

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu, même vide, qui les sépare. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteur thermiques, calorifugeage, utilisation de l'énergie solaire...).

I.2. Les différents modes de transfert de chaleur :

Il est habituel dans l'étude des transferts thermiques, de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert particulier de la chaleur. La conduction, la convection et le rayonnement. Chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux ayant une certaine liberté de mouvement (molécules, atomes, électrons libres,), ceux-ci pourront échanger tout ou une partie de leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre l'énergie cinétique:

-Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction.

-Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.

Enfin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également, mais cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultants du déplacement des diverses parties d'un fluide à des températures différentes [1].

I.2.1. Conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts: une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [2].

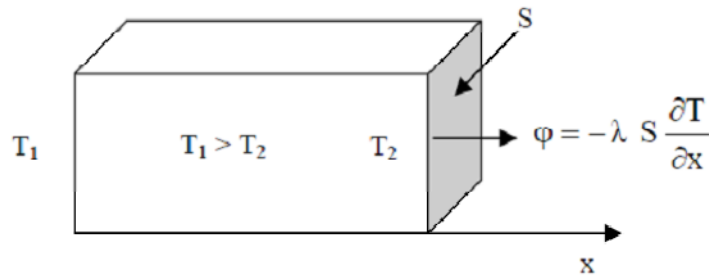


Fig. (I.1): transfert par conduction.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: la densité du flux est proportionnelle au gradient de température

$$Q_{cd} = -\lambda \text{ grad } T \quad (\text{I.1})$$

ou sous forme algébrique:

$$Q_{cd} = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{I.2})$$

Q_{cd} : flux de chaleur transmis par conduction [W].

λ : conductivité thermique du milieu [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

x : variable d'espace dans la direction du flux [m].

S : aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2].

I.2.2. Rayonnement :

Par définition, le transfert se fait par rayonnement électromagnétique. Quelle que soit sa température, un corps émet un rayonnement thermique, celui-ci est plus ou moins intense selon cette température. La longueur d'onde à laquelle est émise ce rayonnement dépend aussi de cette température. Ainsi, le rayonnement thermique émis par le Soleil est situé principalement dans le visible. Des corps plus froids comme les mammifères émettent quant à eux dans l'infrarouge. La loi dite loi du déplacement de Wien permet de donner la longueur d'onde du maximum d'émission en fonction de cette température.

Ce transfert de chaleur est le seul à se réaliser dans le vide, cas du rayonnement solaire arrivant sur Terre. Néanmoins, celui-ci se réalise aussi dans les fluides (l'air par exemple) et dans certains solides (verre).

Exemples de transfert par rayonnement : système de chauffage dit par radiant ; le soleil.

La loi de Stefan-Boltzmann (ou loi de Stefan) permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \epsilon S \sigma T^4 \quad (\text{I.2})$$

avec

- σ : constante de Stefan-Boltzmann [$5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$] ;
- ϵ : émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau ;
- S : superficie du corps ;
- T : température du corps (en kelvin).

Si le corps récepteur réfléchit certaines longueurs d'ondes ou est transparent à d'autres, seules les longueurs d'onde absorbées contribuent à son équilibre thermique. Si par contre le corps récepteur est un corps noir, c'est-à-dire qu'il absorbe tous les rayonnements électromagnétiques, alors tous les rayonnements contribuent à son équilibre thermique [3].

I.2.3. Convection :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas, l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement [4].

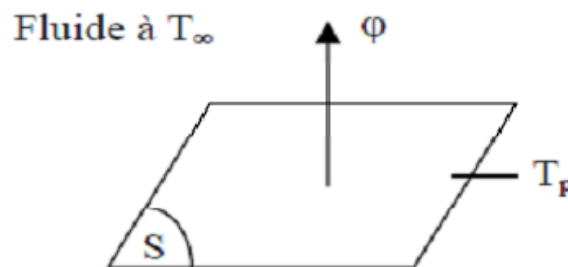


Fig.(I.2): transfert par convection.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton:

$$Q_{cv} = h_{cv} (T_p - T_f) \quad (1.3)$$

Q_{cv} : flux de chaleur transmis par convection [W].

h_{cv} : coefficient de transfert de chaleur par convection [$W m^{-2}K^{-1}$].

T_p : température de la surface du solide [K].

T_∞ : température du fluide loin de la surface du solide [K].

S : aire de la surface de contact solide/fluide [m^2].

