



République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique



Université IBN KHALDOUN –Tiaret

Faculté : Sciences appliquées

Département de Génie mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème :

**Simulation numérique du refroidissement des
composants électroniques par convection mixte**

Préparé par :

BENNADJI Mohamed Amine

KADAOUI Mohamed Aymen

Soutenu publiquement le : 19 / 10 / 2020, Devant le jury composé de :

M. CHAIB KHALED	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Président
M. ABOUCHGHIBA H.	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. KHALDI SABRINA	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. SAD CHEMLOUL N. E	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Encadreur
M. BELMILOUD M. A.	Maître Assistant "B" (Univ. Ibn Khaldoun) Co-Encadreur

Année universitaire 2019 / 2020

Remerciements

Tous d'abord, nous remercions le dieu notre créateur de nous avoir donné les forces, la volonté et le courage afin d'accomplir ce travail modeste.

*Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur **SAAD CHEMLOUL et BELMILOUD AMINE**, Professeurs à l'Université IBN KHALDOUN-TIARET, encadreur et Co-encadreur de ce mémoire, pour nous avoir soutenu et guidé tout au long de ce mémoire. Nous les remercions particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée, pour ses rigueurs scientifiques, pour ses patiences et pour ses conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.*

*Nous tenons à exprimer nos remerciements à Monsieur **CHAIB KHALED**, Maître de Conférences à l'Université IBN KHALDOUN, qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence du jury. Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude.*

*Nous exprimons nos vifs remerciements à Messieurs, **ABOSHIGHIBA HICHEM et KHALDI SABRINA** tous deux Maîtres de Conférences à l'Université IBN KHALDOUN, pour avoir accepté de faire partie du jury, montrant ainsi l'intérêt qu'ils portent au sujet de ce travail. A tous, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements.*

Dédicace

Nous dédions ce modeste travail

A nos chers parents qui nous ont

Éclairés le chemin en nous donnant la main tout au

Long de nos années d'études

A nos frères

A nos sœur

A tous ceux qui nous sont chers

Table des matières

	Page
Remerciements.....	i
Table des matières.....	ii
Liste des figures	v
Liste des tableaux.....	vi
Nomenclature.....	viii
Introduction générale	1

Chapitre 01 : Étude bibliographique

1.1. Introduction.....	3
1.2. Transfert convectif.....	4
1.3. Les nombres adimensionnels.....	5
1.3.1. Nombre Grashof.....	5
1.3.2. Nombre de Reynolds.....	5
1.3.3. Nombre de Richardson.....	5
1.4. Revue bibliographie.....	5
1.5. Conclusion.....	17

Chapitre 02 : Formulation mathématique

2.1. Introduction.....	19
2.2. Description du problème.....	19
2.3. Eléments mathématiques de base	21
2.3.1. Equation de continuité.....	21
2.3.2. Equations de la quantité de mouvement.....	21
2.3.3. Equation de l'énergie.....	22
2.4. Approximation de Boussinesq.....	22
2.5. Les équations gouvernantes adimensionnelles.....	22
2.5.1. Equation de continuité.....	23
2.5.2. Equations de la quantité de mouvement.....	23
2.5.3. Equation de l'énergie.....	23
2.6. Conditions aux limites.....	23
2.7. Nombre de Nusselt moyen	24
2.8. Conclusion.....	24

Chapitre 03 : Méthode numérique

3.1. Introduction.....	26
3.2. Choix de la méthode numérique.....	26
3.3. Maillage.....	26
3.4. Equation générale de transport.....	28
3.5. Conclusion.....	29

Chapitre 04 : Résultats et discussions

4.1. Introduction.....	31
4.2. Validation numérique.....	31
4.3. Maillage du domaine	31
4.4. Résultats et discussions.....	32
4.4.1. Les lignes de courant et les lignes isothermes.....	32
4.5. Variation du nombre de Nusselt.....	40
4.6. Conclusion.....	42
Conclusion générale	44
Liste des références	46
Résumé	

*Liste des figures et des
tableaux*

Liste des figures

	Page
Figure 1.1	Système de refroidissement d'une carte électronique..... 4
Figure 1.2	Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude [4]..... 6
Figure 1.3	Canal contenant trois blocs chauffés [5]..... 6
Figure 1.4	Géométries des écoulements [6] : a)- canal horizontal ; b) canal vertical..... 7
Figure 1.5	Canal contenant un seul obstacle Chauffé [7]..... 7
Figure 1.6	Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse [9]..... 8
Figure 1.7	Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatoire[10]..... 9
Figure 1.8	Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique [11]... 9
Figure 1.9	Conduit horizontal avec cavité rectangulaire ayant une source de chaleur [14].. 10
Figure 1.10a	Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques [17]..... 12
Figure 1.10b	Cavité carrée contenant des sources de chaleur [17]..... 12
Figure 1.11	Différentes configurations géométriques [20]..... 13
Figure 1.12	Modèles physiques traité par [21]..... 14
Figure 1.13	Canal bidimensionnel avec une cavité ouverte sur la paroi inférieure [22]..... 14
Figure 1.14	Canal horizontal contenant deux composants électroniques [23]..... 15
Figure 1.15	Dispositif expérimental [26]..... 16
Figure 1.16	Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément de blocage. [28]..... 17
Figure 2.1	Représentation schématique du problème : a) ailettes rectangulaires alignées, b) ailettes carrées alignées et c) ailettes carrées décalées..... 20
Figure 3.1	Volume de control typique bidimensionnel..... 27
Figure 3.2	Volume de contrôle décalé vers la droite..... 27
Figure 3.3	Volume de contrôle décalé vers le haut..... 28
Figure 4.1	Validation dynamique de résultat numérique de présente étude avec le résultat expérimentale..... 31
Figure 4.2	Maillage 75X147 utilisé dans cette simulation..... 32
Figure 4.3	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes rectangulaires alignées..... 34
Figure 4.4	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les 35

	aillettes rectangulaires alignées.....	
Figure 4.5	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes carrées alignées.....	36
Figure 4.6	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les ailettes carrées alignées.....	37
Figure 4.7	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes carrées décales.....	38
Figure 4.8	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les ailettes carrées décalés.....	39
Figure 4.9	Variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Richardson Ri pour : a)rectangles alignés, b) carrées décalés et c) carrées alignés.....	42

Liste des tableaux

		Page
Tableau 4.1	Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $Re = 500$, $Ri = 1$, ailette 1 et pour la configuration carrée alignées.....	32

Nomenclatures

Symbole	Définition	Unité
C_p	chaleur spécifique massique	[J/Kg.K]
d_1	Distance de séparation des ailettes (horizontalement et verticalement)	[m]
g	accélération de la gravité	[m/s ²]
Gr	nombre de Grashof	[-]
h	Hauteur de l'ailette	[m]
H	Hauteur de la cavité	[m]
H_1	Hauteur du dissipateur $3H/5$	[m]
l	Langueur de l'ailette	[m]
L	langueur de la cavité	[m]
L_1	Langueur du dissipateur $2L/5$	[m]
L_2	La distance entre l'entrée du canal et la première ailette	[m]
$J_e; J_w; J_n; J_s$	les flux aux interfaces (est, ouest, nord, sud)	[W]
Nu	nombre de Nusselt.	[-]
Nu_{moy}	nombre de Nusselt moyen	[-]
P	Pression	[N/m ²]
Pr	nombre de Prandtl.	[-]
Q	Flux de chaleur	[W/m ²]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]
T	Température	[K]
T_i	température de référence	[K]
T^*	Température adimensionnelle	[-]
w	Hauteur de l'ouverture $H/5$	[m]
u_i	Vitesse de l'air imposé dans le canal	[m/s]
u, v	Les composantes de la vitesse horizontale et verticale.	[m/s]
U, V	Les composantes de la vitesse horizontale et verticale adimensionnelle	[-]
x, y	Coordonnées cartésien.	[m]
X, Y	Coordonnées cartésien adimensionnelle	[-]
Symboles grecs		
α	Diffusivité thermique.	[m ² /s]
β	Coefficient de dilatation thermique.	[1/K]

λ	conductivité thermique.	[W/m.K]
μ	viscosité dynamique	[Kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ϕ	l'approximation de quantité	[w]
ρ	masse volumique	[Kg/m ³]
ρ_i	masse volumique de référence	[Kg/m ³]
Γ	coefficient de diffusion	[-]
∇	Gradient	[-]

***Introduction
générale***

Les transferts de chaleur qui englobent tous les échanges thermiques entre les corps qu'ils soient des solides, des fluides ou des gaz sont à l'origine de presque toutes les avancées technologiques que connaît le monde actuel. Parmi les trois modes de transfert de chaleur que sont la conduction, la convection et le rayonnement ; la convection constitue le mode de transfert de base vu qu'elle soit quasiment omniprésente dans les différents domaines technologiques.

