant le refroidissement. [12]

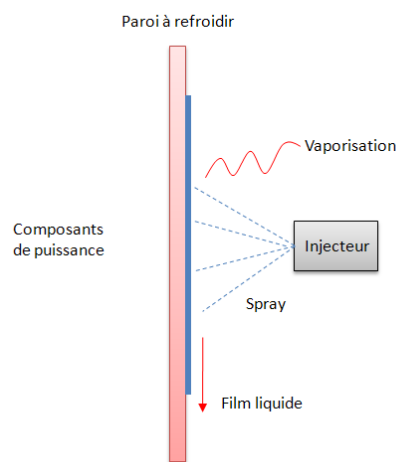


Figure I.16 : principe du spray cooling. [13]

I.5-1-4- Refroidissement par jets :

Le refroidissement par jet est une solution privilégiée dans les applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire, ou bien à apporter un flux de chaleur intense sur surface. Dans le domaine aéronautique par exemple, le refroidissement par jets est utilisé pour refroidir les aubes de turbines ou bien les chambres de combustion des moteurs de nouvelle génération.

En comparaisant aux systèmes de refroidissement par spray, le refroidissement par jets est utilisés dans le l'aéronautique sur des éléments de plus grandes surfaces

(aubes de turbine, chambre de combustion ...). L'élément à refroidir est alors mis en contact avec un échangeur dont les parois par les jets impactant (**Figure I.17**) sur des éléments semi-conducteur, le fluide diélectrique peut être utilisé en projection directe.[11]

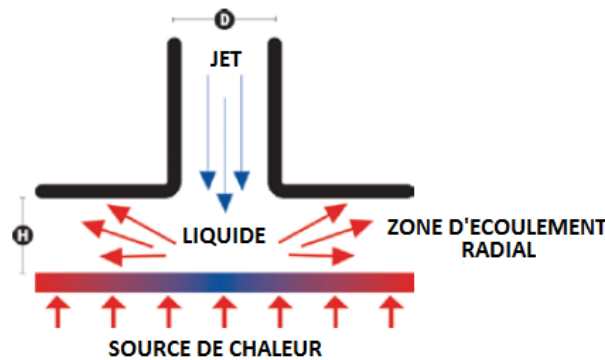


Figure I.17 : refroidissement par jet.[11]

I.5-2-Système de refroidissement diphasique :

I.5-2-1- Refroidissement par changement de phase solide-liquide

Un matériau à changement de phase (PCM) est une substance avec grande chaleur de fusion et qui, en se liquéfiant ou se solidifiant à une certaine température, est capable de stocker ou de relâcher une grande quantité d'énergies. La chaleur est absorbée lorsque le matériau change de l'état solide à liquide, et elle relâchée lorsque celui-ci passe de l'état liquide à l'état solide. La grande chaleur latente des PCM est efficace pour absorber la chaleur et ralentir l'augmentation de température des puces électroniques, son intégration dans un système de refroidissement sera donc idéale pour des appareils qui fonctionnent périodiquement.

La chaleur dégagée par la puce électronique est conduite par le PCM à la bordure extérieure de dissipateur de chaleur et est évacuée par convection naturelle de l'air. Cette convection naturelle étant peu efficace, des techniques de dissipation supplémentaires doivent être déployées pour assurer le fonctionnement de l'équipement électronique. Un PCM utilisée pour gérer thermiquement un système requiert plusieurs spécificités [12]:

- La température de changement de phase doit se situer dans l'échelle voulue.
- Une grande chaleur latente.
- Bonne conductivité thermique.
- Une faible expansion de volume.
- Non inflammable, non explosif, chimiquement stable, non corrosif, et non toxique.
- Faible coût.

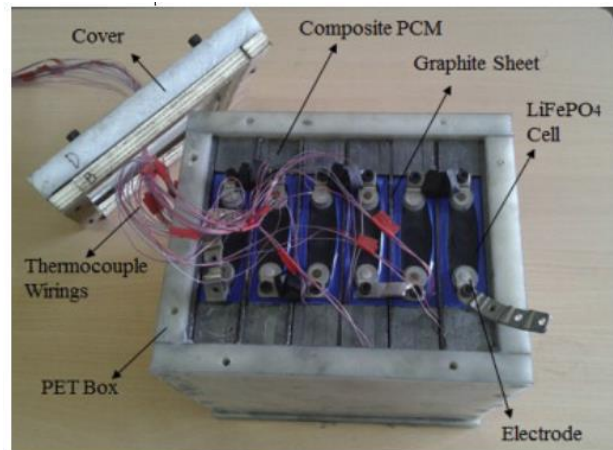


Figure I.18 : Utilisation de PCM avec graphite pour refroidir des batteries.[12]:

I.5-2-2- Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur

Ce mode de refroidissement par changement de phase liquide-vapeur est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces et les plus adaptables pour refroidir les systèmes énergétiques. En effet la quantité de chaleur dissipée dépend du débit massique du fluide caloporteur et de sa chaleur de vaporisation. L'avantage majeur de ce mode de refroidissement réside dans le fait que le fluide circule sans aucune pompe mécanique. Les inconvénients tels que l'encombrement, le bruit, la consommation énergétique des systèmes actifs sont inexistantes. [11]

On peut distinguer quatre classes de refroidissement qui diffèrent de par leur configuration :

- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique.
- Refroidissement par caloducs.
- Refroidissement par thermosiphon.

- Refroidissement par boucle diphasique à deux lignes.

I.5-2- 2-1- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique :

Ce système est utilisé depuis 1948 afin de refroidir les équipements de puissance dans les radars mais à partir des années 70, motivés par l'augmentation des puissances des systèmes énergétiques, des chercheurs sont engagés des travaux sur ce mode de refroidissement les composants à refroidir sont placés dans une enceinte étanche partiellement remplie avec le liquide diélectrique.:[12]

L'évacuation de la chaleur s'effectue à l'interface surface-liquide où se produit l'échange de chaleur via l'ébullition du liquide caloporteur. La vapeur produite est condensée dans un échangeur de chaleur refroidir par air en convection naturelle ou par un liquide en convection forcée. Cet échangeur, aussi appelé condensateur peut être externe ou interne (Figure I.19).

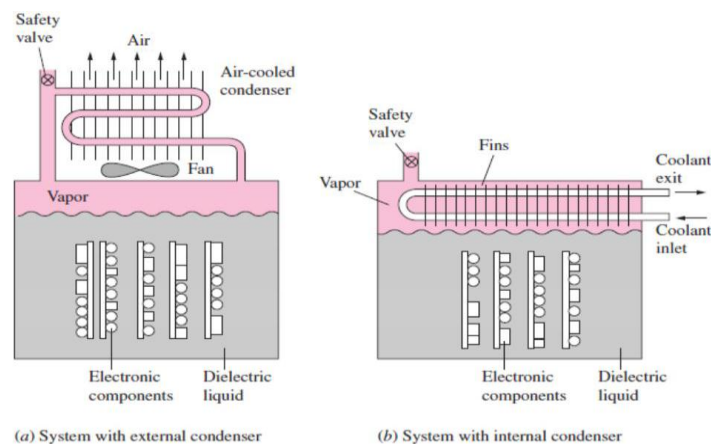


Figure I.19 : Système de refroidissement par fluide diélectriques avec condensateur externe (a) interne (b.).[12]

I.5-2- 2-2- Refroidissement par caloducs :

Le caloduc est un système de refroidissement diphasique fermé dont le fonctionnement est basé sur une circulation en boucle fermée du fluide caloporteur. Les caloducs caractérisés par :

- Une conductivité thermique très élevée.
- Un fonctionnement quasi isotherme.

- Un contrôle de température.

Ils fonctionnent sans aucune pièce en mouvement ce qui réduit le bruit et nécessite peu de maintenance. Les forces générant la circulation du fluide caloporteur peuvent être aussi : capillaire, électrostatique ou osmotique. Les caloducs sont simples à concevoir et peuvent être réalisés dans une gamme de géométrie très diversifiée. Toutes ces caractéristiques représentent les raisons pour lesquelles les caloducs sont utilisés dans des champs d'application très larges, qui visent des objectifs différents à savoir :[12]

- dissiper des puissances thermiques élevées avec un faible écart de températures.
- Evacuer une puissance thermique variable à une température constante.
- Uniformiser la température du système.
- Adapter la densité de flux thermique entre une source chaude et une source froide de surface très différente.

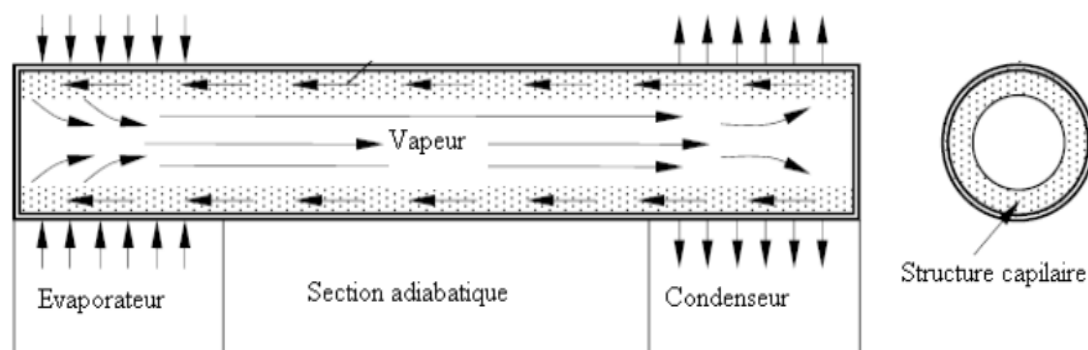


Figure I.20 : Schémas de principe d'un caloduc.:[12]

I.5-2- 2-3- Refroidissement par thermosiphon

La différence majeure entre un caloduc et un thermosiphon réside dans le fait qu'un tube thermosiphon fonctionne sans mèche poreuse. Le retour du condensat vers l'évaporateur s'effectue uniquement via les forces de gravitationnelles. C'est un système simple et peu coûteux qui permet de transférer la chaleur du système vers l'extérieur. Le mouvement de la vapeur depuis l'évaporateur vers le condenseur

s'effectue sous l'effet des forces de flottabilité causée par la variation de densité du fluide caloporteur.[11]

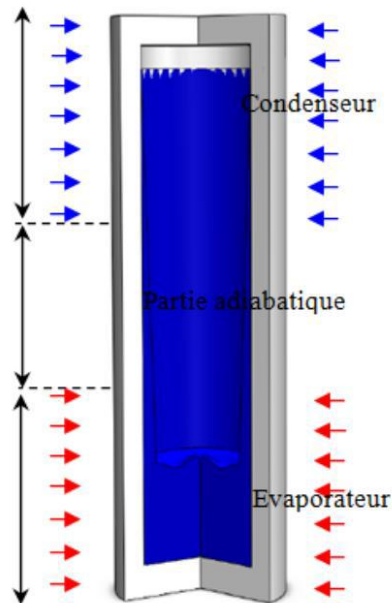


Figure I.21 : Schéma de principe d'un thermosiphon en tube fermé. .[11]

I.5-2- 2-4- Refroidissement par boucle diphasique CPL et LHP

Ces boucles diphasiques fonctionnent passivement grâce à la force capillaire produite dans une structure comme dans un caloduc. Elles fonctionnent sur le principe de séparation des deux phases dans leur évolution d'une extrémité à l'autre de la boucle. Ceci permet de supprimer les interactions liquide-vapeur dans la zone adiabatique, et de gérer de façon indépendante les pertes de chaleur dans chaque phase lors du dimensionnement. [11]

Les boucles diphasiques sont devenues des équipements importants pour le contrôle thermique qui exige un ajustement précis de la source de chaleur. Deux systèmes sont distingués : les CPL (Capillary Pumped Loop) et les LHP (Loop Heat Pipe). Ces dispositifs possèdent des configurations différentes suivant la position du réservoir dans le circuit comme montre la Figure (I.21).

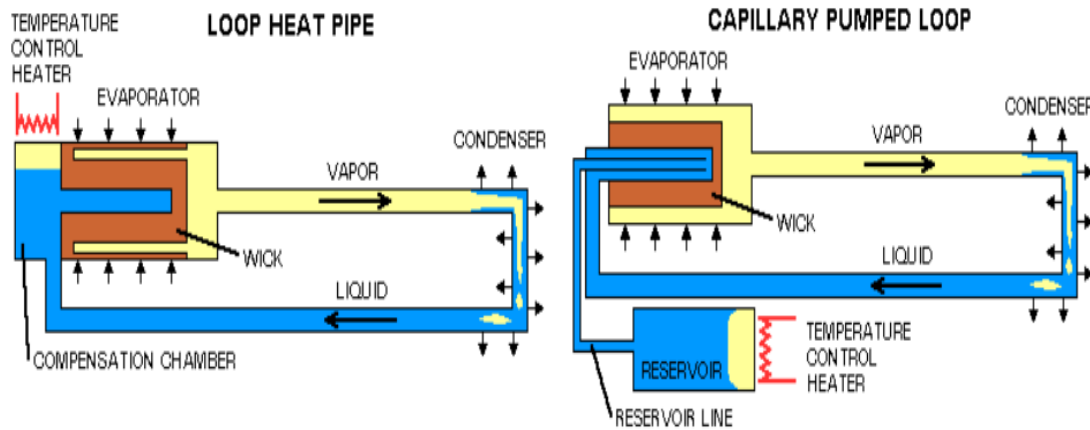
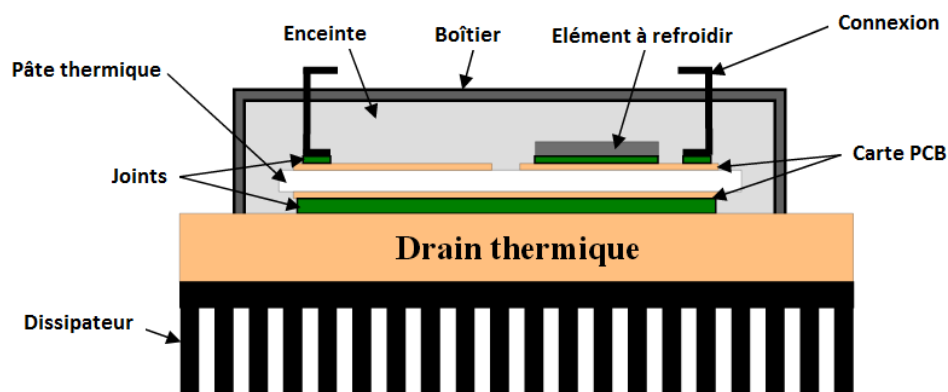


Figure I.21. Boucles diphasique CPL et LHP.[11]

I.5-3- Drain thermique :

Un drain thermique est composé comme montre la Figure(I.22) :

- D'une structure métallique (cuivre, étain, acier...) permettant de conduire et de dissiper la thermique.
- De pâte thermique (Sil-pad, Gap-pad...) permettant de réaliser le contact entre à refroidir et la structure métallique.
- D'ailettes de ventilation.[12]



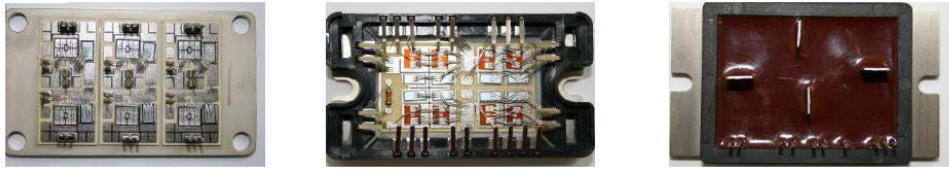


Figure I.22 : principe et exemples de drains thermiques externes.[12]

Le transfert thermique des pâtes thermiques dépend de ses caractéristiques :

- Conductivité thermique (dépend du matériau) ;
- Epaisseur (inversement proportionnelle à la conductivité thermique) ;
- Taux de compression (permet d'éviter les lames d'air et d'assurer le contact).

II-1 -Introduction :

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergies par gradients potentiels et mouvement du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.[14]

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

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

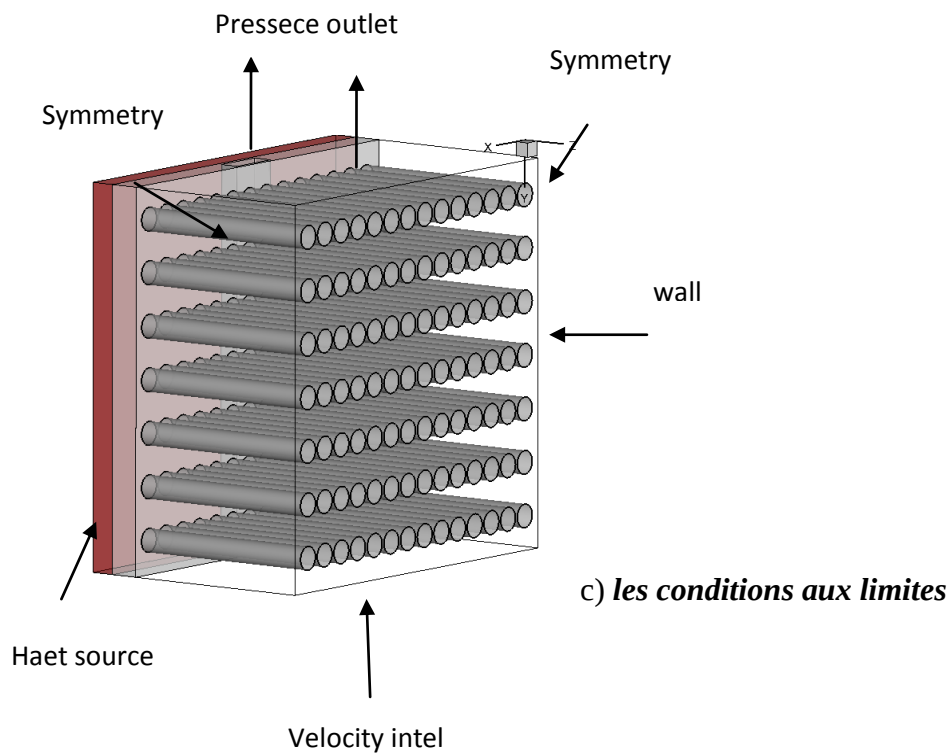
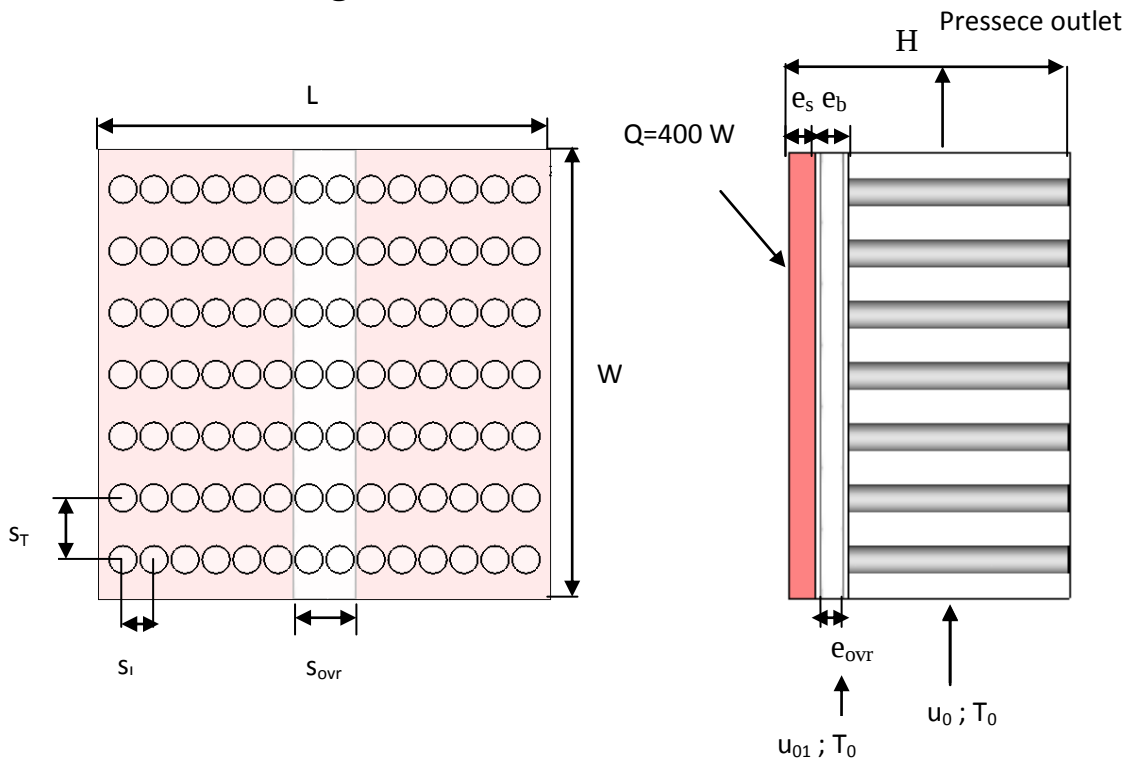
II-2 -La géométrie du problème étudié :

La géométrie du problème considéré est schématisée par les figures (II.1),(II.2),(II.3)(II.4),elle consiste d'un dissipateur de chaleur en aluminium de 14x7 ailettes cylindriques de hauteur H, ses ailettes sont attachées à une base parallélépipédique de dimensions $L=W=164$ mm et d'épaisseur $e_b=12$ mm, cette dernière munie d'ouvertures de nombre de 1,2,3,4 et de dimensions $l=164$, $w=22.5$ mm et $h=8$ mm, le dissipateur de chaleur est monté sur un composant électronique (source de chaleur $Q=400$ w) en silicium, représenté par un parallélépipède de dimension $L=W=164$ mm et d'épaisseur $e_s=10$ mm.