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

I.2.3.1. Convection naturelle et convection forcée :

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue:

-La convection libre ou naturelle: le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).

-La convection forcée: le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.). L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

I.2.3.2. Régimes d'écoulement :

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement.

Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite:

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

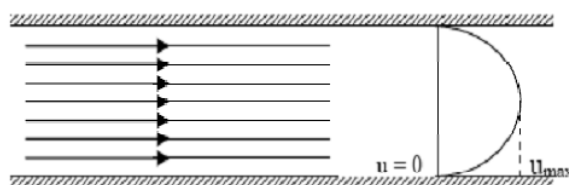


Fig.(I.3): le régime d'écoulement laminaire.

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s’effectuent donc:

-Par conduction uniquement si l’on considère une direction normale aux filets fluides.

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

- En régime turbulent, l’écoulement n’est pas unidirectionnel:

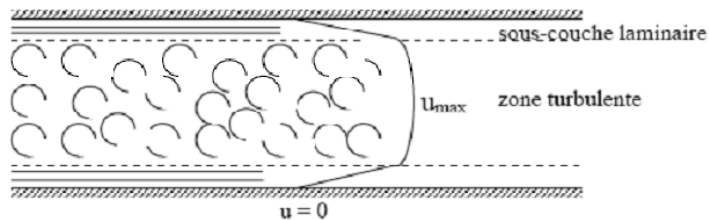


Fig.(I.4): le régime d’écoulement turbulent.

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

I.2.3.3. Analogie de Reynolds :

De même qu’au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires. On explique la transmission de la chaleur par la transmission d’énergie cinétique lors de ces mêmes chocs.

Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l’analogie de Reynolds: dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude:

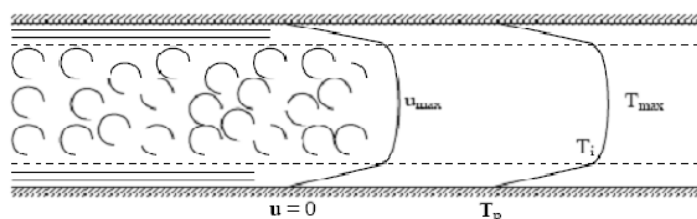


Fig.(I.5): profil des vitesses dans un écoulement.

I.2.3.4. Couches limites dynamiques et thermiques :

Quelque soit le régime d’écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l’épaisseur est d’autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand. L’épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres:

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

I.2.3.5. Calcul du coefficient d'échange par convection :

On exprime le flux thermique échangé par convection par:

$$Q_{cv} = h S (T_p - T_f) \quad (I.4)$$

h : est appelée coefficient d'échange par convection [$W m^{-2} K$].

$(T_p - T_f)$: différence de la température de la paroi et du fluide [K].

- En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes:

U_m : vitesse moyenne du fluide [$m s^{-1}$].

ρ : masse volumique du fluide [$k .g .m^{-3}$].

C_p : chaleur spécifique du fluide [$J .k .g^{-1} .K^{-1}$].

μ : viscosité dynamique du fluide [$P a \cdot s$].

λ : conductivité thermique du fluide [$W .m^{-1} .K^{-1}$].

L : dimension caractéristique de la surface d'échange [m].

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivants:

Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (I.5)$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho U_m L}{\mu} \quad (I.6)$$

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad (I.7)$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques pour les deux modes de convection (naturelle ou forcée).

$$Nu = f (Re, Pr) \quad (I.8)$$

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

Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire.

Si $2000 < Re < 3000$ l'écoulement est intermédiaire.

Si $Re > 3000$ l'écoulement est turbulent.

Pr : le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

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

Exemple: plaque verticale, oblique ou horizontale.

$$Nu = \frac{2}{3} Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (I.9)$$

$$Nu = \frac{0.036 Re^{0.5} Pr}{1 + 0.83(Pr^{1/3} - 1)} \quad (I.10)$$

-En convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de la masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température. La convection forcée est négligeable si: $Gr / pr^2 > 100$.

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (I.11)$$

Avec

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (I.12)$$

Si la convection est laminaire $Gr Pr < 10^9$ et donc $n = 1/4$

Si la convection est turbulente $Gr Pr > 10^9$ et donc $n = 1/3$

Exemple : plaque plane verticale ou horizontale de longueur L et de température uniforme.

