

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

**Refroidissement des composants électroniques par
un écoulement horizontal d'air frais**

Présenté par :

- Kebir Mohamed
- Mankour Mammour

Composition du jury :

M. GOURARI Djamel Eddine	CU Naama	Président
M.KAID Nouredine	MAA	CU Naama	Encadreur
M. BENAMEUR Benameur	CU Naama	Examineur

Année universitaire 2016-2017

Remerciements

Nos remerciements vont en premier lieu à Dieu qui nous a donné le courage et la patience d'arriver au terme de ce travail. Ensuite à notre encadreur Mr KAID Noureddine pour son aide et sa disponibilité durant toute l'année,

Nous remercier également les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter de juger notre travail.

Nous exprimons tous nos remerciements à tous les enseignants qui nous ont éclairé le chemin par leur savoir et expériences. Ainsi notre faculté et l'ensemble des étudiants.

Dédicace :

Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la force et le courage de finir ce modeste travail, qui est le fruit de mes années de quête de savoir.

Un travail que je dédie aux deux êtres les plus chers pour moi : mes parents , qui sont la source de lumière qui m'éclairait depuis ma naissance et à qui j'exprime ma sincère et éternelle gratitude pour leur attention, l'éducation et les principes qu'ils m'ont inculqué ainsi que leur soutien.

➤ *A mes frères*

➤ *A mes soeurs*

➤ *A ma fiancée*

A toute ma famille.

Sans oublier toutes les personnes qui me sont et qui me seront toujours chères.

A tous mes amis qui m'ont aidé de près ou de loin à mener à bien ce travail.

KEBIR MOHAMED

Dédicace :

Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la force et le courage de finir ce modeste travail, qui est le fruit de mes années de quête de savoir.

Un travail que je dédie aux deux êtres les plus chers pour moi : mes parents , qui sont la source de lumière qui m'éclairait depuis ma naissance et à qui j'exprime ma sincère et éternelle gratitude pour leur attention, l'éducation et les principes qu'ils m'ont inculqué ainsi que leur soutien.

➤ *A mes soeurs*

➤ *A ma femme*

A toute ma famille.

Sans oublier toutes les personnes qui me sont et qui me seront toujours chères.

A tous mes amis qui m'ont aidé de près ou de loin à mener à bien ce travail.

MANKOUR MAMMAR

RESUME

Résumé :

L'objectif de notre travail consiste à étudier numériquement par la méthode des éléments finis, en régime stationnaire utilisant COMSOL ,le refroidissement par un écoulement d'air frais horizontal des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal et à déterminer l'effet de certains paramètres dans le but d'améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

Abstract :

The objective of our work is to study numerically by the finite element method, in steady state using COMSOL, the cooling by a horizontal fresh airflow of the electronic components mounted in a horizontal rectangular channel and to determine the effect of some Parameters in order to improve the heat transfer inside the channel.

ملخص :

الهدف من عملنا هو دراسة رقمية من خلال طريقة العناصر المحدودة في حالة مستقرة باستخدام COMSOL، التبريد عن طريق التدفق الأفقي للهواء النقي على المكونات الإلكترونية المترصفة على قناة مستطيلة أفقية لتحديد تأثير بعض المعطيات من أجل تحسين نقل الحرارة داخل القناة.

SOMMAIRE

SOMMAIRE

I	Transfert thermique.....	2
I.1	Généralités	2
I.1.1	Les modes de transfert de chaleur.....	2
I.1.2	Flux de chaleur:.....	2
I.2	Conduction.....	3
I.2.1	Loi de Fourier	3
I.2.2	Champs de lignes isothermes	4
I.2.3	Conduction en 1D (problème du mur)	5
I.2.4	Analogie électrique :	5
I.2.5	Mur multicouches (1D stationnaire)	6
I.2.6	Modèles élémentaires.....	6
I.2.7	Cylindre creux homogène, régime stationnaire, conductivité constante	7
I.2.8	Cylindre creux homogène à N couches, régime stationnaire, conductivité λ_i constante	8
I.2.9	Mur composite, régime stationnaire	8
I.3	La convection :	8
I.3.1	La convection naturelle ou libre :	9
I.3.2	La convection forcée :.....	9
I.3.3	Loi de Newton :	9
I.3.4	Coefficient d'échange par convection :	9
I.3.5	Ordre de grandeur du coefficient h pour différentes configurations :.....	10
I.3.6	Ordres de grandeur du coefficient h ($W.m^{-2}.K^{-1}$).....	11
I.3.7	Convection naturelle :	11
I.3.8	Bilan des forces agissant sur la particule (P) :	11
I.3.9	Etude du phénomène de convection :	12
I.4	Le rayonnement	20
II	LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES	23
II.1	INTRODUCTION	23
II.2	Composant électronique :	23
II.3	Composants actifs :.....	23
II.4	Composants passifs:	25
II.5	Analogie thermique/électrique	27
II.6	Refroidissement des composants électroniques :	29

SOMMAIRE

II.6.1	Généralités :.....	29
II.6.2	Revue Bibliographie.....	29
II.7	Conclusion :.....	34
III	MODELISATION ET GEOMETRIE DU PROBLEME	35
III.1	Introduction	35
III.2	Géométrie du problème	35
III.2.1	Equations de conservation [31].....	35
III.2.2	Conditions aux limites.....	36
III.2.3	Forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites [30]	37
III.3	Conclusion	39
IV	Les méthodes numériques :.....	40
IV.1	Introduction	40
IV.2	Définition La méthode des éléments finis :.....	40
IV.2.1	Historique [9] [28] :.....	40
IV.2.2	Méthode des éléments finis	41
IV.3	Choix du maillage.....	41
IV.4	Présentation des logiciels COMSOL.....	42
IV.4.1	Principe d'utilisation :.....	42
IV.4.2	Présentation de la pièce :.....	44
IV.4.3	Les domaines.....	45
IV.4.4	Les conditions aux limites.....	46
IV.4.5	Maillage.....	47
IV.5	Conclusion	47
V	Résultats et interprétations.....	48
V.1	Introduction	48
V.2	Analyse thermique stasionnaire.....	48
V.3	Effet de vitesse.....	48
V.3.1	les nombre adimensionnels :.....	48
V.4	Conclusion	56

NOMENCLATURE

Nomenclature	
Φ	flux de chaleur (j/s) (watt)
Q	Quantité de chaleur (j)
φ	Densité de flux de chaleur (w/m²)
S	Surface (m²)
λ	Conductivité thermique w/(m.k)
E	Potentiel (volts)
C	Chaleur massique J/(kg.k)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante (J/kg K)
g	Accélération de la pesanteur (m.s⁻²)
\vec{A}	La Poussée d'Archimède (N)
\vec{p}	Le poids (N)
e	Epaisseur(m)
R, r	Rayon (m)
D, d	Dimension caractéristique (m)
β_p	Facteur de dilatation volumique du fluide(-)
H	Hauteur du canal (m)
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection W/(m².K)
h_c	Coefficient d'échange de chaleur par convection critique W/(m².K)
T_p	Température de paroi(k)
T_∞	Température de fluide (k)
K	adimensionnelle(-)
L	Longueur du canal (m)
L_1	Longueur d'entrée avant le composant (m)
L_2	Longueur de sortie après le composant (m)
P_0	Pression atmosphérique (Pa)
P	Pression (Pa)
P	Pression adimensionnelle (Pa)
T_1	Température de composant (k)
T_0	Température ambiante (k)
X, Y	Coordonnées d'espace adimensionnelles
x, y	Coordonnées d'espace dimensionnelles (m)
x_d	Position d'élément de blocage (m)
U, V	Composantes adimensionnelles des vitesses
W	dimension du composant électronique (m)
ΔX	Dimension (m)
Δx	Dimension (m)
ΔY	Dimension (m)
Δy	Dimension (m)
u, v	Composantes des vitesses(m/s)
U_0	Vitesse d'écoulement à l'entrée de canal (m/s)
Nu	Nombre de Nusselt(-)
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen (-)
Pr	Nombre de Prandtl(-)
Re	Nombre de Reynolds(-)
Re_c	Nombre de Reynolds critique (-)
α	Diffusivité thermique (m².s⁻¹)
ω	Vitesse angulaire
ν	Viscosité cinématique

NOMENCLATURE

μ	Viscosité dynamique (kg m⁻¹ s⁻¹)
P	Masse volumique (kg/m ³)
Ec	Nombre d' Eckert (-)
Gr	Nombre de Grashof
Σ	Constante de Stéphan Boltzmann (W K ⁻⁴ m ⁻²).
E	Facteur d'émission de la surface
\dot{Q}_v	Puissance de convection (watts)
\dot{Q}_d	Puissance de conduction (watts)

Liste des figures

LES FIGURES :

Figure I.1 Transfert de chaleur par conduction.....	3
Figure I.2 Conduction thermique	3
Figure I.3 La variation de la température.....	3
Figure I.4 Influence du variation de température sur un point matériel d'un solide	3
Figure I.5 Champs de lignes isothermes	4
Figure I.6 Conductivité dans un cylindre creux homogène en régime stationnaire .	7
Figure I.7 Conductivité dans un cylindre creux homogène à N couches en régime stationnaire	8
Figure I.8 Conductivité dans un mur composite en régime stationnaire	8
Figure I.9 Transfert par convection.....	8
Figure I.10 Echanges de chaleurs entre un fluide et un paroi.....	10
Figure I.11 Convection naturel.....	11
Figure I.12 Applications de la convection naturelle	12
Figure I.13 Tourbillon de Bénard.....	12
Figure I.14 Variation de la vitesse en fonction de déplacement de fluide.....	12
Figure I.15 Variation de vitesse et température en fonction de déplacement de l'écoulement	13
Figure I.16 Développement des couches limites hydrodynamiques et thermiques	13
Figure I.17 Nature de l'écoulement du fluide	14
Figure I.18 Circulation d'un fluide entre deux plans parallèles à températures différentes	17
Figure I.19 transfert de chaleur entre deux surfaces planes parallèles de températures différents	18
Figure I.20 Ecoulement d'un fluide dans un tube cylindrique	19
Figure I.21 Variation de la température d'un flux de chaleur à travers d'un paroi .	20
Figure II.1 Composants électroniques.....	23
Figure II.2 Composant électronique-Diode-	24
Figure II.3 Composant électronique-transistor-	24
Figure II.4 Un microcontrôleur boîtier DIP.	25
Figure II.5 Circuits intégrés boîtier DIP	25
Figure II.6 Condensateurs électrochimiques.....	25
Figure II.7 Une bobine d'arrêt	26
Figure II.8 Exemple de système.....	28
Figure II.9 Modèle de résistance thermique pour un système	28
Figure II.10 Canal contenant trois blocs chauffés.....	30

Liste des figures

Figure II.11 Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse.	30
Figure II.12 Canal contenant un seul obstacle Chauffé.	31
Figure II.13 Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement.....	31
Figure II.14 Canal horizontal contenant quatre composants électroniques.	32
Figure II.15 Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément de blocage.....	33
Figure II.16 Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique.	34
Figure III.1 Géométrie du problème considéré	35
Figure III.2 : conditions aux limites sous forme dimensionnels	36
Figure IV.1 Méthodes d'approximation.....	41
Figure IV.2 Types de maillages	42
Figure IV.3 Géométrie	44
Figure IV.4 Support des composants	46
Figure IV.5 Maillage du domaine	47
Figure V.1: graphe de nombre de Reynolds en fonction de la vitesse.....	49
Figure V.2: graphe de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds ..	49
Figure V.3: profil des températures pour $v=0\text{m/s}$	49
Figure V.4: profil des températures pour $v =0.5 \text{ m/s}$	50
Figure V.5: profil des températures pour $v=1\text{m/s}$	50
Figure V.6: profil des températures pour $v=1.5\text{m/s}$	51
Figure V.7: profil des températures pour $v=2\text{m/s}$	51
Figure V.8: Graphe de la température en fonction de la longueur d'arc $V=0 \text{ m/s}$	52
Figure V.9: Graphe de la température en fonction de la longueur d'arc $V=0.5 \text{ m/s}$	52
Figure V.10: Graphe de la température en fonction de la longueur d'arc $V=1 \text{ m/s}$	53
Figure V.11: Graphe de la température en fonction de la longueur d'arc $V=1.5 \text{ m/s}$	53
Figure V.12: Graphe de la température en fonction de la longueur d'arc $V=2 \text{ m/s}$	54
Figure V.13: Lignes de courant: Flux de chaleur total $V=0 \text{ m/s}$	54
Figure V.14: Lignes de courant: Flux de chaleur total $V=0.5 \text{ m/s}$	55
Figure V.15: Lignes de courant: Flux de chaleur total $V=1 \text{ m/s}$	55
Figure V.16: Lignes de courant: Flux de chaleur total $V=1.5 \text{ m/s}$	55
Figure V.17: Lignes de courant: Flux de chaleur total $V=2 \text{ m/s}$	56

Liste des tableaux

LES TABLEAUX :

Tableau I.1 Analogie de débit	2
Tableau I.2 La Loi de Fourier exprime que l'effet produit est proportionnel à sa cause	4
Tableau I.3 Phénomènes thermiques et électriques des équations et grandeurs en régime permanent	6
Tableau I.4 Coefficient de convection.....	14
Tableau I.5 Les nombres adimensionnels	16
Tableau I.6 Emissivité ε de quelques matériaux (Yunus and Cengel, 1998)	21
Tableau II.1 Analogies entre la loi de Fourier et la loi d'Ohm (Cohard , 2002)	27
Tableau V.1: Les nombres adimensionnels.....	48

INTRODUCTION GENERALE

Introduction Générale

L'évolution de l'électronique conduit à une intégration de plus en plus poussée. Si en 1958 il n'y avait qu'un transistor par circuit, il y en a maintenant au moins un demi-million de circuits intégrés par pastille de silicium (puce). La technologie utilisée dans la réalisation des transistors des puces a évolué en diminuant la consommation par transistor, on observe néanmoins une augmentation de la puissance dissipée par unité de surface de puce. L'augmentation très rapide du nombre de transistors n'a pu être compensée par la diminution de la dissipation thermique. En réalité, les problèmes thermiques que l'on rencontre dans les équipements ne sont pas liés à la puissance mais à la température. [1]

La problématique principale qui se pose est de savoir comment on peut résoudre le problème de température dans un circuit électronique ?

Quels sont les types des transferts thermiques ? Les méthodes de refroidissement des composants électroniques par l'air ?

Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas. C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude.

Le présent manuscrit s'organise autour de cinq chapitres et une conclusion : faisant suite à cette introduction, le premier chapitre est concernant à un transfert thermique (conduction, convection et rayonnement). Et dans le deuxième chapitre nous avons défini des composants électroniques et bibliographique concernant les problèmes d'évacuation de la chaleur des différentes méthodes de refroidissement adoptées. Le troisième chapitre la modélisation mathématique (équations.....). Et quatrième chapitre est consacré à détailler la géométrie, du problème et les conditions aux limites avec définir la méthode des éléments finis et logiciel COMSOL. Le cinquième chapitre est consacré à détailler les résultats avec discussion des ceux obtenus en présentant une étude thermique et dynamique. Finalement, la conclusion de ce manuscrit sera accompagnée d'un ensemble de perspectives à retenir pour des développements futurs

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

I Transfert thermique

I.1 Généralités

Transfert thermique = Énergie en transit dû à une différence de température

I.1.1 Les modes de transfert de chaleur

a) La conduction

- Transport d'énergie dans la matière sans déplacement de matière.
- Transport par les électrons (conducteur) ou les phonons (isolant).
- Nécessite un milieu solide de transmission.
- Transmission faible dans les gaz.

b) La convection

- Transport d'énergie dans la matière avec déplacement de matière.
- Transport par écoulement de fluide (liquides, gaz) / différence de masse volumique.
- Nécessite un milieu fluide de transmission.

c) Le rayonnement

- Transport d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques.
- Pas de déplacement de matière.
- Pas de contact entre les objets ou milieux qui échangent l'énergie.
- Pas de milieu de transmission nécessaire (dans le vide, ça marche aussi !).

I.1.2 Flux de chaleur:

Quantité de chaleur transférée par unité de temps $\phi = \frac{dQ}{dt}$

Un flux de chaleur s'exprime donc en Joules/s, c'est-à-dire en Watt c'est une puissance.

Densité de flux de chaleur : quantité de chaleur transférée par unité de temps par unité de surface.

$$\varphi = \frac{1dQ}{sdt}$$

Une densité de flux de chaleur s'exprime donc en W/m²

Tableau I.1 Analogie de débit

Analogie avec la mécanique des fluides :	Analogie avec l'électricité :	Analogie avec thermique :
Un débit fluide est un flux de matière [m ³ /s] Pour obtenir un débit de fluide, il faut force motrice	Un débit de courant est un flux d'électrons [C/s] Pour obtenir un débit de courant, il faut force motrice	Un débit de chaleur est un flux de chaleur [J/s]. Pour obtenir un débit de chaleur, il faut une force motrice
une différence de pression ou d'énergie potentielle	une différence de potentielle électrique	une différence de température

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

I.2 Conduction

I.2.1 Loi de Fourier

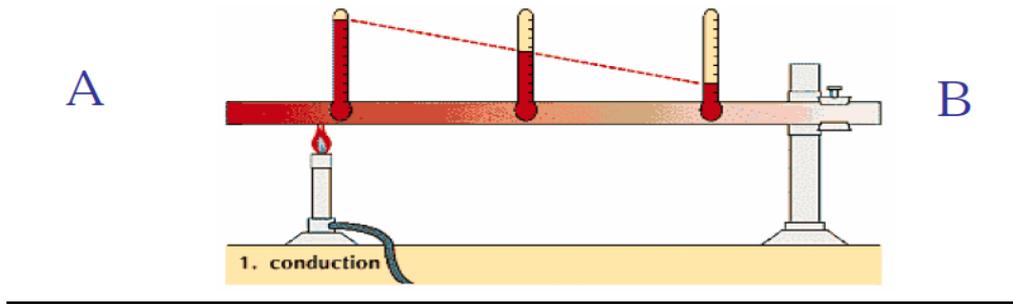


Figure I.1 Transfert de chaleur par conduction

Dans cette barre métallique chauffée en son extrémité A, on observe un gradient longitudinal de température $T(x)$: $T(A) > T(B)$. Cette différence de température $T(A) - T(B)$ provoque un flux de chaleur ϕ :

$$\phi = h S [T(A) - T(B)] \text{ en J/s}$$

h est défini comme un coefficient de transfert de chaleur

Milieu de propagation du flux de chaleur : un solide

Cause du phénomène : un écart de température

Dans le béton, la température $T(M)$ va varier de 26°C au contact de l'eau, à 8°C au contact du sol.

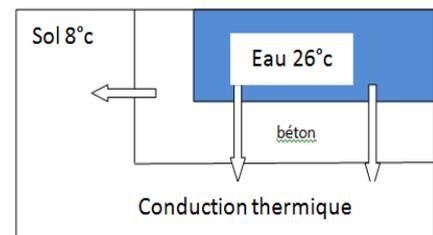


Figure I.2 Conduction thermique

Il existe donc une fonction de variation de la température $T=T(M)$ dans le milieu conduisant la chaleur.

Puisque la température varie dans le solide en fonction de l'endroit où on la mesure, c'est dire que: Lorsqu'on se déplace de: M en $M + dM$

$$T(M+dM)=T(M)+dT$$

la variation totale dT est la somme des 3 variations :

T est une fonction des 3 variables d'espace x , y et z :

$$dT = \frac{\delta T}{\delta x} dx + \frac{\delta T}{\delta y} dy + \frac{\delta T}{\delta z} dz$$

Il existe donc un gradient de température :

$$\vec{\text{grad}} T = \begin{pmatrix} \frac{\delta T}{\delta x} \\ \frac{\delta T}{\delta y} \\ \frac{\delta T}{\delta z} \end{pmatrix} \text{ et la variation totale de température est égale au produit scalaire :}$$

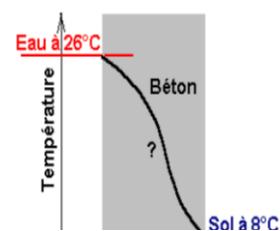


Figure I.3 La variation de la température

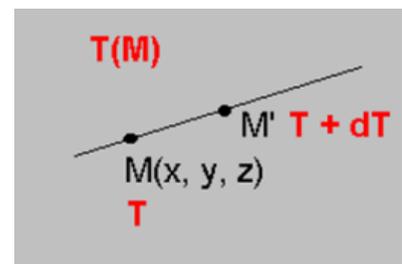
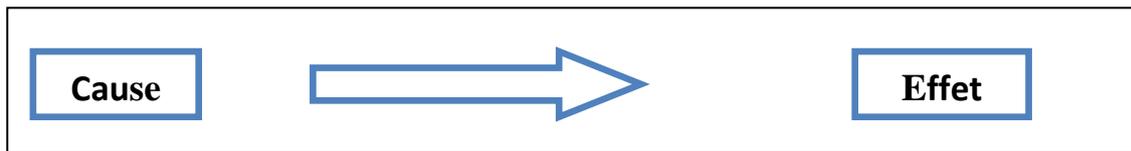


Figure I.4 Influence du variation de température sur un point matériel d'un solide

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES



Avec : $\overrightarrow{dM} \begin{cases} dx \\ dy \\ dz \end{cases}$

$$dT = \overrightarrow{\text{grad}T} * \overrightarrow{dM}$$

Un gradient local de température

$$\overrightarrow{\text{grad}T}$$



$$\vec{\phi}$$

un densité de flux de chaleur locale

provoque

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$$

- $\vec{\phi}$ [w/m²]
- λ [w/(m.°c)]
- $\overrightarrow{\text{grad}T}$ [°c/m]

Tableau I.2 La Loi de Fourier exprime que l'effet produit est proportionnel à sa cause

Nature de corps	Masse volumique	Chaleur massique	Conductivité thermique
Notation	ρ	c	λ
Unité	Kg/m³	J/(kg.k)	w/(m.k)
Argent	10500	230	418
Cuivre	8940	380	389
Aluminium	2700	860	200
Acier	7850	490	46
Béton	2300	960	0.92
Verre	2530	840	1.20
Polystyrène	44		0.025
Laine de verre	200	0.67	0.040

I.2.2 Champs de lignes isothermes

Définition de (C), une ligne isotherme: Si $M \in (C)$ alors $T(M) = Cte$ ou $dT \equiv 0$

Les vectrices densités de flux et gradient de température sont colinéaires.

Conduit donc à l'expression du produit scalaire: $\vec{\phi} \overrightarrow{dM} = -\lambda dT$

La Loi de Fourier : $\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$

Définition du gradient: $dT = \overrightarrow{\text{grad}T} * \overrightarrow{dM}$

Si: $dT = 0$

On a : $\vec{\phi} * \overrightarrow{dM} = -\lambda dT$

Quand $M + dM$ qui signifie que les vecteurs densité de flux sont orthogonaux aux lignes isothermes.