	L(mm)	W (mm)	e_s (mm)	e_b (mm)	e_o (mm)	H(mm)	S_0	S_T	S_L
1 ^{er} cas	164	164	10	12	8	81.6	22.5	11.5	22.5
2 ^{eme} cas	164	164	10	12	8	81.6	22.5	11.5	22.5
3 ^{eme} cas	164	164	10	12	8	81.6	22.5	11.5	22.5
4 ^{eme} cas	164	164	10	12	8	81.6	22.5	11.5	22.5

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

✚ La géométrie:



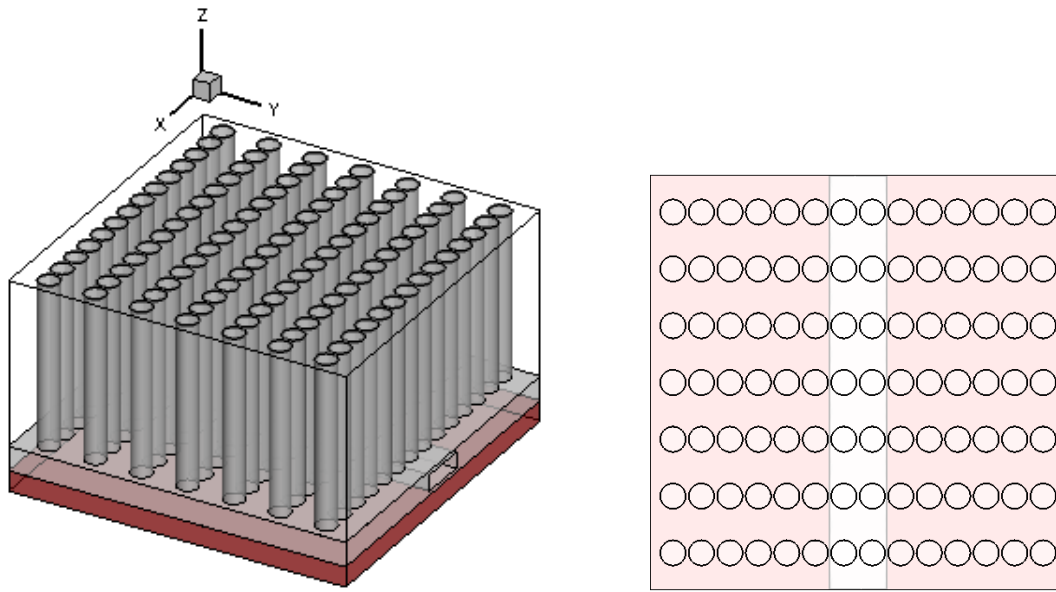


Figure II.1: Un dissipateur de chaleur à une ouverture.

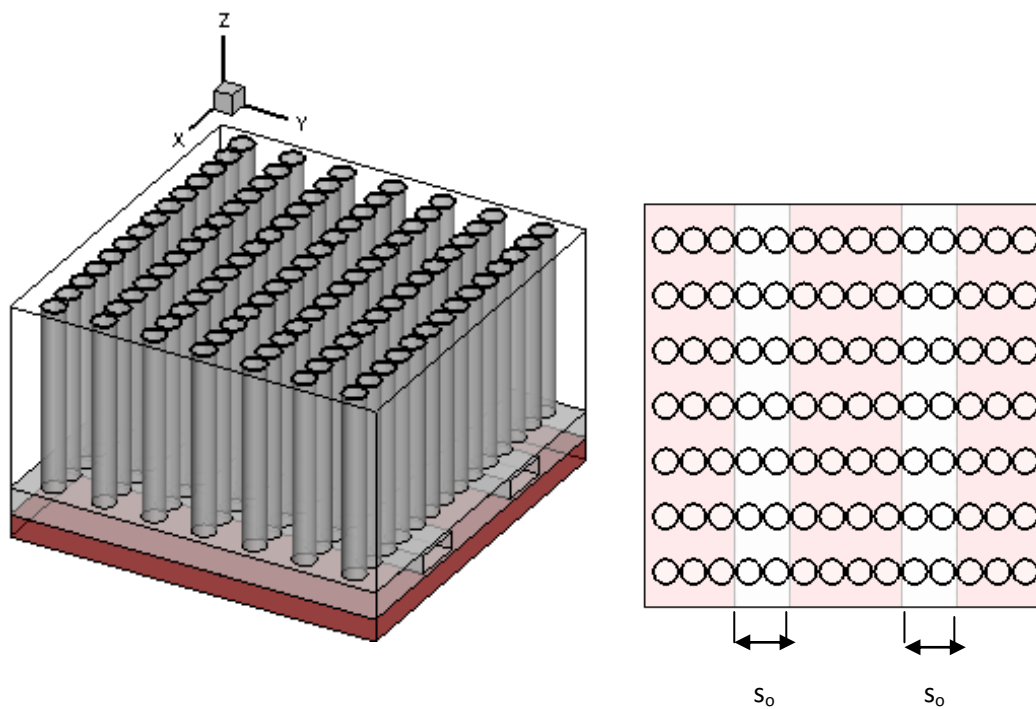


Figure II.2: Un dissipateur de chaleur à deux ouvertures.

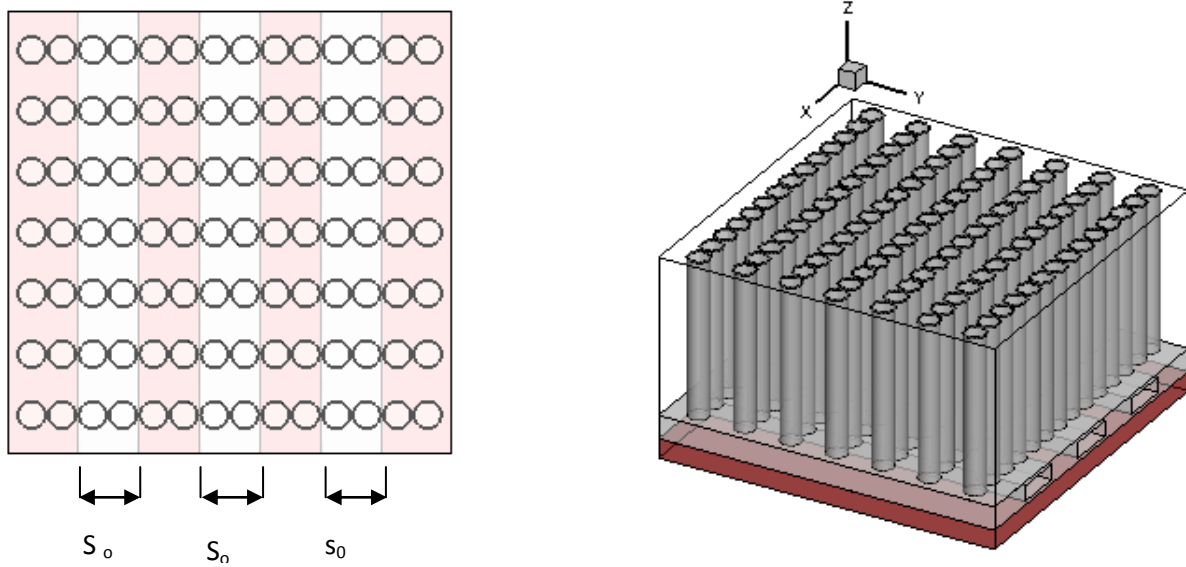


Figure II.3: Un dissipateur de chaleur à trois ouvertures.

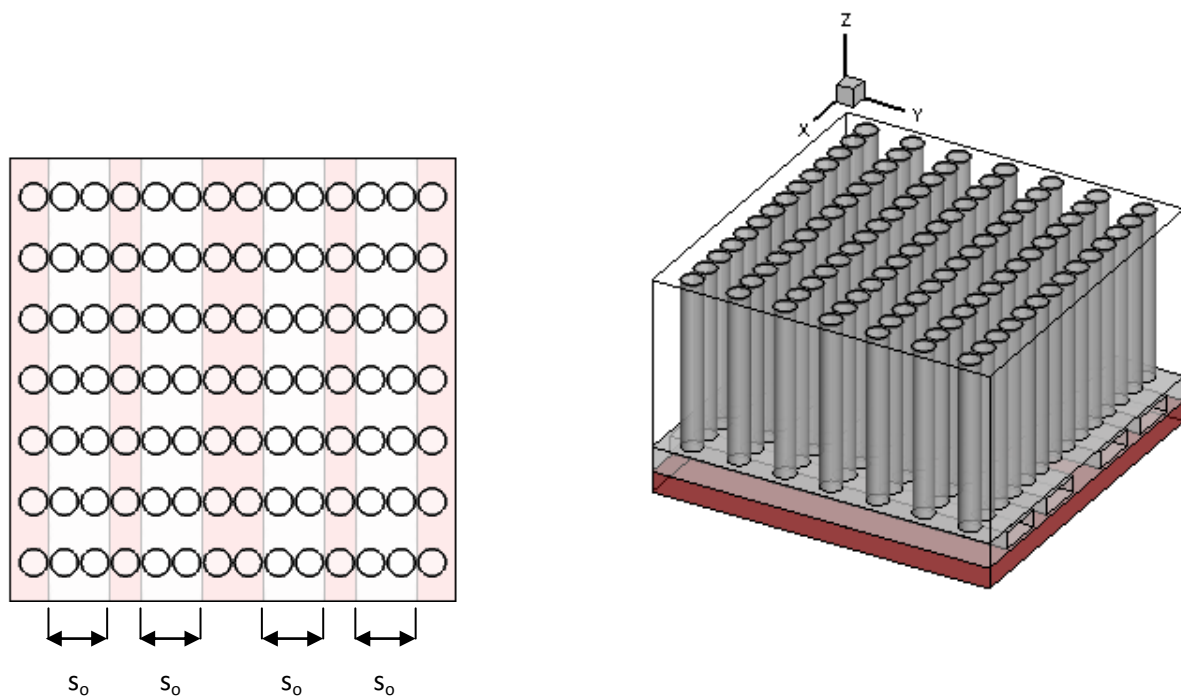


Figure II.4: Un dissipateur de chaleur à quatre ouvertures.

La résolution de tout écoulement de fluide par la méthode des volumes finis nécessite la discrétisation des équations gouvernantes et des conditions aux limites sur domaine étudié. Cette discrétisation s'applique sur un maillage composé d'un ensemble discret et ordonné de points de système dans lequel sont exprimées les équations gouvernantes.

II-3 -Eléments mathématiques de base (équations gouvernantes):

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations proviennent de la prise de la moyenne dans le temps des équations de Navier Stokes. On obtient en conséquence les équations de Reynolds données ci-dessous et exprimant:

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

II-3-1 L'équation de continuité :

Elle déduite du principe de conservation de masse. Puisque l'air est considéré comme étant un fluide incompressible, Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

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

(j=1, 2, 3 : indice de sommation)

Pour un fluide Newtonien incompressible, l'équation (II.1) se réduit à :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.2})$$

II-3-2 Les équations de quantité de mouvement :

D'après la deuxième loi fondamentale de la dynamique, le taux temporaire de changement de quantité de mouvement d'une particule fluide est égal à la somme des forces extérieures sur cette particule. L'équation de la quantité de mouvement s'écrit donc sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.3})$$

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.

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

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Représente les forces nettes de viscosité

L'équation (II.3) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux incompressible pour un régime transitoire.

II-3-3 L'équation de l'énergie :

Elle est obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique. Cette équation pour un fluide Newtonien incompressible, s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \Phi \quad (\text{II.4})$$

k : La conductivité thermique

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

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

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II.4.Hypothèses simplificatrices:

La modalisation du système étudié est basée 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. Fluide (l'air) est Newtonien et incompressible.
4. Milieu continu.
5. Ecoulement 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 (ρ, C_p, μ, k) sont supposées constantes.
8. L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste 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 de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)]$$

T_0 : Température de référence.

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide.

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

-Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.5})$$

-Equations de la conservation de la quantité de mouvement suivant x :

$$\rho \left[\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.6})$$

- Equations de la conservation de la quantité de mouvement suivant y :

$$\rho \left[\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right] \right\} + g\beta(T-T_0) \quad (\text{II.7})$$

- Equations de la conservation de la quantité de mouvement suivant z :

$$\rho \left[\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.8})$$

Equation de l'énergie:

-pour l'air :

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left[K_f \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[K_f \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[K_f \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (\text{II.9})$$

-Dans les ailettes solides:

$$K_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q = 0 \quad (\text{II.10})$$

II-6 Conditions aux limites :

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

Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Entrée : toutes les propriétés du fluide sont connues.

- Sortie : le régime est établi.
- Paroi : pour les parois les vitesses sont nulles
- L'interface : le flux à l'interface fluide solide est couplé:

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

- L'entrée : $y=0$ (velocityinlet) :

$$u = u_0, \quad T_0 = 293.16K.$$

- La sortie: $y=164\text{mm}$ (pressure outlet) :

$$P = P_{\text{atm}}$$

- Les plans $x=0$ et $x=164$ définit en (symmetry):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0.$$

- ❖ L'entrée des ouvertures : $y=0$ (velocityinlet) :

$$u = u_{01}, \quad T_0 = 293.16K.$$

- Les bouts d'ailettes solides définit en (Wall): (adiabatiques)

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0.$$

- Base dissipateur (Wall): adiabatique

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0.$$

- Contour source(Wall): adiabatique

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0.$$

- Contour base ailettes (Wall): adiabatique

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0.$$

- Interface base ailettes:

$$K_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{wall}} = K_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{wall}}$$

- Sortie des ouvertures :: $y=164\text{mm}$ (velocityoutlet) :

$$P = P_{\text{atm}}$$

Pour le composant électronique la génération de chaleur : $Q = 400 \text{ W}$.

La densité de flux est :

$$q = \frac{Q}{V} \quad \text{tq :}$$

V : le volume de composant électronique.

$$q = \frac{400}{(0.164)(0.164)(0.01)} = 1487210 \frac{\text{W}}{\text{m}^3}$$

II-7-Nombre de Reynolds:

C'est Reynolds, ingénieur anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui introduit ce nombre qui est constamment utilisé dans les calculs d'écoulements. L'écoulement peut être laminaire, transitoire ou turbulent. Dans le premier cas, le fluide s'écoule sous forme de filets parallèles aux parois, dans le troisième cas, la notion de filet n'existe plus, le mouvement des particules de fluide est aléatoire. Et dans le second l'écoulement de fluide est intermédiaire entre laminaire et turbulent. Pour connaître le régime d'écoulement, nous utilisons le nombre de Reynolds. Ce nombre en fonction de la masse volumique ρ , de sa viscosité dynamique μ , de sa vitesse moyenne u_0 , et de diamètre hydraulique. il s'exprime par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho u_0 d}{\mu} \quad (\text{II.11})$$

II-8-Coefficient d'échange convectif h :

Il permet de quantifier un transfert de chaleur réalisé par un phénomène de convection au sein d'un fluide en mouvement, L'expression du coefficient d'échange est :

$$\bar{h} = \frac{q_c}{A(\bar{T}_w - \bar{T}_m)} \quad (\text{II.12})$$

q_c : Quantité de chaleur définie par l'expression suivante:

$$q_c = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{\text{out}} - T_0) \quad (\text{II.13})$$

Avec :

$\bar{T}_{\text{out}}$: Température moyenne de sortie:

$$\bar{T}_{\text{out}} = \frac{\iint_A T u dA}{\iint_A u dA} \quad (\text{II.14})$$

T_0 : Température d'entrée.

c_p = capacité (calorifique) massique à pression constante

$\dot{m}$ = débit massique, en kg/s

A : Surface d'échange thermique.

$\bar{T}_w$: Température moyenne de la surface d'échange (ailettes+la base):

$$\bar{T}_w = \frac{1}{A} \iint T. dA \quad (\text{II.14})$$

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

$$\bar{T}_m = \frac{\iiint_V T u dV}{\iiint_V u dV} \quad (\text{II.15})$$

Le coefficient d'échange h est exprimé en W/m².K.

II-9-Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel très utilisé dans les applications de transfert de chaleur.il est défini par la relation suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} * d}{k_f} \quad (\text{II.16}).$$

d : diamètre moyen des ailettes

k_f : La conductivité thermique de l'air

$\bar{h}$: Coefficient d'échange convectif moyen.

III.1-Introduction :

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

La modélisation et la simulation interviennent pour :

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

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

La simulation se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatique. Ces derniers sont couramment appelés des environnements de simulation.[15]

III.2-Outil de simulation Gambit et Fluent :

III.2-1 -L'outil gambit :

GAMBIT est un logiciel qui permet de créer des maillages peuvent être utilisés en particulier sous **FLUENT**.

Le mailleur est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindrique ou axisymétrique. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante :

- Définir la géométrie.
- Réaliser le maillage.
- Définir les paramètres des zones de calcul.

III.2-2 -Notice d'utilisation de gambit :

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans la notice suivante.

III.2-2 -1-Vue globale :

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît.

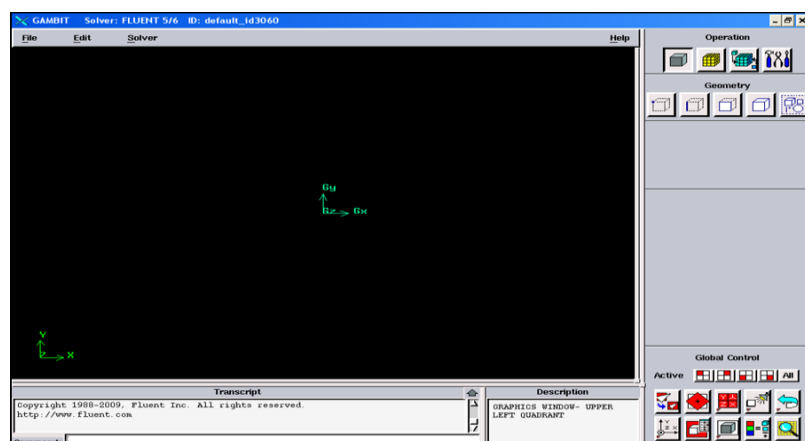
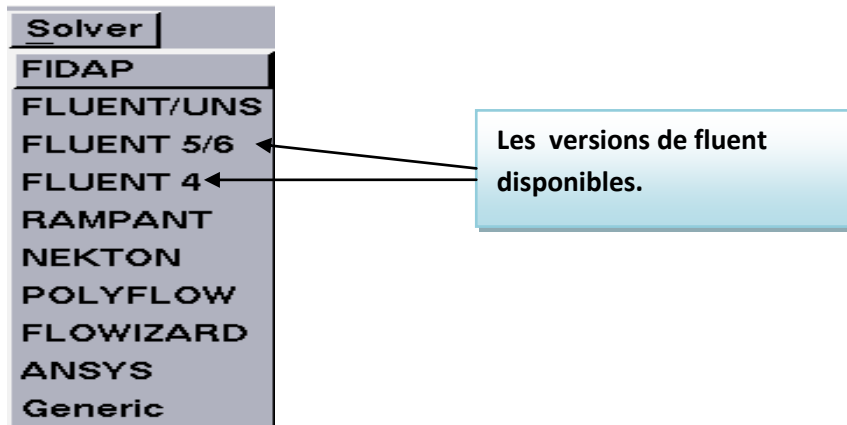


Figure III.1 : vue globale de Gambit.

Avant même de créer la géométrie il faut choisir le type de solver ; c'est-à-dire le type de logiciel (ici fluent) qu'on va utiliser par la suite (choisir la bonne version du logiciel dans notre cas choisir Fluent 5/6).



Deux possibilités se présentent pour créer la géométrie étudiée :

- Créer point par point (extrémités) du système, ligne, face, volume (conseillé pour des géométries complexes) ce qui est notre cas.
- Créer les surfaces simples existantes (cube, cylindre, sphère ...) puis extruder pour obtenir les volumes ou les surfaces voulues.