Si la convection est laminaire :

$$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4} \quad (I.13)$$

Si la convection est turbulente :

$$Nu = 0.104 (Gr Pr)^{1/3} \quad (I.14)$$

I.3. Echange thermique par convection dans les conduites :

L'échauffement et le refroidissement de fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur les plus importants.

Le projet et l'étude de tous les types d'échangeurs de chaleur nécessitent la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre les parois de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur.

Dans les projets de conditionnement d'air et de réfrigération, il est nécessaire d'évaluer les coefficients d'échange de chaleurs pour les fluides s'écoulant à l'intérieur des tubes. Si pour une géométrie et des conditions d'écoulement données le coefficient d'échange de chaleur est connu,

le flux de chaleur pour une différence de température déterminée peut être calculé au moyen de l'équation :

$$q_c = h_c A (T_{\text{paroi}} - T_{\text{fluide}}) \quad (\text{I.15})$$

La même relation peut être également utilisée pour déterminer la surface d'échange de chaleur si on donne le flux de chaleur et le potentiel de température.

Le coefficient d'échange de chaleur h_c peut être calculé à partir du nombre de Nusselt $h_c D_H / k$, pour un écoulement dans des tubes ou des conduites longues la longueur caractéristique qui intervient dans le nombre de Nusselt est le diamètre hydraulique

D_H défini comme suit : $D_H = 4(\text{aire de la section transversale} / \text{périmètre mouillé})$

I.3.1. Influence du nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est fonction exclusivement des propriétés du fluide. On l'a défini comme étant le rapport de la viscosité cinématique du fluide à sa diffusivité thermique c'est - à - dire $Pr = C_p \mu / K_f = \nu / a$, la viscosité cinématique ν est souvent considérée comme la diffusivité moléculaire de la quantité de mouvement du fait qu'elle est une mesure du flux de transfert de quantité de mouvement entre les molécules. La diffusivité thermique d'un fluide $K_f / C_p \rho$ Est souvent appelé la diffusivité moléculaire de la chaleur. C'est une mesure du rapport de la transmission de la chaleur aux capacités de stockage d'énergie des molécules.

Le nombre de Prandtl associe la distribution des températures à la distribution des vitesses. Pour un écoulement dans une conduite, les profils de vitesse et de températures sont similaires pour des fluides ayant un nombre de Prandtl égale à l'unité. Lorsque le nombre de Prandtl est plus petit, le gradient de température près d'une surface est moins raide que le gradient de vitesse, et pour les fluides dont le nombre de Prandtl est supérieur à un, le gradient de température est plus raide que le gradient de vitesse.

I.3.2. Influence de l'entrée :

En plus des nombre de Reynolds et de Prandtl, plusieurs autres facteurs peuvent influencer les condition de la transmission de chaleur par convection forcée ; Par exemple, lorsque la conduite est courte $L/D_H < 50$, les effets de l'entre sont importants. Lorsque un fluide entre dans un conduite avec une vitesse uniforme, le fluide qui trouve tout près de la paroi est pratiquement en repos. A une faible distance de l'entrée, il se forme le long de la paroi une couche limite laminaire. Si la turbulence du courant fluide qui pénètre dans la conduite est élevée, la couche limite devient rapidement turbulent, dans. Que la couche limite reste laminaire ou qu'elle devienne turbulente,

dans les deux cas elle s'épaissit jusqu'à occuper entièrement la conduite. A partir de ce moment là, le profil de vitesses demeure inchangé.

I.3.3. Variation des propriétés physiques :

Un autre facteur peut influencer la transmission de chaleur et les frottements résulte de la variation des propriétés physique avec la température. Lorsqu'un fluide s'écoule dans un conduite chauffé ou refroidi, sa température et par la suite ses propriétés physique varient

Le long de la conduite de même que dans n'importe quelle section donnée. Pour les liquides seule la variation de la viscosité avec la température a une grande importance. Pour les gaz, par contre, l'influence de la température sur les propriétés physique est plus complexe que pour les liquides car, en plus la viscosité, la conductivité thermique et la densité varient très sensiblement avec la température.

I.3.4. Influence de la convection naturelle :

Une complication supplémentaire apparaît dans la détermination du coefficient d'échange de chaleur en écoulement laminaire lorsque les forces ascensionnelles sont de même ordre de grandeur que les forces extérieures dues à la convection forcée. Une telle condition peut être réalisée dans des refroidisseurs d'huile lorsqu'on utilise de faible vitesse d'écoulement. Egalement, dans le refroidissement des pièces rotatives, comme les lames d'une turbine à gaz, les forces de convection naturelle peuvent être si importantes que leur effet sur le profil des vitesses ne peut être négligé même pour un écoulement à grande vitesse.