Dans les écoulements avec transfert de chaleur, la convection peut se présenter sous trois modes, à savoir la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte. Cette dernière qui s'implique dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels trouve son application dans les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides, dans les procédés chimiques, dans les industries alimentaires, ainsi que dans le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques...etc.

Le refroidissement par convection thermique de composant électronique monté 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.

Ce travail comporte quatre chapitres, dans le premier chapitre, nous avons présenté une introduction sur les modes de transfert de chaleur, les nombres adimensionnels caractérisant la convection, Définition et les différents travaux antérieurs expérimentaux et numériques réalisés dans ce domaine.

Le deuxième chapitre traite la modélisation mathématique du phénomène physique à étudier en l'exprimant sous forme d'équations mathématiques, à savoir l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement, l'équation d'énergie. Ensuite définit les conditions aux limites

Dans le troisième chapitre, nous allons représenter le choix de la méthode numérique, présentation du volume de contrôle et de la transformation du domaine physique en modèle mathématique. Ce chapitre traite aussi la discrétisation numérique de l'équation générale de transport,

L'analyse de l'effet de la position des ailettes et la variation du nombre de Richardson sur l'amélioration du transfert thermique dans un canal est représentée dans le quatrième chapitre qui sera consacré à des simulations numériques des écoulements bidimensionnels et laminaires par convection mixte.

Finalement, une conclusion générale nous résumons les points essentiels de nos résultats obtenus.

Chapitre01 :
Etude bibliographique

1.1. Introduction

Les transferts de chaleur qui englobent tous les échanges thermiques entre les corps qu'ils soient des solides, des fluides ou des gaz sont à l'origine de presque toutes les avancées technologiques que connaît le monde actuel. Parmi les trois modes de transfert de chaleur que sont la conduction, la convection et le rayonnement ; la convection constitue le mode de transfert de base vu qu'elle soit quasiment omniprésente dans les différents domaines technologiques. [1]

Dans les écoulements avec transfert de chaleur, la convection peut se présenter sous trois modes, à savoir la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte. Cette dernière qui s'implique dans de nombreux phénomènes naturels ou processus industriels trouve son application dans les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides, dans les procédés chimiques, dans les industries alimentaires, ainsi que dans le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques...etc.[2]

Comme nous le savons tous aujourd'hui, l'une des exigences sérieuses dans le design (conception) et le traitement des technologies électroniques est le transfert thermique effectif d'un système donné. Ainsi, l'étude des processus de refroidissement suscite un très grand intérêt, plus particulièrement dans l'industrie électronique où la génération excessive de chaleur peut être la cause d'endommagement et de perte de matériel ou de système électronique utilisé [1]

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.[3]

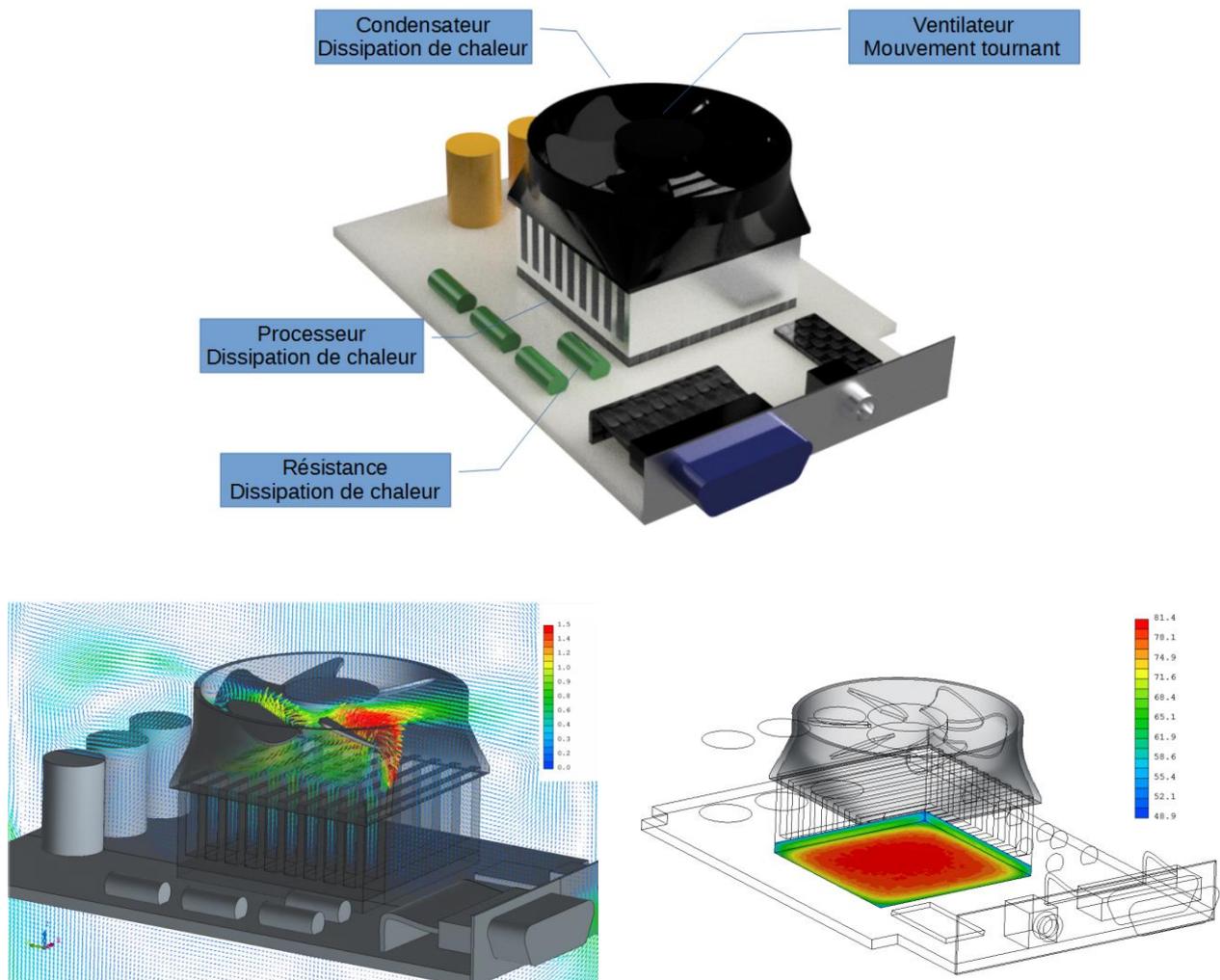


Figure 1.1 : système de refroidissement d'une carte électronique

1.2. Transfert convectif

La convection est le mode de transfert de chaleur qui se produit dans les fluides ou gaz. Elle intervient dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection.

- **Convection libre (naturelle)** : au mouvement du fluide est causé par un champ de forces intérieures.
- **Convection forcée** : provoquée par une force mécanique, circulation d'un fluide à l'aide d'une pompe dans les échangeurs de chaleur.

La **convection mixte** fait intervenir, comme on le sait, les échanges thermiques dû à la convection naturelle et ceux qui résultent de la convection forcée. L'importance relative de ces deux processus d'échange se détermine par la valeur du nombre de Froude, quotient du nombre de Reynolds et de la racine carrée du nombre de Grashof

1.3. Les nombres adimensionnels

1.3.1. Nombre Grashof

Le nombre Grashof est un nombre sans dimension, nommé d'après Franz Grashof. Le nombre de Grashof est défini comme le rapport entre la force de flottabilité et la force visqueuse agissant sur un fluide dans la couche limite de vitesse. Génie thermique

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_f) \cdot H^3}{\nu^2} \quad (1.1)$$

1.3.2. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime.

$$Re = \frac{V \cdot H}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot H}{\mu} \quad (1.2)$$

1.3.3. Nombre de Richardson

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

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (1.3)$$

1.4. Revue bibliographie

Les problèmes de dissipation thermique revêtent une grande importance 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. La génération excessive de la chaleur nécessite une bonne et suffisante évacuation de la chaleur, sinon la durée de vie des composants électroniques sera affectée par cette génération excessive de chaleur. 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 :

Habchi et Acharya [4] ont fait une investigation numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical (*Fig.1.2*), contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposées chauffée, alors que l'autre est considérée comme adiabatique ou chauffée aussi (deux cas étudiés). Les résultats indiquent qu'à de faibles valeurs du nombre de Richardson, le maximum de la vitesse se trouve à proximité de la paroi adiabatique et de la paroi chaude lorsque Ri augmente. Un écoulement inverse

est prédit derrière l'obstacle, où les variations de la température sont faibles. Le nombre de Nusselt moyen en amont et au niveau de l'obstacle augmente lorsque Ri diminue. Derrière cet obstacle, le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre de Grashof augmente. Pour les deux cas, les nombres de Nusselt moyens sont plus petits que ceux dans un conduit lisse.