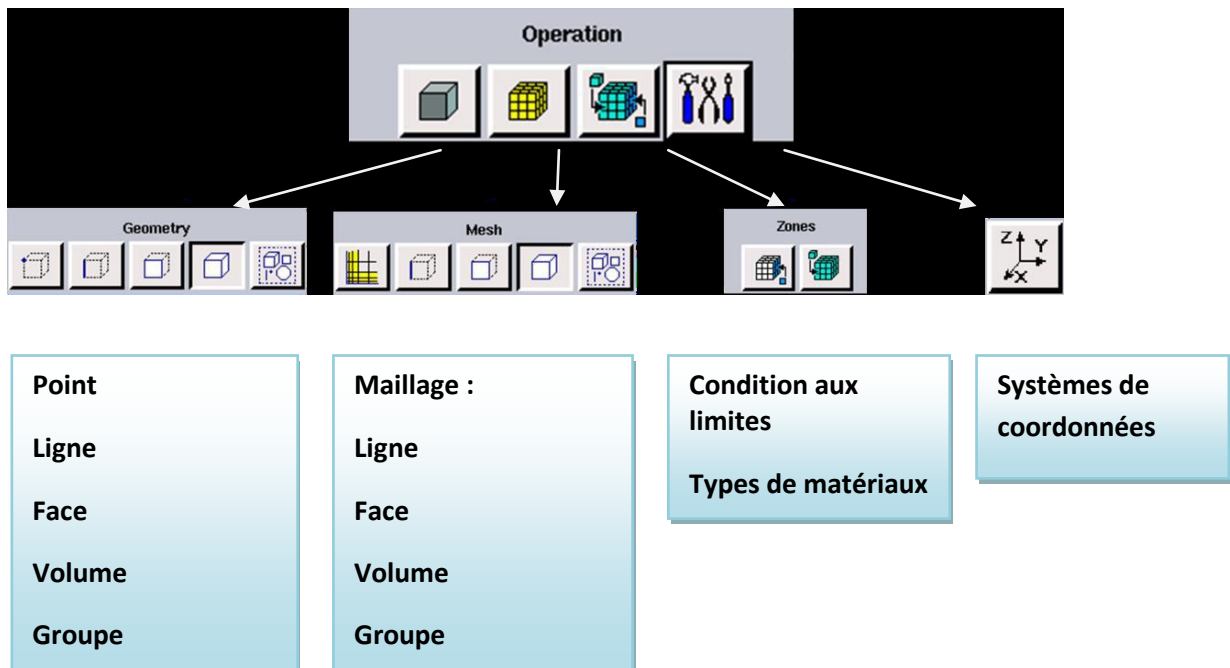


Figure III.2 : menu principal de Gambit.

III.2-2 -2-Définir la géométrie :

Notre géométrie est construite sur Gambit en 3D, vu sa complexité on a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes directions les lignes sont créés, ensuite les faces sont formées, pour obtenir en dernier les volumes.

1^{ère} étape : création des points du domaine

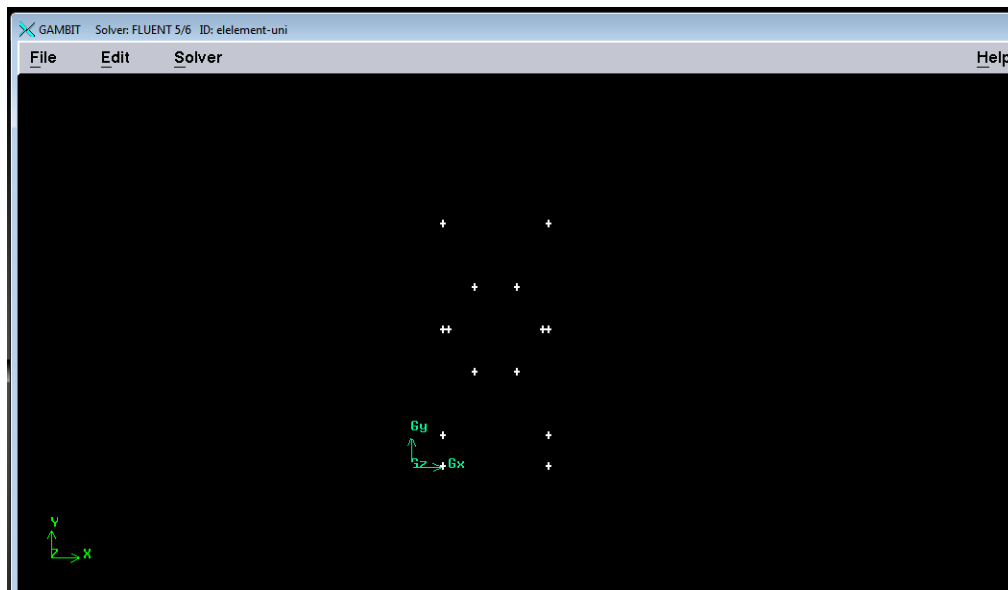


Figure III.3 : vue des points du domaine.

2^{ème} étape : création des segments du domaine

Opération $\longrightarrow$ geometry $\longrightarrow$ edge $\longrightarrow$ create

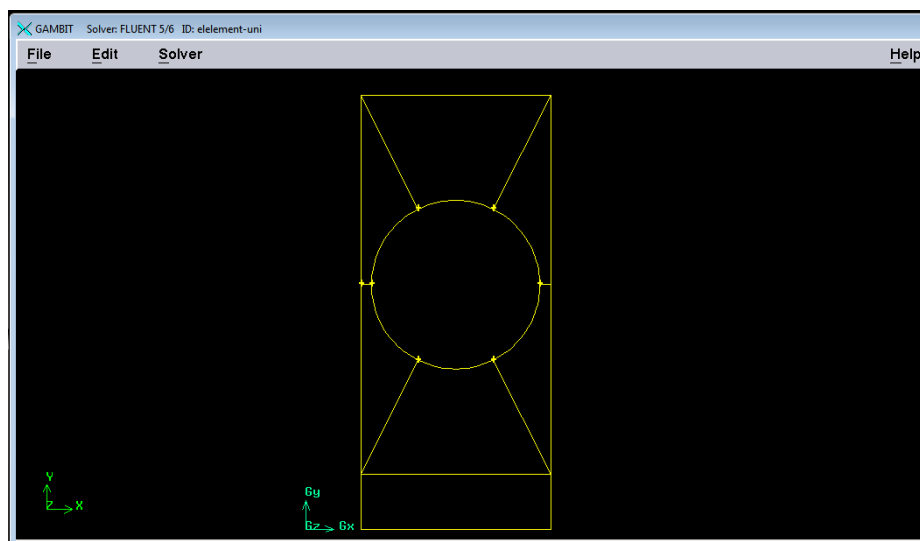


Figure III.4 : vue des segments du domaine.

3^{eme} étape : création des surfaces du domaine

Operation $\longrightarrow$ geometry $\longrightarrow$ surface $\longrightarrow$ create real face

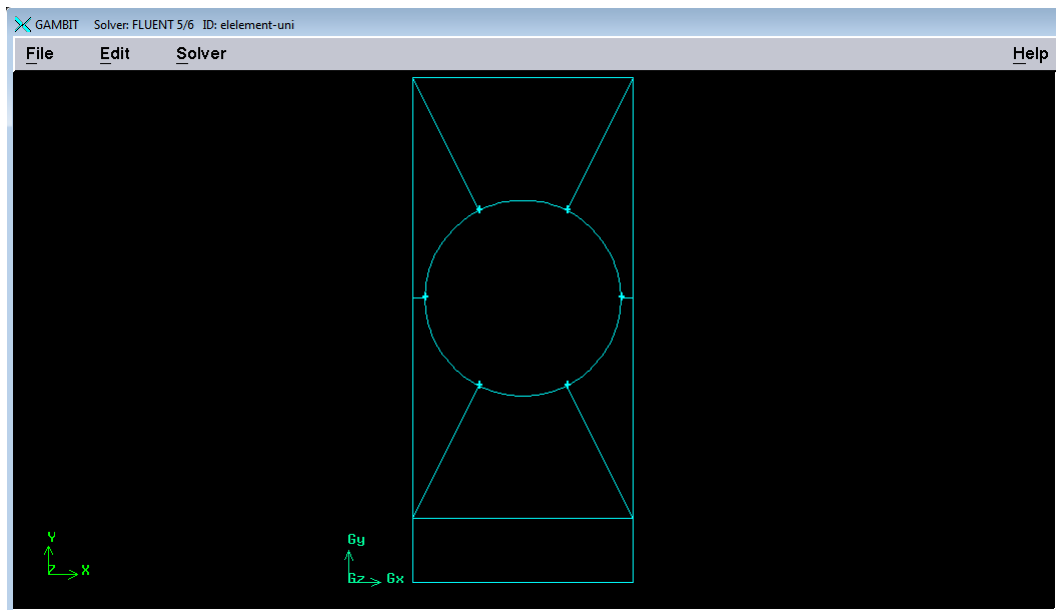


Figure III.5 : vue des surfaces du domaine.

4^{eme} étape : création du maillage des segments

Operation $\longrightarrow$ mesh edge $\longrightarrow$ mesh $\longrightarrow$ edge

Ce maillage raffiné près des parois des ailettes a été choisi à cause du gradient important des températures près des parois.

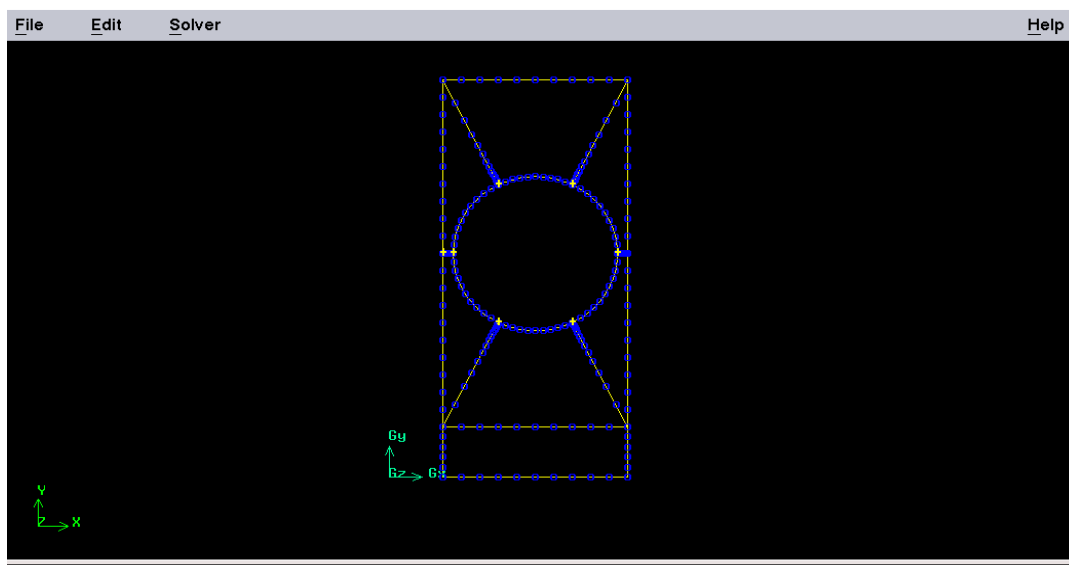


Figure III.6: maillage des segments.

5^{eme} étape : mise en place du maillage surfacique

Operation $\longrightarrow$ mesh $\longrightarrow$ face $\longrightarrow$ mesh faces

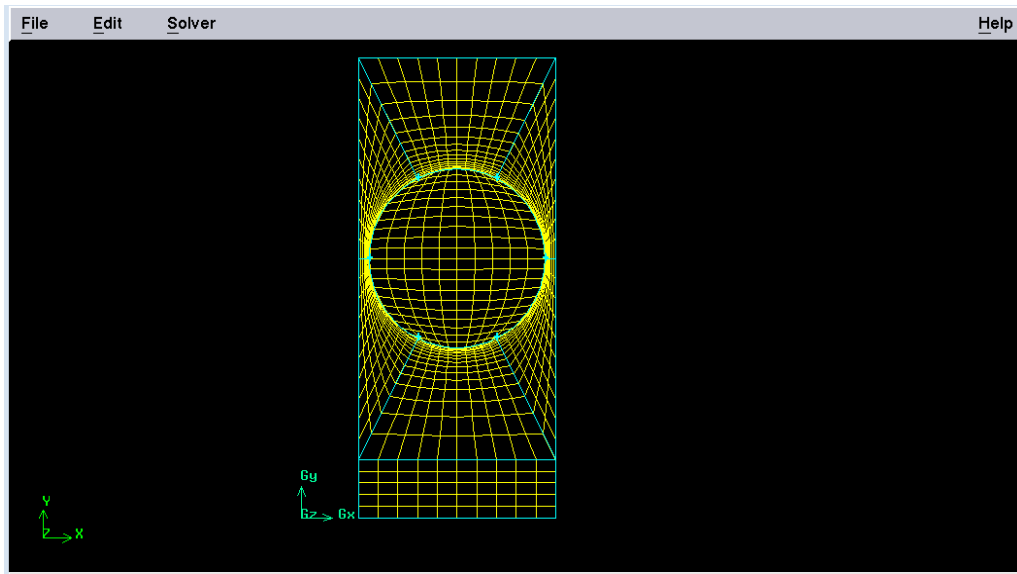


Figure III.7 : maillage des surfaces.

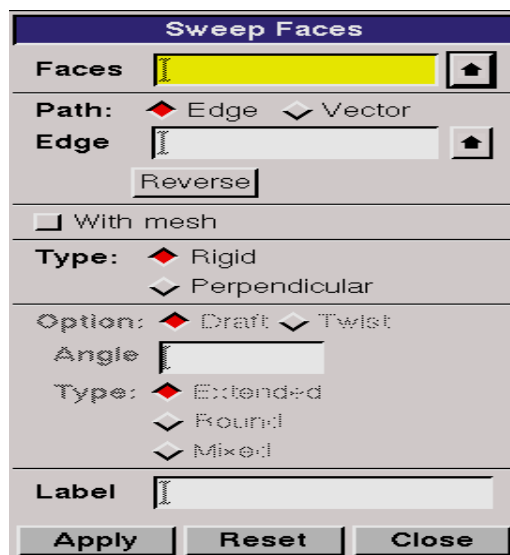
6^{eme} étape : création du volume

Figure III.8 : création du volume.

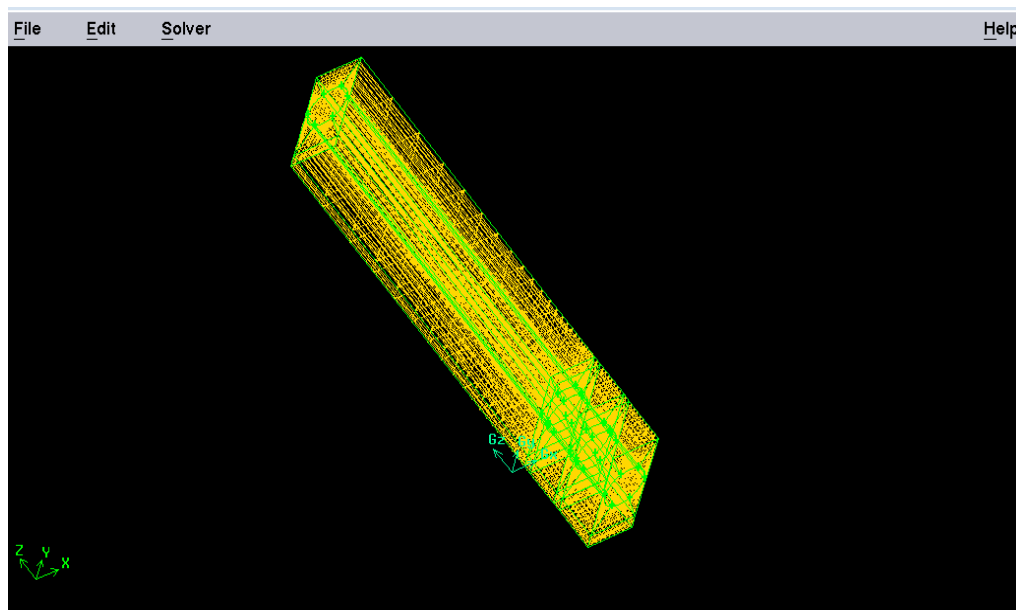


Figure III.9 : un volume maillé.

7^{eme} étape : copie le volume

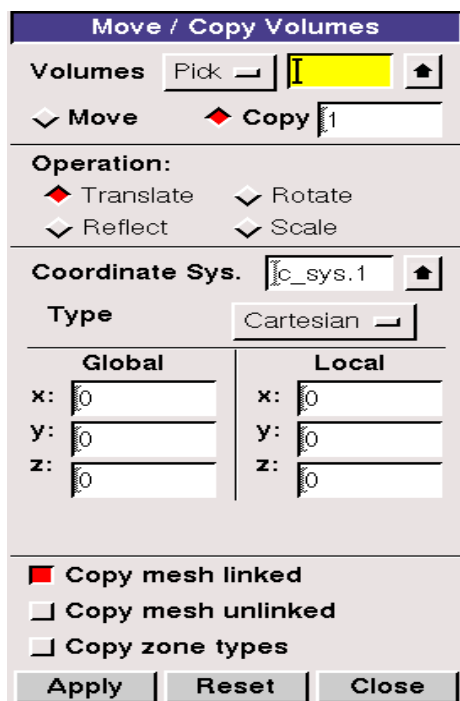


Figure III.10 : copie de volume

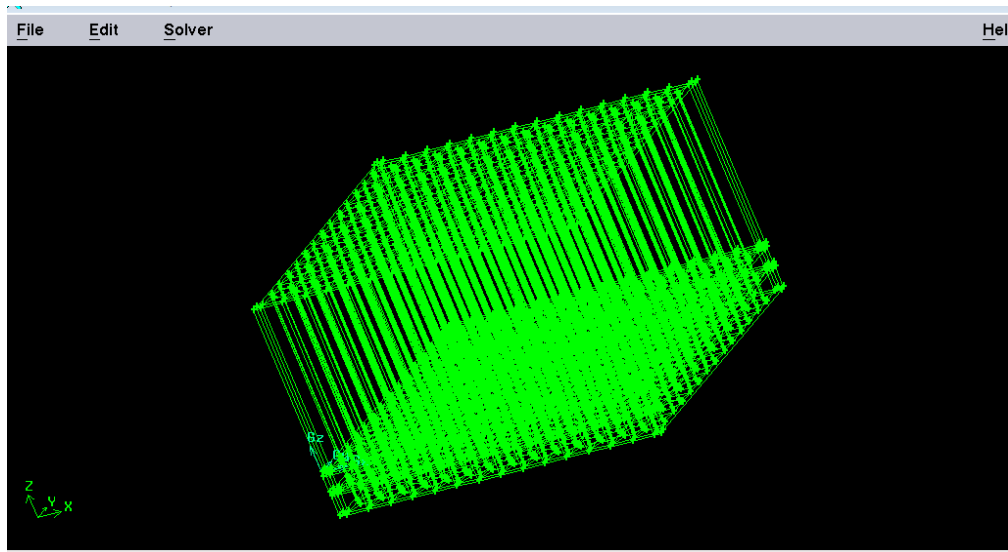


Figure III.11: les volume créés .

III.2-2 -3-Définir les paramètres des zones de calcul

III.2-2 -3-1-Conditions aux limites :

Après la conception de la géométrie du système étudié, et la définition du maillage du domaine physique, nous allons spécifier les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites.

Plusieurs types de conditions aux limites sont proposés dans le code de calcul FLUENT qu'on va l'utiliser.

Nous allons utiliser essentiellement trois conditions aux limites: condition de vitesse, de parois et condition à la sortie.

- La première condition aux limites "**velocity-inlet**" correspond à une vitesse et une température imposées à l'entrée du domaine,
- La deuxième condition aux limites "**pressure_outlet**", (pression de sortie) est appliquée au niveau des sorties (sortie de fluide à la pression atmosphérique),
- Le troisième type "**Wall**" appliqué sur les parois solides du dissipateur de chaleur.
- La quatrième condition aux limites "**symmetry**" définit les surfaces libres du fluide.

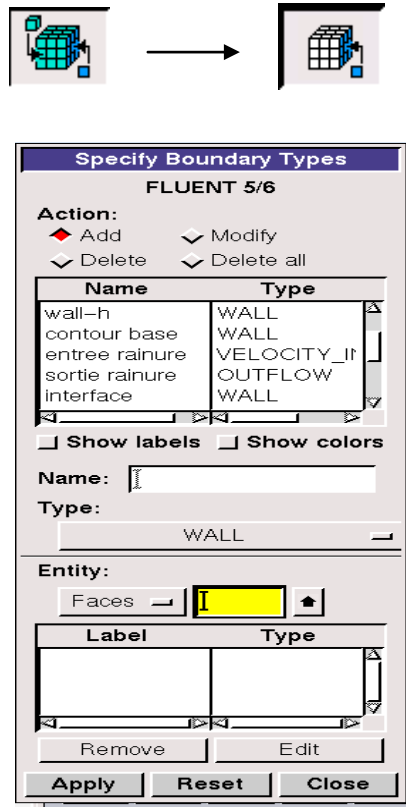


Figure III.12 : définir les conditions aux limites.

III.2- 2 -3-2-Définition des zones :

Le domaine physique étudié est composé de deux zones

- ✓ **Zone solide** : est représenté par le dissipateur thermique
- ✓ **Zone fluide** : est représenté par le fluide qui entoure les ailettes et qui s'écoule à l'intérieur des ouvertures.

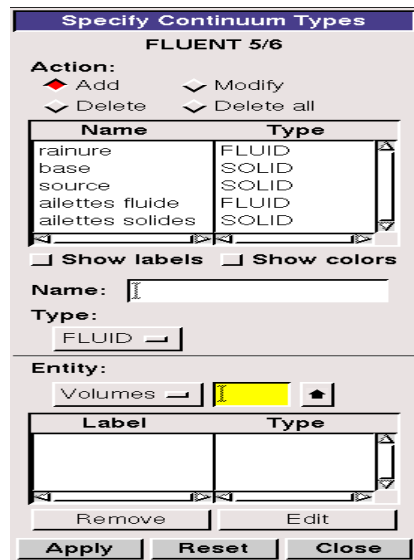
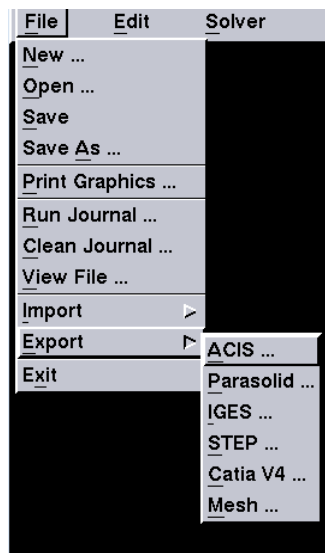


Figure III.13 : définition des zones.