I.3.5. Conditions aux limites thermiques :

Pour les fluides ayant un nombre de Prandtl égale ou inférieur à l'unité, le coefficient d'échange de chaleur dépend aussi des conditions aux limites thermiques. Par exemple dans des systèmes géométriquement semblables une température de paroi uniforme permet d'obtenir des conductances par convection plus faibles que dans le cas d'un rapport de chaleur uniforme pour les mêmes nombres de Reynolds et de Prandtl.

I.3.6. Convection forcée en écoulement laminaire :

Bien que les coefficients d'échange de chaleur en écoulement laminaire soient considérablement plus faibles qu'en écoulement turbulent, il est par fois nécessaire au point de vue économique, lors du choix d'un équipement d'échangeur de chaleur pour des liquides très visqueux, d'accepter une faible conductance par unité de surface afin de réduire la puissance de pompage.

nécessaire .Au cours des dernières années,l'écoulement laminaire des gaz a également été considéré pour les haute température ,échangeur de chaleur compacts,dans lesquels les diamètres des tubes sont très petits et les densités des gaz sont très faibles .

Le mécanisme de transfert de chaleur dans un écoulement purement laminaire est la conduction ,Le flux d'échange de chaleur entre les parois d'une conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur peut être obtenu analytiquement ou numériquement en donnant la distribution des température et de vitesse.

I.4. Revue Bibliographie :

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

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

Ortega et Moffat (1986) ont réalisé des expériences afin d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle à partir d'un arrangement d'éléments cubiques chauffés, placés sur la paroi d'un canal vertical . Un examen du transfert de chaleur par convection à partir d'un seul élément de l'ensemble montre que :

- le transfert de chaleur est principalement alimenté par l'écoulement induit dans le canal, par les mécanismes de flottabilité locale, lorsque les parois du canal sont étroitement espacées.
- Dans le cas où $H / B = 1.5$, pour l'arrangement de cubes étudiés, le transfert de chaleur pour un élément dans un arrangement entièrement chauffé est principalement entraîné par l'écoulement forcé. Les coefficients de transfert de chaleur adiabatique h_{ad} sont les mêmes comme dans le cas où la ventilation est entraînée par l'écoulement forcé avec la même valeur du nombre de Reynolds .
- Le transfert de chaleur locale pour chaque élément est non affecté par l'effet de flottabilité dans le cas où le rapport Gr/Re^2 est inférieur à 0,3.

- Le champ thermique sous l'élément chauffé est affecté par l'effet de flottabilité de l'élément à un degré moindre par rapport à celle du coefficient de transfert de chaleur locale.
- Une superposition linéaire exacte peut être utilisée pour la prédiction de la température dans les arrangements non uniformément chauffés, où l'écoulement dans le canal est induit par la flottabilité, temps que les effets locaux de flottabilité sont négligeables dans chaque point de l'arrangement.

Des expériences en convection naturelle sur le refroidissement des blocs simulant les composants électroniques ont été réalisées par Moffat et Ortega (1986). Les blocs sont montés sur l'une des deux parois parallèles et verticales (80 blocs disposés dans un arrangement de 8 colonnes et 10 lignes).

Re_B et Gr_{ad} sont respectivement le nombre de Reynolds (basée sur la vitesse d'écoulement en amont du canal et la hauteur du bloc B) et le nombre de Grashof local, les expériences montrent que :

- L'écoulement du fluide à côté des blocs est en convection forcée même si le fluide est véhiculé par flottabilité.
- Quand le rapport Gr_{ad} / Re_B^2 est inférieur à 0,3, la valeur du coefficient de transfert thermique h_{ad} est dans la limite de 5% de la valeur qu'il avait lors des essais en convection forcée.
- Pour de petites largeurs H du canal ($H / B = 1,5$), tous les cas de dégagement de chaleur (sur la gamme industrielle) induisent des écoulements forts par flottabilité et les éléments eux-mêmes sont en convection forcée, basée sur le rapport local Gr_{ad} / Re_B^2
- Pour de grandes largeurs H du canal ($H / B = 4$), ce dernier agit comme une surface sensiblement isolée en convection naturelle et requise une manipulation différente.