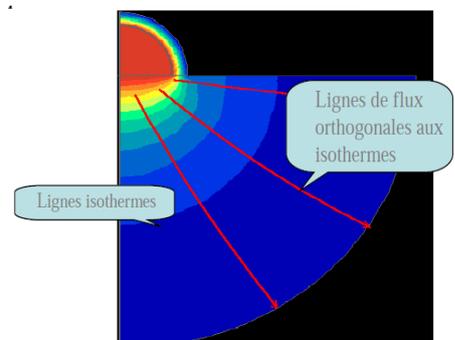


Figure I.5 Champs de lignes isothermes

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

I.2.3 Conduction en 1D (problème du mur)

1 D ⇒ une seule variable d'espace x

$$x = 0$$

$$x = L$$

Dans le cas général, T dépendra de l'espace: ce sera $T(x, t)$ $T(x = 0) = T_0$

$$T(x = L) = T_L$$

Et la Loi de Fourier se réduit à l'équation différentielle $\phi = -\lambda \frac{dT}{dx}$

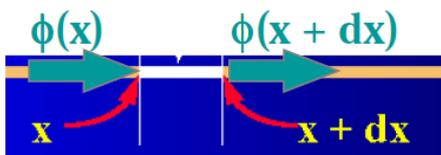
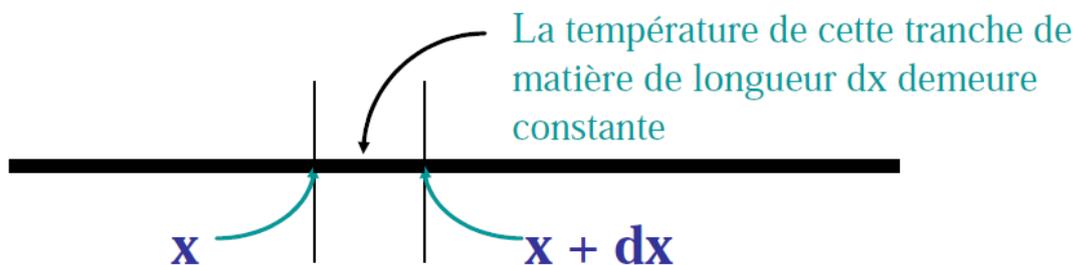
Cause du phénomène de conduction dans le milieu : une différence de température



Effet: un Flux de chaleur

Hypothèse stationnaire

Dans cette hypothèse, rien ne dépend de la variable temps t : $T(x,t) \equiv T(x)$



Par conséquent:

$\phi(x) = \phi(x + dx)$ Le flux de chaleur est constant

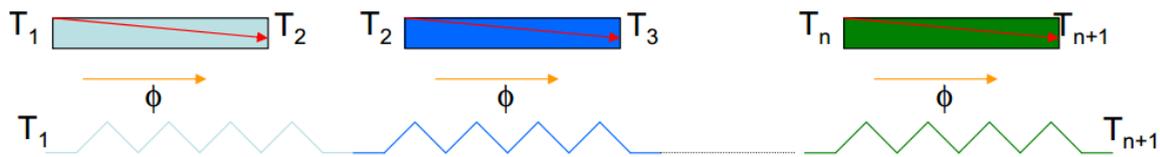
$$\phi(x) = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad \Longrightarrow \quad \phi = \lambda \frac{T_0 - T_L}{L}$$

I.2.4 Analogie électrique :

$$\phi = \frac{\Phi}{S} = \frac{\lambda}{L} (T_1 - T_2) \quad \Longrightarrow \quad T_1 - T_2 = \frac{L}{\lambda S} \Phi = R \Phi \text{ Différence de potentiel}$$

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Mur homogène à N couches, régime stationnaire



On applique pour chaque couche le modèle précédent :

$$T(x) = -\frac{T_I - T_{I+1}}{\delta_I} X + T_I \phi = \frac{\lambda_i S}{\delta_I} (T_I - T_{I+1}) \phi = \frac{T_1 - T_{N+1}}{\sum_{i=1 \dots N} R_i} \frac{\Delta T}{R_T} R_T = \sum_{i=1 \dots N} \frac{\delta_i}{\lambda_i S}$$

I.2.7 Cylindre creux homogène, régime stationnaire, conductivité constante

$$\Delta T = 0 \rightarrow \frac{\partial^2 T(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r)}{\partial r} = 0$$

$$u = \frac{dT}{dr} \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = 0 \rightarrow T(r) = C_1 \ln r + C_2$$

$$\ln u + \ln r = \ln C_1 \quad C_1 = \frac{T_1 - T_2}{\ln r_1 / r_2}$$

$$r = r_1 \rightarrow T = T_1 \quad C_2 = T_1 - (T_1 - T_2) \frac{\ln r_1}{\ln r_2 / r_1}$$

$$r = r_2 \rightarrow T = T_2$$

$$T(r) = T_1 - (T_1 - T_2) \frac{\ln r / r_1}{\ln r_2 / r_1}$$

$$\phi = -\lambda S(r) \frac{dT}{dr} = \frac{\lambda S(r)}{r} \frac{(T_1 - T_2)}{\ln r_2 / r_1}$$

$$\phi = \phi S(r) = \frac{1}{R} \Delta T = \Delta T \frac{\lambda}{r \ln r_2 / r_1} 2\pi r L$$

$$R = \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi L \lambda}$$

ϕ et R sont indépendants de r

- On utilise souvent une puissance linéaire linéique $\phi_l = \phi$ pour 1 m de tuyau ($L = 1$ m)

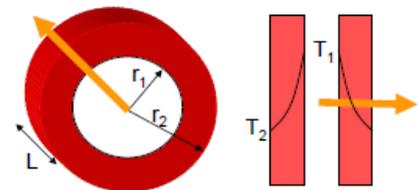


Figure I.6 Conductivité dans un cylindre creux homogène en régime stationnaire

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

I.2.8 Cylindre creux homogène à N couches, régime stationnaire, conductivité λ_i constante

Φ est indépendant de r _ il se conserve au passage de N couches

On applique pour chaque couche le modèle précédent

$$T(r) = -\frac{(T_1 - T_{i+1}) \ln r / \ln r_i}{\ln r_{i+1} / \ln r_i} + T_i$$

$$\Phi = 2\pi L \lambda_i \frac{(T_1 - T_{i+1})}{\ln r_{i+1} / r_i}$$

$$\frac{1}{\Phi} = \frac{\ln r_{i+1} / r_i}{2\pi L \lambda_1 (T_1 - T_2)} = \dots = \frac{\ln r_{n+1} / r_n}{2\pi L \lambda_n (T_n - T_{n+1})} = \frac{\sum_{i=1 \dots n} \ln r_{i+1} / r_i / 2\pi L \lambda_i}{T_1 - T_{n+1}}$$

$$\Phi = \frac{1}{R_T} \Delta T_{R_T} = \sum_{i=1 \dots N} \ln r_{i+1} / r_i / 2\pi L \lambda_i$$

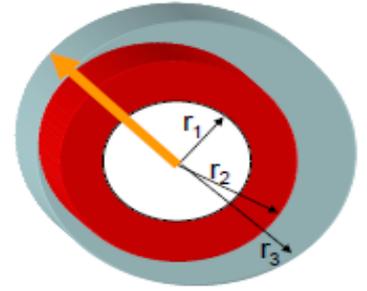


Figure I.7 Conductivité dans un cylindre creux homogène à N couches en régime stationnaire

I.2.9 Mur composite, régime stationnaire

Problème a priori 2D, mais l'approximation 1D permet cependant une bonne modélisation de la réalité

$$\Delta T = 0 \quad \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x^2} = 0$$

Mur composite de N couches caractérisées par:

Son épaisseur e_i

Sa conductivité λ_i

Sa surface si les températures T1 et T2 de ses 2 faces

$$\Phi = \frac{\Delta T}{R_T} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1 \dots N} \frac{1}{R_i}} R_i = \frac{e_i}{\lambda_i S_i}$$

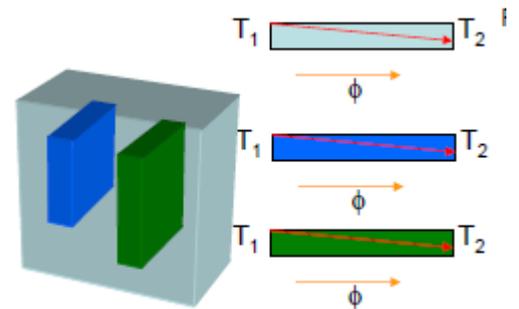


Figure I.8 Conductivité dans un mur composite en régime stationnaire

I.3 La convection :

Le transfert par convection : c'est un transfert de chaleur s'accompagne d'un transfert de masse, les milieux fluides ou le fluide circulant autour d'un solide renferme ce mode d'échange

Ce transfert détermine les échanges de chaleur qui se produisent entre un fluide et une paroi.

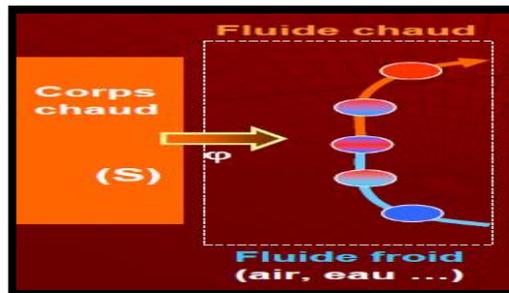


Figure I.9 Transfert par convection

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend des paramètres suivants :

- la capacité thermique massique du fluide ;
- la surface d'échange ;
- la vitesse du fluide ;
- la différence de température entre la paroi et le fluide ;
- l'état de surface du solide ;
- sa dimension etc....

On distingue deux mécanismes qui génèrent le mouvement du fluide :

- la convection naturelle ;
- la convection forcée.

I.3.1 La convection naturelle ou libre :

Le fluide est mis en mouvement par :

- les différences de masses volumiques issues des différences de températures sur les frontières ;
- un champ de forces extérieures comme la pesanteur.

I.3.2 La convection forcée :

Une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...) qui induit le mouvement du fluide.

On distingue deux types de régimes :

- ✓ Ecoulement en régime turbulent ;
- ✓ Ecoulement en régime laminaire.

On considère la nature du régime d'écoulement du fait du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur.

I.3.3 Loi de Newton :

Cette loi exprime la quantité dQ échangée entre la surface d'un solide à la température T_s et le fluide à la température T_f .

I.3.4 Coefficient d'échange par convection :

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

On peut appliquer la formule suivante pour calculer la quantité de chaleur δQ qui traverse dS pendant l'intervalle de temps dt :

$$\delta Q = h \cdot (T_p - T_\infty) dS \cdot dt$$

h : le coefficient d'échange par convection en $W/(m^2.K)$

δQ : en Joules

dS / dt : en Watts

T_p : en K

T_∞ : en K

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

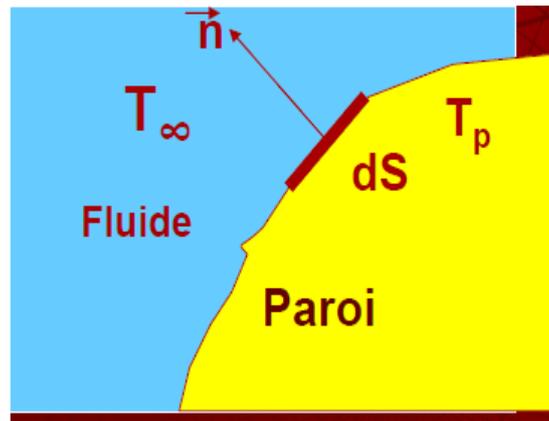


Figure I.10 Echanges de chaleurs entre un fluide et une paroi

Le flux de chaleur transmis est donné par la «loi de Newton » quelque soit le type de convection (libre ou forcée) ou le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent),

$$\delta Q / dt = h \cdot (T_p - T_\infty) dS.$$

Puissance transmise (w) = [coefficient d'échange (w/m².k)]. [différence de température entre le corps et le fluide (k)]. [surface d'échange (m²)]

Avant le calcul du flux de chaleur il faut déterminer **h** qui dépend des paramètres suivants :

- ✓ nature de l'écoulement ;
- ✓ caractéristiques du fluide ;
- ✓ la forme de la surface d'échange ;
- ✓ la température...

I.3.5 Ordre de grandeur du coefficient h pour différentes configurations :

Configurations	h (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Convection naturelle:	4,5
- Plaque verticale de hauteur 0,3 m dans l'air	6,5
- Cylindre horizontal de diamètre 5 cm dans l'air.	890
- Cylindre horizontal de diamètre 5 cm dans l'eau	
Convection forcée:	12
- Courant d'air à 2m/s sur plaque carrée de 2m de coté	75
- Courant d'air à 35m/s sur plaque carrée de 0,75m de coté	3500
- Eau à 0,5 kg/s dans un tube de diamètre 2,5 cm.	180
- Courant d'air à 50m/s perpendiculaire/tube de 5cm de diamètre	
- Ébullition de l'eau:	2500-35000
- Dans un récipient	5000-10000
- En écoulement dans un tube	

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

I.3.6 Ordres de grandeur du coefficient h (W.m⁻².K⁻¹)

- convection libre (air) 5 - 25
- convection libre (eau) 100 - 900
- convection forcée (air) 10 - 500
- convection forcée (eau) 100 - 15 000
- convection forcée (huile) 50 - 2 000
- convection forcée (métaux fondus) 6 000 - 120 000
- convection forcée (eau bouillante) 2 500 - 25 000
- Condensation de vapeur d'eau 50 000 - 100 000

I.3.7 Convection naturelle :

Le régime devient convectif : Quand la particule chaude se met en mouvement et assure directement le transfert de la chaleur vers le milieu le plus froid.

Considérons une Surface horizontale (S) à T_s au contact d'un fluide immobile à T_f. Une particule (P) du fluide de volume v au contact de la surface (S) a une température voisine de T_s.

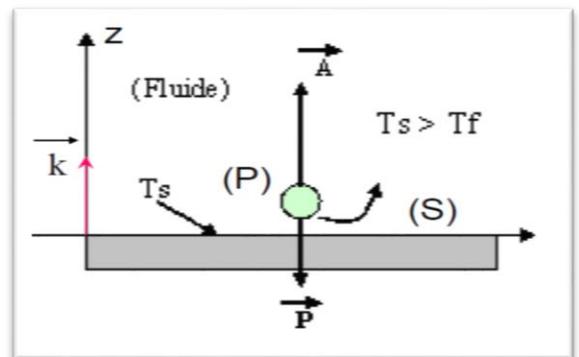


Figure I.11 Convection naturelle

I.3.8 Bilan des forces agissant sur la particule (P) :

La Poussée exercée sur un objet est égale au poids du fluide déplacé.

La Poussée d'Archimède : $\vec{A} = \rho(T_f) \cdot v \cdot g \cdot \vec{K}$

Le Poids : $\vec{P} = -m \cdot \vec{g} = -\rho(T_s) \cdot v \cdot g \cdot \vec{K}$

Comme Ts > Tf on a bien entendu : $\rho(T_f) > \rho(T_s) \implies \rho(T_f) > \rho(T_s) |\vec{A}| > |\vec{P}|$

L'équation du mouvement de la particule au voisinage immédiat de S s'écrit, selon le principe fondamental de la dynamique :

$$\Sigma \vec{F}_{\text{ext}} = m \cdot \vec{a} \implies [\rho(T_f) - \rho(T_s)] \cdot g \cdot V = \rho(T_s) \cdot V \cdot \frac{d^2z}{dt^2} \implies \frac{d^2z}{dt^2} = \frac{\rho(T_f) - \rho(T_s)}{\rho(T_s)} g \implies$$

$$[\rho(T_f) - \rho(T_s)] \cdot g \cdot V = \rho(T_s) \cdot V \cdot \frac{d^2z}{dt^2}$$

L'équilibre mécanique impose que les parties les plus denses soient situées en dessous des moins denses. Les mouvements dans le fluide seront alors favorisés : c'est le phénomène de convection naturelle.

Les applications de la convection naturelle sont nombreuses :

- Chauffage d'une maison (cas d'un radiateur) ;
- Formation de courants océaniques ;
- Formation des vents dans l'atmosphère ...

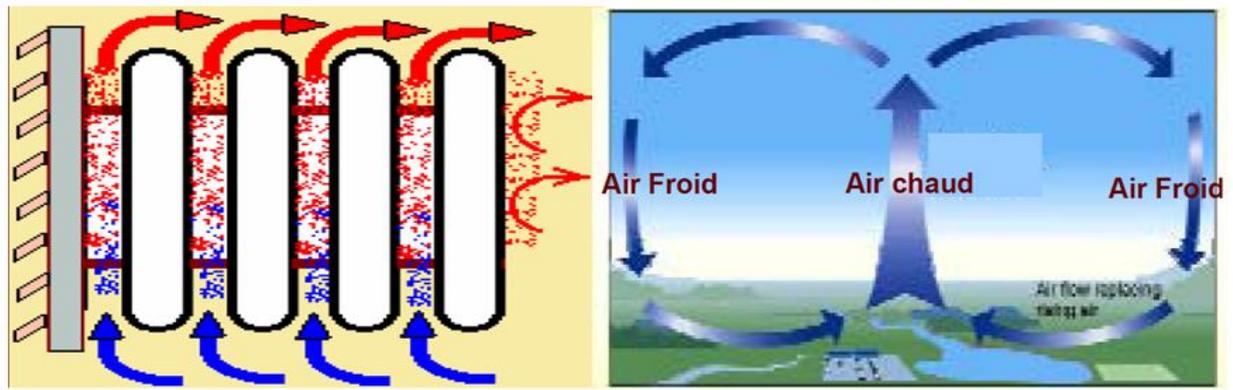


Figure I.12 Applications de la convection naturelle

Expérience de Bénard:

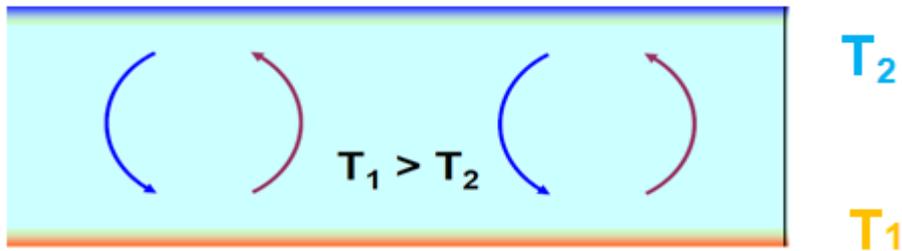


Figure I.13 Tourbillon de Bénard

I.3.9 Etude du phénomène de convection :

Pour étudier la convection, nous allons traiter les points suivants

- Couches limites.
- Nature du coefficient de convection h_c .
- Détermination de h_c : Analyse dimensionnelle.
- Méthodes pratiques de calcul de h_c .
- Cas particuliers importants.
- Résistance thermique superficielle.
- Détermination expérimentale de h_c .

a) Couches limites

L'étude des écoulements au voisinage des parois est nécessaire pour la détermination des échanges thermiques par convection entre un solide et le fluide qui l'entoure.

Considérons un fluide qui s'écoule le long d'une surface S .

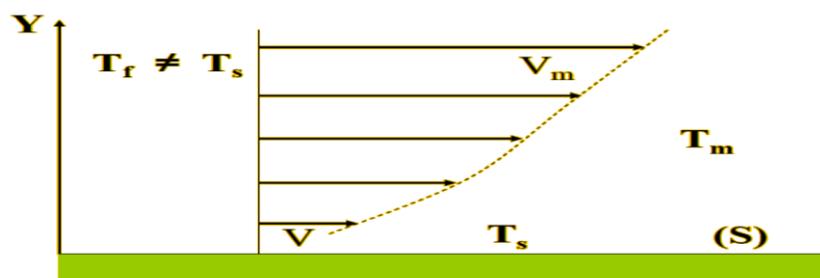


Figure I.14 Variation de la vitesse en fonction de déplacement de fluide

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Loin de la surface, le fluide a une vitesse moyenne V_m et une température moyenne T_m . Au voisinage immédiat de la surface, la température du fluide est très voisine de celle de la surface. La vitesse du fluide est quasiment nulle.

Les diagrammes des vitesses et des températures, dans la direction y perpendiculaire à la surface, définissent une couche de fluide appelée 'couche limite' dont la température et la vitesse ont l'allure des courbes suivantes :

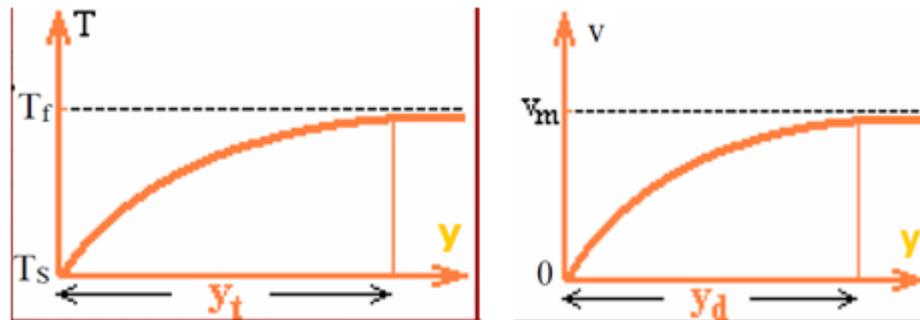


Figure I.15 Variation de vitesse et température en fonction de déplacement de l'écoulement

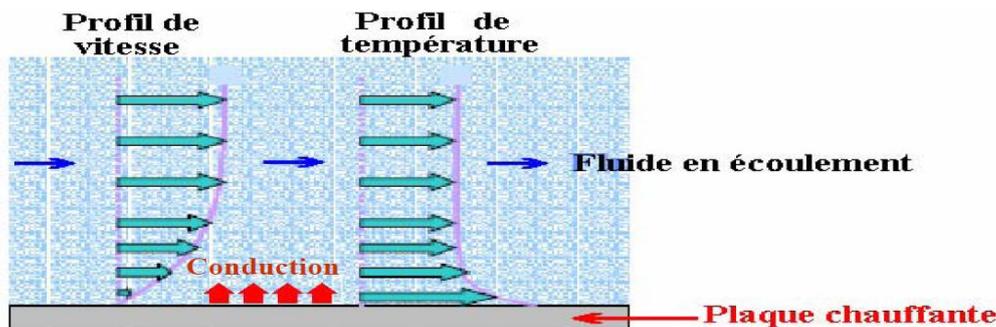


Figure I.16 Développement des couches limites hydrodynamiques et thermiques

On définit ainsi deux couches limites y_d et y_t de quelques mm d'épaisseur.

Au voisinage de la surface, se développent les couches limites hydrodynamiques et thermiques dans lesquelles on observe les variations de vitesse et température.

Le transfert-chaaleur de la plaque vers le fluide résulte de 2 mécanismes :

- Au voisinage immédiat de la surface, le transfert se fait par conduction.
- Loin de la surface le transfert résulte aussi du déplacement du fluide.