III.2-2-4-Exportation du maillage :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, depuis le préprocesseur Gambit vers le solveur Fluent en format .Msh (Msh=maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

On peut ensuite fermer Gambit en sauvegardant la session (si on souhaite l'ouvrir une autre fois) et lancer Fluent.



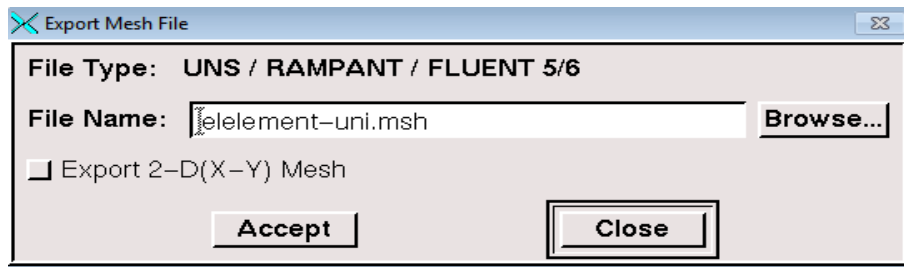


Figure III.14 :exportation de fichier.

III.2-2-Le code Fluent :

La simulation numérique en mécanique de fluide (Computational Fluid Dynamique : CFD), est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluide et transfert thermique, .elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouveaux concepts, tout en réduisant le cycle de commercialisation, le risque associé et le coût.

Fluent est un code CFD commercial très utilisée dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesse, de température ...), c'est la raison pour laquelle on l'a choisi pour réaliser nos simulations.

Fluent peut modéliser les phénomènes suivant :

- Ecoulement dans des géométries 2D ou 3D en utilisant des maillages adaptatifs non structurés
- Ecoulement incompressible
- Analyse stationnaire ou instationnaire
- Ecoulement non-visqueux, laminaire ou turbulent
- Ecoulement Newtonien ou non Newtonien
- Transferts de chaleur par convection, naturelle ou forcée
- Transferts de chaleur couplé conduction / convection
- Transferts de chaleur par rayonnement
- Repère des transferts inertiels (stationnaire) ou non inertiels(en rotation)
- Multiple repères de référence en mouvement, incluant des interfaces glissantes et des plans de mélange
- Mélange et réaction d'espèces chimiques, incluant des modèles de combustion et des réactions de surface.
- source volumique arbitraire de chaleur, masse, quantité de mouvement, turbulence, et espèces chimiques

- Ecoulement à travers les matériaux poreux
- Modèle pour turbine ID/ échangeur de chaleur
- Ecoulement diphasique, incluant la cavitation
- Ecoulement à surface libre avec surfaces complexes. [15]

III.2-2-1-Résolution numérique par la méthode des volumes finis :

Les trois méthodes numériques les plus utilisées dans les codes de calculs sont les volumes finis, les différences finies et les éléments finis.

La méthode des différences finies consiste à discrétiser les équations continues aux nœuds d'un maillage prédéfini en calculant chaque dérivée partielle à l'aide de série de Taylor tronquées. On obtient des équations non-linéaires reliant la valeur des inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes inconnues aux nœuds voisins. [16]

La technique des éléments finis discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples (triangle, rectangle en 2D et tétraèdre ,hexaèdres en 3D). Elle convient pour modéliser des géométries très complexes. Ensuite, la forme des équations est remplacée par la forme faible dans laquelle les inconnues sont calculées, par exemple, avec une combinaison linéaire de fonction de base dont support est un des éléments.

La méthode des volumes finis consiste à discrétiser le domaine d'écoulement en multitude de volumes de contrôle (cellule) puis d'effectuer des bilan (de masse, de quantité de mouvement,...) sur ces petits volume. Pour cette raison, la formulation fait apparaître des intégrations de volume. L'avantage de cette méthode est que tout ce qui sort d'un volume, rentre dans un autre, cette méthode est donc conservative et permet de simuler des écoulements dans des géométries complexes, à partir de différents types de maillages plus ou moins fins. .

III.2-2-2-La procédure de calcul par Fluent:

III.2-2-2-1-Importation de la géométrie (*.msh) :

1-a-Ouvrir la version de Fluent :

Puisque la géométrie est en 3D, et un peu complexe, le choix du 3D double précision semble le plus approprié à notre simulation, alors, on l'a choisi comme suit :

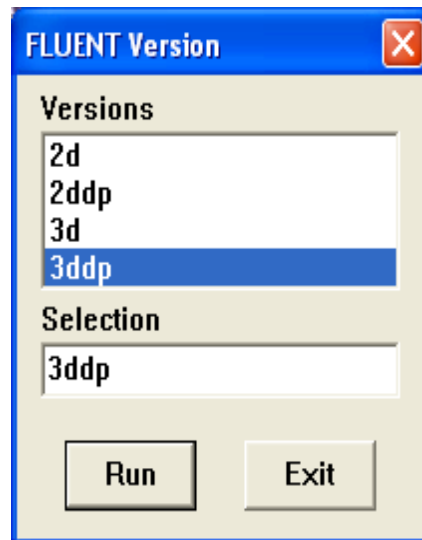


Figure III.15 : choix de la version de Fluent.

2-b-Lire le fichier exporté (avec extension .Msh):

File → *Read* → *Case*

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré avec Gambit.

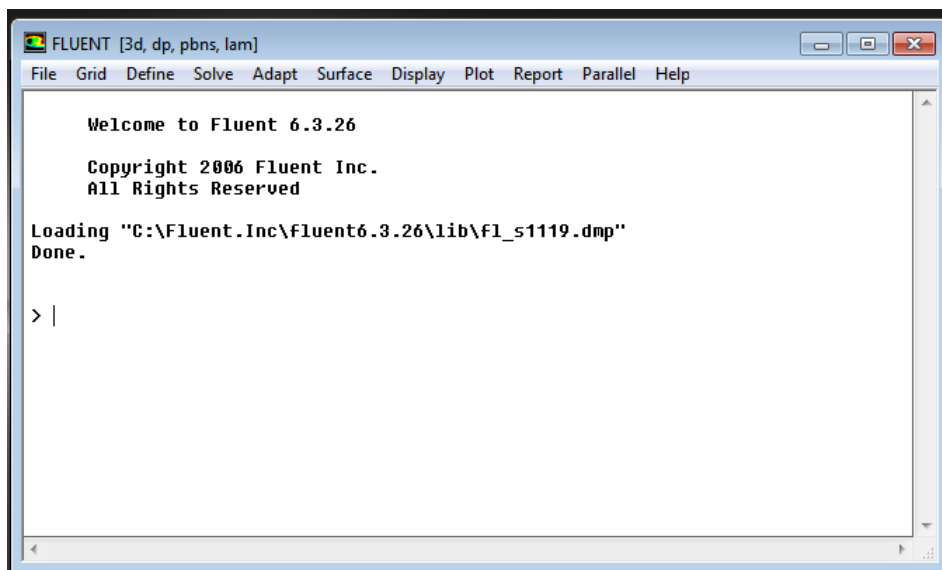
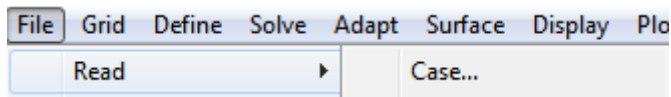


Figure III.16 : importation de la géométrie.

III.2-2-2-2-Affichage de la grille :

Display —→ **grid**

Avec cette commande on peut afficher le maillage, il est très judicieux de vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

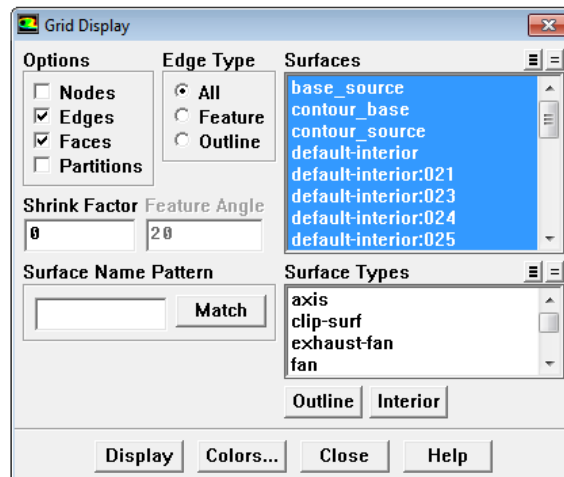
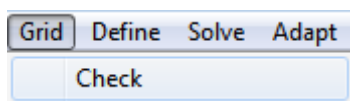


Figure III.12 : Affichage de la grille.

III.2-2-2-3-Vérification du maillage:

Grid —→ **Check**

Ceci permet de vérifier que le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.



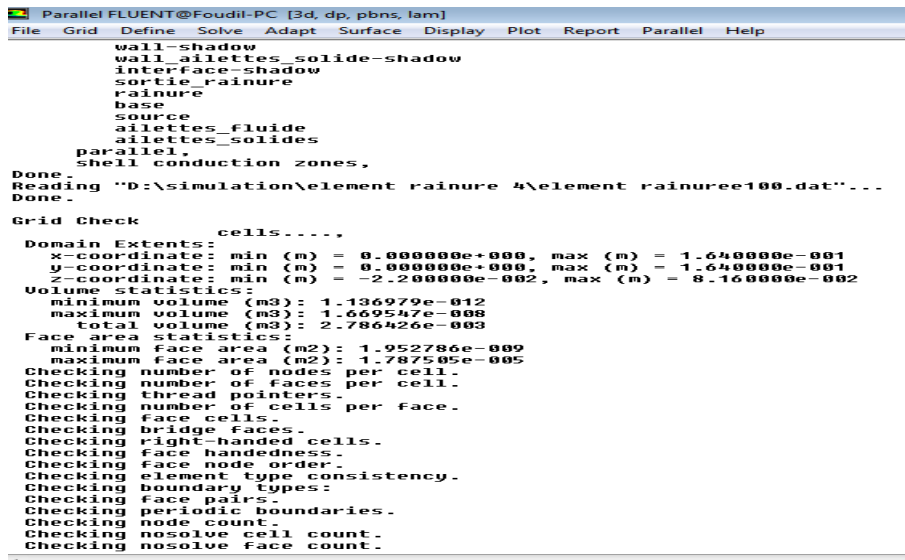


Figure III.17 : vérification de maillage sous Fluent.

III.2-2-2-4- Vérifier l'unité:

Grid → *Scale*

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

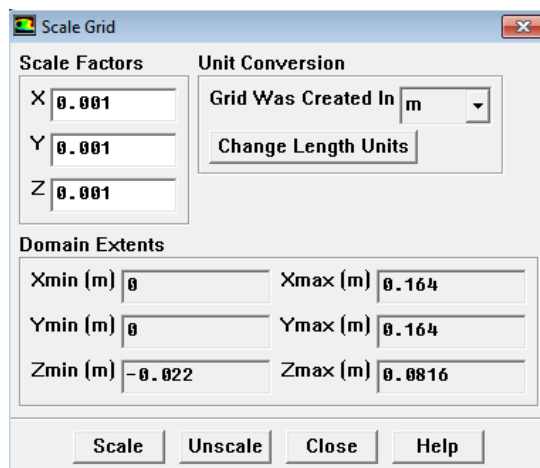


Figure III.18 : vérification de l'échelle.

III.2-2-2-5-Lissage du maillage:

Grid → **smooth/swap**

Cette commande est utilisée pour améliorer la qualité du maillage, cliquer sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap. Répéter jusqu'à ce que Fluent affiche zéro face **swapped**.

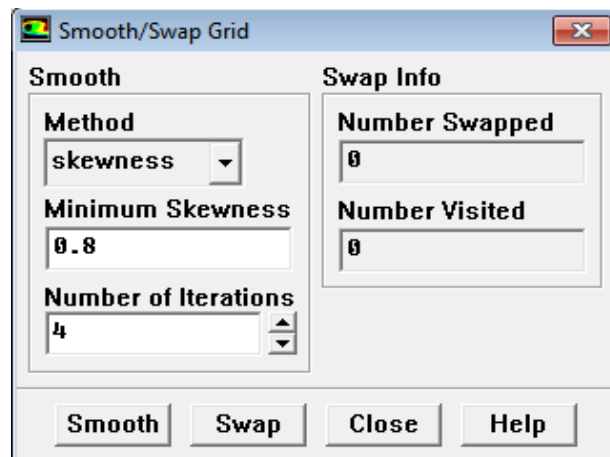


Figure III.19 :révérifier la qualité de maillage.

III.2-2-2-6-Choix du solveur:

Define → **Models** → **Solver**

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

-  **Segregated solver** : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (ventilateur, pompes...)
-  **Coupled Solver** : les solveurs « coupled implicit » et « coupled explit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse.

C'est ici aussi qu'on va choisir le régime d'écoulement ; permanant ou instationnaire.

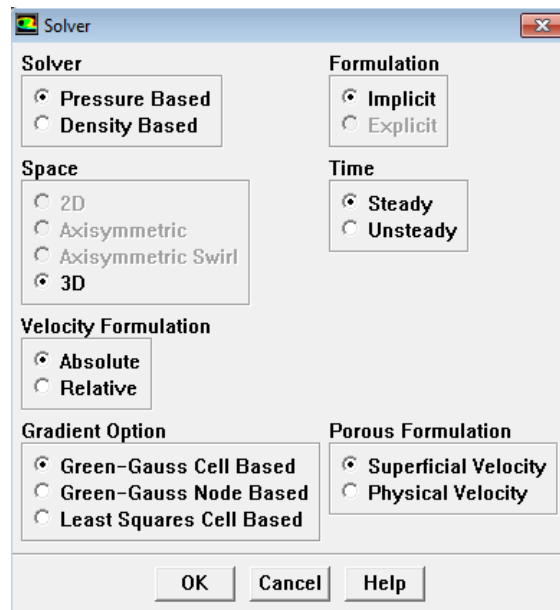


Figure III.20 : choix de solveur.

III.2-2-2-7- Autorisation du transfert de chaleur:

Define → Models → Energy

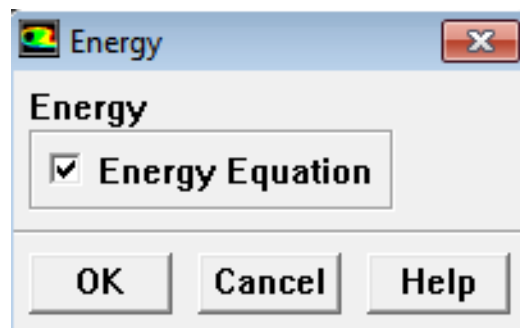


Figure III.21 :Etablir les équations de l'énergie.

III.2-2-2-8-Choix du type d'écoulement:

Define → Models → Viscous

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

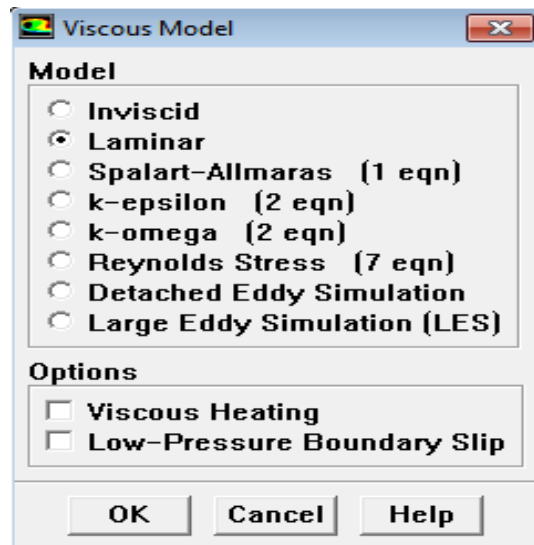


Figure III.22 : choix de modèle d'écoulement.

III.2-2-2-9-Définir les propriétés des matériaux :

Defin e **→** *Materials...*

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

Les matériaux et le fluide utilisés pour notre étude sont choisis à partir de la banque de données dans Fluent.

- Le fluide s'écoulant à l'intérieur du domaine d'étude c'est de l'air.
- Le dissipateur de chaleur est fabriqué en Aluminium et le composant électronique en silicium, l'aluminium existe par défaut dans la banque de données dans Fluent, nous avons ajouté le silicium et ses propriétés physiques à partir de la base de données de Fluent.

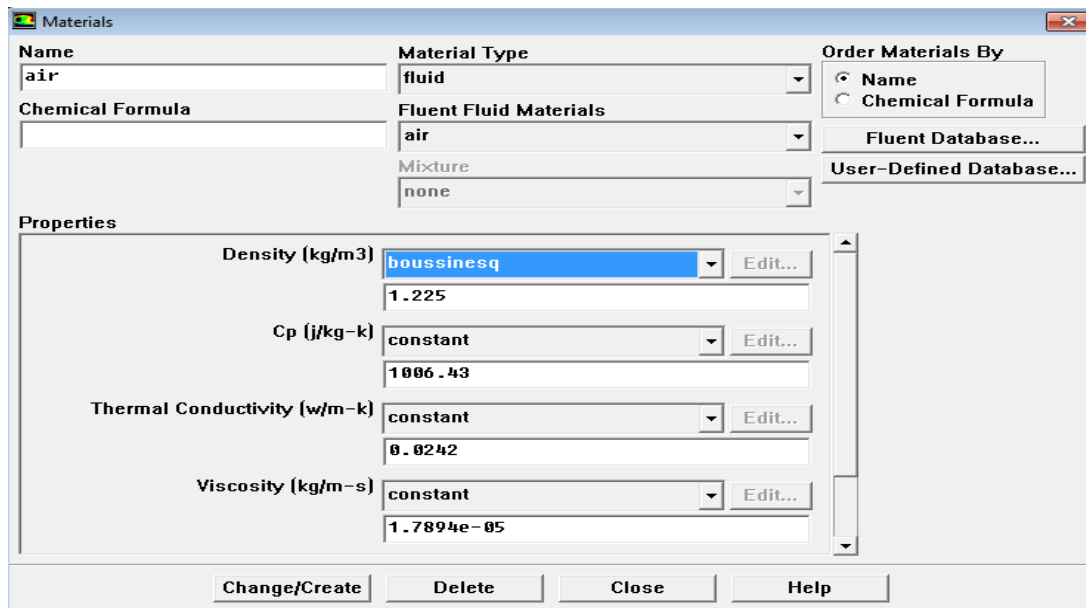


Figure III.23 : définir les propriétés physiques des matériaux.

III.2-2-2-10-Conditions d'opération :

Define → *operating conditions*

Avant d'imposer les conditions aux limites, il faut choisir tout d'abord la valeur de la pression de référence « operating condition ».

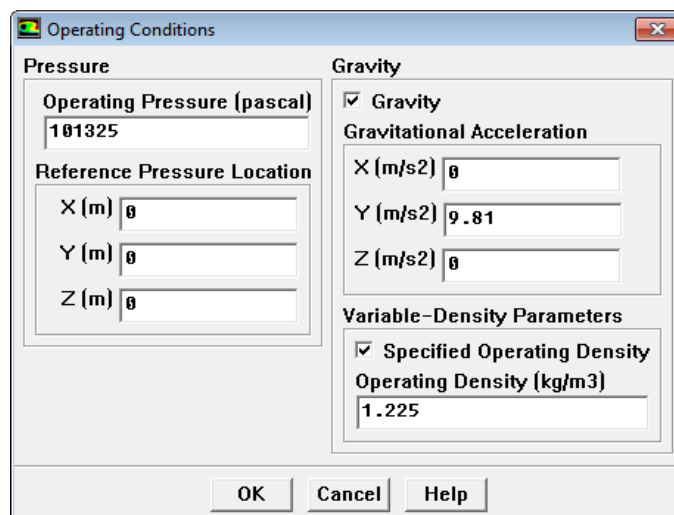


Figure III.24: choix de pression de référence.

III.2-2-2-11- Les Conditions aux limites :

Define → Boundry → Conditions

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

- **Velocityintel:** utilisée pour les écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.
- **Pressure outlet:** spécifié la pression statique de sortie. L'utilisation de pressure outlet sert à définir la pression statique de la sortie, l'utilisation de la condition pressure outlet au lieu de outflow a souvent comme conséquence une meilleure convergence.
- **Wall:** est utilisé pour délimiter les régions solides des fluides, en générale on utilise les propriétés d'une paroi lisse.
- **Symmetry :** est utilisé dans les frontières libres du fluide ou pour l'axe de symétrie.