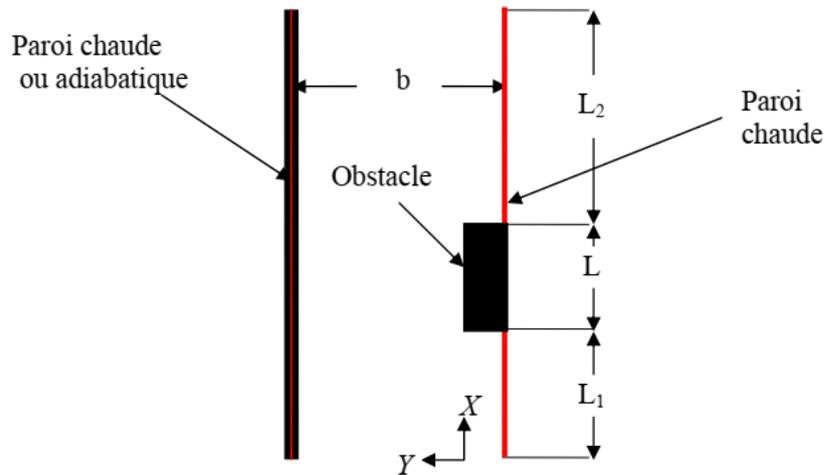


Figure 1.2 : Canal vertical contenant un obstacle rectangulaire sur sa paroi chaude [4].

Davalath et Bayazitoglu [5] ont étudié le transfert de chaleur conjugué développé par l'écoulement entre deux plaques parallèles. La plaque inférieure contient des sources de chaleur (*Fig.1.3*). 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.

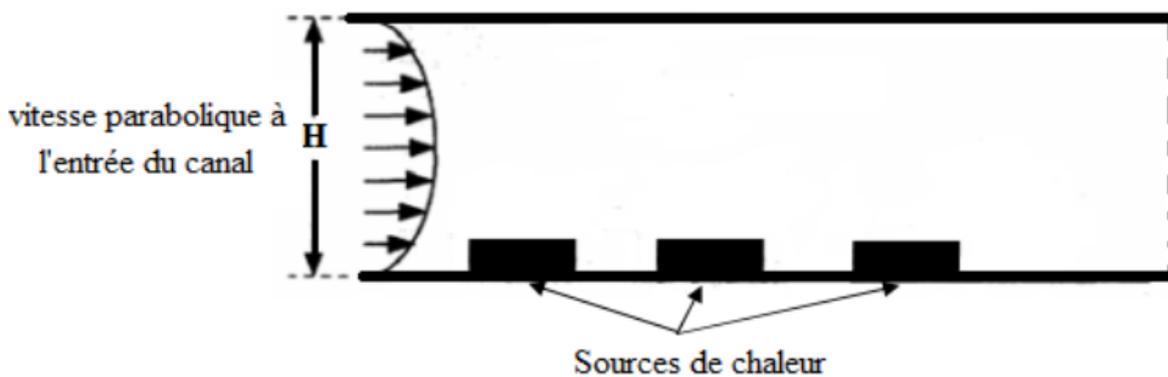


Figure 1.3 : Canal contenant trois blocs chauffés [5].

Kim et al. [6] ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur en convection mixte dans un canal avec des sources de chaleur attachées à une paroi du canal. La géométrie de l'écoulement modélise le processus de refroidissement des microplaquettes intégrées, de hautes densités de puissances montées sur un système de circuits imprimés multi-couche (*Fig.1.4*). Les résultats trouvés et traduits par la détermination du nombre de Nusselt local le

long des surfaces des sources, par la distribution de la température et la densité du flux de chaleur sur la surface des plaques, indiquent qu'on peut affirmer que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques.

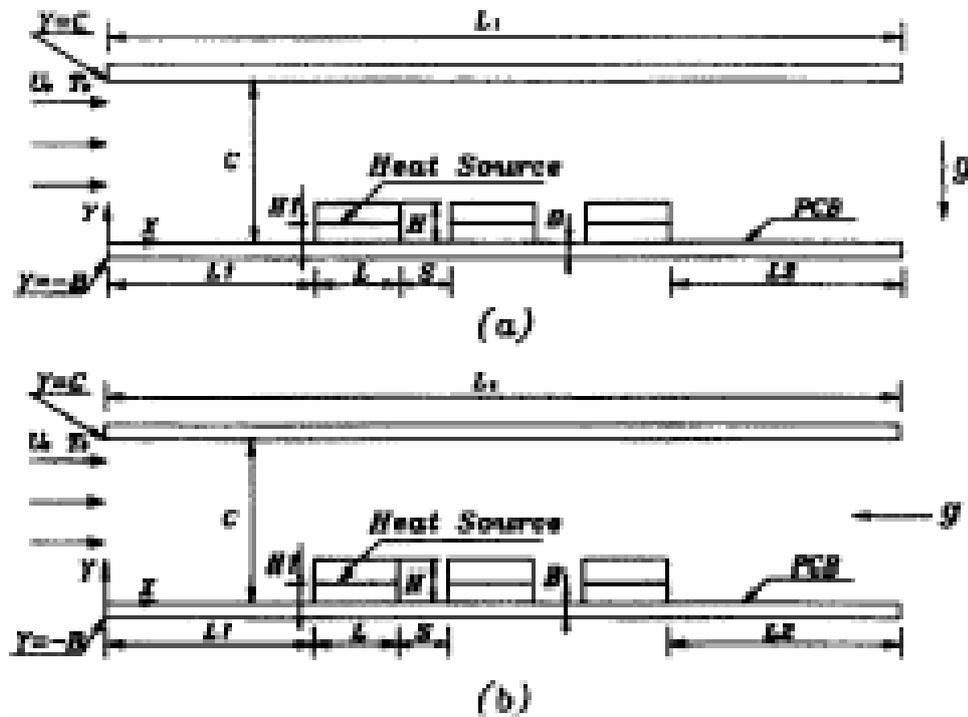


Figure 1.4 : Géométries des écoulements [6] : a)- canal horizontal ; b) canal vertical

Young et al. [7] ont fait une investigation numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal contenant une rangée d'obstacles chauffés et attachés à sa paroi inférieure (Fig.1.5). 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.

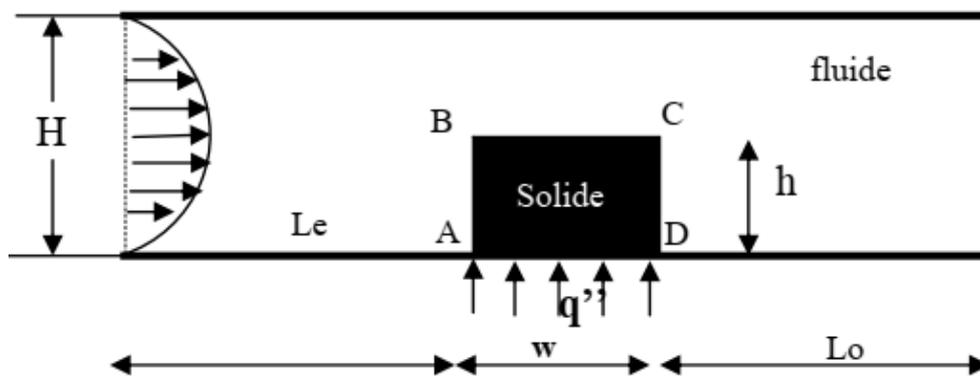


Figure 1.5 : Canal contenant un seul obstacle Chauffé [7].

Young et al. [8] ont fait une investigation détaillée sur le refroidissement par convection forcée 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, également sa conductivité thermique normalisée $\frac{K_s}{K_f}$ 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.