Dans la couche limite, si on admet que le transfert chaleur se fait essentiellement par conduction, donc sans transfert de matière dans la direction y , on peut écrire :

la quantité de chaleur à travers la surface (S) : $\delta Q = - \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \cdot dA \cdot dt$

la quantité de chaleur à travers la couche limite : $\delta Q = - \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial y} \cdot dA \cdot dt$

- T_s : est la température de la surface du solide
- T_f : est la température moyenne du fluide assez loin de la paroi.
- $T_f = T_f(y)$ et $T_s = T_s(y)$

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Tf et Ts ne sont généralement pas connues pour pouvoir déduire dQ à partir des égalités (1) et (2).

La loi de Newton permet de contourner cette difficulté en utilisant seulement la différence de températures (Ts – Tf).

$$\delta Q = h_c \cdot (T_s - T_f) \cdot dA \cdot dt$$

b) Nature du coefficient de convection hc

Le coefficient hc dépend de plusieurs paramètres et l'échange de chaleur est d'autant plus actif, (h plus grand) lorsque :

- 1- la vitesse **v** d'écoulement du fluide est plus grande .
- 2- sa masse volumique **ρ** est plus grande .
- 3- sa chaleur spécifique cp est plus grande .
- 4- sa conductivité thermique **λ** (ou sa diffusivité thermique a) est plus forte .
- 5- sa viscosité cinématique **ν** ($m^2 \cdot s^{-1}$) = μ/ρ est plus faible .

- hc peut également dépendre des dimensions de la paroi, de sa nature et de sa forme.
- En première approximation on peut écrire : hc = hc (cp, λ, μ, D, ρ, v)

La nature de l'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) a beaucoup d'importance sur le transfert de chaleur.

L'écoulement turbulent est beaucoup

plus favorable aux échanges convectifs car le transfert de chaleur par transfert de masse se superpose au transfert de chaleur par conduction.

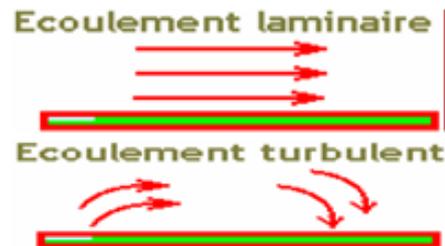


Figure I.17 Nature de l'écoulement du fluide

Le grand nombre de facteurs influant sur le transfert de chaleur par convection explique la difficulté de toute étude théorique, voire expérimentale, surtout si les coefficients qui caractérisent la matière varient avec la pression et la température.

La grande variabilité des valeurs du coefficient de convection obtenues à partir des formules empiriques rendent leur utilisation difficile voire impossible, sauf dans des domaines très limités et bien déterminés.

Tableau I.4 Coefficient de convection

Convection libre	5 – 25
Convection forcée (gaz)	25 – 250
Convection forcée (liquide)	50 - 20 000
Convection. chang. de phase (condens. ébul.)	2 500 - 100 000

La méthode utilisant l'analyse dimensionnelle semble être la plus aisée dans sa mise en œuvre pour la détermination de l'expression du coefficient de convection hc.

Elle ne permet cependant pas d'établir les lois, mais de prévoir leur allure.

c) Détermination de hc par la méthode de l'analyse dimensionnelle :

Supposons que hc soit une fonction des variables :

- cp : chaleur spécifique ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

- λ : conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
- μ : viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)
- v : vitesse (m.s^{-1})
- d : dimension caractéristique (m)
- $\nu = \frac{\mu}{\rho}$: viscosité cinématique : (m^2/s)
- $hc = hc(\text{cp}, \lambda, \mu, d, \nu)$; ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

➤ hc est aussi fonction implicite de la température T puisque ρ , c et λ en dépendent.

➤ Ces variables n'interviennent pas toutes en même temps

Utilisons les équations aux dimensions de chaque terme :

$$[\delta Q] = [\text{énergie}] = [\text{force}] \cdot [\text{déplacement}] = \text{M.L}^2 \cdot \text{T}^{-2}$$

$$[\text{Conductivité thermique } \lambda] = \frac{[\delta Q]}{\text{L.T.}\theta} = \text{M.L.T}^{-3}.\theta^{-1}$$

$$[\text{vitesse } v] = \frac{\text{L}}{\text{T}}$$

$$[\text{Chaleur spécifique } c_p] = \frac{[\delta Q]}{\text{M.}\theta} = \text{L}^2 \cdot \text{T}^{-2} \cdot \theta^{-1}$$

$$[\text{viscosité dynamique } \mu] = \frac{[\text{M}]}{\text{L.T}}$$

L'équation aux dimensions de hc est obtenue à partir de la loi de Newton :

$$[h_c] = \frac{[\delta Q]}{[(T_s - T_f)].[dA].[dt]} = \text{M.T}^{-3}.\theta^{-1}$$

En écrivant $[h_c]$ sous la forme : $[h_c] = [c_p]^a \cdot [\lambda]^b \cdot [\mu]^c \cdot [d]^d \cdot [v]^e$

Ou encore :

$$[h_c] = (\text{L}^2 \cdot \text{T}^{-2} \theta^{-1})^a (\text{M.L.T}^{-3} \cdot \theta^{-1})^b (\text{M.L}^{-1} \cdot \text{T}^{-1})^c (\text{L})^d (\text{L.T}^{-1})^e = \text{M.T}^{-3}.\theta^{-1}$$

Les grandeurs fondamentales intervenant dans le calcul de hc sont la masse M , le temps T , la longueur L , la température θ .

L'identification des exposants dans l'équation aux dimensions de hc fournit un système linéaire d'équations permettant de calculer a , b , c , d et e .

$$(\text{L}^2 \cdot \text{T}^{-2} \cdot \theta^{-1})^a (\text{M.L.T}^{-3} \cdot \theta^{-1})^b (\text{M.L}^{-1} \cdot \text{T}^{-1})^c (\text{L})^d (\text{L.T}^{-1})^e = \text{M.T}^{-3} \theta^{-1}$$

Ainsi :

$$\text{L'exposant de } M \longrightarrow b + c = 1$$

$$\text{L'exposant de } \theta \longrightarrow a + b = 1$$

$$\text{L'exposant de } L \longrightarrow 2a + b - c + d + e = 0$$

$$\text{L'exposant de } T \longrightarrow 2a + 3b + c + e = 3$$

La résolution des équations aux dimensions fait apparaître des nombres sans dimension très utiles dans l'étude de la mécanique des fluides et en particulier dans les phénomènes convectifs.

Ces nombres sont en particulier :

1. Le nombre de Reynolds
2. Le nombre de Nusselt
3. Le nombre d'Eckert
4. Le nombre de Grashof
5. Le nombre de Prandtl

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Tableau I.5 Les nombres adimensionnels

<p>Le nombre de Reynolds :</p> <p>Le régime d'écoulement d'un fluide peut être laminaire ou turbulent.</p> <p>Le passage d'un régime à un autre est caractérisé par le nombre de Reynolds</p> <p>L'expérience montre que pour Re inférieur à une valeur critique Rec, l'écoulement dans une conduite est toujours laminaire</p> <p>On peut admettre la valeur 2200 pour Rec.</p>	$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$
<p>Le nombre de Nusselt</p> <p>Il caractérise l'importance de la convection par rapport à la conduction :</p> <p>C'est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection $h \cdot S \cdot \Delta T$ à une quantité de chaleur échangée par conduction $\lambda \cdot S \cdot \Delta T / d$:</p> <p>Remarque:</p> <p>Nu est fonction directe de hc, sa connaissance permet de déterminer la valeur de hc.</p>	$Nu = \frac{h \cdot S \cdot \Delta T}{\frac{\lambda \cdot S \cdot \Delta T}{d}}$ $Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda}$
<p>Le nombre d'Eckert</p> <p>Caractérise la dissipation d'énergie par frottement au sein du fluide (dégradation de l'énergie mécanique en chaleur).</p>	$Ec = \frac{v^2}{c_p \Delta T}$
<p>Le nombre de Grashof</p> <p>Caractérise la force de viscosité du fluide.</p> <p>β_p : facteur de dilatation volumique du fluide</p>	$Gr = \frac{g d^3 \beta_p \Delta T}{\nu^2}$
<p>Le nombre de Prandtl</p> <p>Caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température.</p>	$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$

d) Méthode pratique de calcul de hc :

Avant de procéder au calcul de hc il faut bien savoir :

1. Si le fluide est liquide ou gaz ;
2. L'intervalle de température du fluide ;
3. S'il s'agit d'une convection naturelle ou forcée ;
4. Si le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent ;
5. Si le fluide est en contact avec une surface plane, circule entre deux surfaces planes ou circule dans un tube...

Les différentes phases de calcul :

1. Calculer Re et le comparer à Rec .
2. Si $Re < Rec$ le régime est dit laminaire, $Re > Rec$ le régime est dit turbulent .
3. Utiliser l'une des formules empiriques données pour déterminer hc .
4. Calculer δQ par la formule de Newton et intégrer pour avoir Q.

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Formules utilisées

i. Ecoulement tubulaire

Nombre de Reynolds critique : $Re_c = 2200$

Généralement les écoulements sont forcés et le régime est turbulent et

$$Nu = 0,023 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{4/3}$$

Formule connue sous le nom 'formule de Colburn'

avec : $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ $Re = \frac{\rho v \cdot d}{\mu}$ est le diamètre du tube

ii. Ecoulement plan

Nombre de Reynolds critique : $Re_c = 3 \cdot 10^5$

Convection naturelle:

Ecoulement laminaire : $Nu = 0,479 \cdot Gr^{1/4}$, $Re < Re_c$

Ecoulement turbulent : $Nu = 0,13 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$, $Re > Re_c$

Convection forcée:

Ecoulement laminaire : $Nu = 0,66 Pr^{1/3} Re^{1/2}$, $Re < Re_c$

Ecoulement turbulent : $Nu = 0,036 Pr^{1/3} Re^{4/5}$, $Re > Re_c$

e) Cas particuliers importants :

- 1 - Convection entre deux plans à températures différentes.
- 2 - Cas des parois en contact avec l'air atmosphérique.

1 - Convection entre deux plans parallèles, à températures différentes

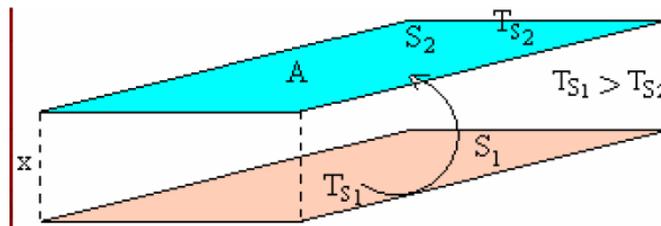


Figure I.18 Circulation d'un fluide entre deux plans parallèles à températures différentes

La circulation d'un fluide entre deux plans, pour des volumes limités, se rencontre très fréquemment :

- vitre au-dessus de la partie absorbant d'un capteur solaire,
- effet de serre en général, ...

Si la distance entre S_1 et S_2 est suffisamment grande, il y a mise en circulation naturelle du fluide de S_1 vers S_2 si $T_{S1} > T_{S2}$

La puissance chaleur échangée par convection entre les deux plaques s'écrit :

$$\dot{Q}_v = h_{c1} \cdot (T_{S1} - T_{f1}) \cdot A = h_{c2} \cdot (T_{f2} - T_{S2}) \cdot A$$

T_{f1} et T_{f2} : températures du fluide au voisinage des surfaces S_1 et S_2 .

Si $T_{f1} = T_{f2} = T_f$, on peut écrire :

$$\dot{Q}_v = h_{c1} \cdot (T_{S1} - T_f) \cdot A = h_{c2} \cdot (T_f - T_{S2}) \cdot A$$

$$h_{c1} \cdot (T_{S1} - T_f) = h_{c2} \cdot (T_f - T_{S2}) \implies T_f = \frac{h_{c1} \cdot T_{S1} + h_{c2} \cdot T_{S2}}{h_{c1} + h_{c2}}$$

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

On introduisant le coefficient de transfert chaleur: $h_c = \frac{h_{c1} \cdot h_{c2}}{h_{c1} + h_{c2}}$

On peut écrire : $\dot{Q}_v = \frac{h_c \cdot h_{c2}}{h_{c1} + h_{c2}} \cdot (T_{S1} - T_{S2}) \cdot A$

Si l'épaisseur x du fluide est petite, on peut admettre que le transfert par convection est négligeable devant le transfert par conduction.

La puissance chaleur transmise par conduction serait alors : $\dot{Q}_d = \frac{\lambda_f}{x} \cdot (T_{S1} - T_{S2}) \cdot A$

Le rapport de ces deux puissances est un nombre de Nusselt particulier :

$$\frac{\dot{Q}_v}{\dot{Q}_d} = \frac{h_c \cdot x}{\lambda_f} = Nu^*$$

On constate que si x est petit \dot{Q}_v , est petit par rapport à \dot{Q}_d .

Formules à utiliser :

$$Nu^* = K \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

K et n sont des constantes dépendant de l'inclinaison des plans et de leur géométrie.

Pour des plans verticaux :

$$n = \frac{1}{4}$$

et

$$K = 0.2 \left(\frac{L}{x}\right)^{-1/9}$$

$$Nu^* = \frac{h_c \cdot x}{\lambda_f} = 0.2 \cdot \left(\frac{L}{x}\right)^{-1/9} \cdot \left(\frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_p \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}\right)^{1/4}$$

h_c étant déterminé, on déduit

$$Q = h_c \cdot (T_{S1} - T_{S2}) \cdot A$$

Pour des plans horizontaux, et

$$n = \frac{1}{3}$$

$$K = 0.2$$

$$Nu^* = \frac{h_c \cdot x}{\lambda_f} = 0.2 \cdot l \cdot \left(\frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_p \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}\right)^{1/3}$$

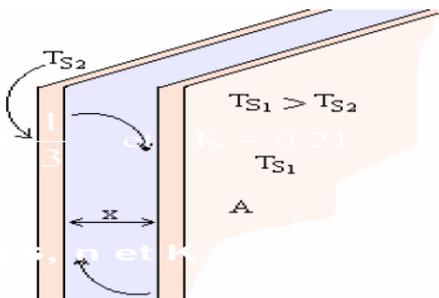


Figure I.19 transfert de chaleur entre deux surfaces planes parallèles de températures différents

Pour des inclinaisons intermédiaires, n et K sont différents.

2 - Cas des parois en contact avec l'air atmosphérique:

Pour traiter les problèmes de l'air atmosphérique au contact des parois, plusieurs formules empiriques sont utilisées.

La plus utilisée est :

$$h_c = 5.7 + 3.8 v$$

v en (m/s) et h_c en ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

Les tableaux suivants sont d'un emploi très Commode.

Convection naturelle

Position de la paroi valeur de h_c en ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Ecart de température Air-proi

	10°C	100°C	200°C	400°C
verticale	4	7	8	10
horizontale	5	9	11	13

Convection forcée

verticale	Vitesse en m.s ⁻¹	1	5	25
	hc en W.m ⁻² .K ⁻¹	9	23	81

Exemple : De l'air circule sur la face verticale externe d'un mur, avec une vitesse de 5 m/s. La température de surface du mur est 20 °C, celle de l'air est 10 °C.

La convection étant forcée, la densité de flux de chaleur échangée par convection est, dans ce cas :

$$\phi = h c . (T_{s1} - T_{s2}) = 23 . (20 - 10) = 230 \text{ W/m}^2$$

Pour le calcul des charges thermiques des bâtiments, on prend généralement :

$$\frac{1}{h_{ci}} = 0.11 \text{ m}^2 \cdot \text{k} \cdot \text{w}$$

Soit $h_{ci} = 9,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ pour une paroi verticale en contact avec l'air intérieur d'une salle

$$\frac{1}{h_{ce}} = 0.06 \text{ m}^2 \cdot \text{k} \cdot \text{w}$$

et $h_{ce} = 16,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ comme valeur moyenne pour une paroi verticale en contact avec l'air extérieur.

Pour des sites très exposés au vent (immeuble de grande hauteur par exemple), on augmente la valeur de h_{ce} .

a) Résistance Thermique superficielle :

Considérons un fluide de température T_1 qui circule au voisinage d'une paroi de température T_2 . La densité de flux de chaleur échangée s'écrit :

$$Q = h_c (T_1 - T_2) \quad \longrightarrow \quad (T_1 - T_2) = \frac{1}{h_c} \cdot Q = R_{th} \cdot Q$$

L'analogie avec la loi d'Ohm permet de définir la résistance thermique superficielle R_{th} .

$$R_{th} = \frac{1}{h_c} \text{ (m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}\text{)}$$

b) Détermination expérimentale de h_c :

On considère un écoulement laminaire d'un fluide dans un tube cylindrique. La surface latérale du cylindre est maintenue à température constante T_0 (chauffage à l'aide d'une résistance électrique intégrée dans la surface). On fixe le débit du fluide dans le tube et on mesure les températures d'entrée T_1 et de sortie T_2 du fluide.

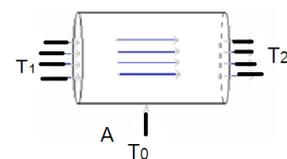


Figure I.20 Ecoulement d'un fluide dans un tube cylindrique

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

L'équation qui régit les échanges de chaleur entre la surface A du cylindre et le fluide s'écrit:

$$\dot{Q} = mf \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = h_c \cdot (T_0 - \bar{T}_f)$$

\bar{T}_f est la température moyenne du fluide qui circule dans le tube :

$$\bar{T}_f = \frac{T_2 + T_1}{2}$$

On obtient

h_c généralement suffisante pour les calculs des installations industrielles.

- Transfert de chaleur d'un fluide à un autre à travers une paroi

Ce problème se rencontre fréquemment dans les échangeurs de chaleur.

Paroi plane :

En régime stationnaire, le flux de chaleur à travers une surface S donnée

est conservatif. Il est donc aisé d'exprimer l'égalité des flux de chaleur :

$$\dot{Q} = h_{c1} \cdot S \cdot (T_1 - T_{p1}) = \frac{\lambda}{e} \cdot S \cdot (T_{p1} - T_{p2}) = h_{c2} \cdot S \cdot (T_{p2} - T_2)$$

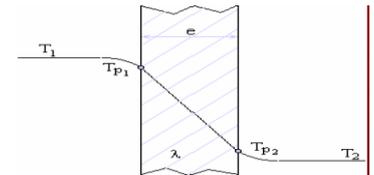


Figure I.21 Variation de la température d'un flux de chaleur à travers d'un paroi

I.4 Le rayonnement

Lorsqu'une surface chaude est entourée par des surfaces froides comme les parois de la structure, il existe un refroidissement par radiation. Ce refroidissement par radiation dépend de l'émissivité du matériau qui compose la surface chaude. L'émissivité d'un matériau (souvent écrite ε) est un nombre sans dimension. Elle rend compte de la capacité d'un matériau à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1, plus le matériau radiera de chaleur. Tableau I.6 présente l'émissivité de matériaux métalliques et non métalliques et l'équation 11 montre la relation en le flux thermique et la température de la paroi :

$$\Phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_s^4 - T_a^4)$$

Avec

§ Φ : Flux thermique (W).

§ σ : Constante de Stéphan Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$ (W K⁻⁴ m⁻²).

§ ε : Facteur d'émission de la surface.

§ S : La surface de contact solide/fluide (m²).

§ T_s : Température de la surface (K).

§ T_a : Température du milieu environnant la surface (K).

CHAPITRE I : TRANSFERTS THERMIQUES

Tableau I.7 Emissivité ϵ de quelques matériaux (Yunus and Cengel, 1998)

<i>Emissivity</i>		<i>Emissivity</i>	
Material	Emissivity (ϵ)	Material	Emissivity (ϵ)
Aluminum alloy-oxidized	0.40	Asbestos Board	0.96
Aluminum-highly polished	0.04-0.06	Asphalt, tar, pitch	0.90-0.98
Aluminum-oxidized	0.11-0.31	Brick-red and rough	0.93
Aluminum-Anodized sheet	0.55	Brick-fireclay	0.75
Brass-Oxidized	0.60	Carbon-filament	0.53
Brass-polished	0.03	Carbon-lampblack	0.96
Chromium-polished	0.10-0.38	Cement	0.54
Copper-polished	0.02-0.05	Ceramic	0.90-0.94
Copper-heated at 600°C	0.57	Concrete	0.92-0.97
Gold-pure, highly polished	0.02	Frost crystals	0.98
Iron-polished	0.21	Glass	0.80-0.95
Iron-oxidized	0.94	Human skin	0.98
rusted iron plate	0.65	Ice	0.96-0.98
Iron-rough steel plate	0.94-0.97	Marble-polished light gray	0.90
Lead-gray and oxidized	0.28	Paints, lacquers, varnishes Black	0.90-0.95
Mercury	0.09-0.12	Paints, lacquers, varnishes aluminum paints	0.55
Nickel-polished	0.12	Paints, lacquers, varnishes flat black lacquer	0.96-0.98
Nickel-oxidized	0.37-0.85	Paints, lacquers, varnishes white lacquer	0.95
Platinum-pure polished plate	0.05-0.10	Paper	0.94
Platinum-wire	0.06-0.16	Plastic	0.84-0.94
Silver-pure and polished	0.02-0.03	Porcelain-glazed	0.92
Stainless steel-polished	0.16	Propellant-Liquid rocket engine	0.90
Stainless steel-oxidized	0.74-0.87	P.V.C.	0.91-0.93
Tin-bright	0.07-0.08	Quartz-opaque	0.75
Tungsten-filament	0.32-0.39	Rubber	0.95-0.97
Zinc-polished commercial pure	0.05	Sand	0.90
Zinc-galvanized sheet	0.23	Snow	0.96-1.00
		Soil	0.92-0.95
		Tape-Masking	0.92-0.95
		Wallpaper	0.85-0.90
		Water	0.95-0.96
		Wood-planed oak	0.82-0.89

METALS

NONMETALS

La quantité de chaleur dégagée par radiation dépend toutefois aussi de la fraction de surface froide exposée à la surface chaude. Dans un système électronique, un composant sera en général entouré d'autres composants chauds, et le transfert radiatif de chaleur sera négligeable si l'architecture du système n'est pas optimisée pour avoir une exposition maximale de surface froide des circuits électronique.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

II LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

II.1 Introduction

L'équipement électronique a fait son chemin dans pratiquement tous les aspects de la vie moderne, de jouets et appareils aux ordinateurs de grande puissance. La fiabilité de l'électronique d'un système est un facteur important dans la fiabilité globale du système.

II.2 Composant électronique :

Un composant électronique est un élément destiné à être assemblé avec d'autres afin de réaliser une ou plusieurs fonctions électroniques. Les composants forment de très nombreux types et catégories, ils répondent à divers standards de l'industrie aussi bien pour leurs caractéristiques électriques que pour leurs caractéristiques géométriques. Leur assemblage est préalablement défini par un schéma d'implantation.