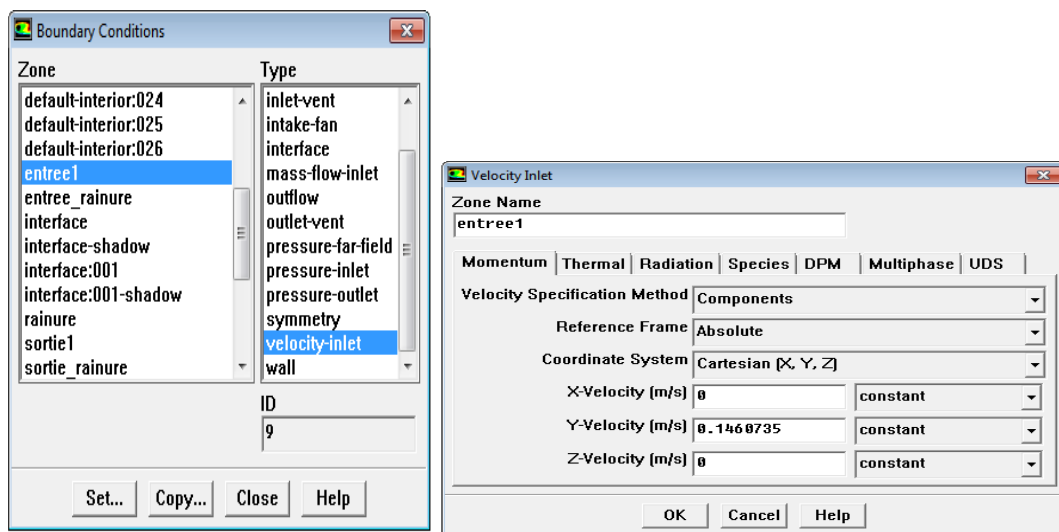


Figure III.25 : Valeurs des conditions aux limites.

III.2-2-2-12-Choix des facteurs de sous relaxation :

a)- Solve → controle → solution...

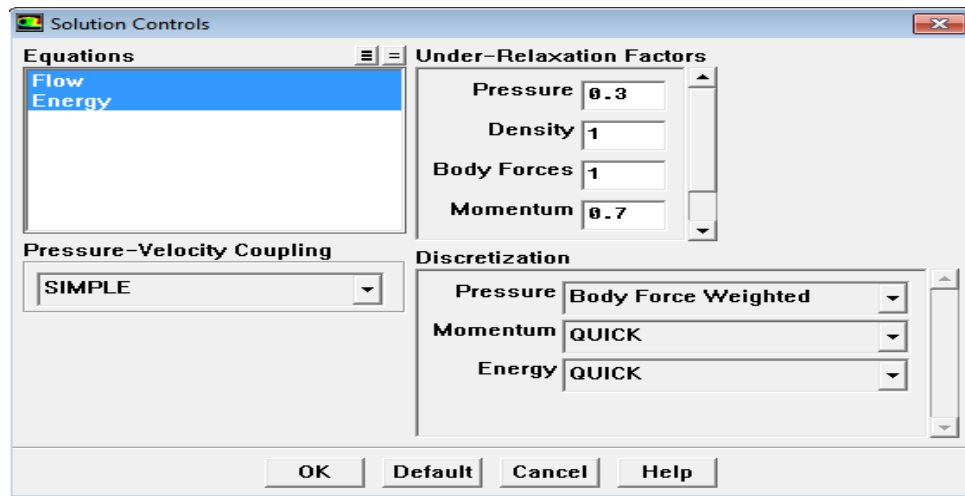


Figure III.26: choix de la solution.

Dans l'approche des volumes finis, la valeur calculée au centre de volume représente l'approximation de la variable considérée sur tout le volume.[17]

Le facteur de sous-relaxation α est utilisé pour stabiliser le processus itératif et éviter la divergence dû à la forte variation de valeurs entre deux itération successive, définis en générale par:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = \Phi_{old} + \alpha \Delta \Phi \\ \Delta \Phi = \Phi_{comp} - \Phi_{old} \end{array} \right.$$

Où : Φ_{old} : ancienne valeur de Φ

Φ_{comp} : Valeur de Φ

$\Delta \Phi$: Changement dans la valeur de Φ

α : Facteur de relaxation.

Les facteurs de sous relaxation sont compris entre 0 et 1.

Les valeurs de sous-relaxation sont données dans le tableau suivant :

	pression	Quantité de mouvement	Energie	Densité
Modèle laminaire	0.3	0.7	1	1

b)- **Solv** → **eInitialize** → **Initialize...**

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

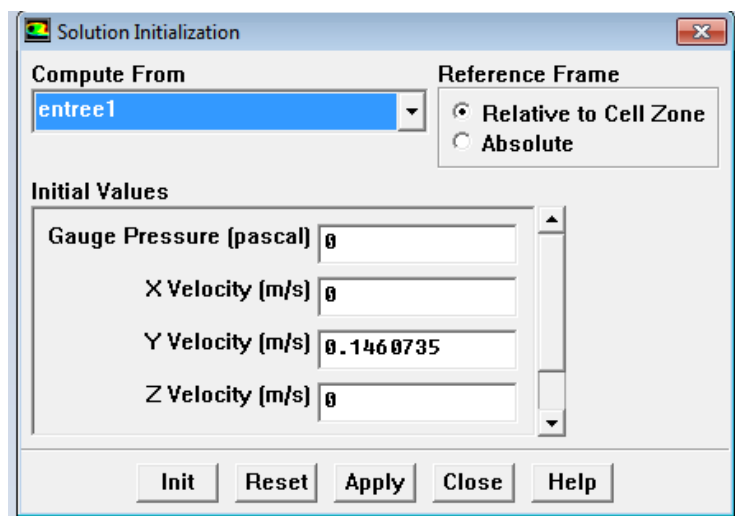


Figure III.27 : Initialisation de la solution.

c)- **Solve** → **Monitors** → **Residual**

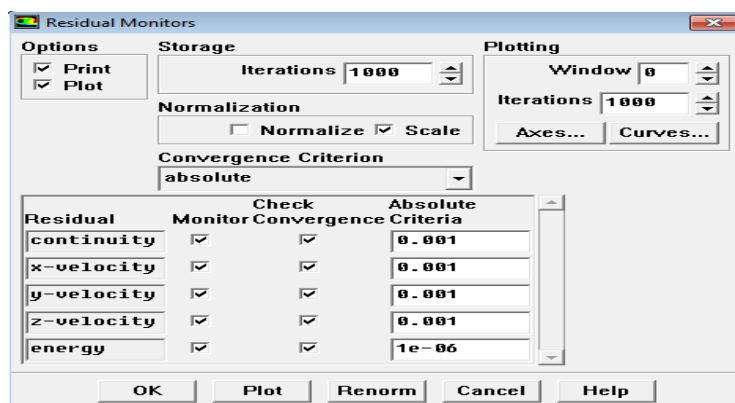


Figure III.28 : choix de Résidu

III.2-2-2-12-Lancement du calcul :

Solve → *iterate...*

Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

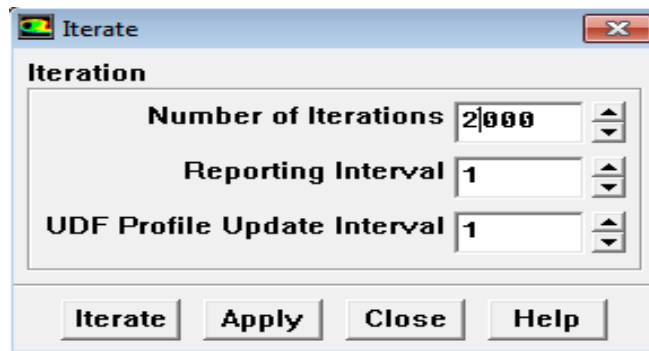


Figure III.29 :Choix du nombre d'itérations.

III.2-2-2-13-La convergence des calculs :

Pour s'assurer de la convergence des calculs, nous nous aidons de deux critères visuels. Le premier consiste à observer les courbes des résidus définis par les équations, notre équation de continuité et de quantité de mouvement tracées par Fluent, en fonction des itérations. Un autre critère consiste à suivre l'évolution des champs de vitesse, pression au fur et à mesure des itérations, lorsque qu'ils n'évoluent plus, cela signifie que le calcul a convergé.[15]

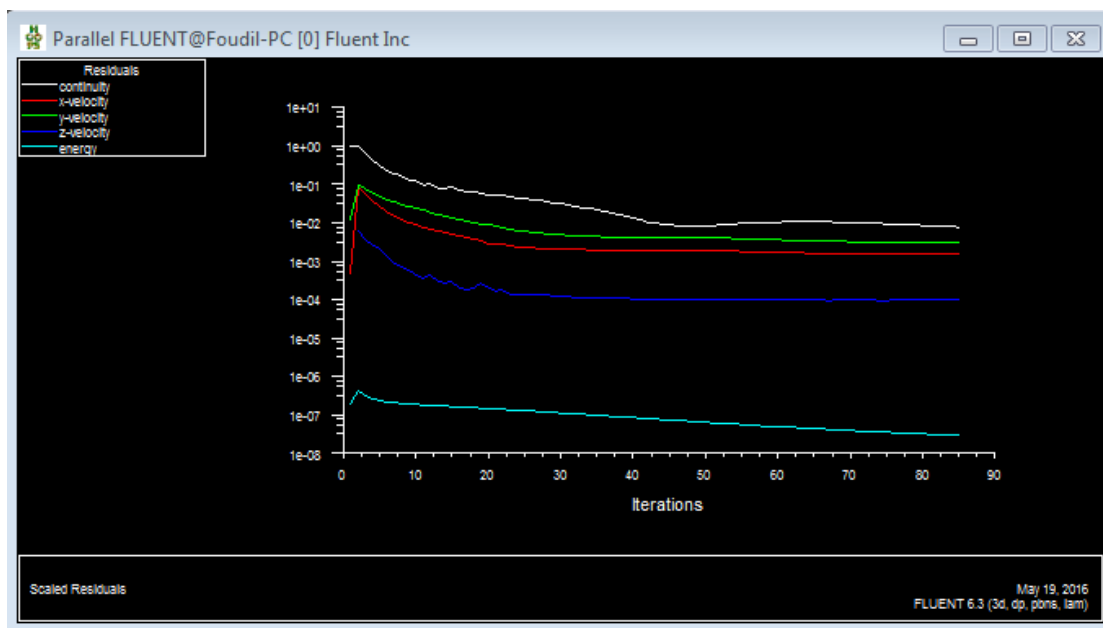


Figure III.30: Allures de l'évolution des résidus de calcul.

 Remarque :

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables ; pression, vitesse, température... du problème entre la présente itération et l'itération précédente.

Dans la plupart des cas, le critère de convergence par défaut dans FLUENT (résiduel) est suffisant. La solution converge quand les résidus atteignent 10^{-3} . Toutefois, dans certain cas il faut pousser les calculs à 10^{-4} voire 10^{-6} . Donc il n'y a pas de règle universelle.

V-1- Introduction :

L'objectif de ce chapitre, est de présenter les résultats de la simulation numérique et leurs interprétations pour les différents paramètres de l'écoulement laminaire d'un fluide qui passe autour des ailettes cylindriques d'un dissipateur de chaleur muni d'une ou de plusieurs ouvertures pour différents nombres de Reynolds et les comparer avec un dissipateur de chaleur sans ouvertures. On s'intéresse au profil de vitesse et de température dans des sections particulières du dissipateur de chaleur. Nous allons présenter l'influence du nombre d'ouvertures sur le coefficient d'échange convectif et le nombre de Nusselt et par conséquent sur le refroidissement du composant électronique.

✚ Le fluide utilisé pour le refroidissement est l'air, qui a les propriétés physiques suivantes:

- Masse volumique : $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$
- Conductivité thermique $\lambda = 0.024 \text{ W/kg.k}$
- Viscosité $\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.

✚ Le dissipateur de la chaleur est fabriqué en Aluminium de propriétés physiques suivantes:

- Masse volumique : $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$
- La chaleur spécifique $C_p = 871 \text{ J/kg.k}$
- Conductivité thermique $\lambda = 202.4 \text{ W/m.k}$.

✚ Le composant électronique est en silicium qui a les propriétés physiques suivantes:

- Masse volumique : $\rho = 2329 \text{ kg/m}^3$
- La chaleur spécifique $C_p = 700 \text{ J/kg.k}$
- Conductivité thermique $\lambda = 130 \text{ W/kg.k}$.

Les équations régissant l'écoulement et le transfert thermique sont résolues par la méthode des volumes finis, en utilisant le code FLUENT 6.3.26, le poste de travail utilisé pour exécuter ces simulations est un pc doté d'un microprocesseur Intel (R) avec une fréquence d'horloge de 2 GHz core i3 (TM) et de 8 Go de mémoire vive.

Les résultats de simulations sont présentés pour des nombres de Reynolds égaux à 50, 100, 150, 200, 250 et pour un nombre d'ouvertures égale à 1, 2, 3 et 4.

Pour la présentation des résultats on a utilisé des logiciels de graphisme tel que le Tecplot360 version 2010 et Origine version 8 pour tracer les profils de différents paramètres.

IV.2-Maillage de la géométrie :

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à l'écoulement. De sa qualité dépend la précision des calculs. Un nombre de mailles insuffisant fera diverger les calculs ou sera responsable d'une diffusion numérique trop importante. Il faut trouver un compromis entre le nombre de mailles et le temps de calcul qui augmente considérablement avec le raffinement de la discrétisation du domaine.

Un maillage raffiné réalisé par l'intermédiaire de générateur de maillage GAMBIT, la géométrie est divisée en 5607233 nœuds. Ce maillage a l'inconvénient de prendre plus de temps de calcul et plus de mémoire d'ordinateur, mais il est par contre, indispensable dans les cas des problèmes où les gradients des quantités physiques tel que la température et la vitesse, par exemple sont très importants.

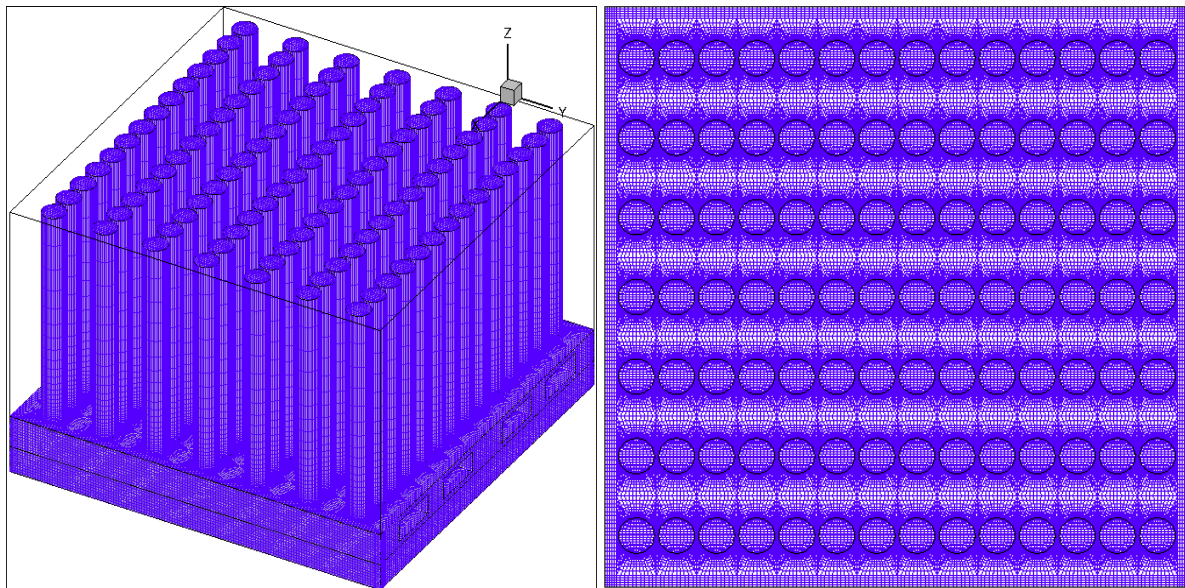


Figure IV.1: Le Maillage

IV.2. Validation du code de calcul :

De manière à vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail avec le code FLUENT, une validation de nos simulations numériques a été faite en comparant avec les résultats expérimentaux de P.A. Deshmukh et R.M. Warkhedkar [18] qui sont disponibles dans la littérature. Pour cela on a gardé la même configuration et les mêmes conditions aux limites que [18] pour un dissipateur sans ouvertures

En effet la figure IV.2 montre la comparaison entre les valeurs des résistances thermiques de nos simulations numériques et les résultats expérimentaux.

Il est clair que les résultats de nos simulations numériques sont en très bon accord avec les résultats expérimentaux, Ceci permet donc de valider notre procédure de simulation numérique.

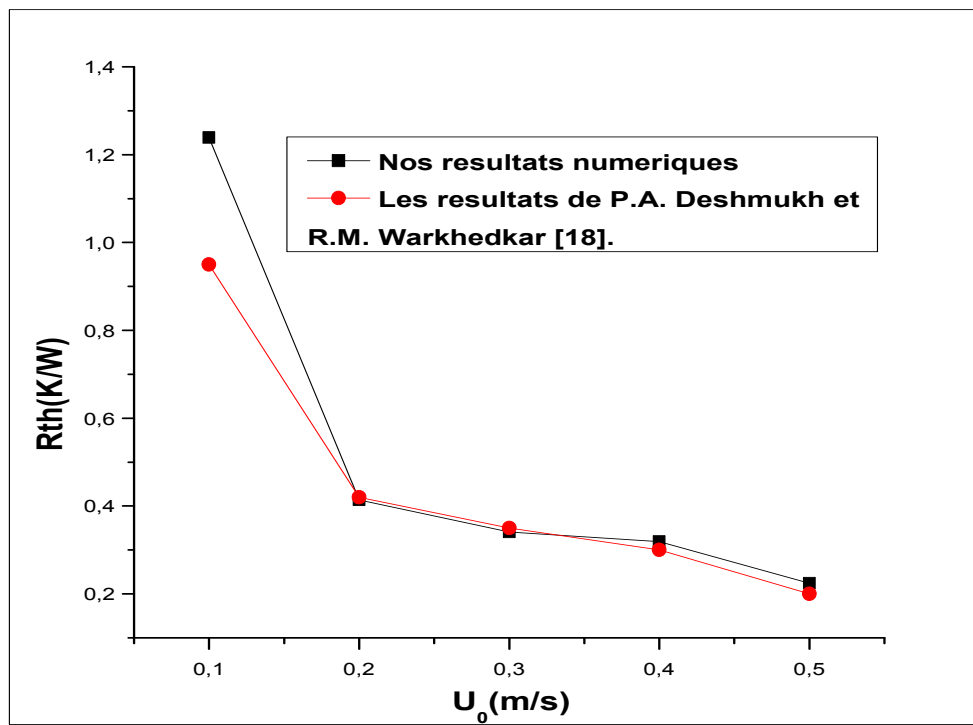


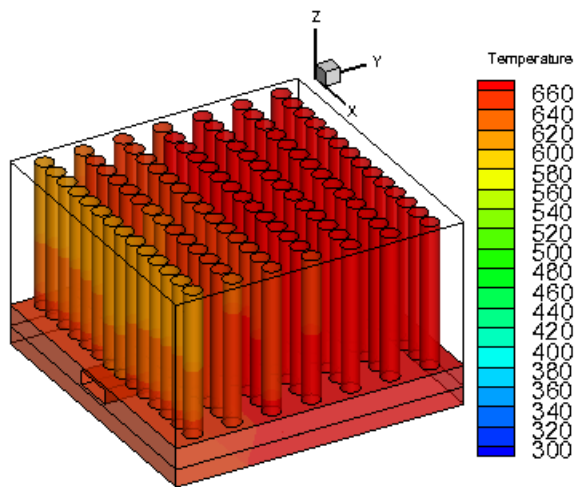
Figure IV.2 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux de la résistance thermique d'un dissipateur de chaleur sans ouvertures.

IV.3. Résultats et Discussions**IV.3.1. Champ de température aux niveaux des ailettes solides :**

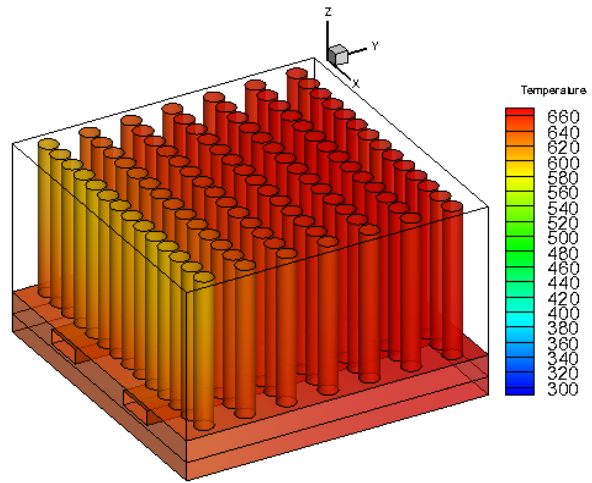
Les figures IV.3, IV.4, IV.5, IV.6 et IV.7 l'évolution des champs de température au niveau des ailettes pour les quatre cas étudiés et pour des nombres de Reynolds $Re=50, 100, 150, 200$ et 250 .

La chaleur récupérée de la source chaude est transportée par conduction vers la base du dissipateur et par la suite aux ailettes, ce qui explique les températures relativement élevées dans la partie inférieure des ailettes et une diminution progressive en allant de bas en haut.