Ortiga et Moffat (1985) ont réalisé des simulations expérimentales de refroidissement des composants électroniques. Ils ont étudié la convection naturelle d'air pour le refroidissement de 10 lignes et 8 colonnes de cubes en aluminium (sources chauffée), montés sur une plaque, avec et sans emboîtement.[5]

Afrid et Zebib (1991) ont simulé la convection naturelle turbulente et laminaire, au voisinage de dix blocs chauffés, montés sur une paroi isolée d'un canal vertical. La géométrie était choisie de manière que la comparaison entre les résultats obtenus et expérimentaux est possible. Le problème traité a une grande importance pratique parce qu'il simule le cas de

puces électroniques chauffées, montées sur des cartes imprimées et qui sont fréquemment rencontrées dans les applications d'industrie électronique. Les résultats montrent que le taux d'écoulement et les coefficients de diffusion (viscosité et diffusivité thermique) sont plus élevés dans l'écoulement turbulent, ce qui aboutit à un champ thermique turbulent, quantitativement plus petit par rapport à son homologue laminaire, et de même pour l'apport de chaleur. La prédiction du modèle turbulent montre que l'élévation de température au sein des blocs chauffés est en bon accord avec ceux obtenus expérimentalement. [6]

Le refroidissement par convection naturelle turbulente de trois éléments identiques, chauffés et montés sur une paroi adiabatique verticale d'un canal a été étudiée numériquement par **Bessaih et Kadja (2000)**. Les résultats montrent que les champs et les flux d'état d'équilibre thermique sont atteints pour tous les paramètres considérés. Le champ de température dans chaque composant a été trouvé à peu près uniforme. L'augmentation d'espacement entre les composants conduits à une diminution de leur température et par conséquent à un meilleur refroidissement. Le mauvais refroidissement a été obtenu lorsque tous les éléments ont été placés en amont d'un composant non alimenté. Enfin, dans le cas où les composants non alimentés étaient placés entre les composants alimentés, seuls les composants situés en aval du composant non alimenté étaient mieux refroidis. [7]

Youn et vafai (1998) ont étudié le refroidissement par convection forcée bidimensionnelle d'un ensemble de sources de chaleur montées sur la paroi inférieure d'un canal. L'étude emploie les variations de la hauteur, de la largeur de la source et de la conductivité thermique de la source de chaleur normalisée k_s/k_f (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 la nature du matériau utilisé pour la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur. [8]

Kim et al. (1998) ont simulé l'écoulement pulsatif forcé et les caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent dans un canal contenant deux blocs chauffés. A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme T_c , animé d'une vitesse (où U est la vitesse moyenne d'un cycle de l'écoulement à l'entrée, A est l'amplitude d'oscillations de la vitesse d'entrée axiale, ω 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. [9]

Wu et Perng (1999) ont simulé la convection mixte à deux dimensions en régime laminaire stationnaire dans un canal horizontal contenant des blocks chauffés et une plaque en oblique au-dessus d'un bloc en amont. L'effet d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur est obtenu. Les résultats montrent que l'installation de la plaque peut effectivement améliorer les performances de transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulement.[10]

Icoz et Jaluria (2005) ont étudié numériquement la convection naturelle bidimensionnelle, dans un canal rectangulaire ouvert des deux cotés, mis dans une position horizontale et contenant des mêmes sources de chaleur. Cette étude a un intérêt particulier qui est la simulation exacte des conditions aux limites réelles dans une telle chaîne. Les effets des ouvertures et des dimensions de canal, des conditions aux limites, de la température et de l'emplacement des sources sur le transfert de chaleur sont examinés. L'apparition de l'instabilité a été étudiée aussi.

Les résultats montrent que les dimensions du canal et la présence d'ouvertures ont des effets notables sur l'écoulement du fluide. Cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur sont jugés relativement faibles. Ainsi, l'augmentation de la hauteur du canal conduit à un écoulement moins stable, et par conséquent, à une diminution du nombre de Grashof critique. [11]