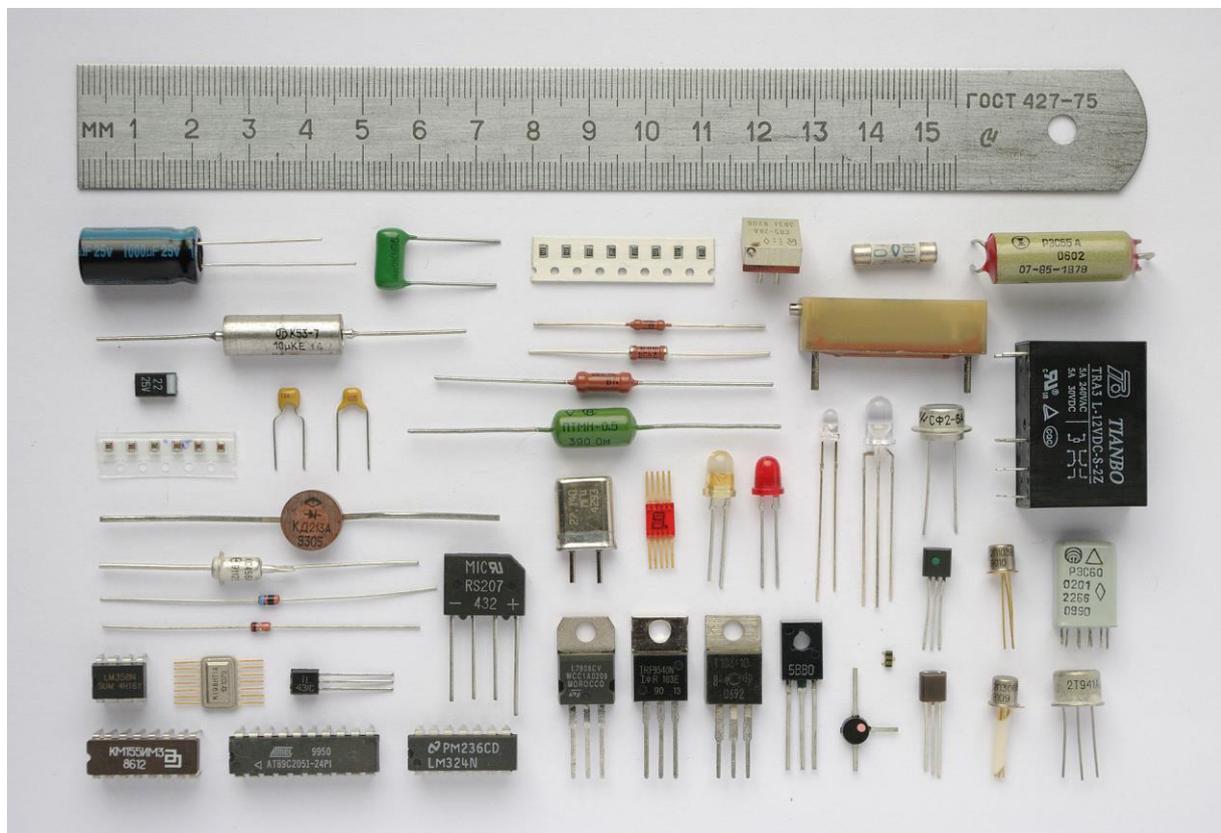


Figure II.1 Composants électroniques

II.3 Composants actifs :

Un composant actif est un composant électronique qui permet d'augmenter la puissance d'un signal (tension, courant, ou les deux). La puissance supplémentaire est récupérée au travers d'une alimentation. On peut citer en majorité des semi-conducteurs, on y classe : diode, transistor, circuit intégré.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

Un semi-conducteur est un matériau qui a les caractéristiques électriques d'un isolant, mais pour lequel la probabilité qu'un électron puisse contribuer à un courant électrique, quoique faible, est suffisamment importante. En d'autres termes, la conductivité électrique d'un semi-conducteur est intermédiaire entre celle des métaux et celle des isolants.

Diode est un composant électronique. C'est un dipôle non-linéaire et polarisé (ou non-symétrique). Le sens de branchement d'une diode a donc une importance sur le fonctionnement du circuit électronique dans lequel elle est placée.

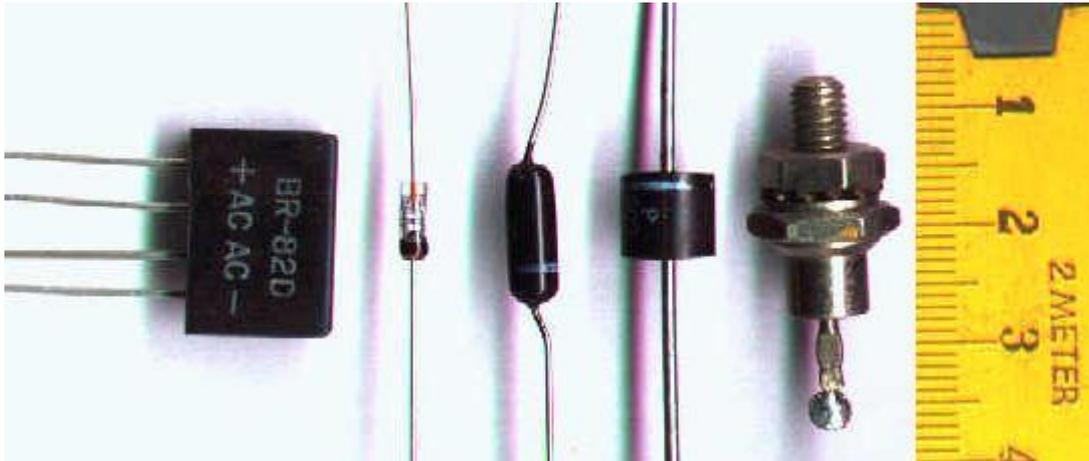


Figure II.2 Composant électronique-Diode-

Sans précision ce mot désigne un dipôle qui ne laisse passer le courant électrique que dans un sens. Ce dipôle est appelé diode de redressement lorsqu'il est utilisé pour réaliser les redresseurs qui permettent de transformer le courant alternatif en courant unidirectionnel.

Le transistor est un composant électronique qui est utilisé comme interrupteur dans les circuits logiques, comme amplificateur de signal, pour stabiliser une tension, moduler un signal ainsi que pour de nombreuses autres applications.



Figure II.3 Composant électronique-transistor-

Un transistor est un dispositif semi-conducteur à trois électrodes actives, qui permet de contrôler un courant (ou une tension) sur une des électrodes de sorties (le collecteur pour le transistor bipolaire et le drain sur un transistor à effet de champ) grâce à une électrode d'entrée (la base sur un transistor bipolaire et la grille pour un transistor à effet de champ).

C'est un composant fondamental des appareils électroniques et des circuits logiques. Le circuit intégré (CI), aussi appelé puce électronique, est un composant électronique reproduisant une, ou plusieurs, fonction(s) électronique(s) plus ou moins complexe(s), intégrant souvent plusieurs types de composants électroniques de base dans un volume réduit (sur une petite plaque), rendant le circuit facile à mettre en œuvre. Il existe une très grande variété de ces composants divisés en deux grandes catégories analogique et numérique.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

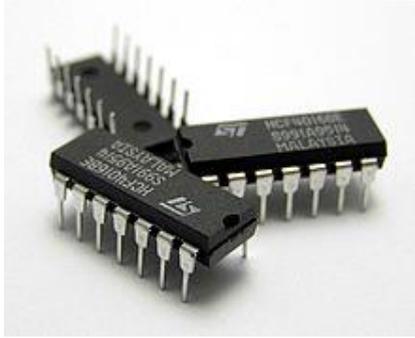


Figure II.5 Circuits intégrés boîtier DIP



Figure II.4 Un microcontrôleur boîtier DIP.

Il existe généralement une connexion électrique interne entre deux bornes du composant où le courant et la tension sont de même signe (orientés dans le même sens sur le schéma). C'est la convention générale.

II.4 Composants passifs:

Un composant est dit passif lorsqu'il ne permet pas d'augmenter la puissance d'un signal (dans certains cas, il s'agit même de réduire la puissance, souvent par effet Joule) : résistance, condensateur, bobine ainsi que les assemblages de ces composants. La résistance électrique traduit la propriété d'un composant à s'opposer au passage d'un courant électrique (l'une des causes de perte en ligne d'électricité). Elle est souvent désignée par la lettre R et son unité de mesure est l'ohm (symbole : Ω). Elle est liée aux notions de résistivité et de conductivité électrique.

Une résistance : est responsable d'une dissipation d'énergie sous forme de chaleur. Cette propriété porte le nom d'effet Joule. Cette production de chaleur est parfois un effet souhaité (résistances de chauffage), parfois un effet néfaste (pertes Joule) mais souvent inévitable.

Un condensateur : est un composant électronique élémentaire, constitué de deux armatures conductrices (appelées « électrodes ») en influence totale et séparées par un isolant polarisable (ou « diélectrique »). Sa propriété principale est de pouvoir stocker des charges électriques opposées sur ses armatures



Figure II.6 Condensateurs électrochimiques

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

Une bobine est un composant courant en électrotechnique et électronique. Une bobine est constituée d'un enroulement de fil conducteur éventuellement autour d'un noyau en matériau ferromagnétique qui peut être un assemblage de feuilles de tôle ou un bloc de ferrite. Les physiciens et ingénieurs français l'appellent souvent par synecdoque « inductance », ce terme désignant la propriété caractéristique de la bobine, qui est son opposition à la variation du courant dans ses spires.

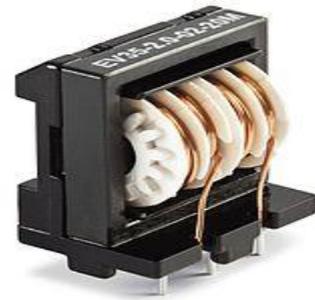


Figure II.7 Une bobine d'arrêt

Dans l'ensemble des connexions internes le courant et la tension sont de signe inverse. Convention récepteur.

De plus en plus apparaissent des composants qui sont des modules ou assemblages de composants actifs et passifs. On les compte soit dans les actifs, soit on les exclut des composants électroniques (en les considérant comme des circuits électroniques à part entière).

Composants électroniques dépendant le passage du courant électrique pour exercer leurs fonctions, et ils deviennent des sites potentiels pour un chauffage excessif, puisque l'écoulement du courant à travers une résistance s'accompagne de la production de chaleur.

Continue la miniaturisation des systèmes électroniques a entraîné une augmentation dramatique d'un montant de chaleur produite par unité de volume, comparable en ampleur à celles rencontrées dans les réacteurs nucléaires et la surface du soleil à moins que correctement conçu et contrôlé, des taux élevés de production de chaleur à entraîner des températures de fonctionnement élevées pour les équipements électroniques, ce qui compromet leur sécurité et leur fiabilité.

En outre, les contraintes thermiques élevées dans les soudures des composants électroniques montés sur les cartes de circuits imprimés résultant de variations de température sont les principales causes d'échec.

Par conséquent, le contrôle thermique est devenu de plus en plus important dans la conception et le fonctionnement des équipements électroniques.

Dans ce mémoire, nous présentons de refroidissement couramment utilisées dans les équipements électroniques tels que le refroidissement par convection forcé.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

II.5 Analogie thermique/électrique

La loi de Fourier peut être considérée comme complètement analogue à la loi d'Ohm comme le montre la figure 7

Tableau II.1 Analogies entre la loi de Fourier et la loi d'Ohm (Cohard, 2002)

Thermique			électricité	
Loi de Fourier	$\Delta T = - (L/\lambda S).P$	↔	$\Delta V = R.I$	Loi d'Ohm
conductivité thermique	$\lambda(T)$	↔	$\sigma(T)$	conductivité électrique
température	T	↔	V	potentiel électrique
puissance thermique	P	↔	I	intensité de courant
Résistance thermique	$L/\lambda S$	↔	R	Résistance électrique

Cela permet de relier le flux thermique Φ à la différence de température ΔT de part et d'autre de la surfaces de contact (équation 1), avec une résistance thermique R_λ dépendant de la géométrie de l'élément (équations 2 à 4).

Plaque Plane : $R_\lambda = \frac{L}{S\lambda}$

Cylindre Creux : $R_\lambda = \frac{1}{2\pi L\lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$

Sphère Creuse : $R_\lambda = \frac{1}{4\pi\lambda} \ln\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)$

Pour un système donné, on peut donc introduire une technique de calcul de transfert de chaleur via l'analogie avec un courant électrique. Ainsi pour un système tel que présenté sur la figure 8, on peut associer un modèle de résistances thermique (Figure 9). Ainsi, en faisant l'analogie, le flux de chaleur est l'intensité, et un potentiel électrique est une température. On aura l'équation :

$$V_1 - V_2 = R * I \iff T_1 - T_2 = R * \Phi$$

Avec :

- V : Un potentiel électrique (V).
- R : Une résistance électrique/thermique.
- I : Intensité électrique (A).
- T : Température (K).
- Φ : flux thermique(W).

Pour chaque type de transfert de chaleur et pour chaque géométrie de système, des modèles scientifiques sont établis afin de déterminer la valeur des résistances thermiques mises en jeu.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

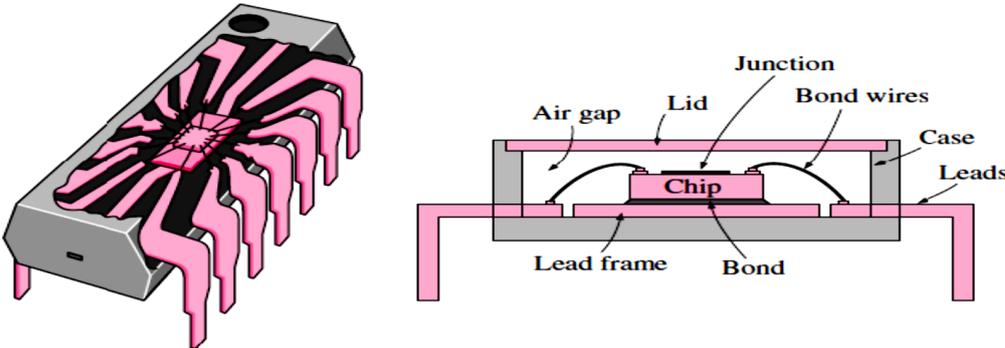


Figure II.8 Exemple de système

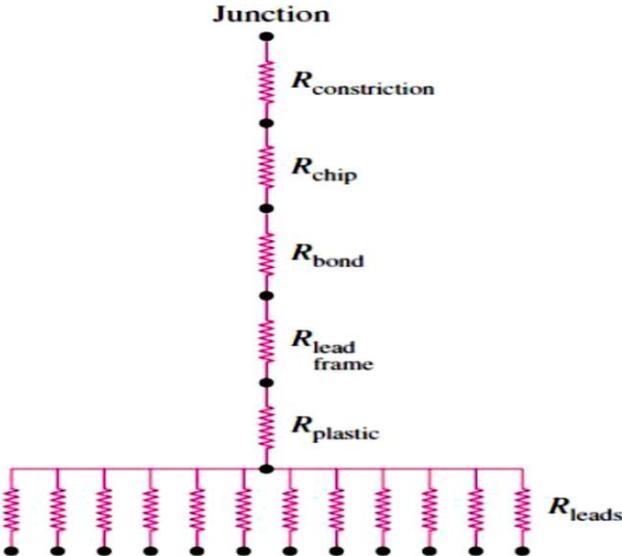


Figure II.9 Modèle de résistance thermique pour un système

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

II.6 Refroidissement des composants électroniques :

II.6.1 Généralités :

Le refroidissement à air par convection forcée des composants électroniques joue un rôle important. Parce qu'il assure un bon fonctionnement des composants électroniques, et peut prévenir tout dysfonctionnement et risque de perte des caractéristiques et des performances du système électronique causé par la dissipation thermique de ces composants. Dès qu'un composant électronique est traversé par un courant électrique, il a tendance à produire de la chaleur. Cette dernière n'est généralement pas perceptible avec des composants traversés par de faible courant, mais elle est nettement perceptible avec des composants où circulent plusieurs ampères. Donc il faut évacuer toute la chaleur produite par le composant aussi vite que sa production. Sinon le système électronique s'échauffe de plus en plus et peut conduire au dysfonctionnement, voire même à l'endommagement irréversible du composant. Il faut donc veiller à ce que le système ne dépasse pas une certaine température autorisée par le constructeur. [2]

Le refroidissement des composants électroniques tel que les modules de RAM, les cartes réseaux et les microprocesseurs est l'une des principales préoccupations pour le développement rapide et fiable des systèmes électroniques. [3]

On peut citer le cas des micro-ordinateurs où la dissipation de la chaleur constitue un problème technique pertinent pour atteindre des vitesses optimales de calcul pour le microprocesseur.

Les effets thermiques peuvent se manifester de manières différentes, par une dérive en température des composants, entraînant des variations importantes des performances électriques, ou par une rupture de soudure reliant le composant au substrat en raison des variations dimensionnelles différentes pour chacun d'eux, engendrant soit une défaillance partielle, soit une défaillance totale.

II.6.2 Revue Bibliographie

Problèmes de dissipation de chaleur revêtent une grande importance dans le domaine de l'électronique. L'étude et le contrôle de ces problèmes sont essentiels pour assurer les garanties et la fiabilité de fonctionnement.

Un grand nombre des travaux numériques et expérimentaux ont été effectués par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, parmi ces travaux :

-Simulation de l'écoulement pulsatif et les caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagne en présence des deux blocs chauffés a été effectuée par Seo Young et al [4].

-L'étude de la convection forcée sur une surface montée des blocs, ces derniers présentent des corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et de la largeur du bloc selon **Hsieh et Huang** [5]

Y.L. Tsay et J.C. Cheng [6] ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement de la convection forcée laminaire dans un canal contenant plusieurs panneaux courts montés avec des blocs générateurs de chaleur. L'utilisation des logiciels de calcul devient très répandue.

-L'étude du transfert de chaleur conjugué développé par l'écoulement entre deux plaques parallèles par **Davalath et Bayazitoglu** [7]. La plaque inférieure contient des sources de

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

chaleur (Figure II.10). Les caractéristiques du transfert de chaleur de la zone de recirculation près des blocs (sources) sont présentées. Aussi, l'espace optimal entre les sources de chaleur pour une quantité de flux et une température maximale fixée a été déterminé.

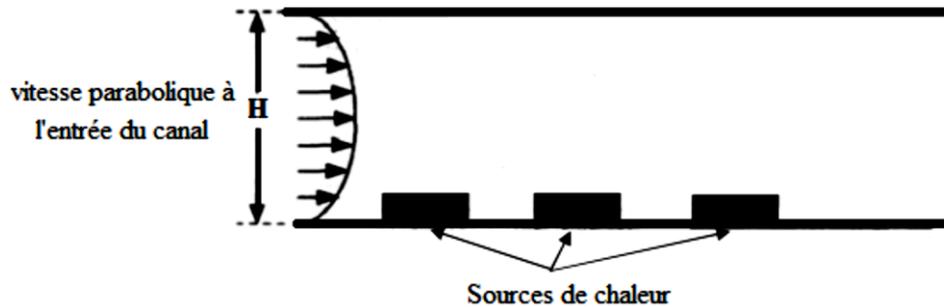


Figure II.11 Canal contenant trois blocs chauffés

-L'étude numérique de transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse (Figure II.12), **Ould-Amer et al [8]** ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur produit un meilleur refroidissement de ces dernières.

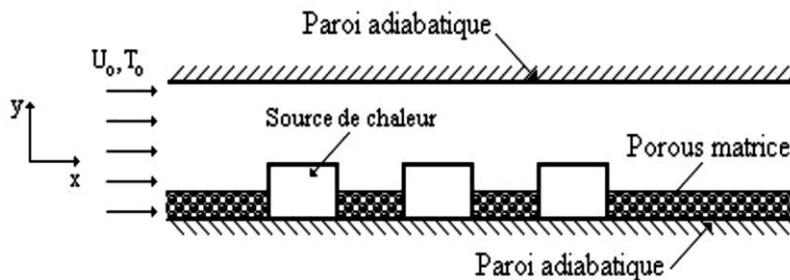


Figure II.13 Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse.

-L'étude expérimentale de transfert de chaleur par convection forcée transitoire monophasée sur un ensemble de sources de chaleur discrètes placées dans un canal rectangulaire et vertical pendant le fonctionnement transitoire d'une pompe par **Bhowmik et Tou [9]**. Les résultats expérimentaux indiquent que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre des sources et au nombre de Reynolds.

-L'investigation numérique de la convection forcée faite par **Young et al [10]** pour un fluide compressible dans un canal contenant une rangée d'obstacles chauffés et attachés à sa paroi inférieure (Figure II.14). Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen, des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

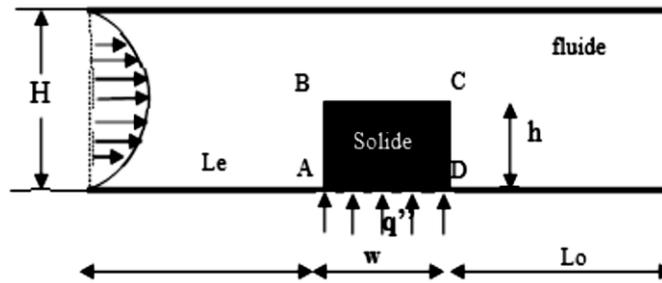


Figure II.15 Canal contenant un seul obstacle Chauffé.

-Simulation de l'écoulement pulsatif forcé et les caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent dans un canal contenant deux blocs chauffés par **Kim et Al [11]**(Figure II.16). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme T_c , animé d'une vitesse moyenne U_0 d'un cycle de l'écoulement à l'entrée, A est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale, w la vitesse angulaire et t le temps. Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_h . Les résultats obtenus indiquent que la circulation des écoulements derrière les blocs situés en aval et entre les blocs est affectée substantiellement par le nombre de Reynolds, par le nombre de Strouhal ($St = f H/U_0$)*, par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

* f : Fréquence des oscillations.

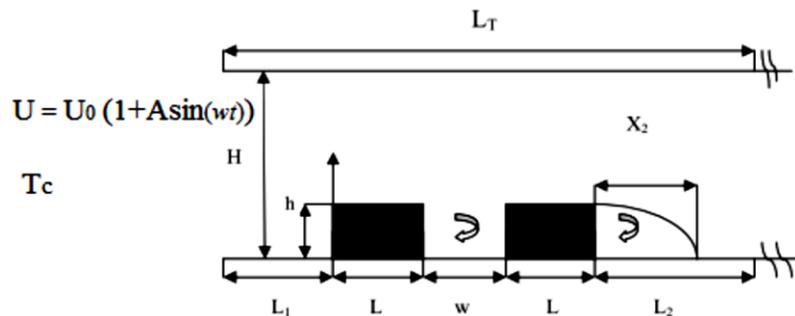


Figure II.17 Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement

Furukawa et Yang[12] ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement d'un fluide thermique dans deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur. Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble des circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état d'écoulement complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

-L'étude numérique de la convection forcée laminaire transitoire fait par **Korichi et al [13]**, dans un canal en présence d'un cylindre de section carrée. Les calculs ont été effectués pour le cas de l'air ($Pr=0.71$) et pour un rapport de blocage $(H/D)=0.1$. Les résultats permettent de conclure que l'écoulement est permanent pour $Re \leq Re_{cr}$ et donnent naissance à des tourbillons alternés pour $Re > Re_{cr}$. La valeur de Re_{cr} dépend du rapport H/D . Pour $Re_{cr}=60$, le transfert de chaleur est maximal le long de la face frontale et faible le long de la face arrière située dans la

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

zone du sillage. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

-Une investigation détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un ensemble de sources de chaleur sur la paroi inférieure d'un canal faite par **Timothy et Vafai [14]**.