Ould-Amer et al (1998) [9] Ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection forcée laminaire dans un canal contenant des sources de chaleur avec l'insertion d'une matrice poreuse (*Fig.1.6*) Ils ont trouvé que l'insertion de la matrice poreuse entre les sources de chaleur produit un meilleur refroidissement de ces dernières.

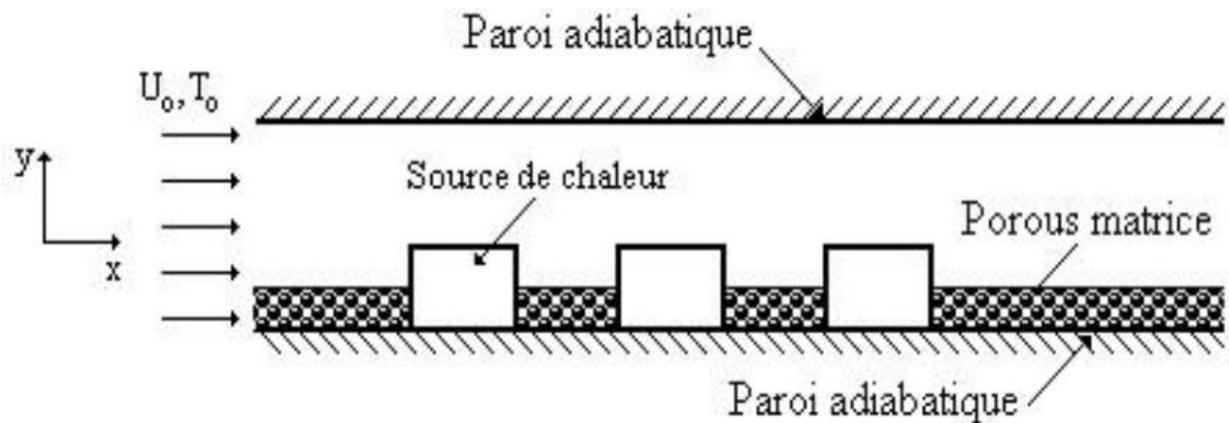


Figure 1.6: Canal contenant trois sources de chaleur chauffées avec l'insertion d'une matrice poreuse [9].

Kim et al. [10] ont effectué une investigation numérique dans un canal contenant deux blocs chauffés d'un écoulement pulsatoire et des caractéristiques du transfert de chaleur qui l'accompagnent (*Fig.1.7*). A l'entrée du canal, l'écoulement est maintenu à une température uniforme T_c , animé d'une vitesse $U_i = U_0 (1 + A \sin \omega \tau)$, (où U_0 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 τ est le temps). Les surfaces des blocs sont maintenues à une température constante T_h . Les résultats obtenus indiquent que la recirculation 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 $\left(St = \frac{f H}{U_0} \right)$, par l'amplitude de la pulsation et enfin par l'espace entre les blocs.

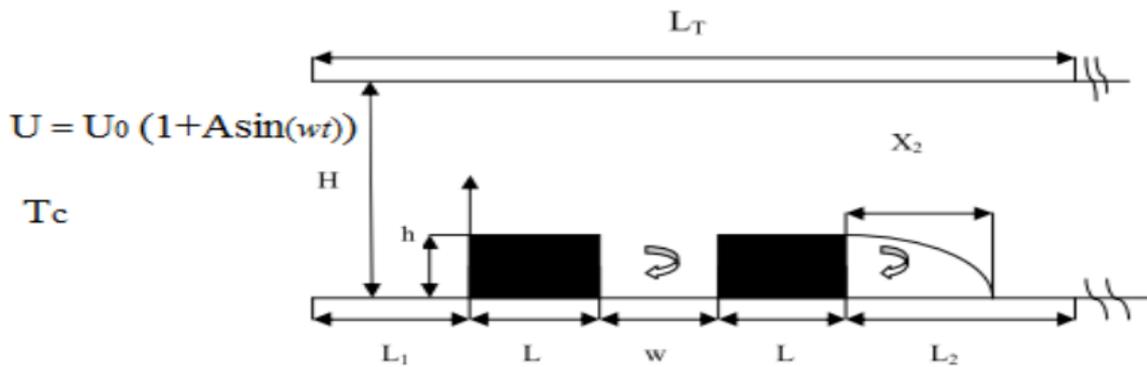


Figure 1.7 : Canal horizontal contenant des blocs chauffés en présence d'un écoulement pulsatoire [10].

Hornig et al. [11] ont étudié numériquement l'effet d'une plaque oblique sur l'amélioration du transfert de chaleur en convection mixte, au-dessus de blocks chauffés dans un canal horizontal en régime stationnaire (*Fig.1.8*). 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 sur l'amélioration des caractéristiques du transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulement.

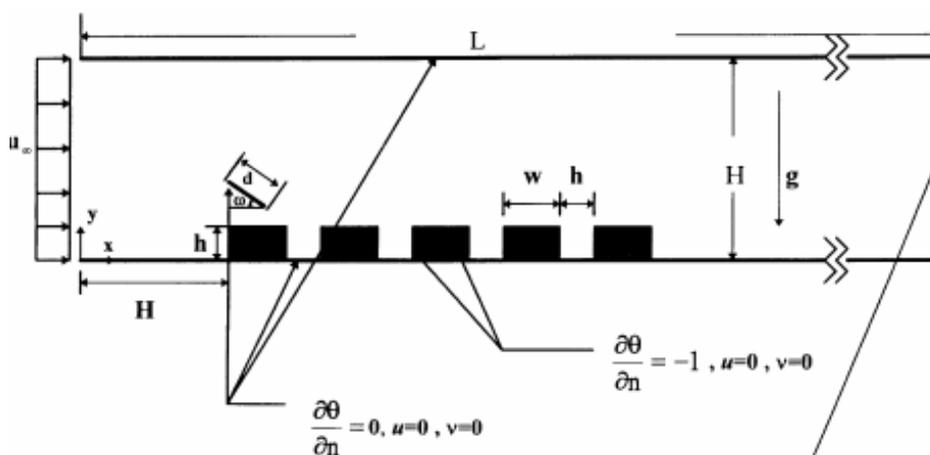


Figure 1.8 : Canal contenant des composants électroniques avec une plaque oblique [11]

Wang et Jaluria [12] ont étudié par une simulation numérique la stabilité en convection mixte tridimensionnelle dans une conduite horizontale rectangulaire à faibles nombres de Reynolds. Des rangées de sources de chaleur sont montées sur la surface d'en bas, modélisant les éléments du circuit intégré. Le fluide considéré est de l'air. Les résultats montrent qu'il y a quatre types d'écoulements, c'est-à-dire, en rouleaux longitudinaux, en rouleaux transversaux, en mixture et en écoulement chaotique. Les rouleaux longitudinaux et rouleaux transversaux coexistent pour des

nombre de Reynolds supérieurs à 3 et des nombres de Grashof de l'ordre de 10^4 . L'écoulement devient chaotique pour des $Re < 3$ et des nombres de Grashof très élevés.

Une étude expérimentale de l'effet sur la convection de la distance entre une plaque chauffée discrètement et une autre placée parallèlement à la première était faite par **Manca et al [13]**. Trois bandes de sources chaudes étaient localisées en différentes positions, et plusieurs paramètres sont mis en jeu. La distance b variant de 4 à 7 mm, entre les parois, deux différentes valeurs du flux de chaleur dissipée par les sources chaudes et plusieurs angles d'inclinaison des deux plaques ont été pris. L'analyse a montré que pour des angles un peu plus grands que 85° , l'augmentation de b ne réduit pas la température de la paroi ; par contre, pour des angles très supérieurs à 85° , le résultat obtenu est totalement opposé.

Fang [14] a fait une investigation numérique dans laquelle il a étudié l'effet de la convection mixte sur l'enlèvement hydrodynamique transitoire d'un contaminant contenu dans une cavité (**Fig.1.9**). Le fluide utilisé est l'eau. Le processus de renouvellement du fluide dans la cavité a été modélisé par une solution numérique des équations de Navier – Stokes. Les résultats montrent que le processus de nettoyage est amélioré en augmentant le nombre de Grashof et que pour des valeurs du nombre de Grashof supérieures à 4000, un comportement oscillatoire de l'écoulement est observé.