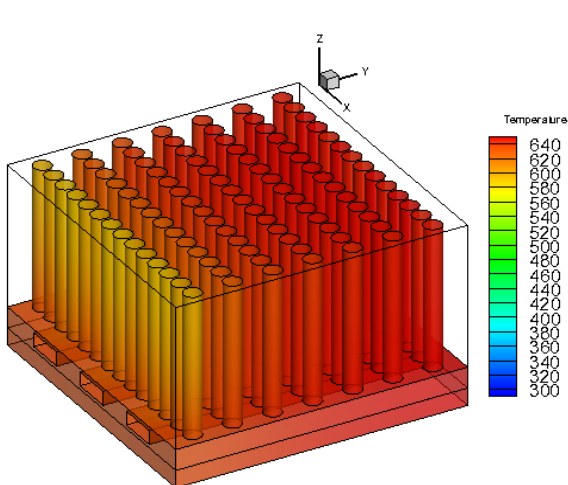
On remarque que la température des ailettes diminue avec l'augmentation de nombre de Reynolds pour les quatre cas étudiés, la vitesse d'écoulement de l'air augmente avec le nombre de Reynolds, ce qui conduit une meilleure évacuation de la chaleur à partir de la source de chaleur et par conséquent, une diminution de la température des ailettes. On peut constater aussi que l'augmentation du nombre d'ouvertures induit une augmentation de la surface d'échange ce qui permet également d'améliorer le transfert de chaleur thermique et par conséquent un bon refroidissement du composant électronique.



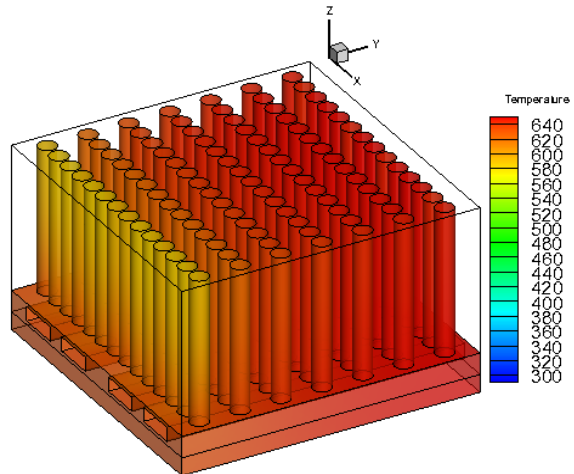
a) une ouverture



b) deux ouvertures

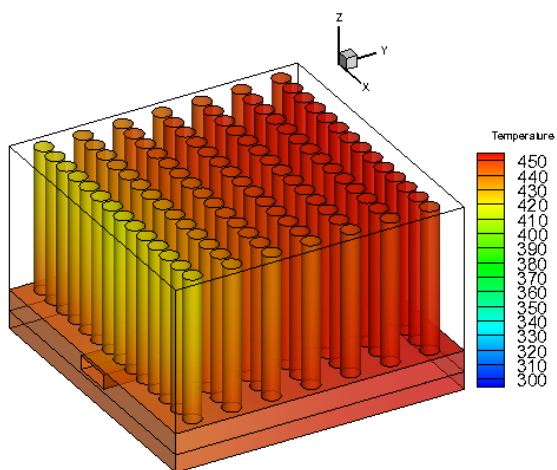


c) trois ouvertures

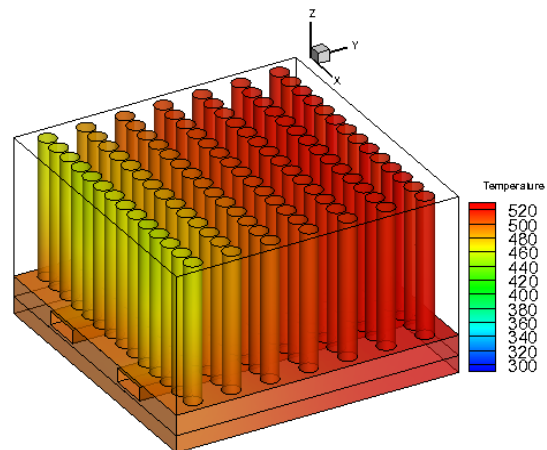


d) quatre ouvertures

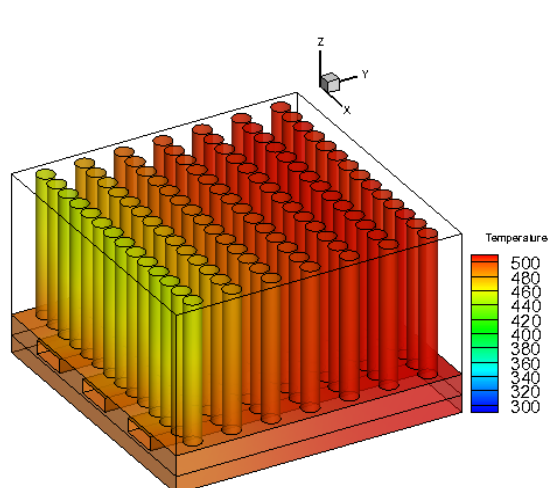
Figure IV.3: Champ de température pour $Re=50$ au niveau des ailettes solide.



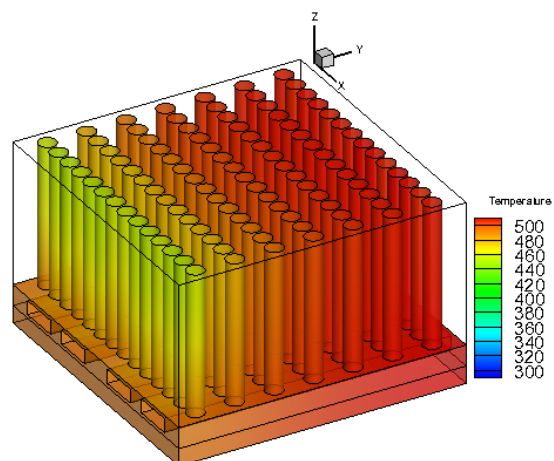
a) une ouverture



b) deux ouvertures

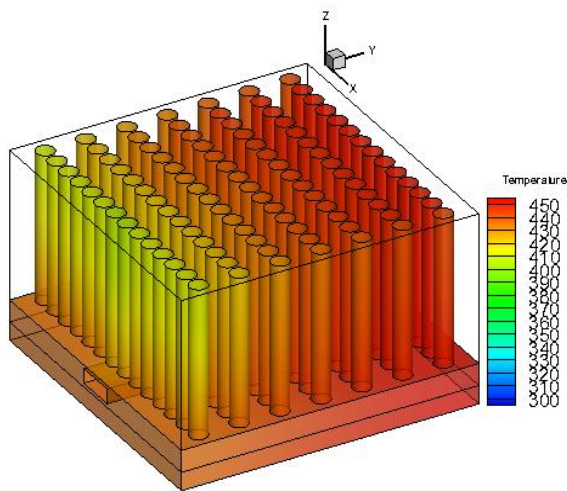


c) trois ouvertures

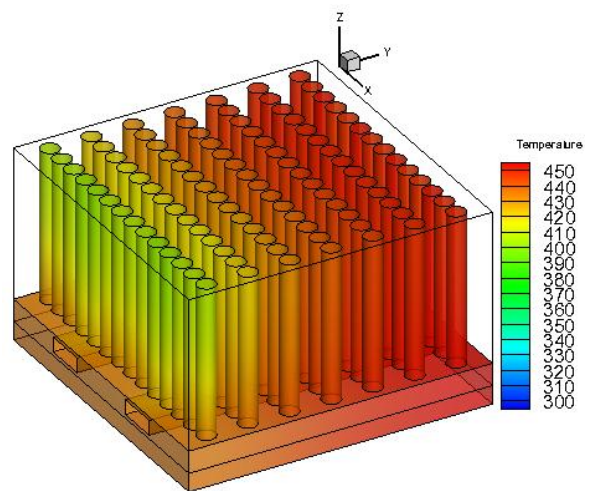


d) quatre ouvertures

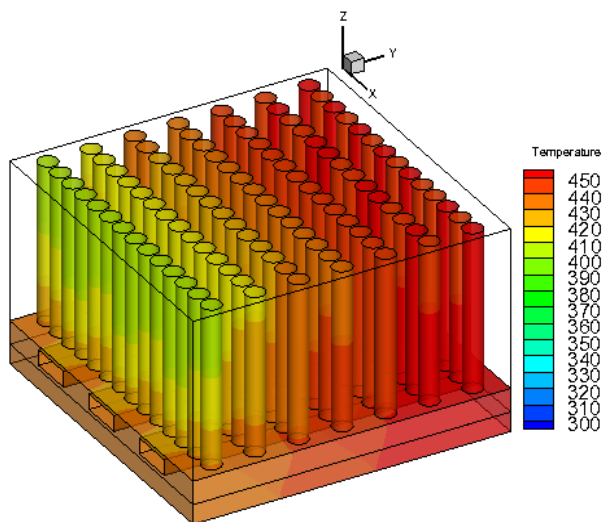
Figure IV.4: Champ de température pour $Re=100$ au niveau des ailettes solides.



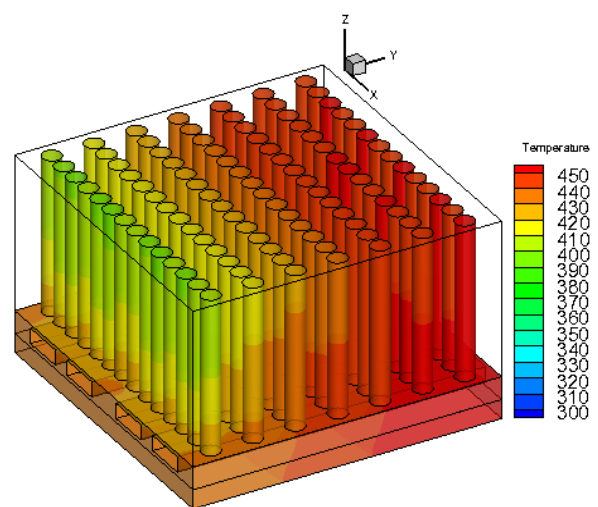
a) une ouverture



b) deux ouvertures

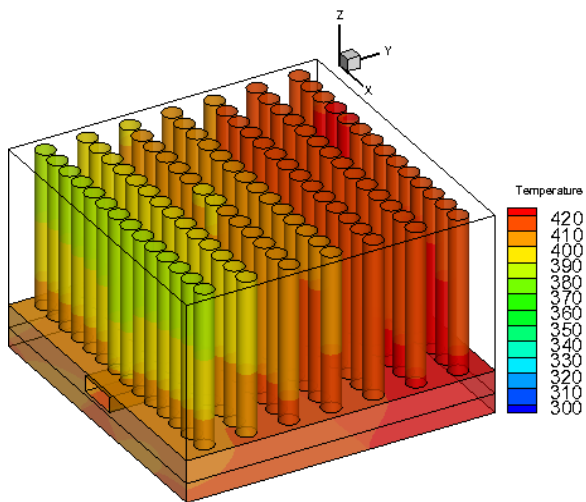


c) trois ouvertures

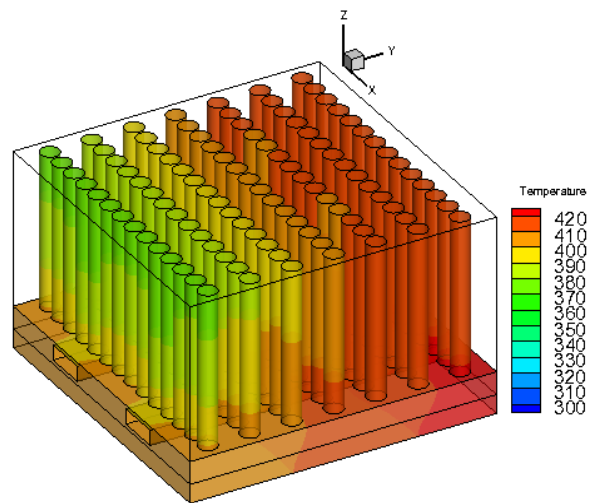


d) quatre ouvertures

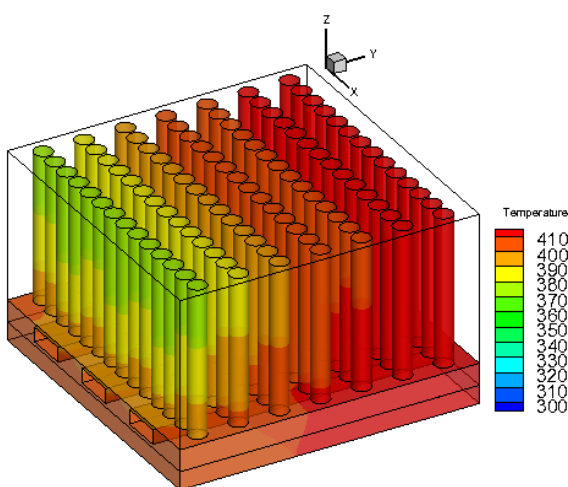
Figure IV.5: Champ de température pour $Re=150$ au niveau des ailettes solides.



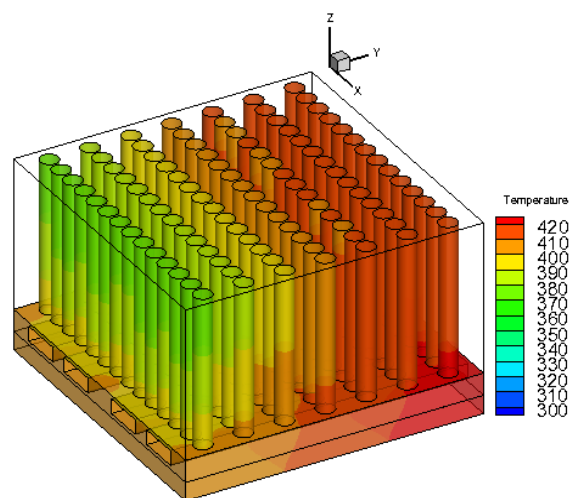
a) une ouverture



b) deux ouvertures

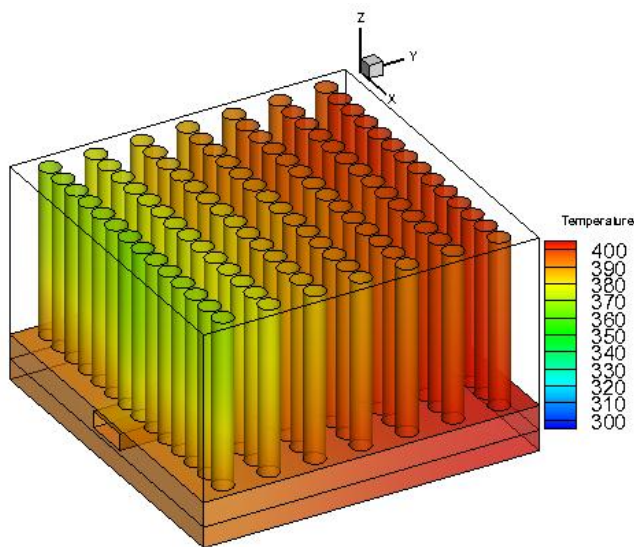


c) trois ouvertures

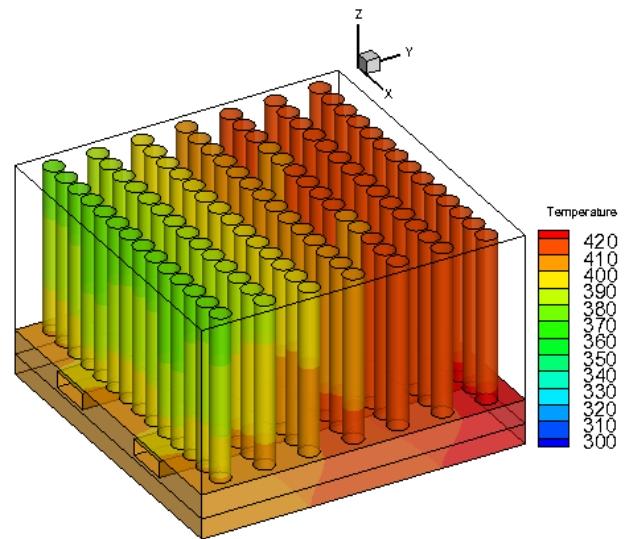


d) quatre ouverture

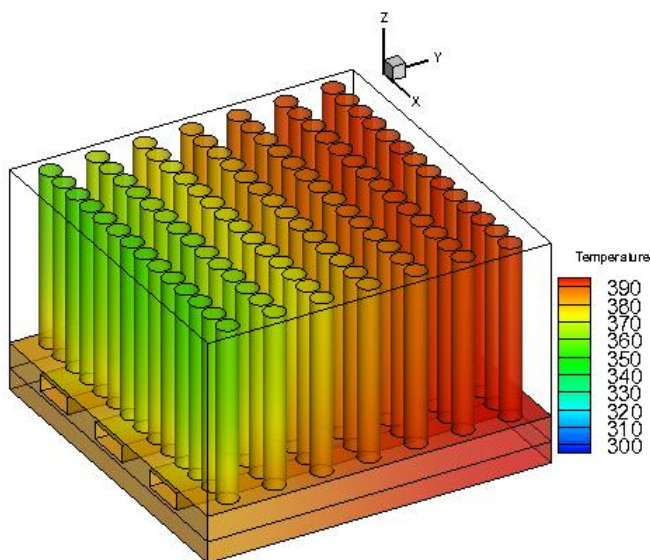
Figure IV.6: Champ de température pour $Re=200$ au niveau des ailettes solides.



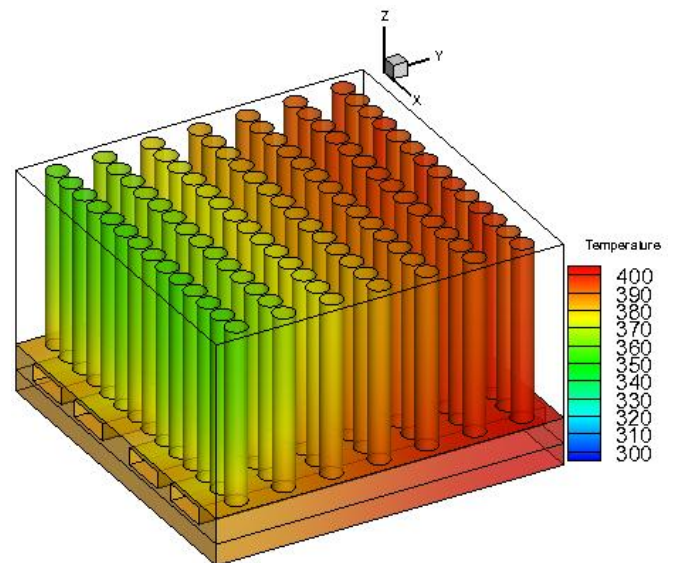
a) une ouverture



b) deux ouvertures



c) trois ouvertures



d) quatre ouvertures

Figure IV.7: Champ de température pour $Re=250$ au niveau des ailettes solides.

IV.3.2. Champ de température au niveau du fluide:

La distribution du champ de la température au niveau du fluide est représentée sur les figures (IV.8) ...

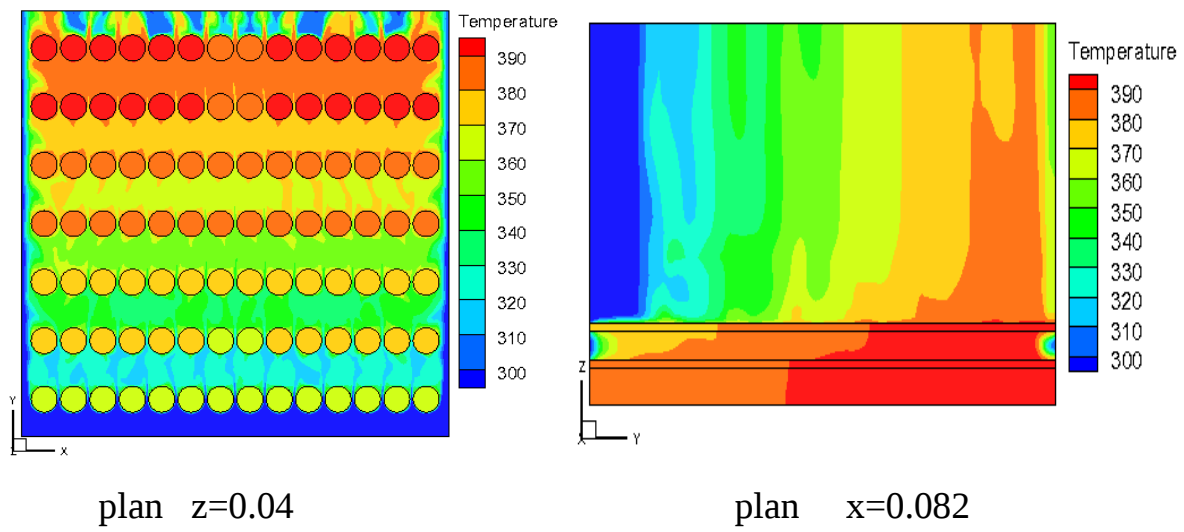
au plan XY à ($z=0.04$) et au plan XZ au centre de l'ouverture à ($x=0.082$, $x=0.116$, $x=0.06$) respectivement et pour un nombre de Reynolds $Re=200$.

On remarque sur ces figures une augmentation de la température clairement visible au voisinage des parois chauffées des ailettes et une température proche de la température d'entrée à l'entrée et les deux cotés latérales du dissipateur pour les quatre cas. L'épaisseur de la couche limite thermique diminue quand le nombre de Reynolds augmente et la distribution thermique suit les vortex d'écoulement.