L'étude emploie les variations de La hauteur, la largeur et de la source, également sa conductivité thermique normalisée K_s / K_f où K_s est la conductivité thermique de la source et K_f du fluide, et aussi l'influence du nombre de Reynolds.

Les résultats de cette investigation montrent que la forme et le matériau de la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique.

L'étude numérique de **B.Premachandran et C.Balaji [15]** de la convection mixte dans un canal horizontal contenant quatre sources de chaleur montées sur la paroi inférieure dont, les surfaces externes du canal sont supposées être adiabatiques (Figure II.18). L'objectif principal du travail est d'étudier l'effet des forces de bruyance, d'où les paramètres géométriques sont fixés. Ils ont trouvé que la température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Aussi, ils ont observé que l'augmentation du nombre de Grashof provoque une diminution linéaire de la température, montrant l'effet du terme de flottabilité (buoyancy).

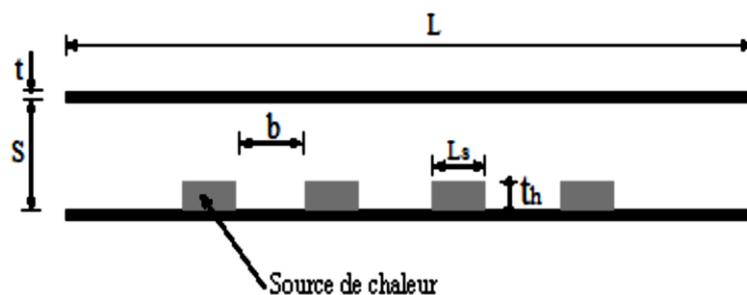


Figure II.19 Canal horizontal contenant quatre composants électroniques.

-L'étude numérique faite par **Mohamed [16]** d'un écoulement laminaire en convection forcée dans un canal bidimensionnel dont les parois sont adiabatiques et lisses. Une partie de la paroi inférieure est munie par des obstacles et soumise à une température constante T_w . La méthode des volumes finis a été utilisée pour discrétiser les équations de l'écoulement. Une étude paramétrique en fonction du nombre de Reynolds, de la position, du nombre de blocs et de l'espacement entre les obstacles a été effectuée afin de trouver la géométrie optimale permettant d'améliorer les taux de transfert au niveau de la plaque chaude. Les simulations numériques effectuées ont montré que le taux d'échange de la chaleur est amélioré par l'activité tourbillonnaire générée par les obstacles.

-L'étude numérique faite par **Hamouche et Bessaïh [17]** du refroidissement par convection mixte de deux sources de chaleur montées dans un canal horizontal. Les résultats montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Aussi, ils ont remarqué l'amélioration de transfert de chaleur toute en augmentant la distance de séparation, la taille et la largeur des sources de chaleur. Les auteurs ont prouvé que l'installation d'un élément de blocage de forme rectangulaire au-dessus des composants améliore le transfert thermique à l'intérieur du canal (Figure II.20).

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

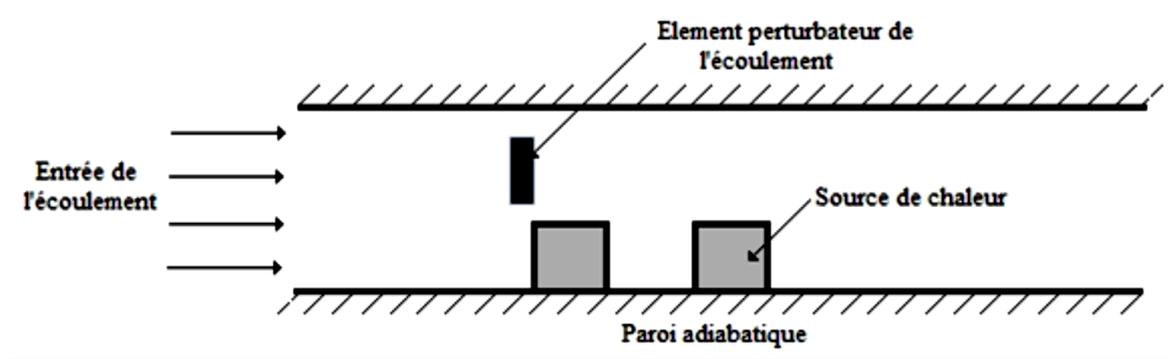


Figure II.21 Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément de blocage

-Dans le but de connaître les caractéristiques du refroidissement à air dans un dispositif de refroidissement, **Mohamed [18]** a fait une investigation expérimentale sur quatre dispositifs de 9, 16, 25 et 36 modules carrés placés dans la même région et mis en saillie. Les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente légèrement avec l'augmentation de la température du dispositif du module, mais l'augmentation est considérablement plus élevée avec l'augmentation des vitesses d'écoulement de l'air et de la hauteur du module. Perturbateur placé au-dessus de ces dernières (Hamouche et Bessaïh, 2008). L'utilisation des fentes dans le but de l'amélioration des performances du refroidissement dans des canaux avec six plaques sur lesquelles sont disposés des blocs chauffants simulant des composants électroniques a été proposée et étudiée par **Kim et Anand (2000) [19]**.

L'écoulement considéré étant laminaire, bidimensionnel et stationnaire. Les auteurs ont examiné les effets du nombre de Reynolds Re , la hauteur des blocs et la taille des fentes et leur position sur la température des blocs et le nombre de Nusselt Nu . Leurs résultats ont permis de trouver le cas optimal avec lequel le transfert de chaleur est meilleur par rapport aux autres cas et à la configuration de base, c'est à dire sans fentes.

-L'étude numérique de la convection forcée de **Ahlem Boudiaf, Fetta Danane : [20]** entre deux plans parallèles en présence de deux obstacles. Trois combinaisons de taille différente des deux obstacles ainsi que différente distance séparant ces derniers ont été étudiées.

Les équations de continuité, de l'impulsion et de l'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis en y adjoignant les conditions aux limites. Les caractéristiques thermiques de l'écoulement sont analysées en termes de nombre de Nusselt. Les résultats ont montré que l'augmentation de la distance de séparation conduit à l'augmentation du nombre de Nusselt sur la face droite du premier obstacle et la face gauche du deuxième obstacle. Nous avons trouvé aussi que de la taille de l'un des deux obstacles conduit à l'amélioration de l'évacuation de la chaleur sur cet obstacle et à sa diminution sur l'autre.

Horng et al [21] ont étudié numériquement l'effet d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur en convection mixte, au-dessus des blocs chauffés dans un canal horizontal en régime stationnaire (Figure II.22). Cette plaque est installée pour modifier l'écoulement à l'intérieur du canal en produisant un tourbillon. Les résultats indiquent que l'installation d'une plaque oblique et l'association de l'effet de flottabilité au tourbillon a des influences profondes

CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES

sur l'amélioration des caractéristiques du transfert de chaleur, et l'instabilité du champ d'écoulement.

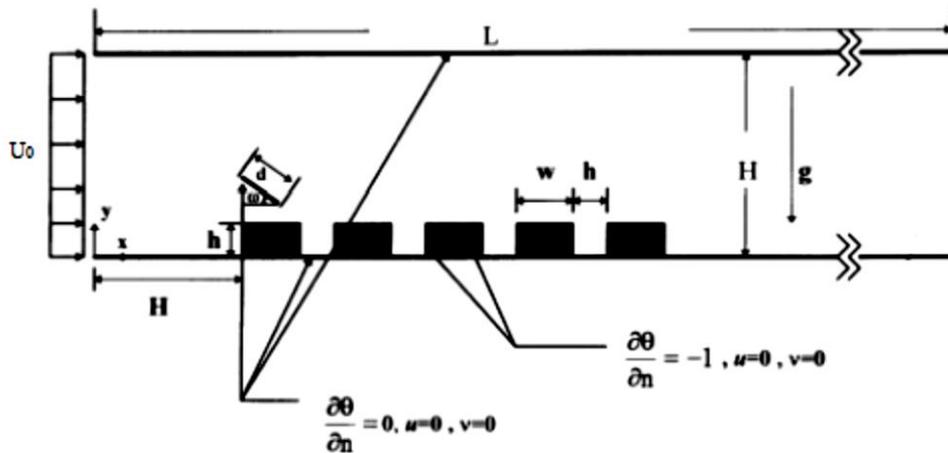


Figure II.23 Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique.

Une investigation numérique a été entreprise par Boutina et Bessaih [22] Ils ont étudié le refroidissement à air des sources de chaleur, simulant des composants électroniques, par convection mixte bidimensionnelle, laminaire et stationnaire dans un canal. Leurs résultats ont montré que l'angle d'inclinaison du canal, du nombre de Reynolds, de l'espace entre les sources de chaleur et leurs tailles, ont des effets considérables sur le champ d'écoulement, le transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Des corrélations des nombres de Nusselt moyen des deux composants ont été obtenues et les résultats ont été comparés Avec les travaux antérieurs trouvés dans la littérature.

II.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but pour améliorer le transfert de chaleur et accroître l'efficacité des systèmes de refroidissement.

Ces méthodes incluent des méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturel et forcé ou mixte avec circulation d'air. Les chercheurs ont effectué des études expérimentales, analytiques et numériques afin de mieux comprendre les caractéristiques du transfert de flux et de la chaleur.

III MODELISATION ET GEOMETRIE DU PROBLEME

III.1 Introduction

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvements 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. La caractéristique essentielle du transfert de chaleur par convection est le transport de l'énergie par mouvement moléculaire, ce que l'on appelle par "diffusion" ; et par mouvement macroscopique du fluide, ce que l'on appelle par "advection". Ce phénomène est formulé mathématiquement par les équations aux dérivées partielles et se passe dans la configuration considérée dans notre présente étude.

III.2 Géométrie du problème

La géométrie du problème considéré est schématisée par la (Figure III.1). Elle consiste en trois composants électroniques (sources de chaleur), montés dans un canal horizontal de longueur (L) et de hauteur (H). Les deux parois supérieure et inférieure sont supposées adiabatiques. A l'entrée du canal, l'air forcé pénètre avec une vitesse adimensionnelle U_0 à l'intérieur du canal pour refroidir les composants électroniques. Ces derniers sont localisés sur la paroi inférieure du canal. Chacun a une longueur (w) et une hauteur (h) et sont séparés par une distance (d). La distance entre l'entrée du canal et le premier composant est (L_1). Par contre, entre le deuxième composant et la sortie du canal elle est égale à (L_2). Chaque composant électronique est maintenu à une température constante égale à T_S et la température ambiante est égale T_0 .

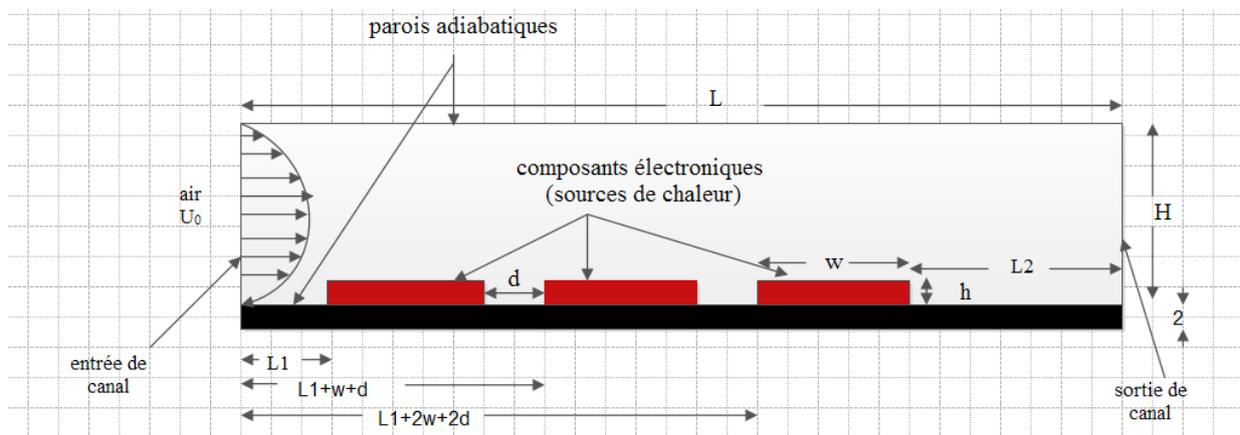


Figure III.2 Géométrie du problème considéré

III.2.1 Equations de conservation [23]

Le comportement du fluide est régi par les lois de conservation de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse, les équations sont données ci-dessous dans le cas d'écoulement bidimensionnel d'un fluide newtonien incompressible, en fonction des variables primitives, c'est-à-dire des deux composantes de vecteur vitesse u et v (suivant la direction x et y , respectivement) et de la pression p .

Les quatre variables physiques qui définissent l'écoulement dans l'espace de coordonnées (x, y) sont : la vitesse V de composantes (u, v) , la température (T) et la pression (p) .

Nous avons opté pour la formulation $(u-v-p)$ plutôt que la formulation (vorticité -fonction de courant) pour les raisons suivantes :

CHAPITRE III : MODELISATION ET GEOMETRIE DU PROBLEME

Elle utilise des variables qui ont une signification physique.

Les conditions aux limites sont déterminées d'une façon simple.

On obtient directement le champ de pression qui sert à la détermination de la masse volumique dans le cas d'un fluide incompressible.

Compte tenu des hypothèses ci-dessus, l'étude d'un problème de convection forcée pour un fluide newtonien demande la résolution de trois équations :

a) Equation conservation de masse

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0$$

b) Equation conservation de la quantité de mouvement

Suivant la direction x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

Suivant la direction y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

Suivant la direction z :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

c) Equation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{K}{\rho c p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

III.2.2 Conditions aux limites

Pour compléter la modélisation de la convection forcée en régime stationnaire, des conditions aux limites sont à associées aux équations de Navier Stokes et celle du transfert thermique. Elles s'écrivent :

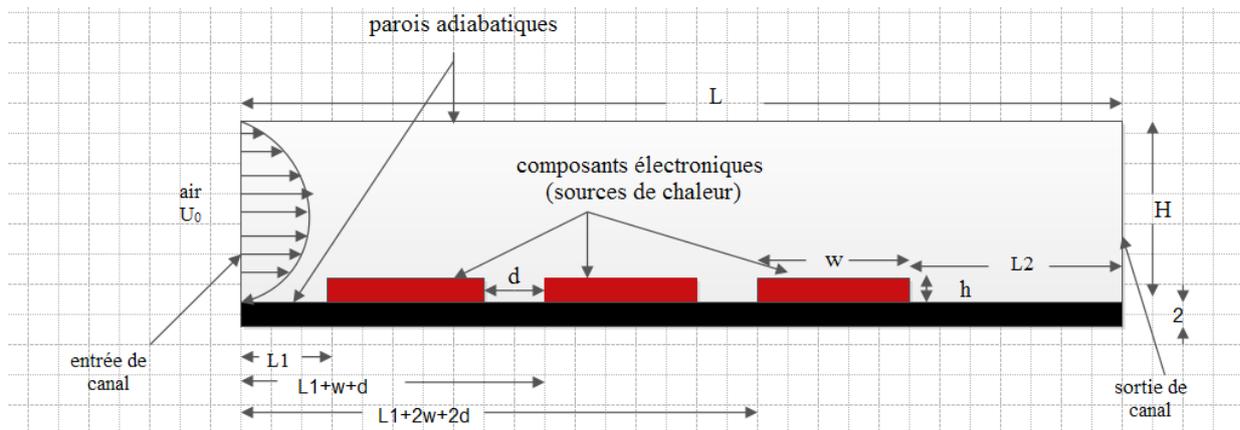


Figure III.3 : conditions aux limites sous forme dimensionnels

A l'entrée du canal : $(x=0, 0 \leq y \leq H)$

$$u = U_0 ; v = 0 .$$

$$T = T_0$$

A la sortie du canal : $(x=L, 0 \leq y \leq H)$

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

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

En paroi horizontale supérieure : ($0 \leq x \leq L ; y = H$)

$$u = v = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

En paroi horizontale inférieure : ($0 \leq x \leq L ; y = 0$)

$$u = v = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

Ou niveau du composant : ($L1 \leq x \leq L1 + w ; 0 \leq y \leq h$) ; ($L1 + w + d \leq x \leq L1 + 2w + d ; 0 \leq y \leq h$)

($L1 + 2w + 2d \leq x \leq L1 + 3w + 2d ; 0 \leq y \leq h$)

$$u = v = 0$$

$$T = T_s .$$

III.2.3 Forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites [24]

L'adimensionnalisation ou normalisation consiste à transformer les variables dépendantes en des variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisées par rapport à certaines dimensions caractéristiques. Cela permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres de façon à rendre la solution plus générale. Les équations de bilan ainsi que les conditions aux limites et initiales présentées précédemment sont mise sous forme adimensionnelle en utilisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, Z = \frac{z}{H}, U = \frac{u}{u_0}, V = \frac{v}{u_0}, W = \frac{w}{u_0}, \theta = \frac{T - T_0}{T_s - T_0}, P = \frac{P - P_0}{\rho U_0^2}$$

En introduisant les variables adimensionnelles dans les équations de conservation, les équations gouvernantes adimensionnelles deviennent comme suit :

a) Equation de masse :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0$$

b) Equation de la quantité de mouvement

Suivant la direction x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = - \frac{\partial p}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right)$$

Suivant la direction y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = - \frac{\partial p}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right)$$

Suivant la direction z :

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = - \frac{\partial p}{\partial Z} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right)$$

Equation de l'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right)$$

CHAPITRE III : MODELISATION ET GEOMETRIE DU PROBLEME

c) Nombres adimensionnels

La mise en forme adimensionnelle des équations fait apparaître les nombres suivants :

Nombre de Prandtl : Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

Nombre de Reynolds : il compare les forces d'inertie (terme convectif) aux forces de viscosité

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu_{air}}$$

Nombre de Grashof : il compare les effets visqueux aux effets d'Archimède en convection libre.

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}$$

d) Conditions aux limites adimensionnelles

L'écriture adimensionnelle des conditions aux limites est comme suit :

A l'entrée du canal : $X=0, 0 \leq Y \leq 1$

$$U = 1 ; V = 0.$$

$$\theta = 0$$

A la sortie du canal : $X=L/H, 0 \leq Y \leq 1$

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0 ; V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

En paroi horizontale supérieure : $0 \leq X \leq L/H ; Y = 1$

$$U = V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

En paroi horizontale inférieure : $0 \leq X \leq L/H ; Y = 0$

$$U = V = 0$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

Ou niveau du composant : $(L_1/H \leq x \leq (L_1 + w)/H ; 0 \leq y \leq h/H) ; ((L_1 + w + d)/H \leq x \leq (L_1 + 2w + d)/H ; 0 \leq y \leq h/H) ; ((L_1 + 2w + 2d)/H \leq x \leq (L_1 + 3w + 2d)/H ; 0 \leq y \leq h/H)$

$$U = V = 0 \quad \theta = 1$$

e) Expression du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est utilisé essentiellement pour évaluer la quantité de chaleur transmise de la paroi au milieu fluide. Ce nombre est déduit à partir de l'égalité des flux de chaleur à l'interface paroi-air, son expression est :

$$Nu(y) = \frac{w \cdot h}{K}$$

CHAPITRE III : MODELISATION ET GEOMETRIE DU PROBLEME

w: hauteur de la paroi considérée.

h: coefficient d'échange de chaleur par convection, il est donné par l'expression :

$$h = \frac{-K \frac{\partial T(x,y)}{\partial x} \Big|_{x=n}}{T_p - T_0}$$

T : La température de la paroi considérée.

n: la paroi considérée.

Finalement le nombre de Nusselt s'exprime comme suit :

$$Nu(y) = \frac{w}{T_1 - T_0} \frac{\partial T(x,y)}{\partial x} \Big|_{x=n}$$

Quant au nombre de Nusselt adimensionnel il s'écrit sous la forme :

$$Nu(y) = \frac{\partial \theta(x,Y)}{\partial X} \Big|_{x=n}$$

Pour l'expression du nombre de Nusselt moyenné sur une paroi elle est donnée par

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int_0^A Nu(Y) dY$$

III.3 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime laminaire et stationnaire à l'intérieur d'un canal rectangulaire horizontal muni d'un bloc chauffant. Nous avons spécifié les conditions aux limites dynamique et thermique du domaine de l'écoulement, pour résoudre les équations de la dynamique des fluides qui se font par l'utilisation des méthodes numériques où intervient le concept de la discrétisation, ainsi que, la validation du code de calcul utilisé pour résoudre numériquement les équations régissant le problème étudié.

IV Les méthodes numériques :

IV.1 Introduction

L'objectif des méthodes numériques est de fournir une solution approchée du comportement réel des phénomènes physique. La physique possède des caractères tris dimensionnels, temporelles et non linéaire c'est à dire très complexe. Le rôle du modélisateur est de simplifié suffisamment le problème tout en conservant l'originalité du phénomène physique étudié.

En mécanique des fluides, les écoulements que ce soit on régime laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équation aux dérivée partielle (E.D.P). Ainsi, tous les Phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour les caractéristiques du champ d'écoulement et du champ thermique.

Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisée dans les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur en peut citer :

- La méthode des déférences finies.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

IV.2 Définition La méthode des éléments finis :

IV.2.1 Historique :

En 1943, le mathématicien R .Courant fut le premier à exposer la méthode des éléments finis sous sa forme actuelle. En effet, dans le but d'étudier un problème de torsion, il utilisa le principe de l'énergie stationnaire et proposa de discrétiser le problème en sous régions triangulaires, dans lesquelles les champs étaient approximés par des fonctions d'interpolation. L'idée de cette technique d'analyse avait déjà été exposée 30 ou 40 ans auparavant. Toutefois, cette méthode ne fut exploitée qu'à partir des décennies 1950et1960, lorsque apparurent les premiers ordinateurs capables de générer et de résoudre de larges équations L'industrie américaine fut la première à exploiter la méthode des éléments finis pour analyser les phénomènes vibratoires des ailes d'avions, D'ailleurs, c'est à cette époque que le terme de « finit élément méthode »fut définitivement admis. Par la suite, la méthode des éléments finis a connu un développent important, non seulement dans le domaine de la mécanique, mais aussi dans d'autres champs d'applications comme les domaines de la thermique ou de l'électromagnétisme [1970,1979,1982].