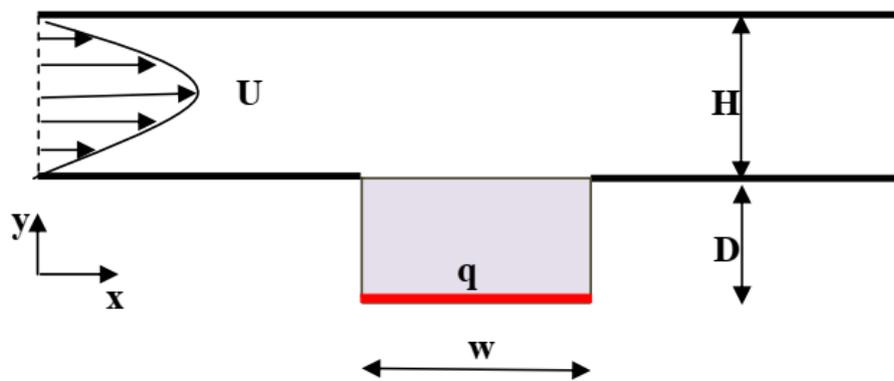


Figure 1.9: Conduit horizontal avec cavité rectangulaire ayant une source de chaleur [14].

Furukawa et Yang [15] 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 (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de 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.

Une étude analytique de la convection naturelle dans un canal vertical contenant des sources de chaleur a été faite par **Gunes [16]**. Ce dernier a tiré des expressions analytiques décrivant les variations des champs de variables en régime stationnaire, en deux et en trois dimensions. Il a trouvé que pour de petits nombres de Grashof, ces expressions sont en excellent accord avec les solutions numériques dans tout le domaine de calcul. L'expression analytique du débit volumique à travers le canal et la variation du nombre de Nusselt a été obtenue par l'auteur.

Icoz et Jaluria [17] ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre de Reynolds et la dimension des composants ont été utilisés pour obtenir une conception acceptable et optimale. Deux configurations simples ont été utilisées pour démontrer cette approche (*Fig.1.10a* et *Fig.1.10b*). Cette investigation montre qu'on peut utiliser les résultats qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement des composants électroniques.

Chen et al. [18] ont fait une combinaison qui consiste en la visualisation expérimentale et la mesure de la température, afin de pouvoir étudier la stabilisation possible et l'élimination de l'instabilité due à la force de flottabilité, en convection mixte, dans une conduite horizontale. Ceci est fait en plaçant une plaque chauffée en haut de cette conduite. Les résultats montrent que pour des nombres de Reynolds variant entre 1 et 50 et des nombres de Rayleigh fixé à 8000, 6000 et 4000, la plaque chauffée produit un grand effet de stabilisation et d'élimination du vortex des écoulements en augmentant la température de cette plaque, l'écoulement tourbillonnaire pourra être régulariser et devenir périodique et même stationnaire.

Shung et Tonc [19] ont fait une simulation numérique de la convection forcée, en étudiant l'influence d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur au niveau d'un nombre de sources de chaleur soumises à un écoulement dans un canal horizontal. La méthode de Lagrange - Euler de description cinématique a été adoptée pour décrire les champs d'écoulement et de température, et la méthode des éléments finis a été appliquée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et s'améliore remarquablement pour des oscillations importantes du cylindre.

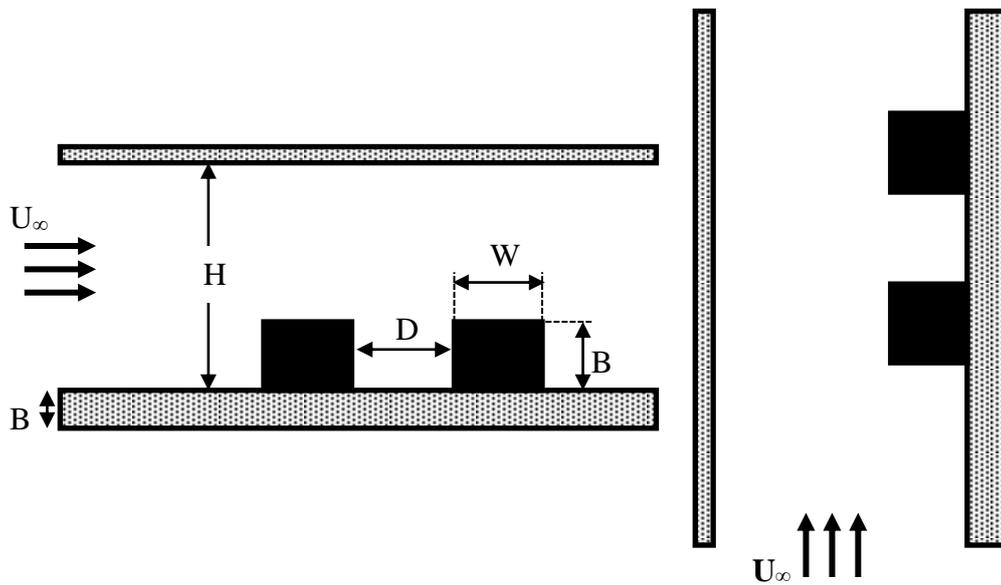


Figure 1.10a: Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques [17]

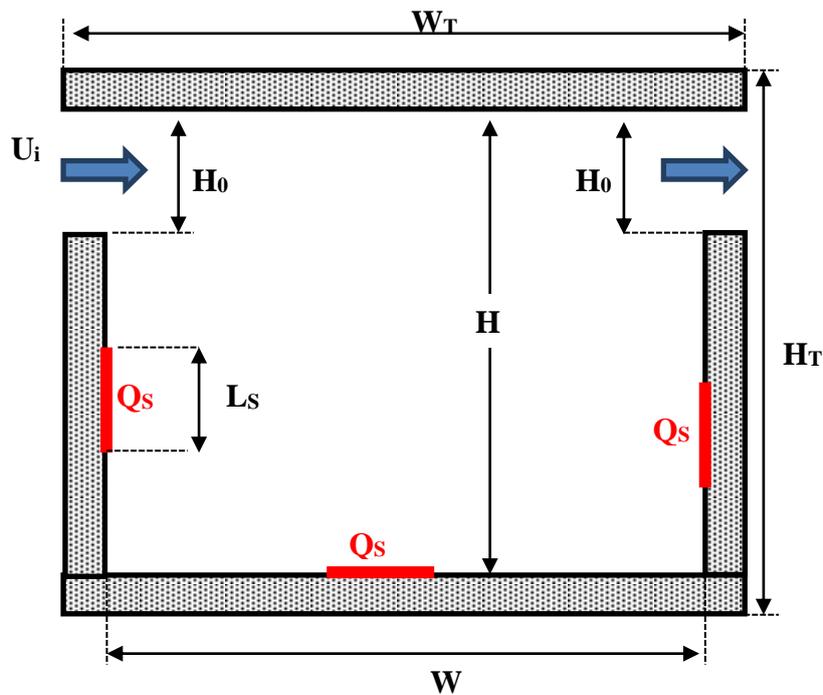


Figure 1.10b: Cavité carrée contenant des sources de chaleur [17]

Wang et Jaluria[20] ont étudié numériquement le transfert de chaleur conjugué dans une conduite rectangulaire tridimensionnelle avec deux sources de chaleur dans le cadre du refroidissement des équipements électroniques (*Fig.1.11*). Le nombre de Grashof est fixé à 10^6 , et le fluide utilisé est de l'air. Les résultats montrent que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques $\lambda = \frac{\lambda_s}{\lambda_{air}}$, ont des effets

considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les magnitudes de la conduction et le transport de la convection ont été comparés pour différentes combinaisons paramétriques.