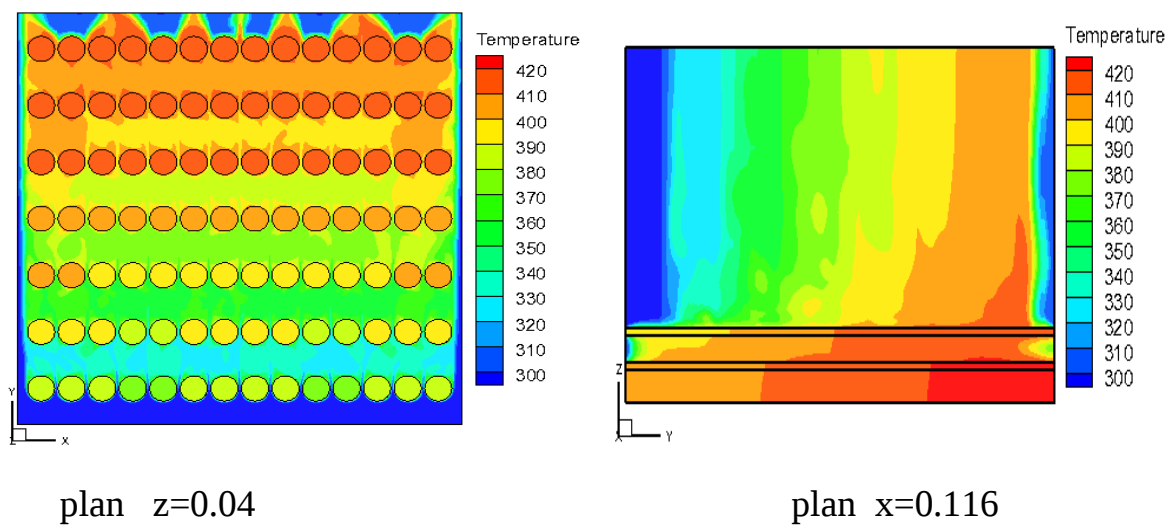
IV.3.3. Champ de température au niveau des ouvertures:

La distribution du champ de la température au niveau des ouvertures est représentée sur les figures (IV.9)

au plan XY à ($z=-0.006$) et pour un nombre de Reynolds $Re=200$, On remarque sur ces figures une diminution de la température au voisinage des parois de la base chauffée à l'entre des ouvertures avec l'augmentation de nombre de Reynolds et le nombre d'ouverture ce qui permet également d'améliorer le transfert de chaleur et par conséquent un meilleur refroidissement des composants électroniques.

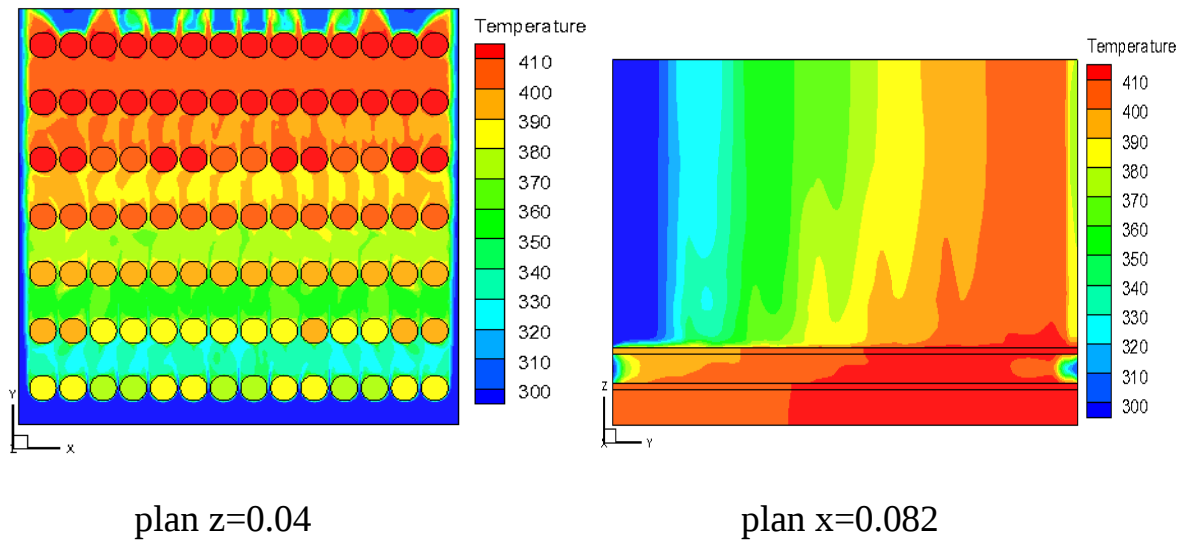


Pour une ouverture

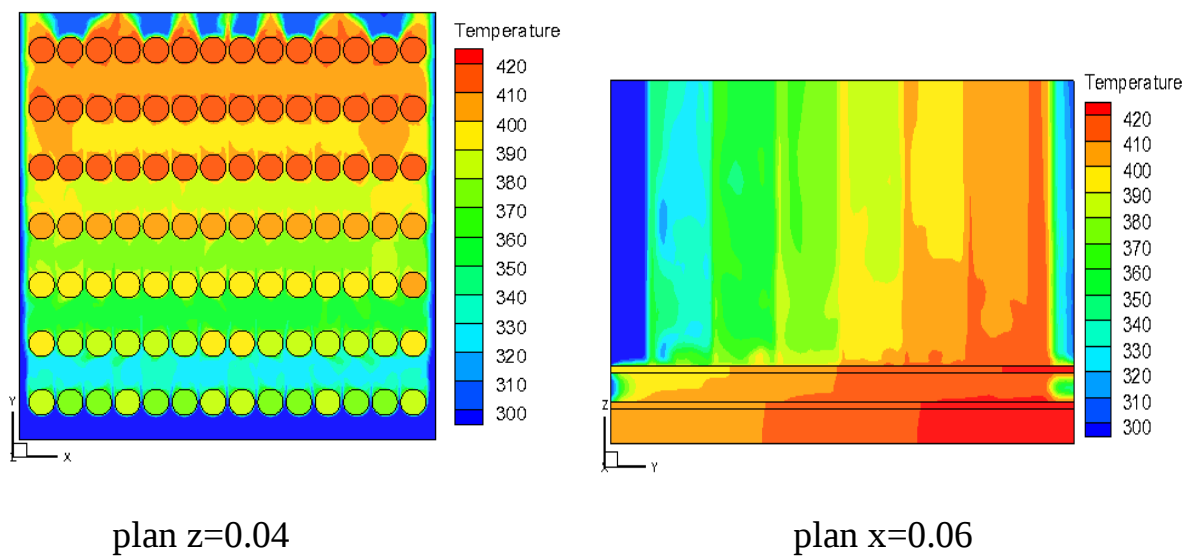


Pour deux ouvertures

Figure IV.8: Le champ de température au niveau des ailettes fluide pour $Re=200$.



Pour trois ouvertures



Pour quatre ouvertures

Figure IV.8: Le champ de température au niveau des ailettes fluide pour $Re=200$.(suite)

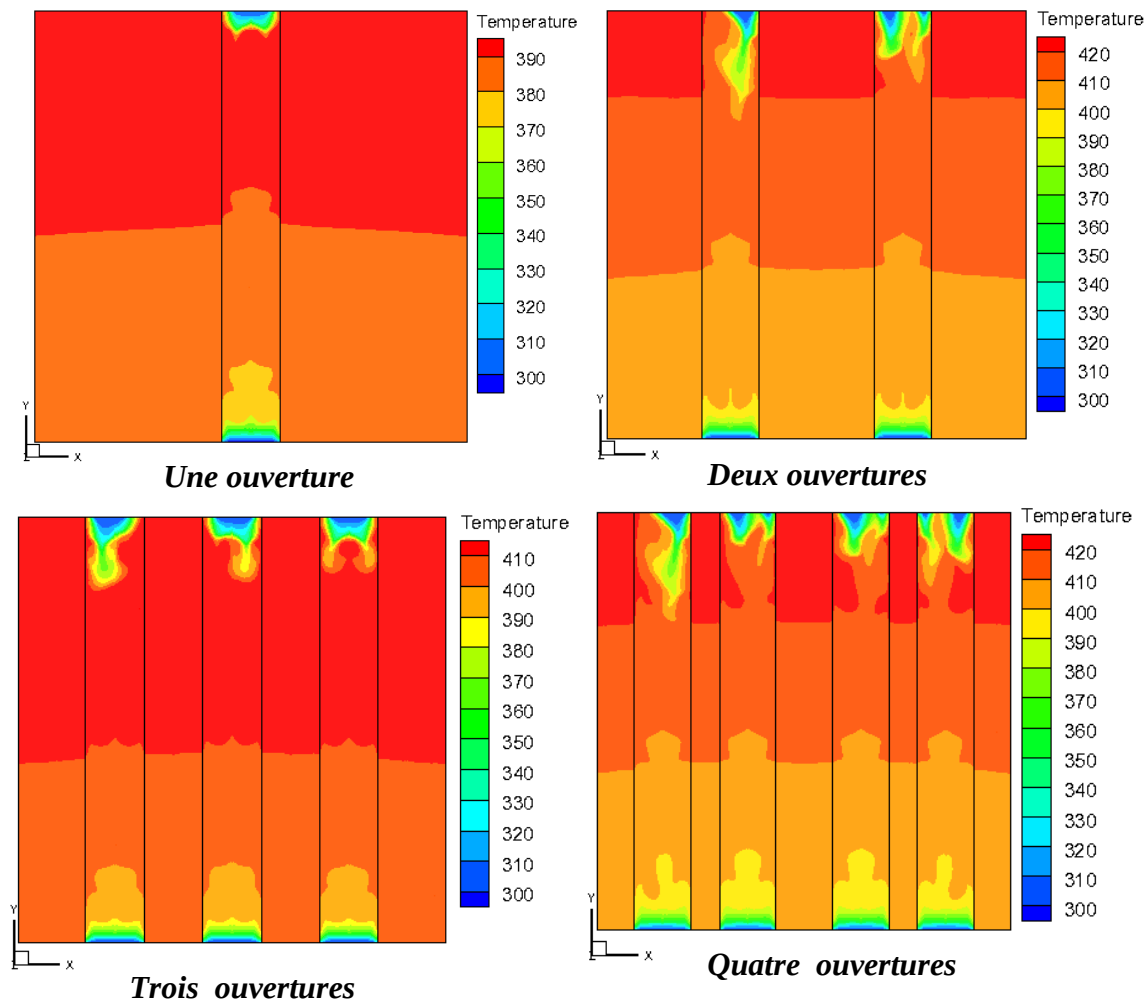


Figure IV.9: Le champ de température au niveau des ouvertures dans le plan $z = -0.006$ et pour $Re = 200$.

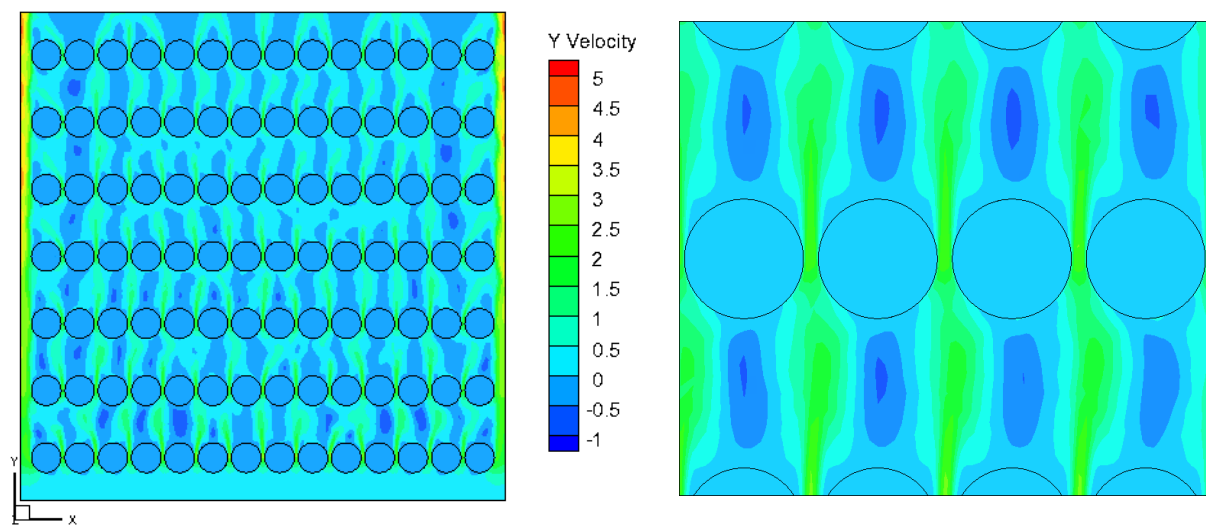
IV.3.4. Contours et vecteurs vitesses :

Les figures (IV.10) et (IV.11) montrent les contours et les vecteurs vitesses pour des nombres de Reynolds égaux 50, 100, 150, 200 et 250.

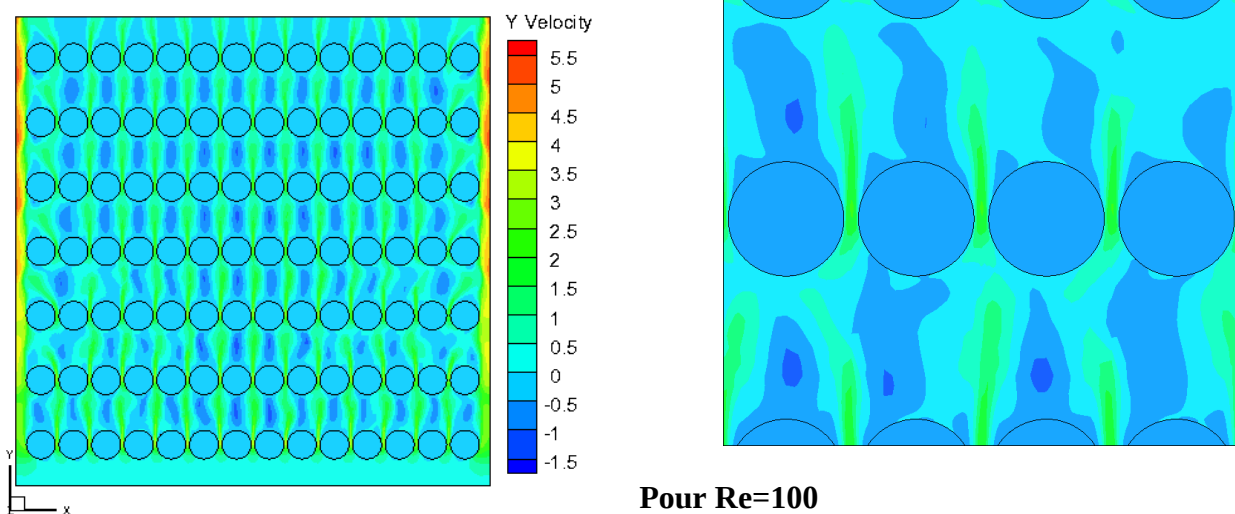
On remarque que la vitesse est uniforme à l'entrée du dissipateur et atteint des valeurs maximales dans l'espace compris entre les ailettes, cette augmentation est due au rétrécissement de la section de passage.

Pour des faibles nombres de Reynolds $Re < 200$ l'écoulement est dit rampant. Les forces de viscosité étant, prépondérantes, le fluide reste attaché aux ailettes et il n'y a pas de décollement. L'écoulement est symétrique pour chaque colonne d'ailettes par rapport à son axe central et également entre l'amont et l'aval de l'ailette.

Pour des nombres de Reynolds élevés $Re \geq 200$ les forces d'inertie augmentent et empêchent la couche limite de rester attachée aux parois des ailettes et commence à favoriser une dépression dans la zone de sillage. En conséquent on constate la formation de deux lobes symétriques contrarotatives en amont et en aval des ailettes dont l'une tourne dans le sens des aiguilles d'une montre et la deuxième tourne dans le sens contraire. La symétrie des ailettes est légèrement compromise à mesure que le nombre de Reynolds augmente. Ces observations sont valables pour les quatre cas étudiés.(1, 2, 3 et 4 ouvertures).

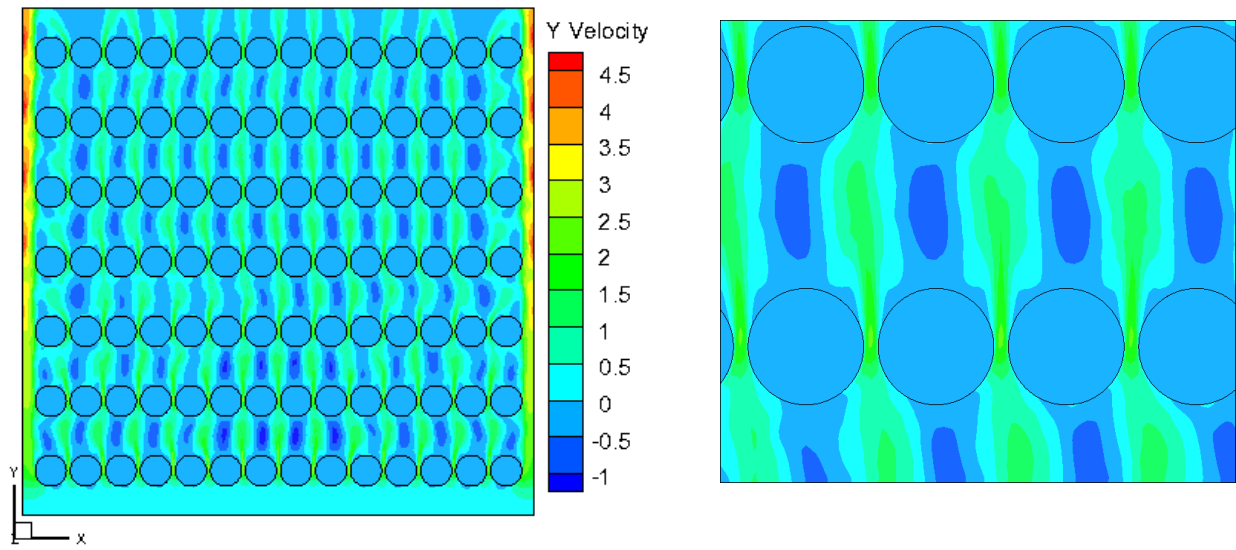


Pour Re=50

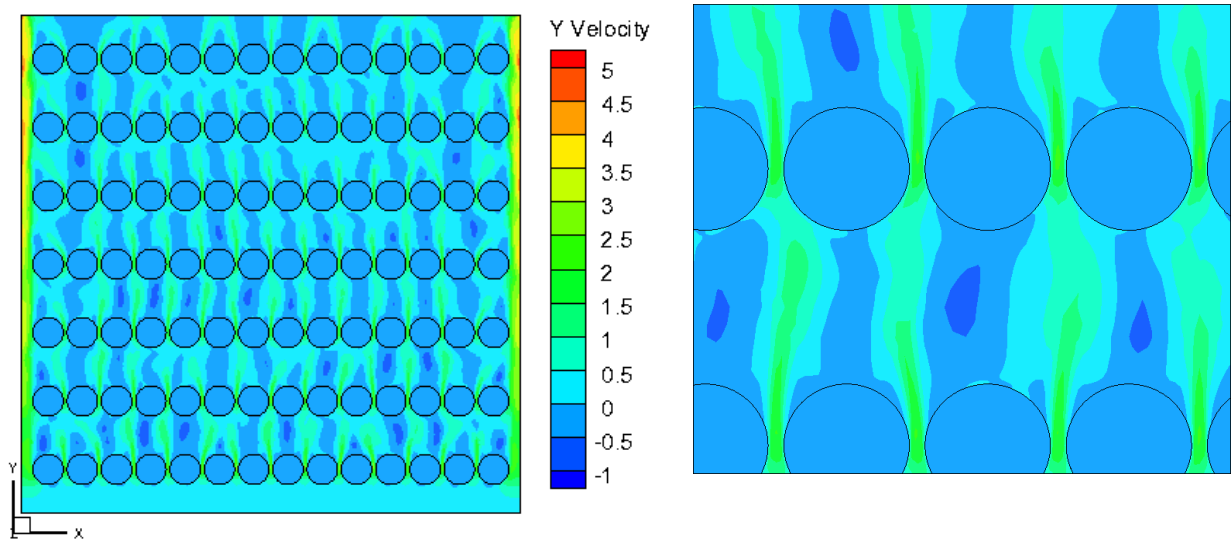


Pour Re=100

Figure IV.10 : contours de vitesse pour différent nombre de Reynolds dans le plan $z=0.04$.