Finalement, chercher une solution par éléments finis consiste à trouver quelles valeurs il faut donner aux nœuds de chaque sous-domaine Ω_i (ces nœuds déterminant le champ local sur Ω_i). pour que la juxtaposition de l'ensemble des champs locaux fournisse une solution qui soit la plus proche de la solution réelle du problème .

En résumé , cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées . deplus , le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombrede paramètres , tels que :

- La géométrie discrétisée en éléments finis,
- Les contraintes imposées sur le dispositif
- Les excitations présentes dans le dispositif

CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

- Les propriétés des matériaux composant le dispositif

Nous venons de décrire succinctement l'approche globale de méthode des éléments finis par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de cette méthode.

IV.2.2 Méthode des éléments finis

Comme nous l'avons précédemment évoquée, la méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement

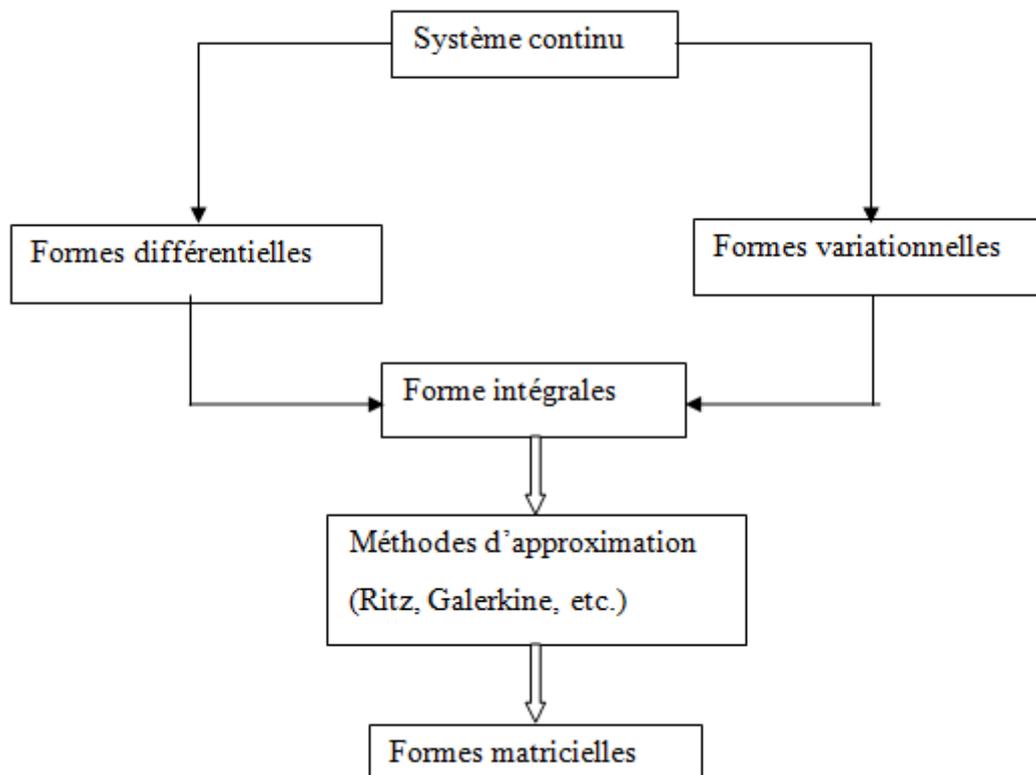


Figure IV.1 Méthodes d'approximation

Figure IV.1 permet de distinguer un certain nombre de méthodes (résidus pondérés ou méthodes variationnelles) utilisées afin d'obtenir la forme intégrale du problème mathématique initial. Un système physique peut être formulé de façon équivalente par une formulation variationnelles ou par un système d'équations différentielles. La transformation puis la discrétisation de cette forme intégrale conduit à une équation matricielle qui sera résolue numériquement.

IV.3 Choix du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer [25]:

- ✓ Le nombre de mailles
- ✓ La distance entre les mailles (concentration des mailles)

CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

- ✓ La forme de la maille
- ✓ Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Nous distinguons plusieurs types de maillages, définis par le nombre de nœuds associés à chaque élément, figure IV.2 et par le nombre de liaisons pour chaque nœuds [26].

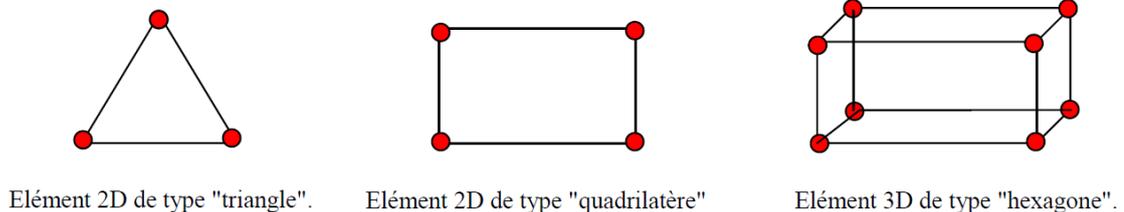


Figure IV.2 Types de maillages

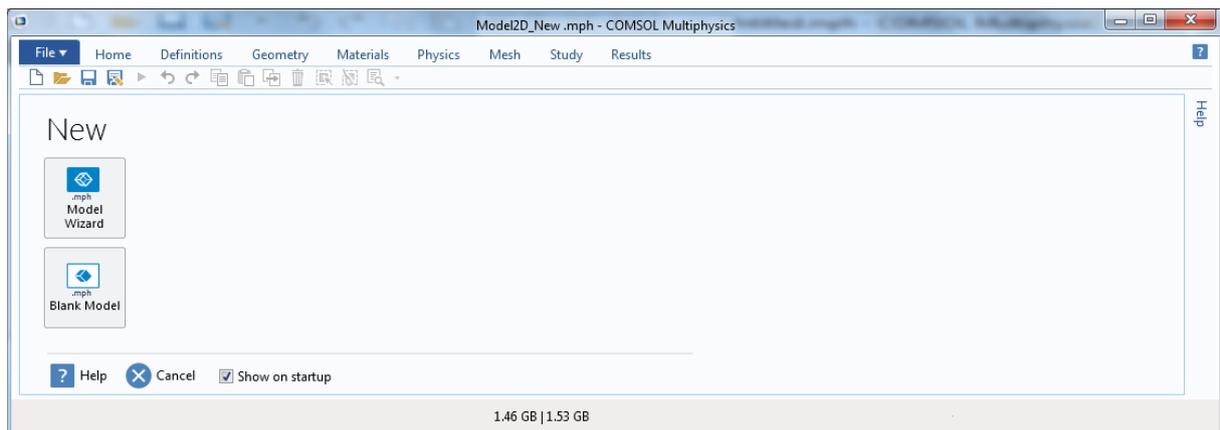
IV.4 Présentation des logiciels COMSOL

Est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Ce logiciel permet de simuler de nombreuses physiques et applications en ingénierie, et tout particulièrement les phénomènes couplés ou simulation multi-physiques.

IV.4.1 Principe d'utilisation :

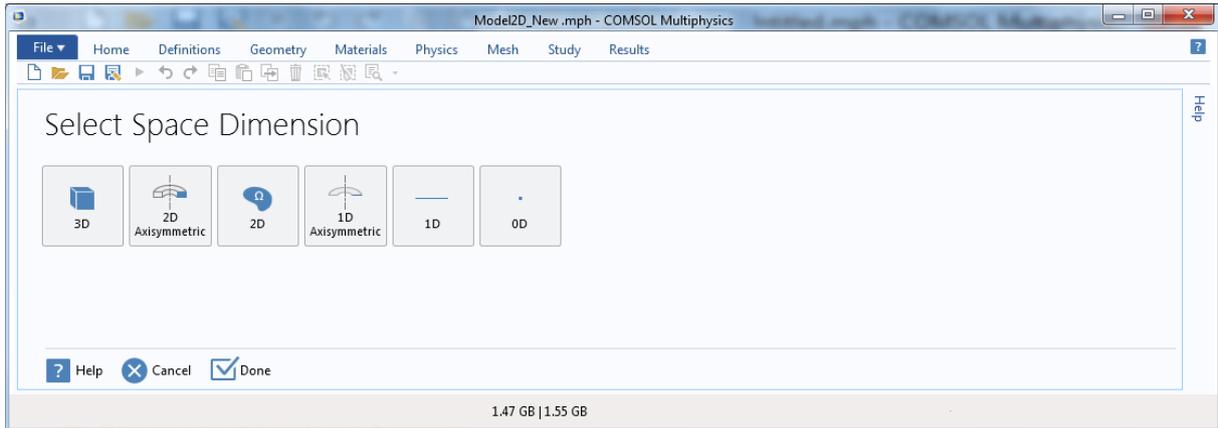
L'utilisateur définit ses couplages ou sélectionne les interfaces prédéfinies. Les différentes étapes du processus de modélisation - définir la géométrie, les propriétés matériaux, le maillage, choisir la ou les physiques, résoudre et afficher les résultats - sont intégrées dans une seule interface. Des modules d'applications optionnels offrent des interfaces spécialisées notamment en mécanique linéaire et non linéaire , écoulement, transfert de chaleur, génie chimique, géophysique, électromagnétisme basse et haute fréquence, corrosion, plasma, suivi de particules, optimisation, , ainsi qu'avec les logiciels de CAO et Matlab.

- Choisir l'assistant de modélisation :

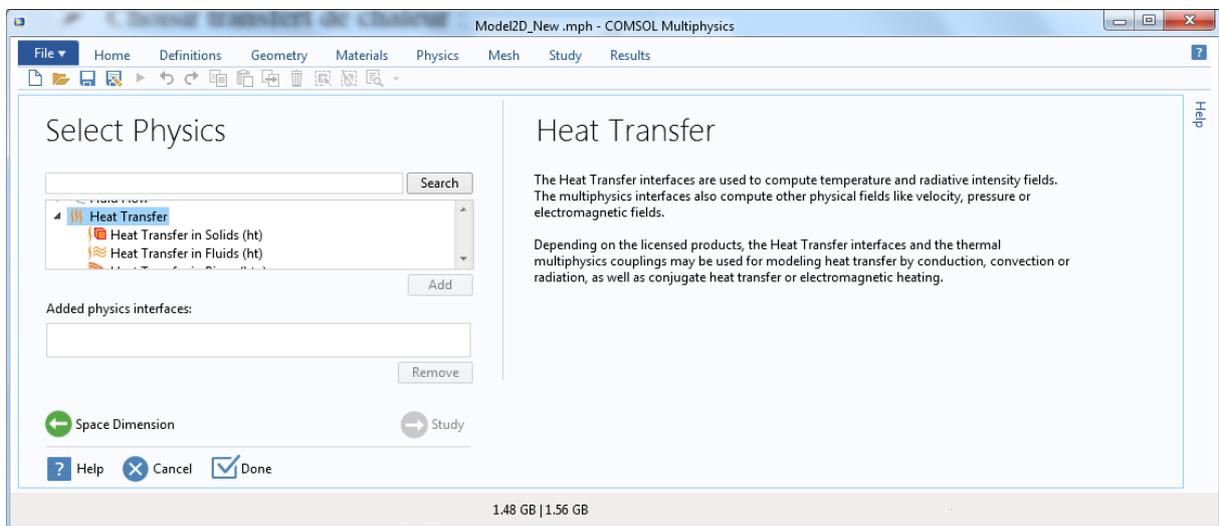


CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

➤ Choisir le 3D :



➤ Choisir transfert de chaleur :

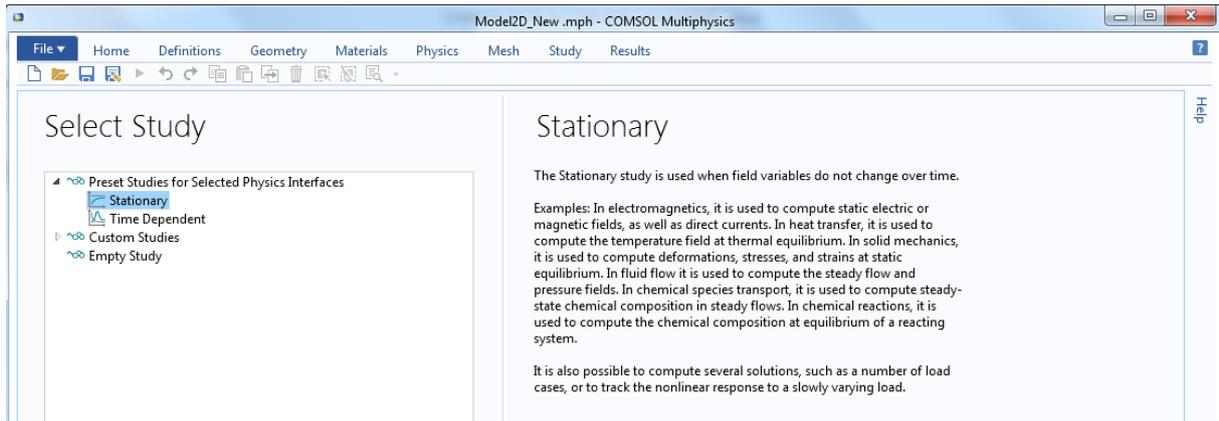


➤ Choisir l'écoulement laminaire :



CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

➤ Choisir étude de stationnaire :



IV.4.2 Présentation de la pièce :

Géométrie

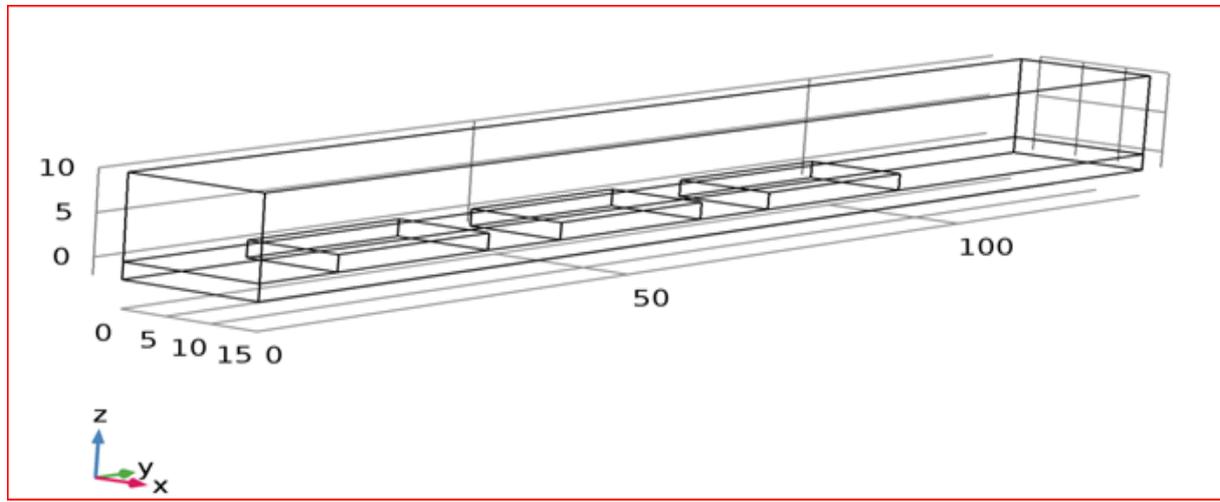
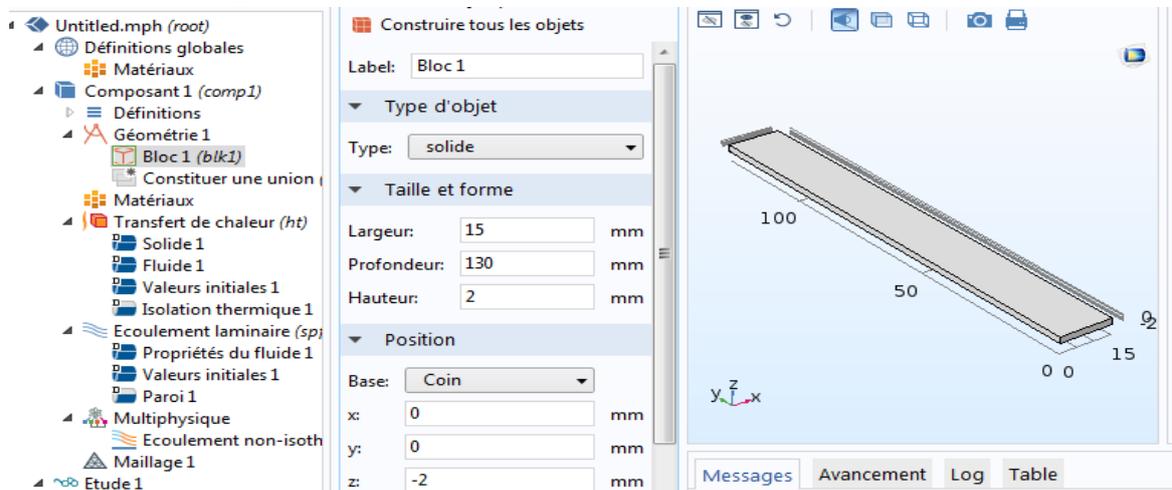


Figure IV.3 Géométrie

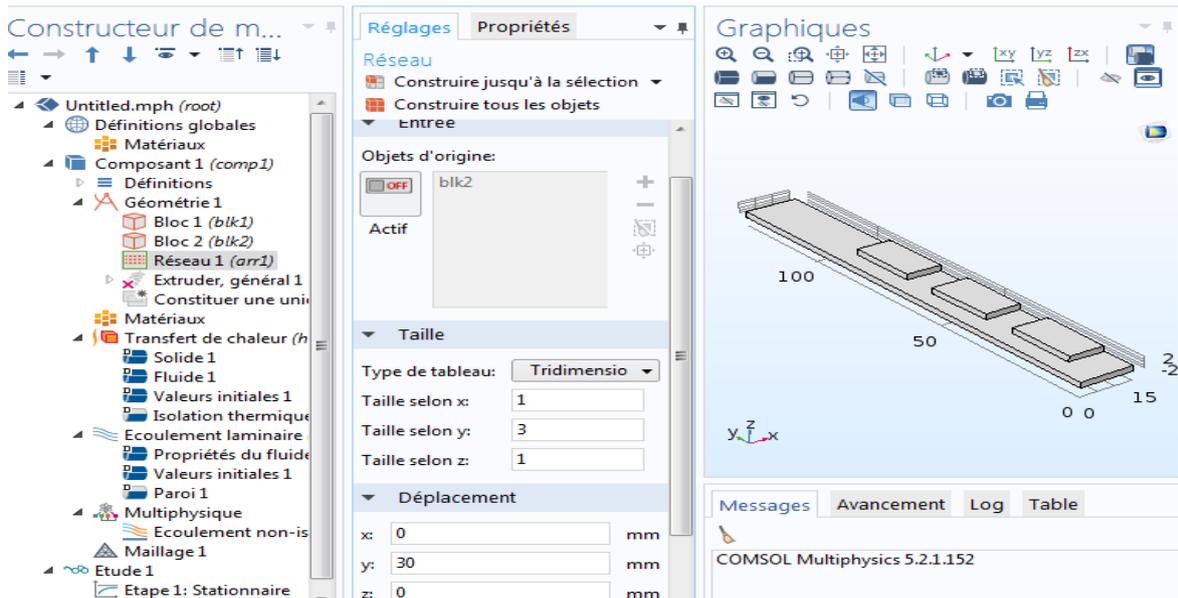
-Cette pièce est composée de :

- Porte-composants avec les dimensions suivantes (Largeur 15mm ,profondeur130mm et hauteur 2mm).

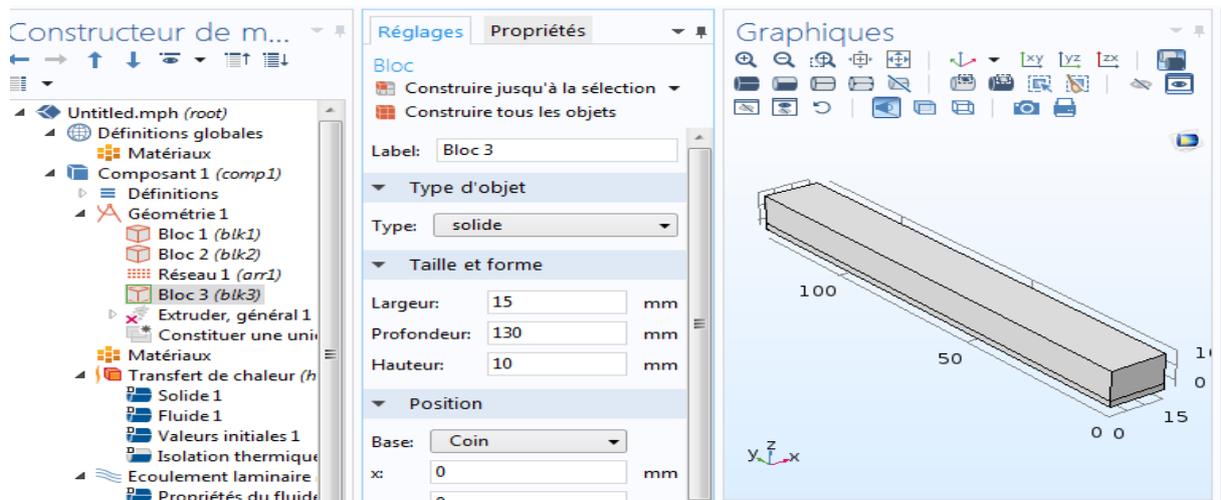


CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

- composants électroniques avec les dimensions suivantes (Largeur 10mm, profondeur 20mm et hauteur 2mm).

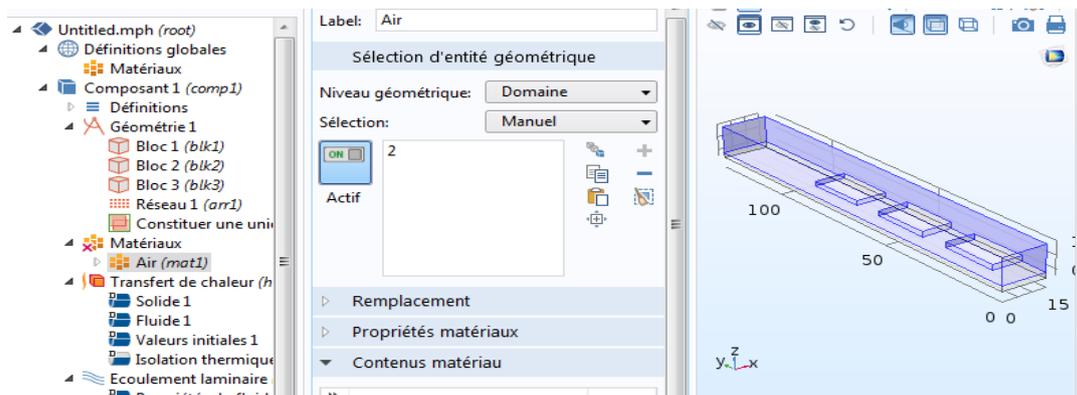


- Canal de forme rectangulaire pour le refroidissement de composants électroniques avec les dimensions suivantes (Largeur 15 mm, profondeur 130mm et hauteur 15mm).