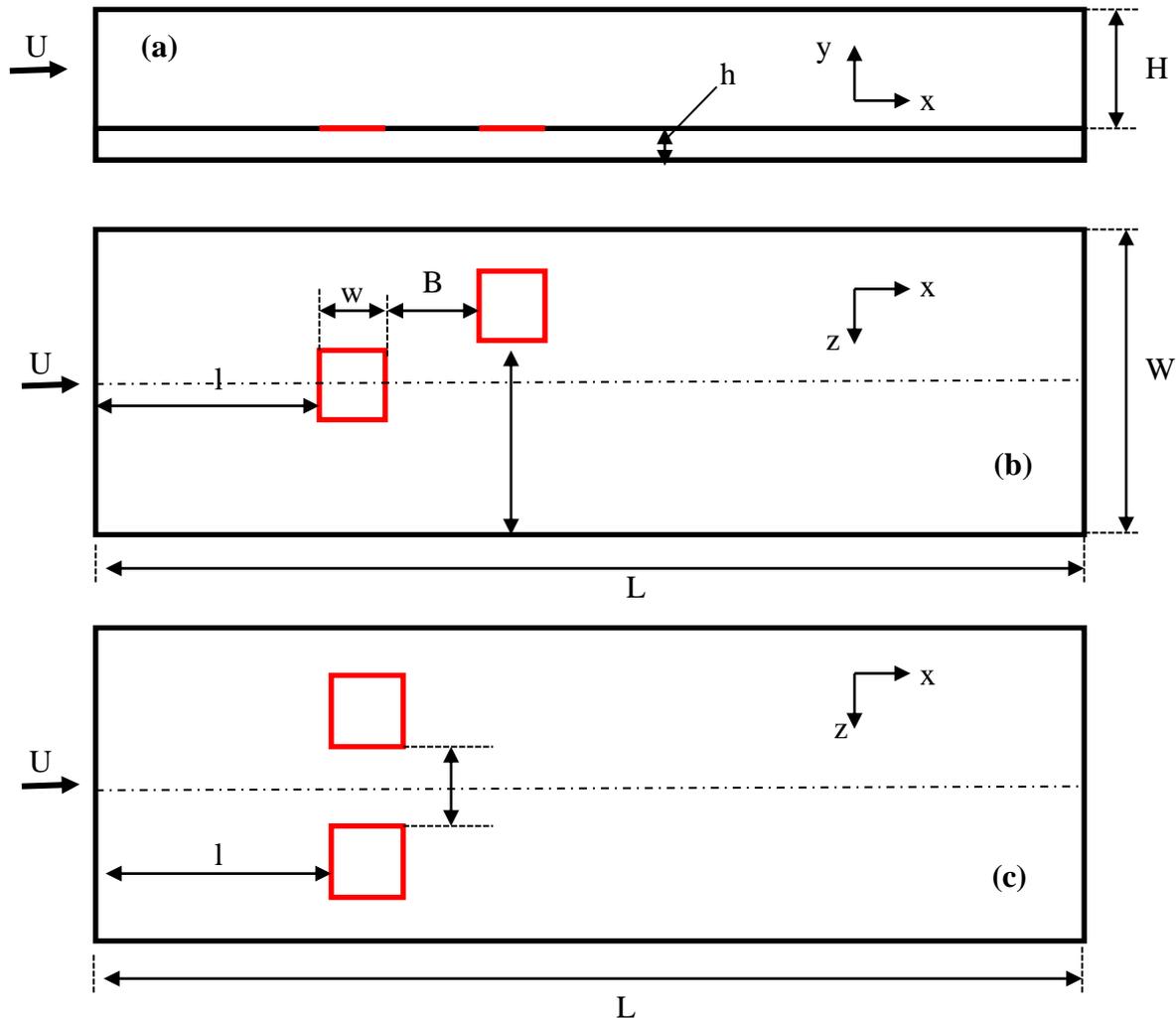


Figure 1.11: Différentes configurations géométriques [20]

Da Silva et al. [21] ont étudié la distribution optimale d'un ensemble de sources de chaleur refroidies par convection naturelle. Leur objectif global était de maximiser la conductance entre la paroi et le fluide, lorsque le taux de génération de chaleur transmise par les sources et les dimensions du système sont connus. Deux configurations ont été abordées : une paroi verticale contenant un grand nombre de sources de chaleur près d'un réservoir fluide (*Fig.1.12a*). Une enceinte bidimensionnelle contenant un petit nombre de sources de chaleur montées sur la paroi latérale (*Fig.1.12b*). Les résultats montrent que la distribution n'est pas uniforme du fait que les sources ne sont pas équidistantes et la conductance augmente lorsqu'on ajoute les sources de chaleur. Pour avoir un bon refroidissement, les sources de chaleur près de la région du début de la couche limite thermique doivent être placées l'une au voisinage de l'autre lorsque le nombre de Rayleigh augmente.

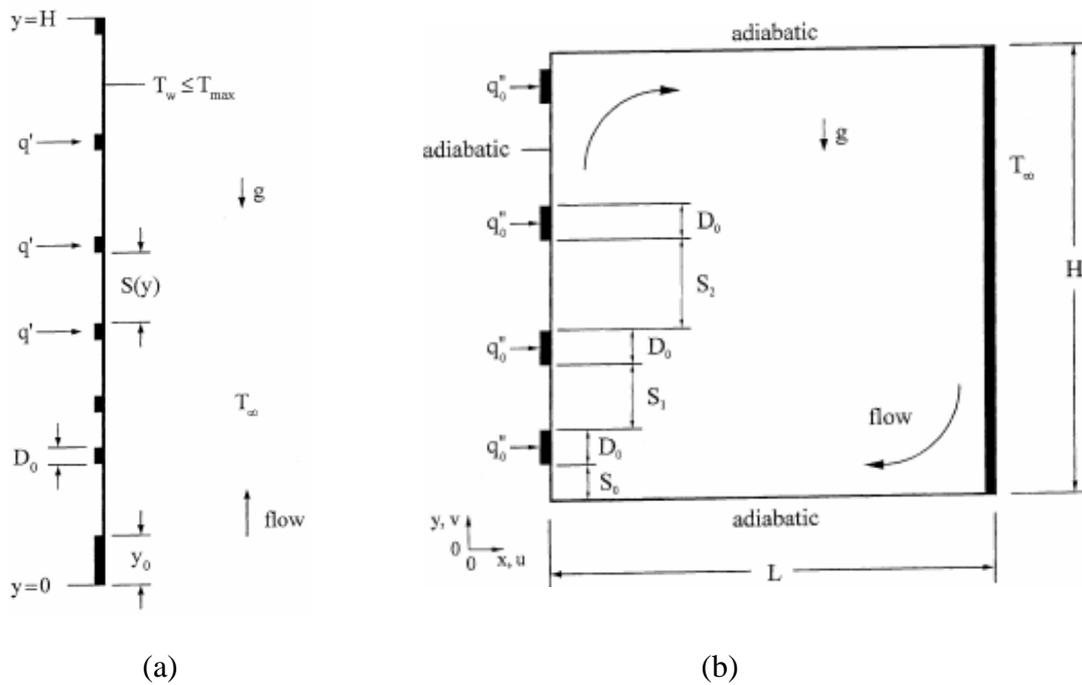


Figure 1.12 : Modèles physiques traité par [21].

Leong et al. [22] ont étudié numériquement le transfert de chaleur résultant de la convection mixte d'un fond d'une cavité ouverte (*Fig.1.13*) chauffée et soumise à un courant d'air externe pour $1 \leq Re \leq 2000$ et $0 \leq Gr \leq 10^6$, et pour différents rapports d'aspect ($A=0.5, 1, 2$ et 4). Les résultats montrent que les nombres de Reynolds et de Grashof contrôlent l'aspect des cellules formées, alors que le rapport d'aspect a une influence notable sur leurs orientations. Les auteurs ont montré aussi que le transfert de chaleur est approximé d'une part par la convection naturelle (à faibles nombres de Reynolds), et par la convection forcée (pour des nombres de Reynolds plus élevés) d'autre part, mais il est réduit en convection mixte où l'écoulement peut devenir instable.

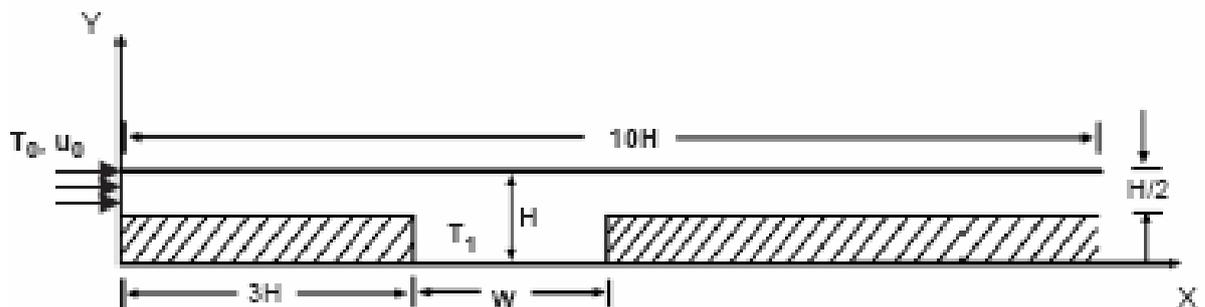


Figure 1.13 : Canal bidimensionnel avec une cavité ouverte sur la paroi inférieure [22].