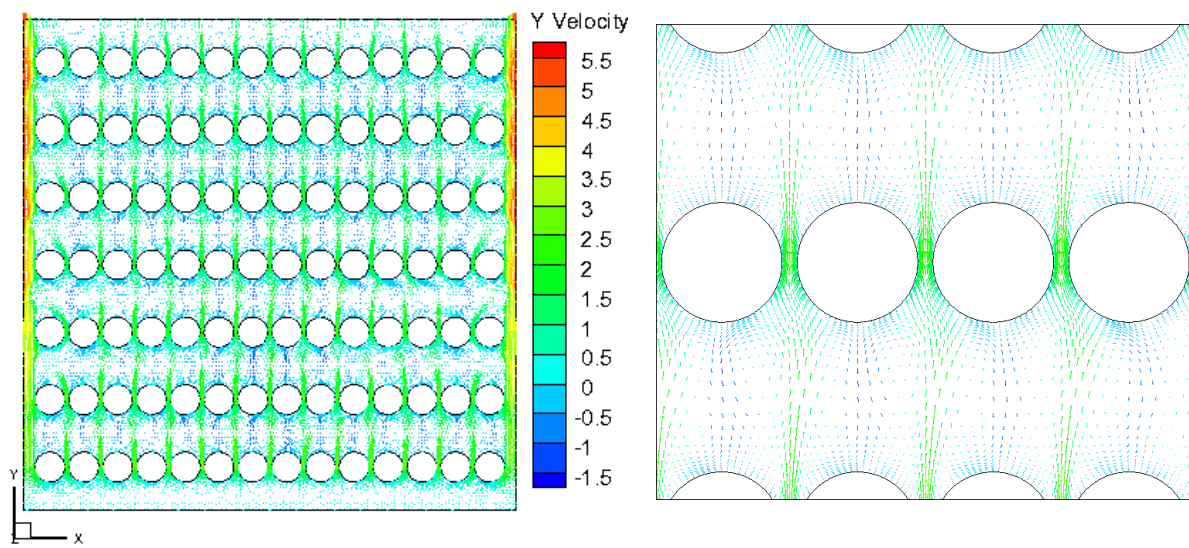


Pour $Re=150$

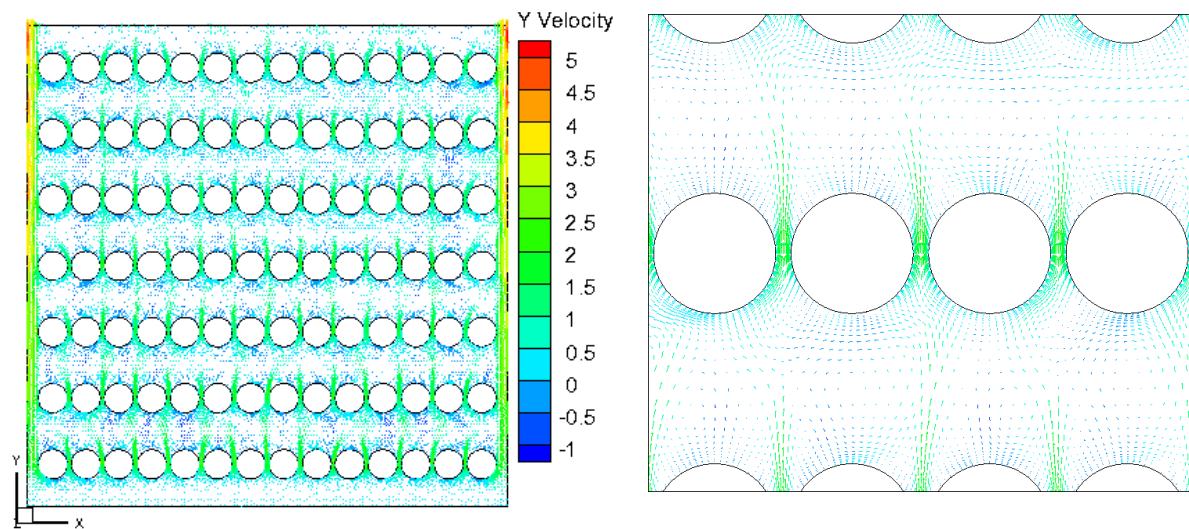


Pour $Re=200$

Figure IV.10 : contours de vitesse pour différent nombre de Reynolds dans le plan $z=0.04.5$ (la suite)

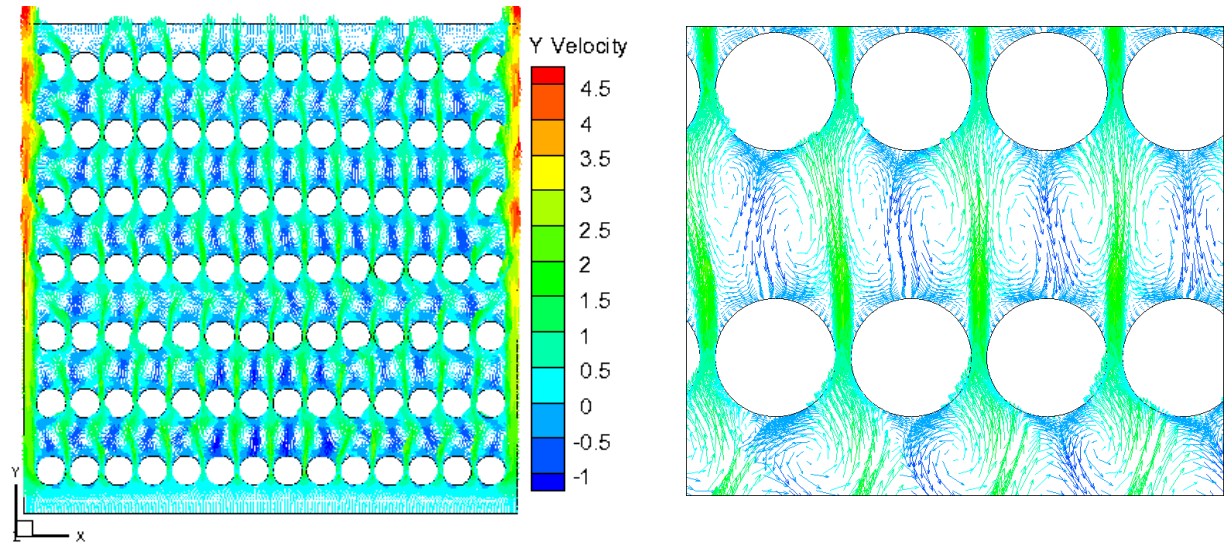


Pour $Re=50$

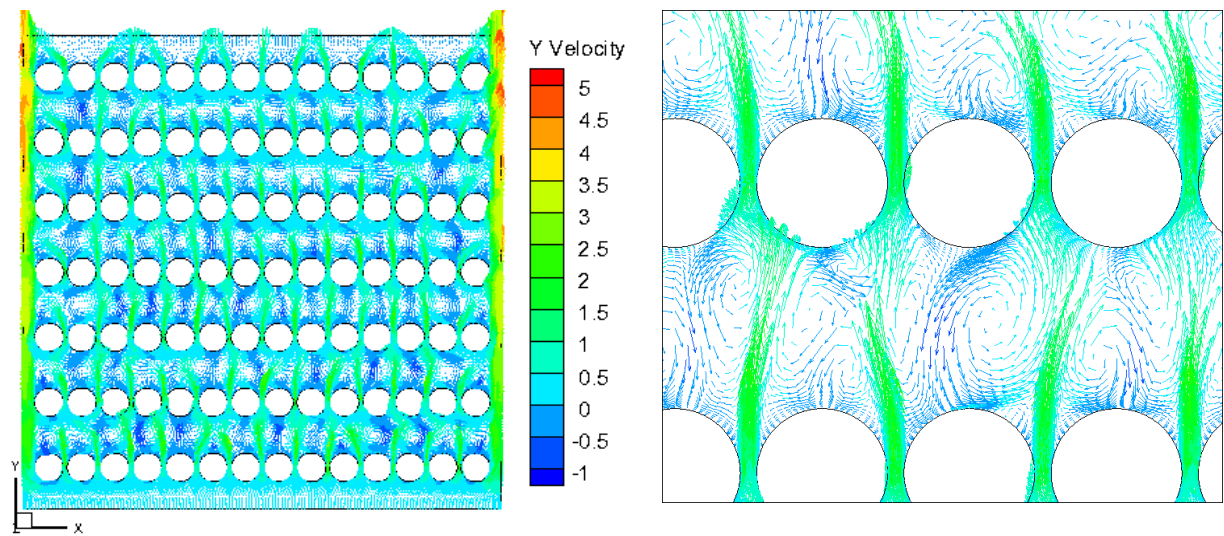


Pour $Re=100$

Figure IV.11 : les vecteurs vitesses pour différents nombres de Reynolds dans le plan $z=0.04$.



Pour $Re=150$



Pour $Re=200$

Figure IV.11 : les vecteurs vitesses pour différents nombres de Reynolds dans le plan $z=0.04$.(la suite)

IV.3.5. Coefficient d'échange convectif :

La figure IV.12 montre l'influence de nombre d'ouverture et le nombre de Reynolds sur le coefficient d'échange convectif moyen. Les résultats indiquent clairement la dépendance du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre d'ouvertures qui signifie l'augmentation de la surface d'échange et par conséquent l'amélioration de l'échange thermique. Le coefficient d'échange convectif prend des valeurs maximale pour un nombre d'ouverture égale à quatre et pour Re égale 250.

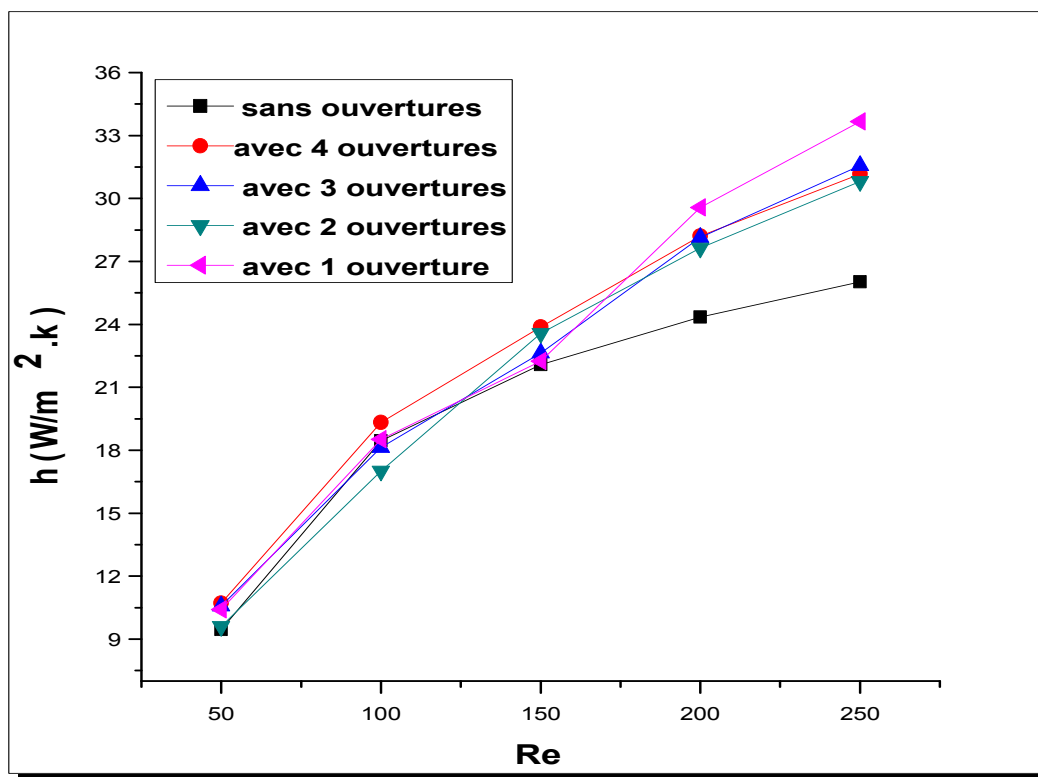


Figure IV.12: la variation du coefficient d'échange convectif en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouvertures.

IV.3.6. Le nombre de Nusselt:

Le nombre de Nusselt est le rapport du flux de chaleur convectif et le flux de chaleur conductif, il a été calculé à partir de l'équation (II.13) et ces résultats sont présentés sur la figure (IV.13).

On a collecté dans cette figure une série de résultats permettant de déterminer l'évolution numérique du nombre de Nusselt dans un dissipateur de chaleur sans et avec une ou plusieurs ouvertures et pour un nombre de Reynolds égale 50, 100, 150, 200 et 250. La figure montre une augmentation du Nu en fonction de Re et le nombre d'ouverture, ce qui laisse penser que l'augmentation de nombre d'ouvertures dans la base de dissipateur augmente la surface d'échange ce qui favorise de plus le phénomène conducto-convectif entre l'air en mouvement à l'intérieur des ouvertures et les surfaces d'échange, ce qui donne une meilleure évacuation de la chaleur à partir des ailettes vers l'air ambiant et, par conséquent, un bon refroidissement des ailettes.

Le dissipateur de chaleur avec quatre ouvertures a le nombre le plus élevé du nombre de Nusselt en comparaison avec les autres cas. Ceci est dû à la grande surface d'échange obtenu par les 4 ouvertures et par conséquent un flux convectif important, ce qui améliore de façon significative la dissipation de chaleur et assure par conséquent un bon refroidissement du composant électronique.

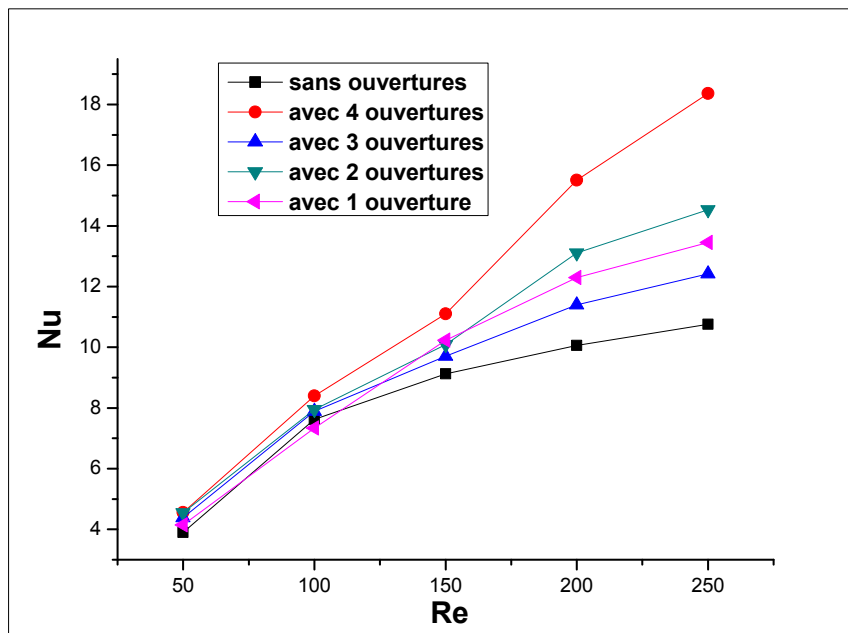


Figure IV.13: variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouvertures.

IV.3.7. La résistance thermique:

L'indice important du taux de transfert de chaleur est la résistance thermique R_{th} , qui est considéré comme une caractéristique de la performance thermique des ailettes.

La Figure (IV. 14) illustre la variation de la résistance thermique avec le nombre de Reynolds pour les différentes géométries étudiées, On constate qu'elle diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds puisque le taux du transfert thermique augmente avec le débit d'air.

Pour des nombres de Reynolds élevés, les ailettes ont une résistance thermique minimale et elle augmente avec la diminution du nombre de Reynolds. Le nombre d'ouvertures a un effet minime sur la résistance thermique.

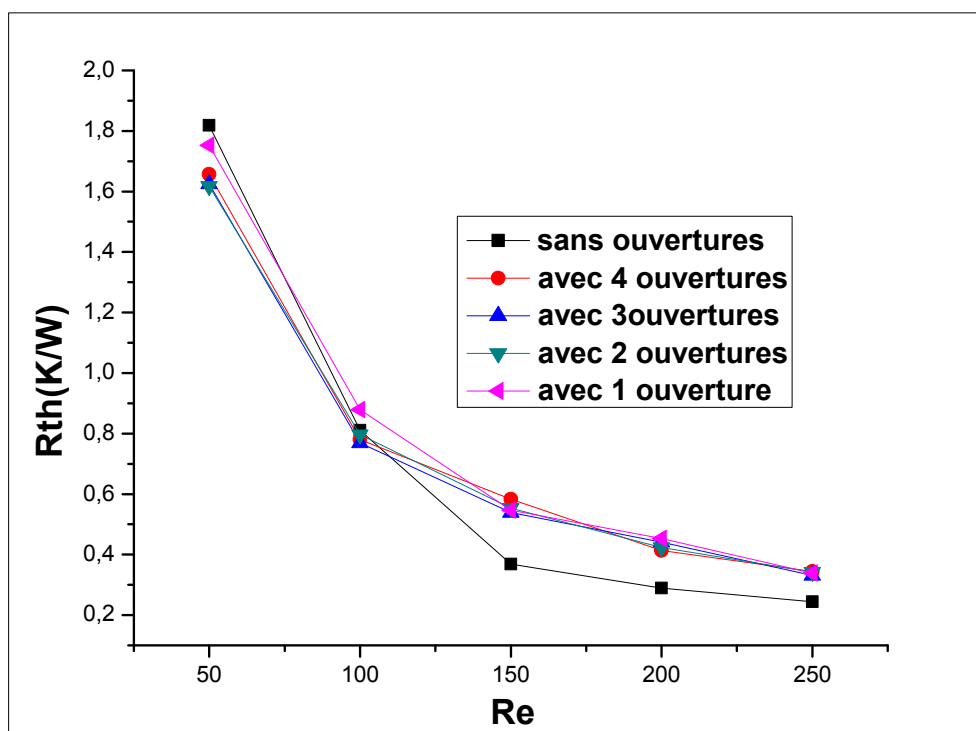


Figure IV.14: la variation de la Résistance thermique en fonction du nombre de Reynolds et le nombre d'ouverture.

Conclusion Générale

Dans ce mémoire nous avons présenté une étude numérique tridimensionnelle laminaire de la convection mixte conjuguée dans un dissipateur muni des ouvertures au niveau de la base, pour des différents nombres de Reynolds.

Les équations qui régissent l'écoulement sont les équations de continuité, de quantité du mouvement, et l'équation d'énergie, la méthode des volumes finis est utilisée pour la discrétisation des équations, et l'algorithme SIMPLE est adopté pour le couplage vitesse pression.

Après la conception de la géométrie en utilisant le logiciel Gambit, on a passé aux simulations numériques en régime stationnaire à l'aide du code commercialisé Fluent 6.3.26, les résultats de simulation sont présentés pour des nombre de Reynolds égalent à 50, 100, 150, 200,250 et pour un nombre d'ouvertures égale à 1,2,3 et 4..

Les résultats obtenus montrent que la température du dissipateur diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour les différentes cas si le nombre de Reynolds augmente la vitesse d'écoulement augmente, ce qui conduit à une meilleur évacuation de la chaleur à partir de la source de chaleur et par conséquent, une diminution de leur températures.

Pour l'effet de la géométrie sur l'échange thermique on a constaté que la configuration a quatre ouvertures donne une meilleure évacuation de la chaleur et par conséquent un bon refroidissement du composant électronique pour les différentes nombre de Reynolds.

Il est noté que le nombre de Nusselt moyen dans le dissipateur de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et par l'augmentation de la surface d'échange, puisque le taux d'écoulement d'air augmente, ce qui favorise de plus le phénomène conducto-convectif à l'intérieur du dissipateur, ce qui donne une meilleure évacuation de la chaleur à partir de la source de chaleur et par conséquent, un bon refroidissement du composant électronique.

Bibliographie :

- [1] : Amrid MAMMERI**, Amélioration des performances énergétiques des systèmes de refroidissement industriels : Application aux serveurs informatiques, Thèse de Doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Paris, 2014.
- [2] : Philippe MARTY**, Cour de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.
- [3] : diane DUVAL**, Ailettes thermique, Institut National Des Sciences Appliquées de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur.2013.
- [4] : Cour de convection et rayonnement-4**, plate forme TTE-C.E.S.I.R.E, Université Joseph Fourier-Grenoble.pdf.
- [5] : S. SADDAM**, Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptique creuse. Thèse de Master Université de M'sila.2015
- [6] Elberg S. et Mathonnet P.** Evacuation de la chaleur dissipée dans les équipements électroniques, Eyrolles, Paris, Edition1978.
- [7] M. Rebay, S. Kakaç , R. Ben Maad , J. Padet**, Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, Int. Journal of Transport.
- [8] J. Donald et M. Martonosi.** Temperature-aware design issues for SMT and CPM Architectures.
- [9] Ahlem ARFAOUI OMRANI**, étude de la convection aux petites échelles : application au refroidissement des composants électroniques. Thèse de Doctorat, Université de Reims-Champagne Ardennes Université de Tunis El Manar.2009
- [11] AREELIS Technologies :** dissipation thermique dans les composantes électroniques ; un enjeu pour la fiabilité des composant/système électroniques quelles solution technologiques. Laboratoire universitaire des sciences appliquées de Cherbourg, 2015
- [12] Mansour TAWK**, Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un mouvement d'un fluide électrique, Thèse de Doctorat, Université de Grenoble.2011
- [13] N .khoudja e A.soudanni**, Etude hydrodynamique et thermique des écoulement dans les micro-canaux ;Universitaire Européennes 2013.
- [14]** Laboratoire de Modélisation en Mécanique CNRS UMR 7607 -- Université Paris VI Jussieu.
- [15] khodja Nabila CHEREF**, Etude numérique des écoulements dans les micro-canaux ; Thèse de Magister, Université de Batna.2010

[16] **aicha BOUHAZZA** ,Etude d'une couche limite laminaire en convection mixte, effet de l'inclinaison de la paroi, thèse de magister université de Skikda.2007

[17] **F.ravelet**, Introduction à la simulation sous fluent d'un problème multiphasique.151 Boulevard De L'hôpital,75013 Paris, France.2008

[18] **P.A. Deshmukh , R.M. Warkhedkar**. Thermal performance of elliptical pin fin heat sink under combined natural and forced convection. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.50, pp- 61–68(2013).