IV.4.3 Les domaines

- L'air



CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES

Nous utilisons un régime forcé pour souffler l'air (fluide) à une température de 300 Kelvin pour refroidir les composants électroniques (source de chaleur q_0).

- Silicone et FR4

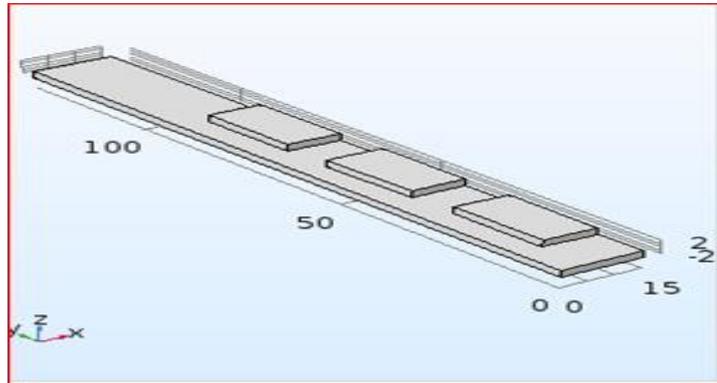


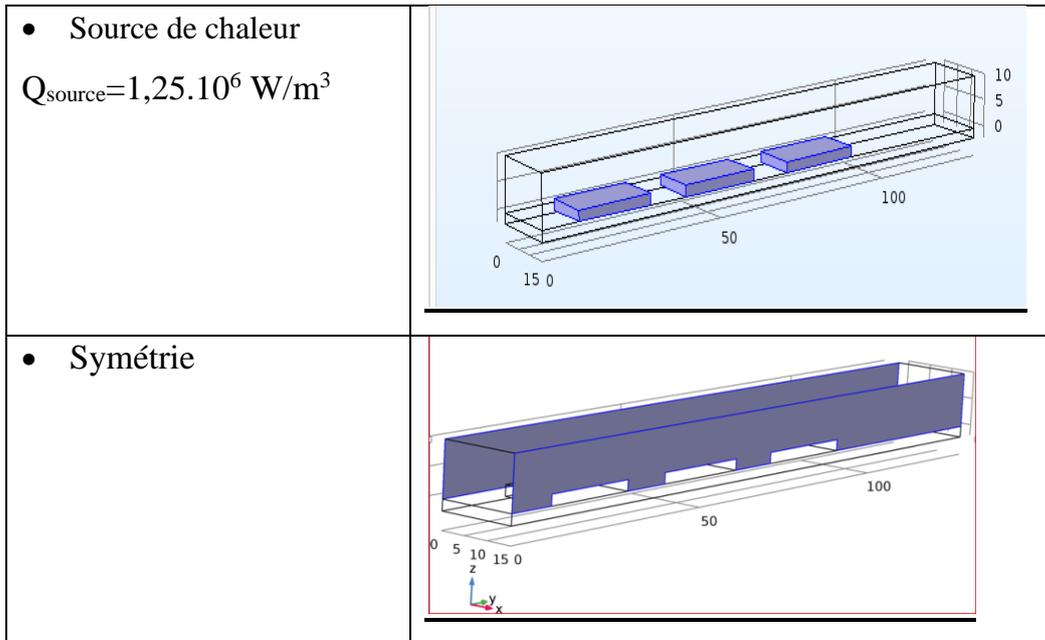
Figure IV.4 Support des composants

Les composants électroniques sont de matière silicone, le support est de FR4 et on les considère comme matière solide.

IV.4.4 Les conditions aux limites

<ul style="list-style-type: none"> • Condition d'entrée l'air $V_0 = (0, 0.5, 1, 1.5, 2)$ m/s $T_0 = 27^\circ\text{C}$ $P_0 = 1,013\text{atm}$ 	
<ul style="list-style-type: none"> • Condition de sortie l'air $P = 1,013\text{atm}$ 	
<ul style="list-style-type: none"> • Condition aux parois solides 	

CHAPITRE IV : LES METHODES NUMERIQUES



IV.4.5 Maillage

Le traitement numérique de ce phénomène est très complexe car il nécessite le maillage du milieu fluide et résolution des équations de Navier-stokes ou de Reynolds. Une autre approche, plus légère, consiste à représenter la convection par des conditions aux limites.

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage.

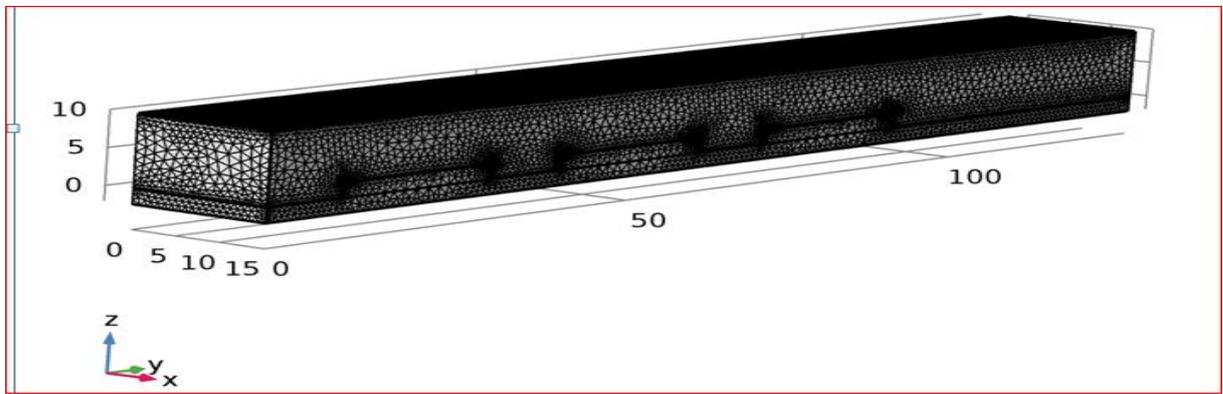


Figure IV.5 Maillage du domaine

IV.5 Conclusion

Après avoir présenté les principes de base de la procédure de résolution numérique et le logiciel qui réalise la géométrie et le maillage COMSOL.

Nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine d'écoulement pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement d'air en convection forcée laminaire à l'intérieur d'un canal rectangulaire.

La résolution qui effectuée par le logiciel COMSOL donne des résultats qui sont présentés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

V Résultats et interprétations

V.1 Introduction

Les simulation thermiques jouent un role imoptant dans la conception de beaucoup d'application de technologie .dans beaucoup de cas , les ingénieurs suivent une analyse thermique

V.2 Analyse thermique stasionnaire

On peut employer l'analyse thermique stasionnaire pour déterminer les température, les gradient thermiques, les flux de la chaleur etc dans un objet qui sont provoqués par la charges thermiques qui ne chage pas avec le temps.

Une analyse thermique stasionnaire peut etre linéaire avec les propriétés constantes du matériau : ou non linéaires avec les propriétés du matériau qui dépend de la température. Les propriétés thermiques de la plupart des matériaux changent avec la température, ainsi l'analyse est habituelement non linéaire .

Ce chapitre présente les résultats de simulations numériques de la convection forcée dans un canal rectangulaire contenant un block chauffant (source de chaleur). Les résultats obtenus seront discutés en présentant les paramètres dynamiques, en termes de lignes de courant et les paramètres thermiques, nombre de Nusselt et moyen au niveau des faces du composant.

V.3 Effet de vitesse

Les paramètres de simulation pour l'air sont :
 $v = (0, 0.5, 1, 1.5, 2,)$

V.3.1 les nombre adimensionnels :

Tableau V.1: Les nombres adimensionnels

Nombre de Prandtl	T=40 °C 7,04375E-07	
	Nombre de Reynolds	Nombre de Nusselt
0	0	0
0,5	331	0,47
1	662	1,18
1,5	993	2,03
2	1324	2,98

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

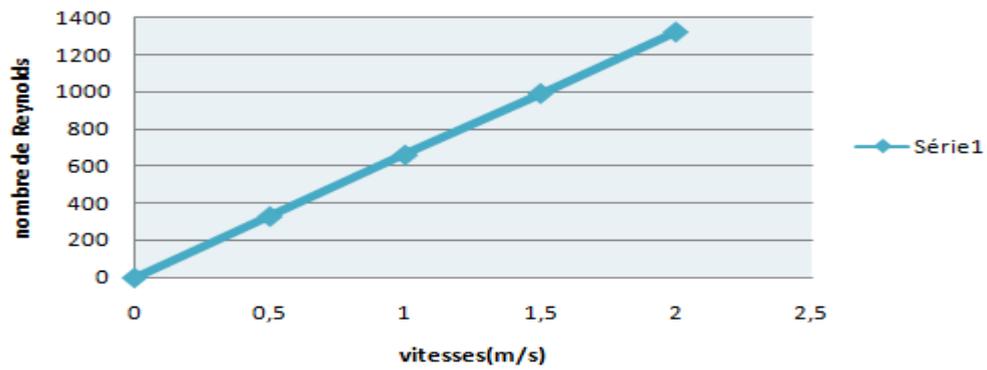


Figure V.1: graphe de nombre de Reynolds en fonction de la vitesse

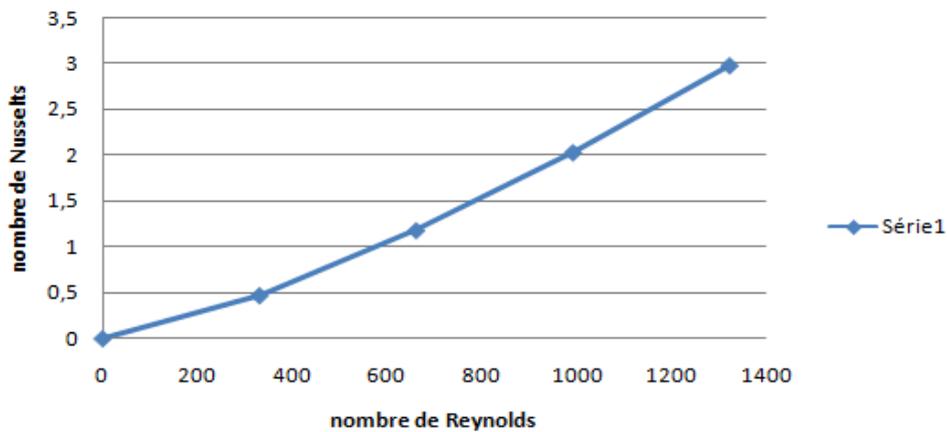


Figure V.2: graphe de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds

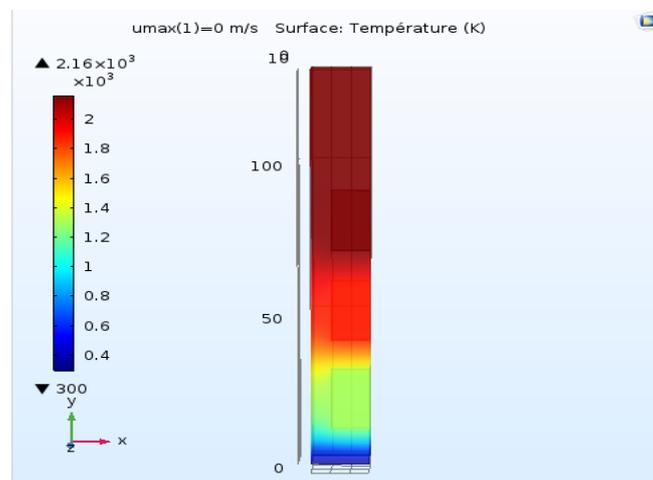


Figure V.3: profil des températures pour v=0m/s

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

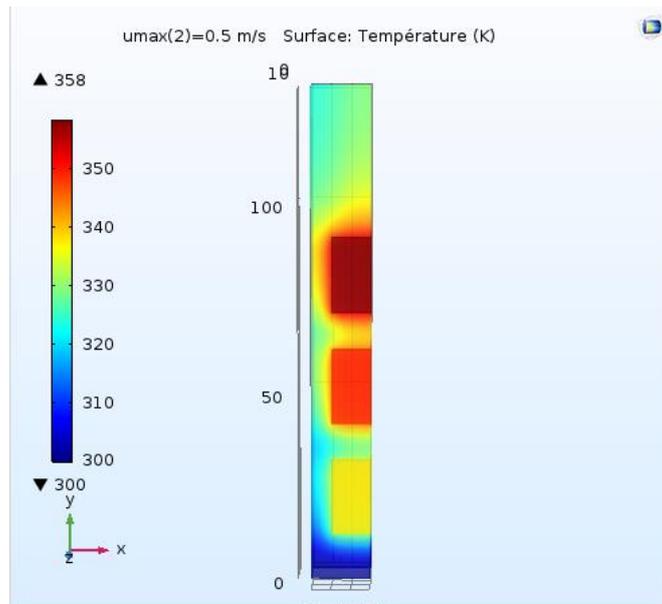


Figure V.4:profil des températures pour $v = 0.5$ m/s

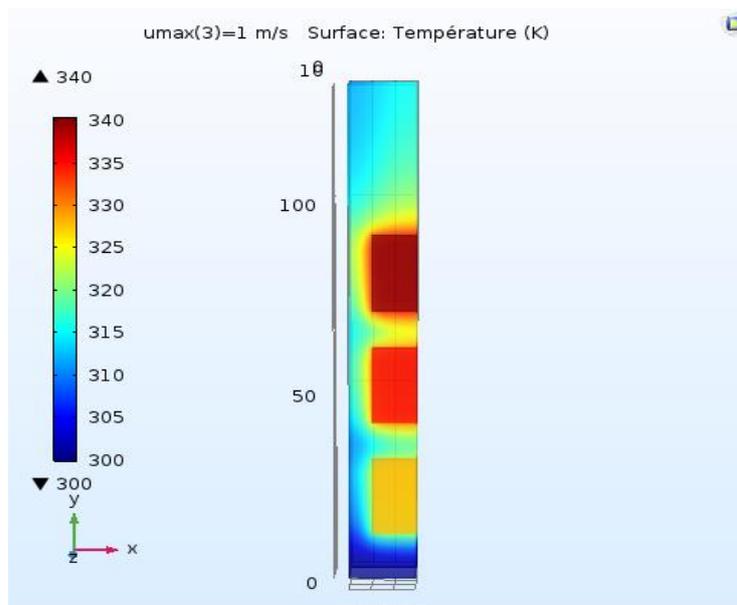


Figure V.5:profil des températures pour $v = 1$ m/s

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

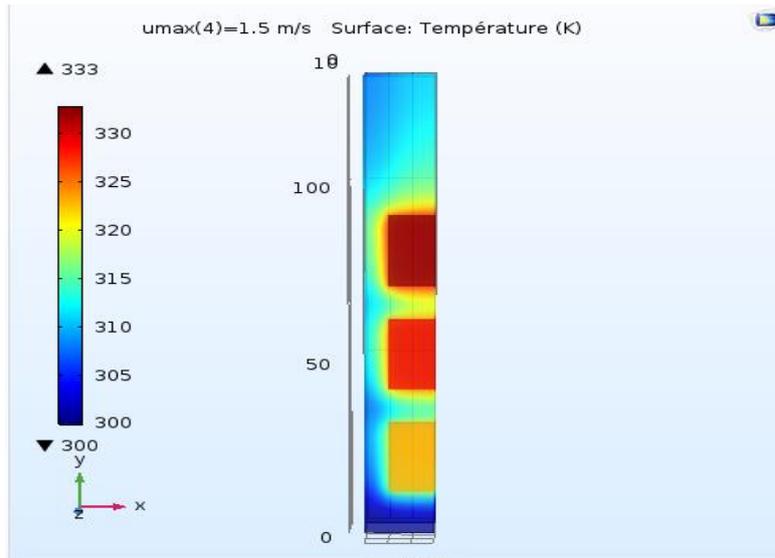


Figure V.6:profil des températures pour v=1.5m/s

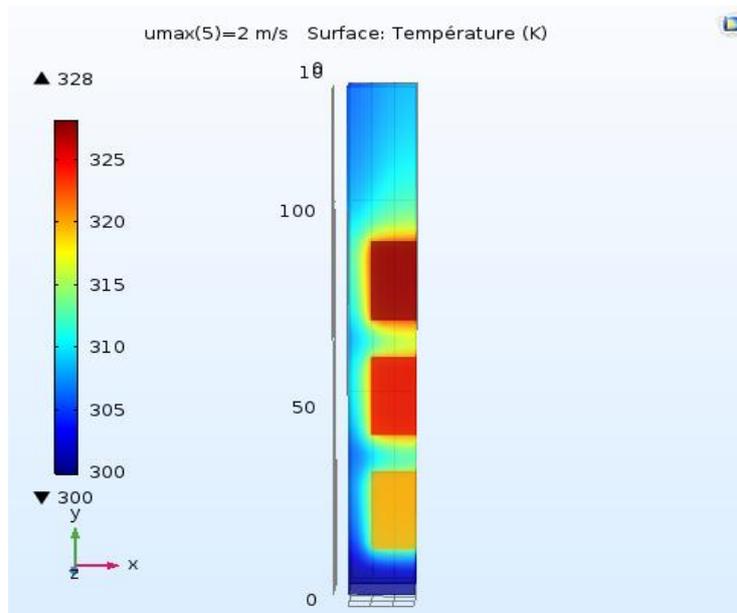


Figure V.7:profil des températures pour v=2m/s

Les figures V.1-5montrent les profils des températures pour : 0m/s ; 0.5m/s ; 1m/s ; 1.5m/s et 2m/s.

Sans régime forcé, la température des composants électroniques dans le canal atteint $2.16 \cdot 10^3 \text{K}$ le système surchauffe, donc il a besoin d'une source de refroidissement figure V.1. Pour cela nous avons utilisé un régime forcé dans notre système et on a limité la vitesse à 0.5m/s le système commence à refroidir mais la température reste dans l'intervalle dangereux (plus de 70°C) figure V.2. En augmentant la vitesse de l'air à 1m/s, la température dans le système diminue à 67°C dans ce cas, on peut dire que notre système est dans l'intervalle de température idéale pour le bon fonctionnement du système (de 65 à 70°C) figure V.3. On continu à augmenter la vitesse de l'air jusqu'à 2 m/s la température du système continu à diminuer jusqu'à 55°C figure V.4 et 5.

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

Les graphes suivants montrent la variation de la température de l'air dans le canal en fonction de la longueur d'arc dans différents distances par rapport à la paroi symétrique (0, -3, -6, -9).

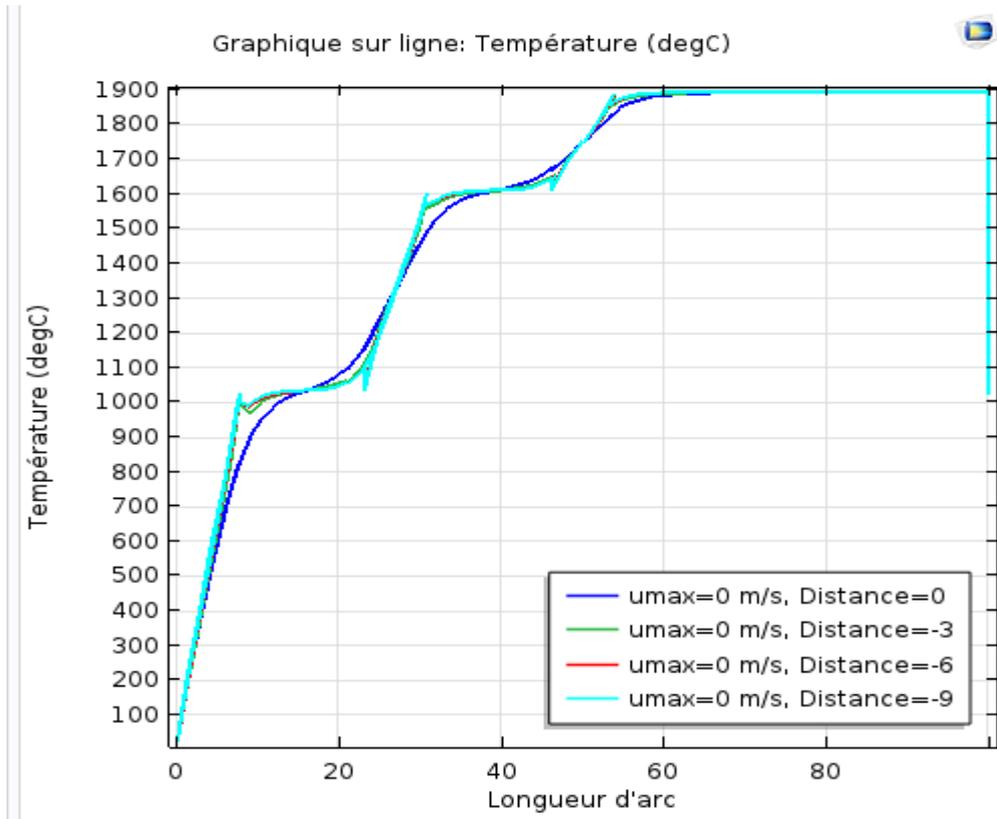


Figure V.8: La température en fonction de la longueur de la plaque à différents positions ($V=0$ m/s)

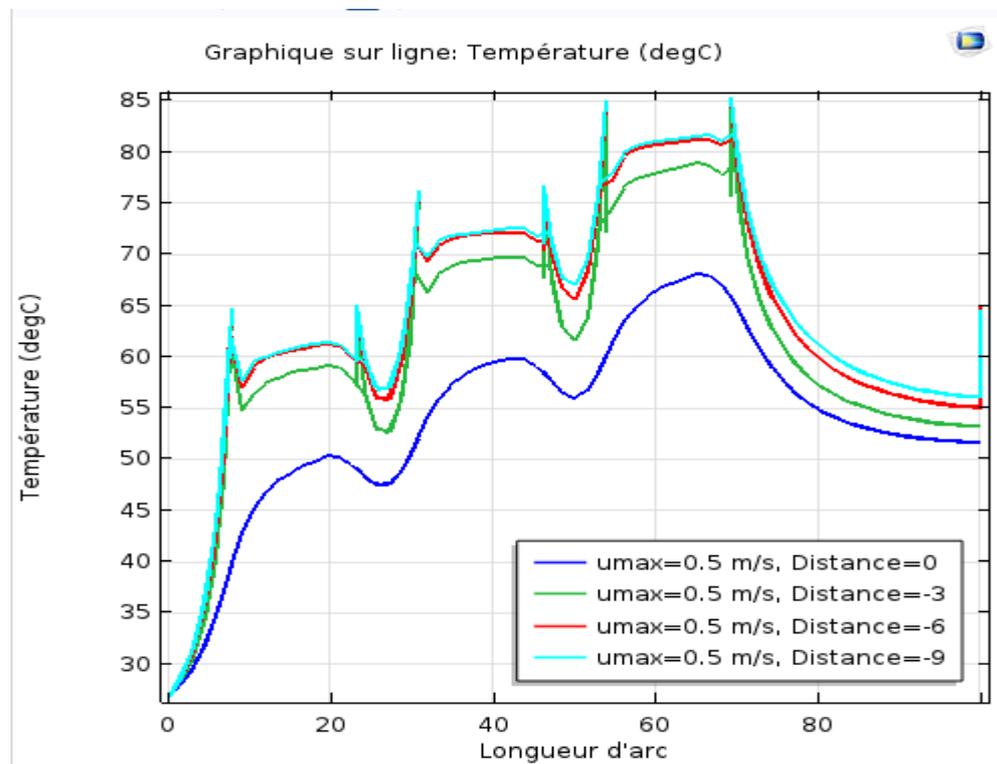


Figure V.9: La température en fonction de la longueur de la plaque à différents positions ($V=0.5$ m/s)