Dans cette même perspective, nombreux, sont les travaux effectués par les chercheurs et les scientifiques concernant la convection sous ses trois formes, qu'ils soient des travaux numériques ou expérimentaux, tels que Icoz et Jaluria[23], qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle en deux dimensions, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur identiques (*Fig.1.14*). L'intérêt particulier de cette étude est la simulation exacte

des conditions aux limites proches de la réalité dans un tel canal. Les effets de la température des sources, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité ont été étudiés. Les résultats indiquent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide. Cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement petits, et l'augmentation de la hauteur du canal, conduit à un écoulement moins stable et par conséquent à une diminution du nombre de Grashof critique.

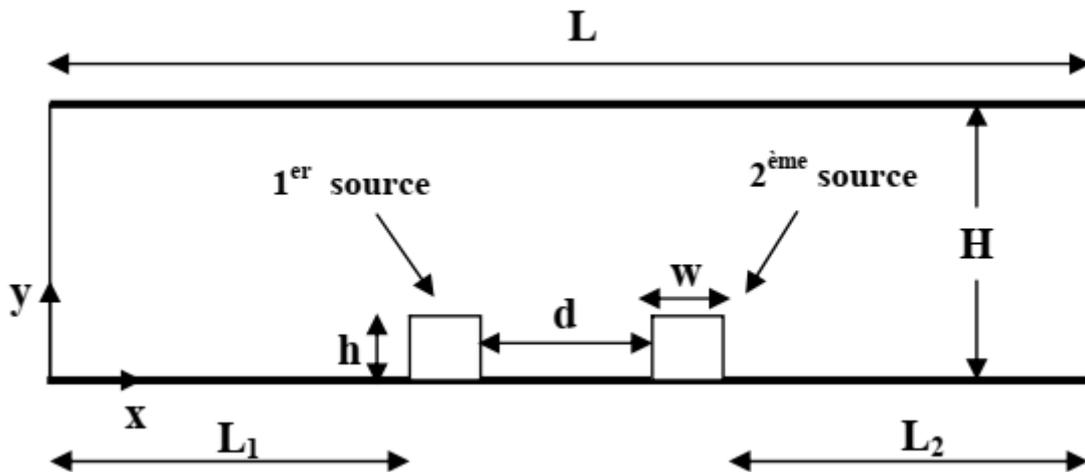


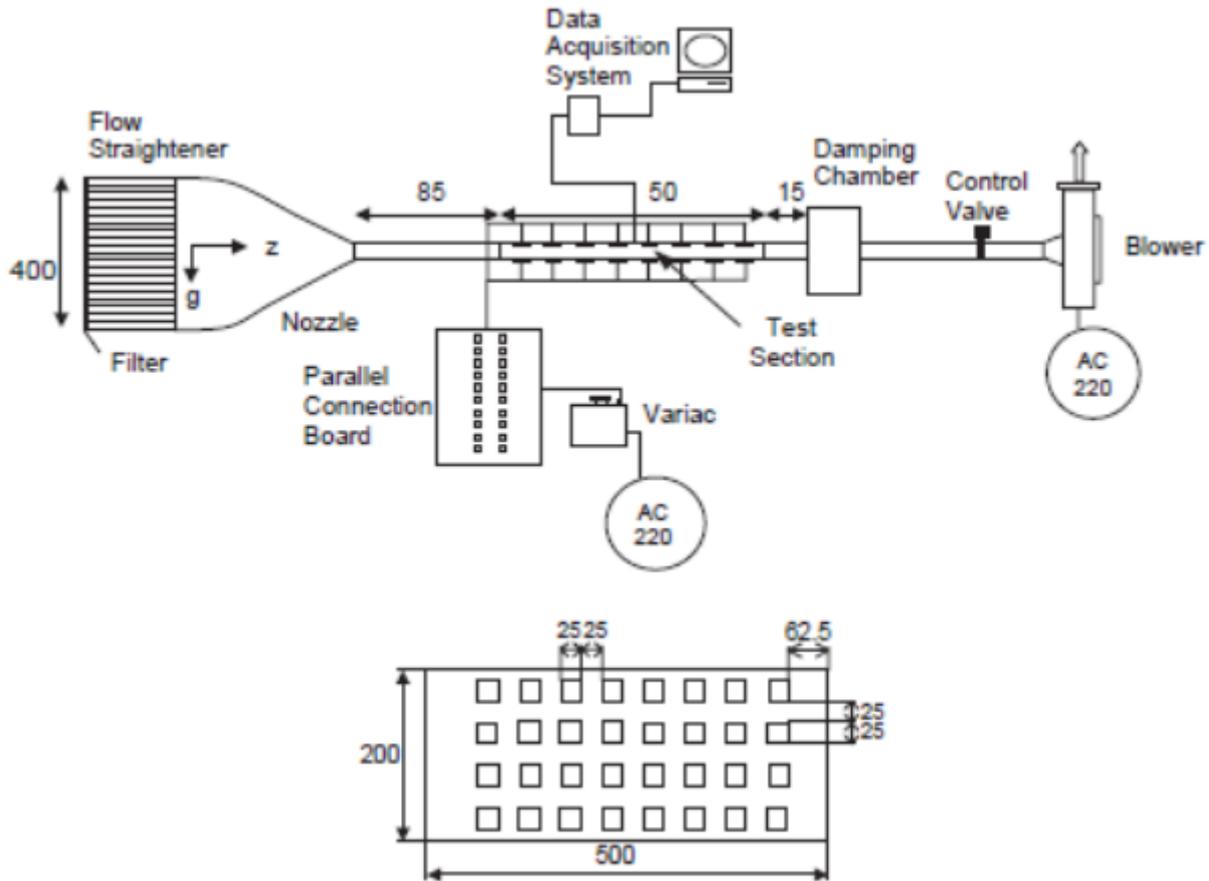
Figure 1.14 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques [23].

Calgani et al. [24], ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur en convection naturelle dans des enceintes carrées chauffées par la basse et refroidies à partir des parois latérales. Leur étude est concentrée sur l'effet de l'augmentation de la longueur de la source sur le développement de l'échange de chaleur. Les deux études numérique et expérimentale montrent un transfert conductif pour $Ra = 10^4$ (nombre de Rayleigh), alors que le phénomène convectif se développe complètement pour $Ra \approx 10^5$, et le nombre de Nusselt local Nu est évalué à la surface de la source de chaleur et présente une allure symétrique près des sources de chaleur.

Bhowmik et al. [25] ont effectué des expériences à l'état stationnaire pour étudier le transfert de chaleur en convection mixte de quatre éléments électroniques chauffants placés en ligne dans un canal rectangulaire vertical, utilisant l'eau comme fluide caloporteur. Les effets du flux de chaleur, du débit, des paramètres géométriques et du nombre d'éléments chauffants ont été examinés. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur est fortement lié au nombre de Reynolds. Des corrélations empiriques ont été développées pour des relations utilisant les nombres de Nusselt, de Reynolds et de Grashof basés sur le diamètre hydraulique du canal.

Dogan et al. [26] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut (Fig.1.15). Pour des dimensions expérimentales, la température de surface et la distribution du nombre de Nusselt moyen des

sources de chaleur discrètes ont été obtenues pour différents nombres de Grashof. En outre, les résultats montrent que la force de buoyancy (de pesanteur), le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur, notamment, dans les dernières rangées des sources sont directement liés aux nombres de Grashof et au nombre de Reynolds.



Flow straightener : redresseur d'écoulement

Filter: filtre

Nozzle: tuyère

Data acquisition system : système d'acquisition des données

Control valve : valve de contrôle

Test section : section d'essai

Variac : variateur de courant électrique

Parallel Connection board: plaque de connection parallèle.

Blower : ventilateur

Damping chamber: chambre d'humidification

Figure 1.15: Dispositif expérimental [26]

Bazylak et al. [27], ont fait une analyse numérique estimative du transfert de chaleur dû à un ensemble de sources disposées sur la paroi inférieure d'une enceinte horizontale. Ils ont trouvé que les taux optimums de transfert de chaleur et le début de l'instabilité thermique dépendent de la longueur et de l'espacement des sources et du rapport d'aspect de l'enceinte. La transition du régime conductif au régime convectif est caractérisée par une gamme de valeurs du nombre de Rayleigh ; et cette dernière diminue en augmentant la longueur de la source. Seulement, pour de

petites longueurs de la source la structure de la cellule de Rayleigh –Bénard se transforme en de petites cellules larges, ce qui veut dire que nous sommes en présence d'un important transfert de chaleur à la suite duquel, une bifurcation caractérisée par l'existence d'instabilités dans le système physique a été obtenue.