Bouttout et Bessaih (2008). ont simulé la convection naturelle bidimensionnelle non stationnaire dans un boîtier rectangulaire contenant des sources de chaleur refroidies par convection selon le schéma sur la figure .Deux configurations ont été étudiées. La première concernait une enceinte contenant une seule source de chaleur montée sur sa paroi inférieure tandis que la deuxième configuration visait une enceinte comprenant deux sources de chaleur identiques montées, de même, sur sa paroi inférieure . Les résultats montrent que dans le cas d'une seule source de chaleur, l'écoulement devient oscillatoire pour les valeurs critiques suivantes du nombre de Rayleigh, $Ra_{cr} = 1,26.10^4 ; 1,9. 10^4$ et $1,02. 10^5$, correspondant, respectivement à la conductivité thermique de l'aluminium, du silicium et de la céramique. Toutefois, pour le cas de deux sources de chaleur, l'espacement entre elles a un effet important sur l'écoulement du fluide et de transfert de chaleur, et par conséquent, sur la valeur du nombre critique de Rayleigh. Le champ de température dans chaque composant a été trouvé comme étant à peu près uniforme. Le mouvement du fluide oscillant généré par l'instabilité thermique peut aider efficacement le transfert de chaleur le long des surfaces des composants électroniques, et donc, peut améliorer le taux de transfert de chaleur. Les fréquences des oscillations ont été déterminées, et le diagramme de stabilité a également été présenté. [12]

Hamouche et Bessaih (2008) ont simulé la convection mixte bidimensionnelle d'air dans un canal horizontal, ouvert des deux côtés et contenant des sources de chaleur identiques, simulant les composants électroniques. Les effets des nombres de Reynolds (Re) et de Richardson (Ri), de la température des composants, de la vitesse d'air circulant et de l'installation d'une plaque au-dessus des composants sur le transfert de chaleur à l'intérieur du canal, ont été examinés pour $0 \leq Ri \leq 5$ et $5 \leq Re \leq 30$. Les résultats montrent que les hausses de transfert de chaleur sont remarquables et se trouvent au niveau du premier volet du premier composant (position 1); Par ailleurs, le second emplacement de la plaque (position 2) peut considérablement améliorer le refroidissement des composants. En plus l'installation d'une plaque rectangulaire au-dessus des composants a un effet remarquable aussi sur l'amélioration du taux d'extraction de chaleur à partir des composants. [13]

Hamouche et Bessaih (2009) ont simulé la convection mixte laminaire dans un canal horizontal ouvert des deux côtés et contenant deux sources de chaleur identiques (simulant les composants électroniques). Les effets du nombre de Reynolds, de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur des composants sur la structure des flux et transfert de chaleur à l'intérieur du canal ont été examinés; des corrélations ont été proposées pour calculer le nombre de Nusselt moyen, du premier et deuxième composant. Les résultats montrent que, la chaleur transférée augmente remarquablement pour $5 \leq Re \leq 30$. Egalement, il a été constaté que l'augmentation de la distance de séparation, de la hauteur et de la largeur de ces composants a un renforcement considérable sur l'évacuation de la chaleur, prise à partir des composants et par conséquent, sur l'amélioration du refroidissement des composants à l'intérieur du canal; en plus l'amélioration du taux d'évacuation de la chaleur est plus important pour le deuxième composant relativement au premier. [14]

I.5. Equations gouvernantes :

Les équations qui gouvernent le phénomène de convection naturelle dans l'enceinte sont :

I.5.1. L'équation de continuité :

Elle déduite du principe de conservation de masse et s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{I.16})$$

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

Pour un fluide Newtonien incompressible, l'équation (I.16) se réduit à :

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 0 \quad (I.17)$$

I.5.2. Les équations de quantité de mouvement :

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial u_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (I.18)$$

Où :

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

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i)$: Représente le taux nette de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par mouvement du fluide.

F_i : Représente les force du volume suivant la direction i.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Représente les forces dû à la pression..

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

L'équation (I.18) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux incompressible pour un régime transitoire.

I.5.3. L'équation de l'énergie :

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

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + q \quad (I.19)$$

Où :

$$\alpha = \frac{K}{\rho C_p}$$

α : La diffusivité thermique.

K : La conductivité thermique.

PC : La chaleur spécifique à pression constante.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique). [15]

I.6. Conclusion :

Ce mémoire présente dans son premier chapitre, des rappels sur Les différents modes de transfert de chaleur et la convection dans la conduite la ainsi qu'une recherche bibliographique, les Equations gouvernantes. Au second chapitre le logiciel utilisé est présenté, quant au troisième chapitre l'accent est mise sur le problème à étudier est géométriquement et la méthode numérique utilisée. Ainsi que les résultats numériques sont présentés avec leurs discussions, en suite le mémoire.