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

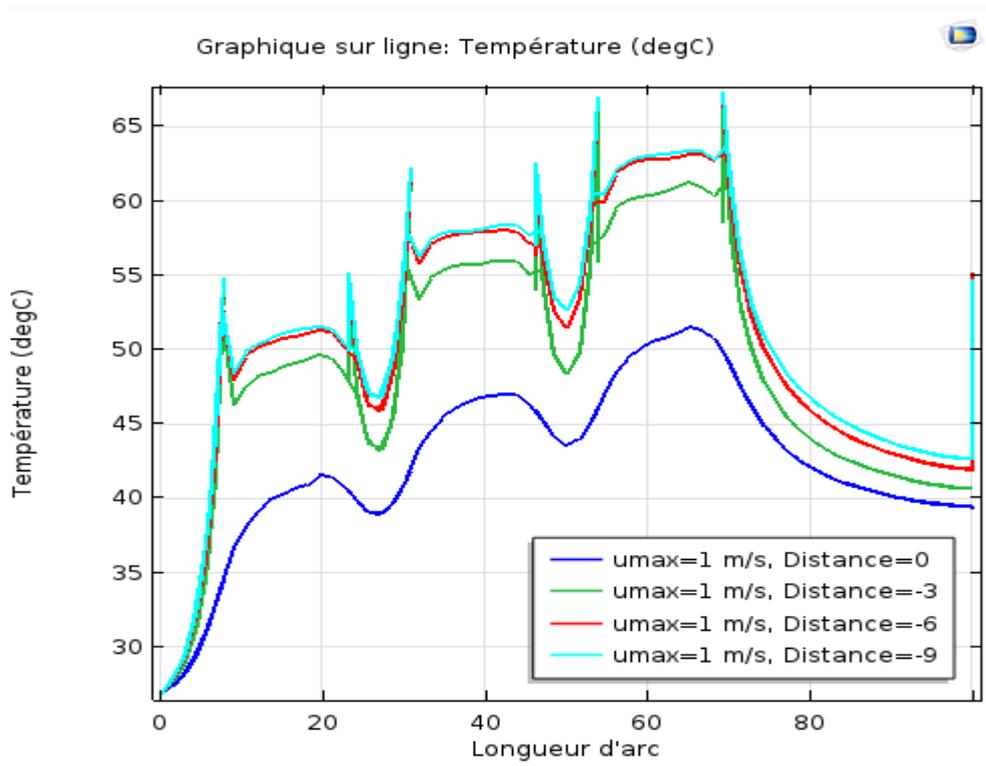


Figure V.10: La température en fonction de la longueur de la plaque à différents positions ($V=1$ m/s)

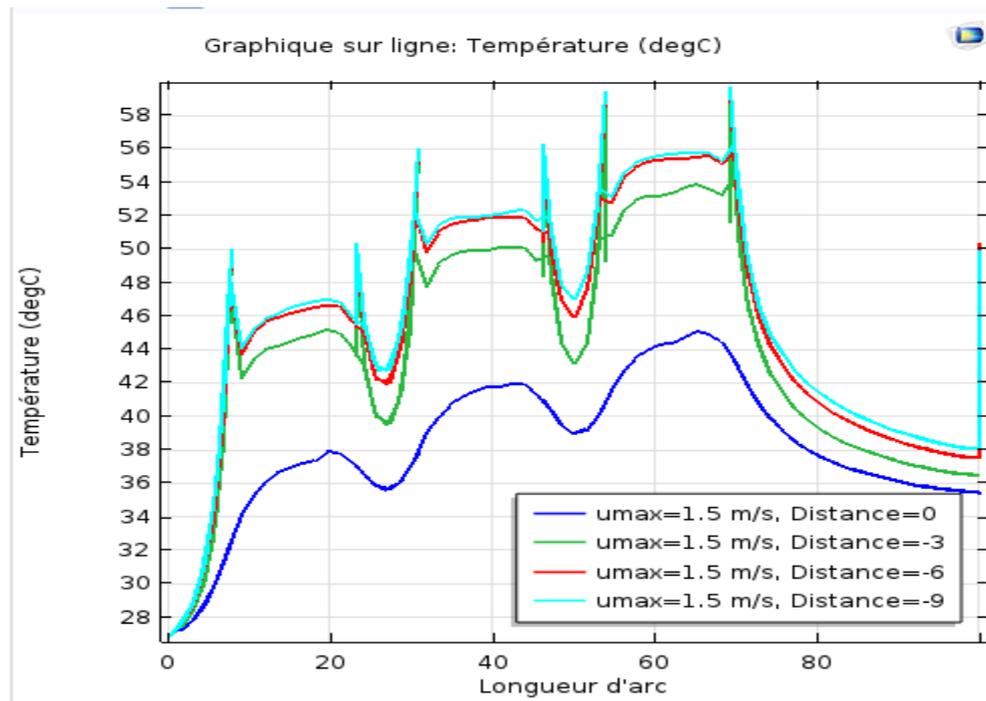


Figure V.11: La température en fonction de la longueur de la plaque à différents positions $V=1.5$ m/s

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

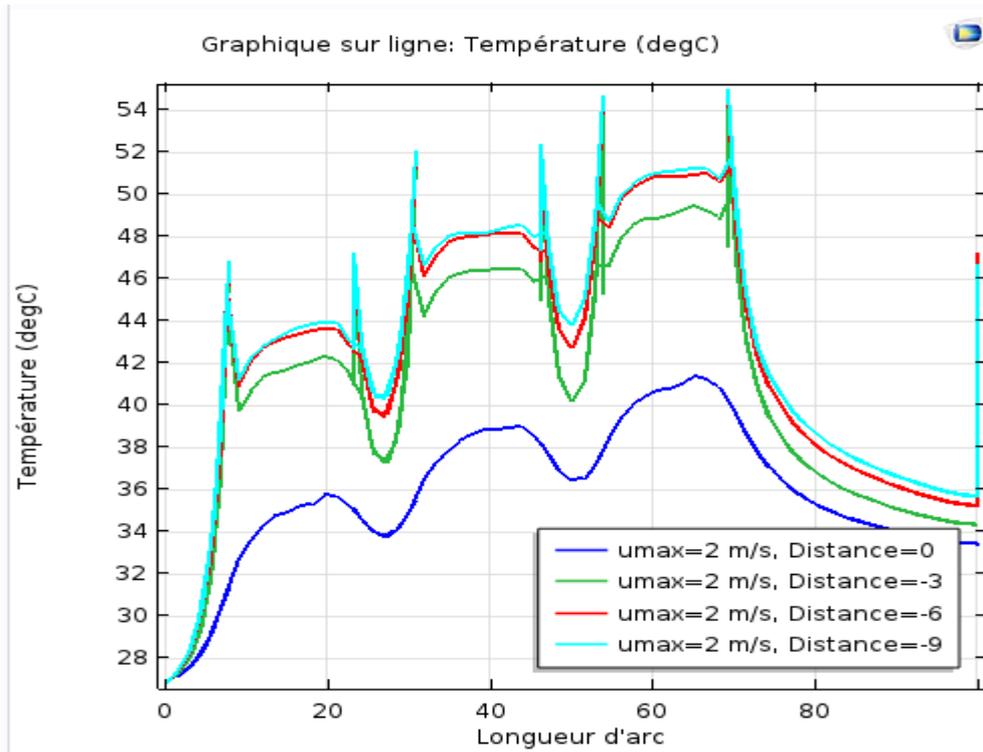


Figure V.12: La température en fonction de la longueur de la plaque à différents positions ($V=2$ m/s)

D'après ces graphes, on constate qu'un bon refroidissement des composants électronique dépend de la position de ce dernier par rapport les Graphes de la température et non pas à la paroi symétrique du canal quelque soit la vitesse de l'air supérieure à 0c'est-à-dire le composant le plus proche de l'entrée de canal est mieux refroidit que le suivant.

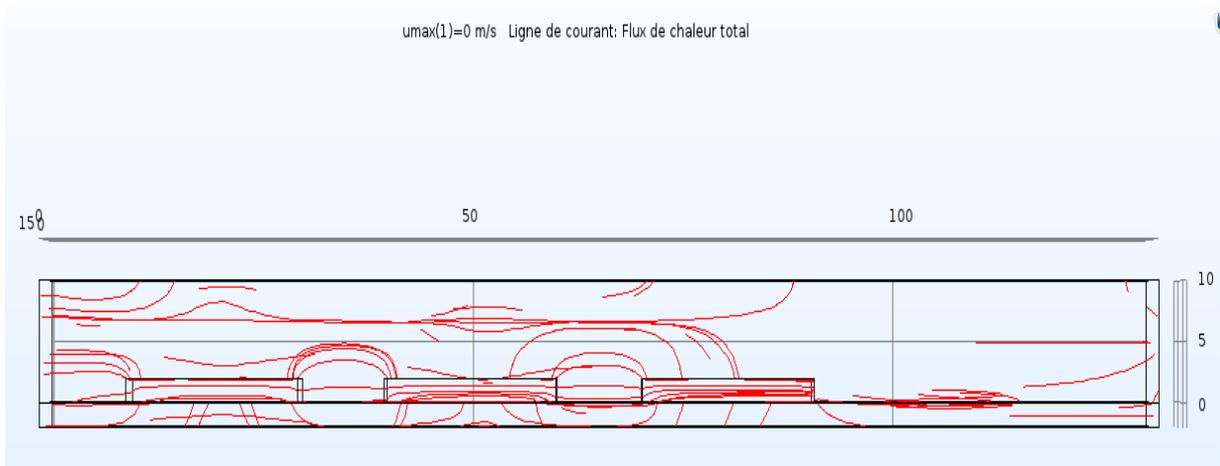


Figure V.13: Lignes de courant $V=0$ m/s

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

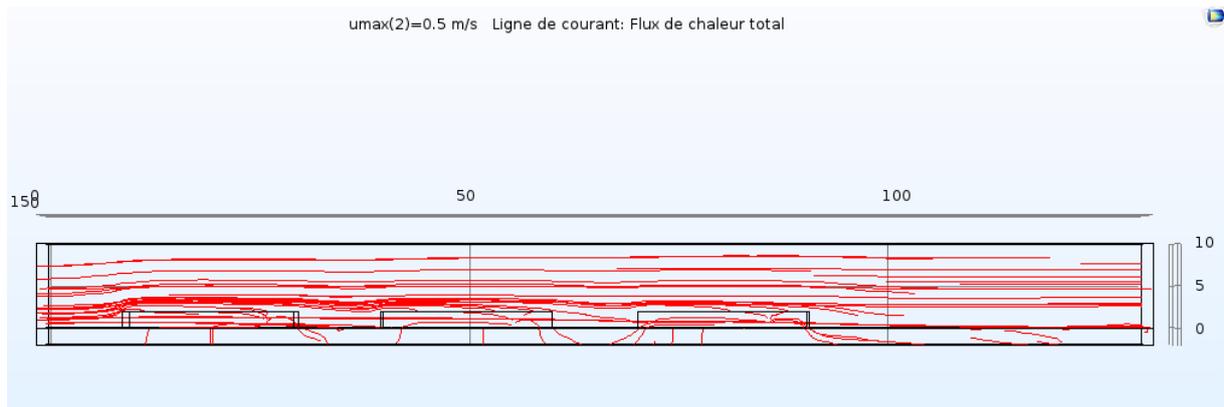


Figure V.14: Lignes de courant V=0.5 m/s

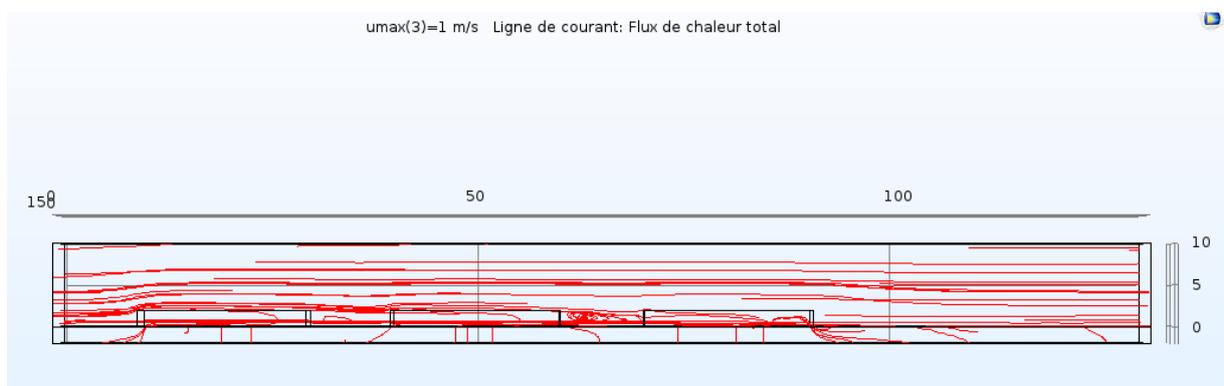


Figure V.15: Lignes de courant V=1 m/s

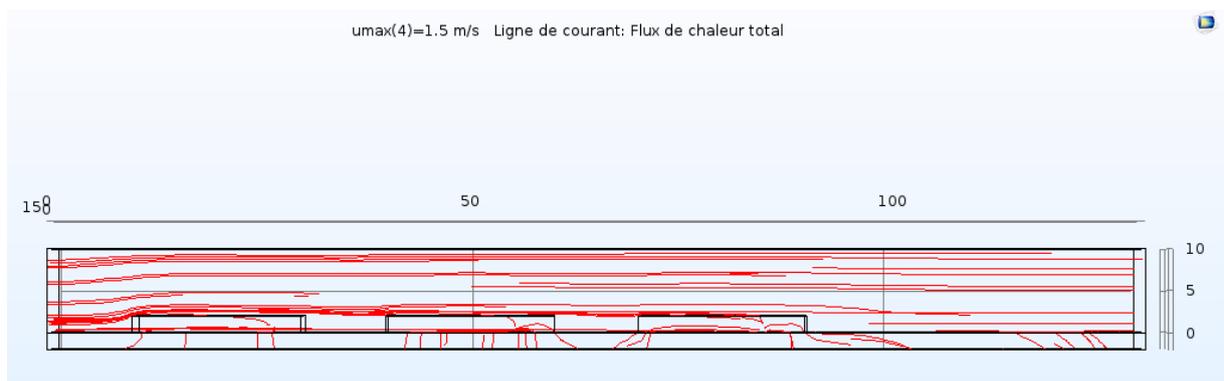


Figure V.16: Lignes de courant V=1.5 m/s

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATION

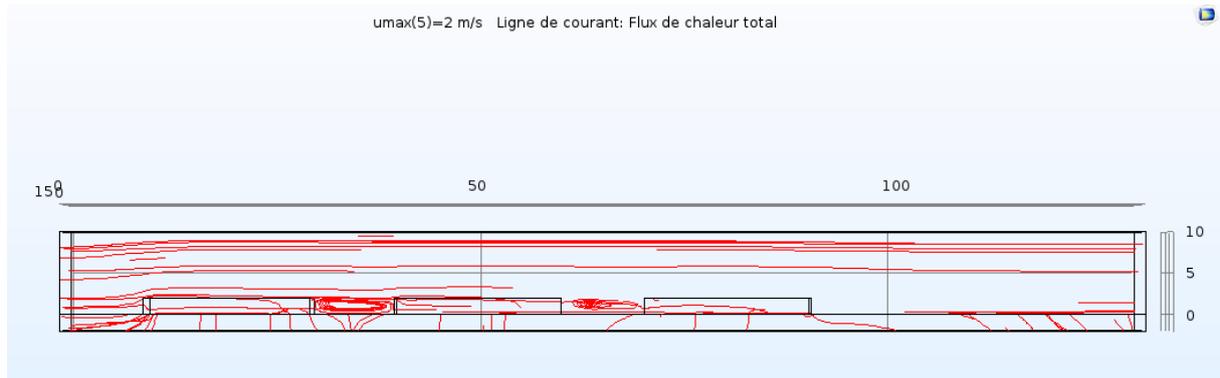


Figure V.17: Lignes de courant V=2 m/s

Les figures V.11 à V.15 montrent le flux de chaleur dans le canal. Quand la vitesse de l'air est égale à 0 la chaleur dans le système s'accumule et la température augmente ce qui provoque une surchauffe dans le système. Plus on augmente la vitesse de l'air, les lignes de courants va évacuer la chaleur en excès vers la sortie du canal a fin de refroidir le système.

V.4 Conclusion

La convection forcée est une méthode efficace pour le refroidissement des composants électroniques exposée par une source de chaleur.

L'augmentation de la vitesse de l'air (ou le nombre de Reynold) facilite le refroidissement du système électronique.

Conclusion Générale :

Dans ce travail on a réalisé la simulation numérique d'écoulement convectif dans une conduite rectangulaire contenant trois composants électroniques (trois sources de chaleur). La simulation numérique, menée en 3D, a consisté en premier lieu à développer notre propre programme de calcul en se basant sur la méthode des éléments finis.

Par la suite une étude paramétrique a été menée et ce en considérant aussi bien le cas de trois sources de chaleur.

L'étude consiste à faire varier la vitesse et de voir leur influence sur les champs de température, et le nombre de Reynolds ainsi que sur le nombre de Nusselt, qui caractérise le flux de chaleur transféré au sein de la conduite. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la vitesse, entraîne l'augmentation du transfert de chaleur c'est-à-dire diminué la température du système. Et suite à notre démonstration nous avons conclu qu'il ne faut pas diminuer au-dessus de $V_{\min} = 1\text{m/s}$ pour avoir un bon refroidissement.

On peut conclure enfin que la vitesse d'écoulement a une influence considérable sur le transfert de chaleur au niveau des composants électroniques et sur leur refroidissement.

On espère que ce travail sera poursuivi dans le futur et permettra d'approfondir les résultats obtenus et de les appliquer directement dans différent domaines.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] "PETIT Jean-Pierre" Professeur à l'École Centrale Paris», « *Dissipation thermique dans les systèmes électronique* »
- [2] **HAMOUCHE .A [2012]**, thèse doctorat « *Étude de la Convection Mixte dans un Canal Contenant des Sources de Chaleur.*
- [3] **SOUIADI .L**, thèse magister « *la convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffés* » Année : 2012- 2013.
- [4] **SEO YOUNG et AL.** « *Forced Convection Heat Transfer From Two Heated Blocks in Pulsating Channel Flow* ». International Journal Heat and Mass Transfer 1998; 41,625-634.
- [5] **S.S. HSIEH, D.Y. HUANG.** « *Numerical Computation of Laminar Separated Forced Convection on Surface-Mounted Ribs* » 1987.
- [6] **Y.L. Tsay and J.C. Cheng**, « *Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for a Channel Containing Short Multi-Boards Mounted with Heat Generating Blocks* », International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007.
- [7] **Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987**, « *Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks* » Journal of Heat Transfer , Vol. 109, pp. 321-328.
- [8] **Ould-Amer, Y. et AL (1998)**. « *Forced convection cooling enhancement by use of porous materials* », International Journal of Heat and Fluid Flow, vol.19, pp.251-258..
- [9] **Bhowmik, H., Tso, C., Tou, K., Tan, F. (2005)**. « *Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel* », Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 2532-2542.
- [10] **T.J. Young, K.Vafai. (1998)**. « *Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles* », International Journal of Heat and Mass Transfer
- Références bibliographique** II vol 41 3279-3298.
- [11] **S. Y. Kim, B Y. H. Kang et Jae Min Hyun. (1998)** « *Forced convective heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow* », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 41, N° 3, pp 625-6634.
- [12] **T. Furukawa, W-J Yang. (2003)** « *Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocks* », International Journal of Heat and Mass Transfer vol 46 pp 5005-5015.
- [13] **A. Korichi, H. Chérifi et L. Oufer (2005)**. T « *transfert convectif lors d'un écoulement oscillatoire en présence d'un barreau cylindrique* », 17^{ème} congrès français de Mécanique. Troyes – September.
- [14] **Timothy J. Y. K.Vafai. (1998)** « *Convective cooling heated obstacle in a channel* », International Journal of Heat and Mass transfer vol 41 pp 3131-3148.
- [15] **B. PREMACHANDRAN AND C. BALAJ. (2006)** « *Conjugate mixed convection with surface Radiation from a horizontal channel with protruding heat sources* » International Journal of Heat and Mass Transfer , vol. 49 pp. 3568 - 3582.
- [16] **M'hamed B** « *Caractérisation numérique des performances hydrauliques et thermiques d'un radiateur à mini canaux soumis à un jet d'air impactant* » Université Hassiba Benbouali, CHLEF, Algérie

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [17] **A. Hamouche. (2007)** « *Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte* »Mémoire de Magistère, Université Mentouri de Constantine.
- [18] **M. M. Mohamed. (2005)** « *Air cooling caractéristiques of a Uniform square modules array for electronic device heat sink* », Applied Thermal Engineering.
- [19] **Kim, S. H, Anand , N.K. (2000):** « *Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface-mounted heat sources* » Numerical Heat Transfer, Part A, vol. 38, pp. 1-21.
- [20] **21ème Congrès Français de Mécanique Bordeaux, 26 au 30 août 2013,** « *Etude de l'écoulement d'un fluide entre deux plans parallèles munis d'obstacles* » Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés
- [21] **Horng, W., Wu, S., Perng, W. (1999)** , « *Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in horizontal channel* », **Références bibliographiqueIII** International Journal of Heat Transfer, vol.42, pp. 1217– 1235.
- [22] **Boutina, L, Bessaïh, R. (2011)** « *Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel* »Applied Thermal Engineering, vol. 31, pp. 2052 – 2062.
- [23] Patankar S.V. « Numerical heat transfer and fluid flow », Hemisphere, Washington, D.C., U.S.A (1980).
- [24] Prof Dr. Albin Bölcs « transmission de chaleur »école polytechnique fédérale de Lausanne département de génie mécanique laboratoire de thermique appliquée et de turbomachines, volume i, Lausanne septembre 1997.
- [25] GUESTAL MABROUK, « Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement », Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [26] CHRISTOPHE ROME, « Une méthode de raccordement de maillages non-conformes pour la résolution des équations de NAVIER-STOKES », Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux, N°3175, 2006.