Hamouche [28] Une étude numérique 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 sources améliore le transfert thermique à l'intérieur du canal (*Fig 1.16*).

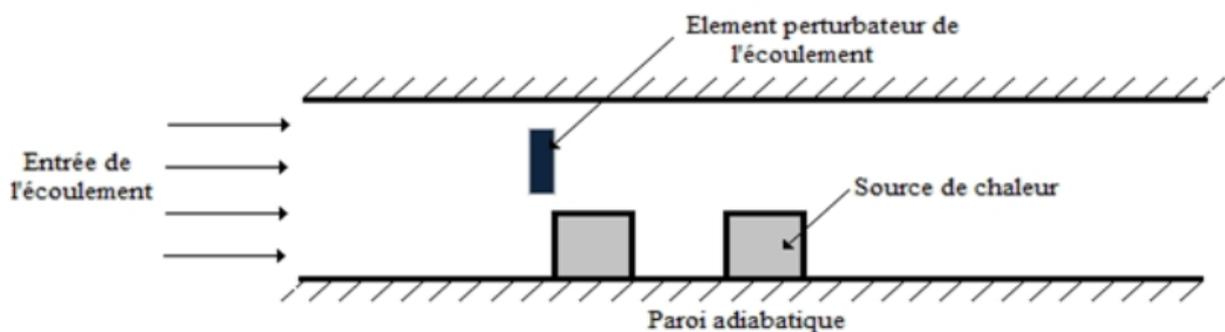


Figure 1.16 : Canal horizontal muni de deux sources de chaleur avec un élément de blocage.[28]

1.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu à travers cette étude bibliographique, l'importance du refroidissement des équipements électroniques par convection mixte

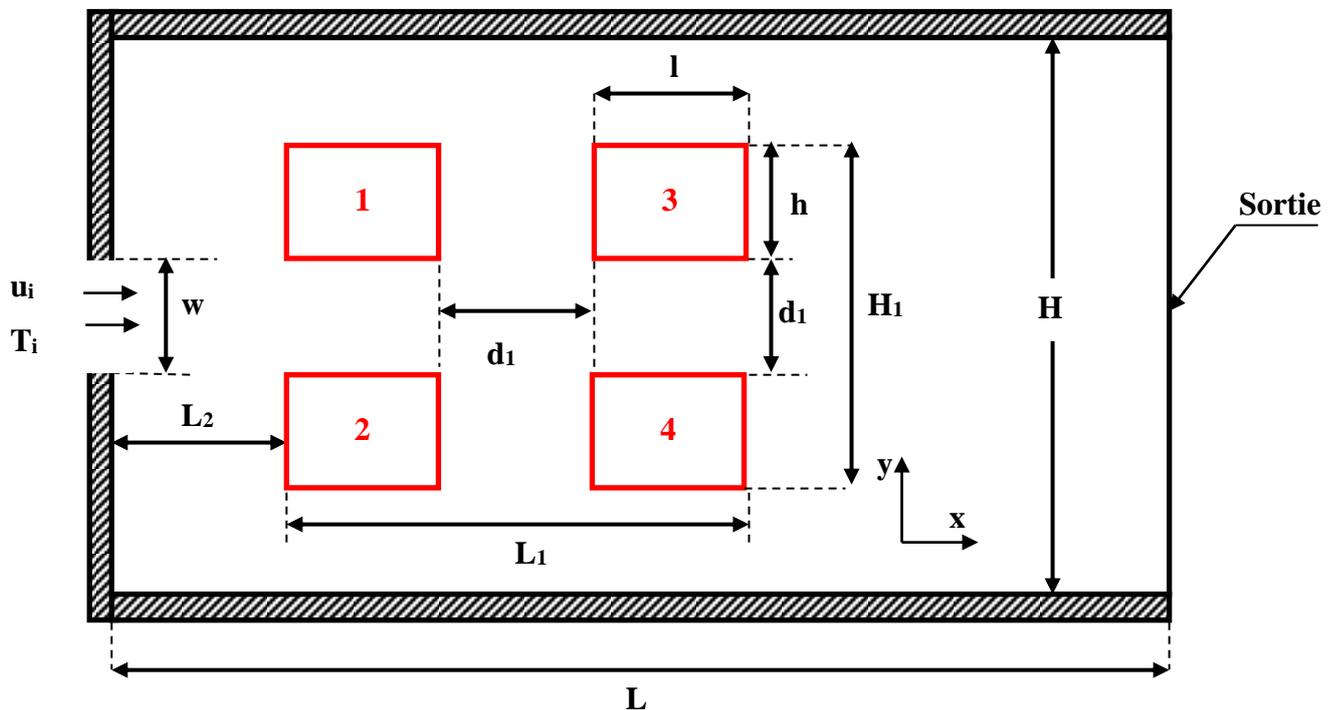
Chapitre 02 :
Formulations
mathématiques

2.1. Introduction

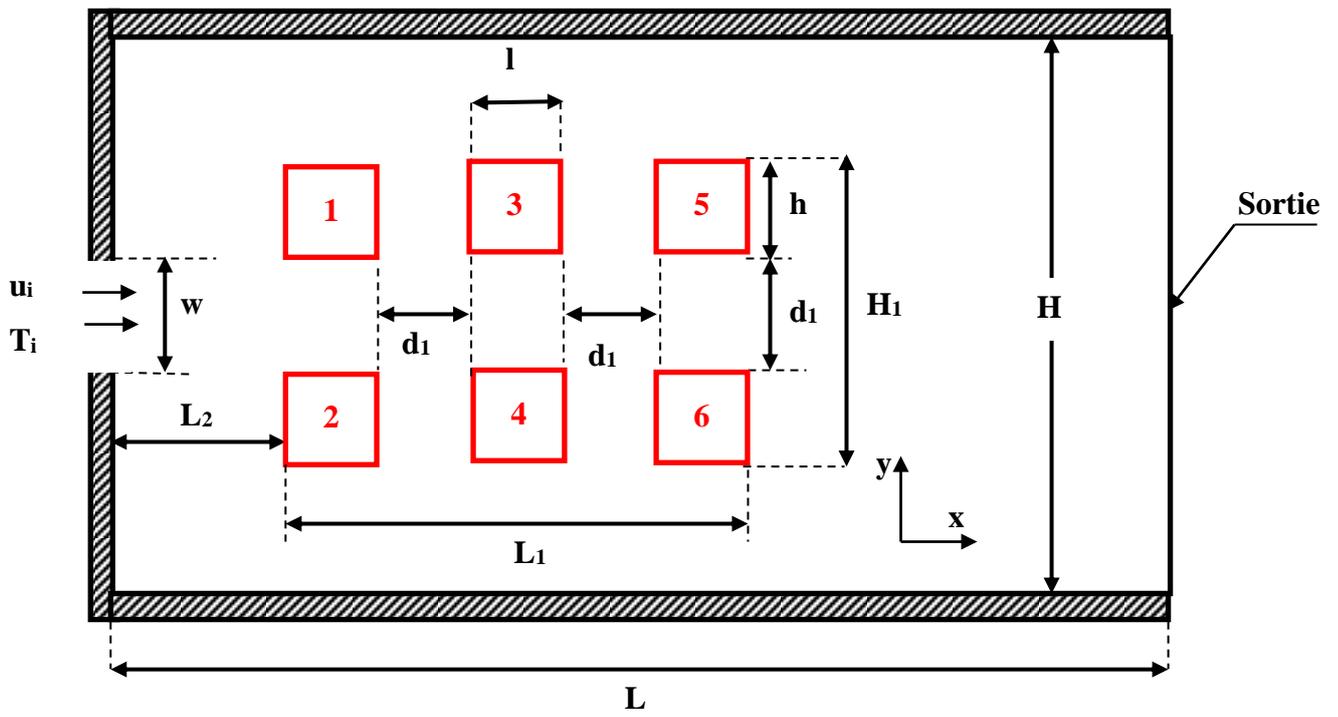
Dans ce chapitre, nous introduisons la géométrie étudiée suivie par les équations de la modélisation mathématique qui régissent le flux et le transfert de chaleur, où les équations de conservation pour la masse, la quantité de mouvement, l'énergie et les conditions aux limites.

2.2. Description du problème

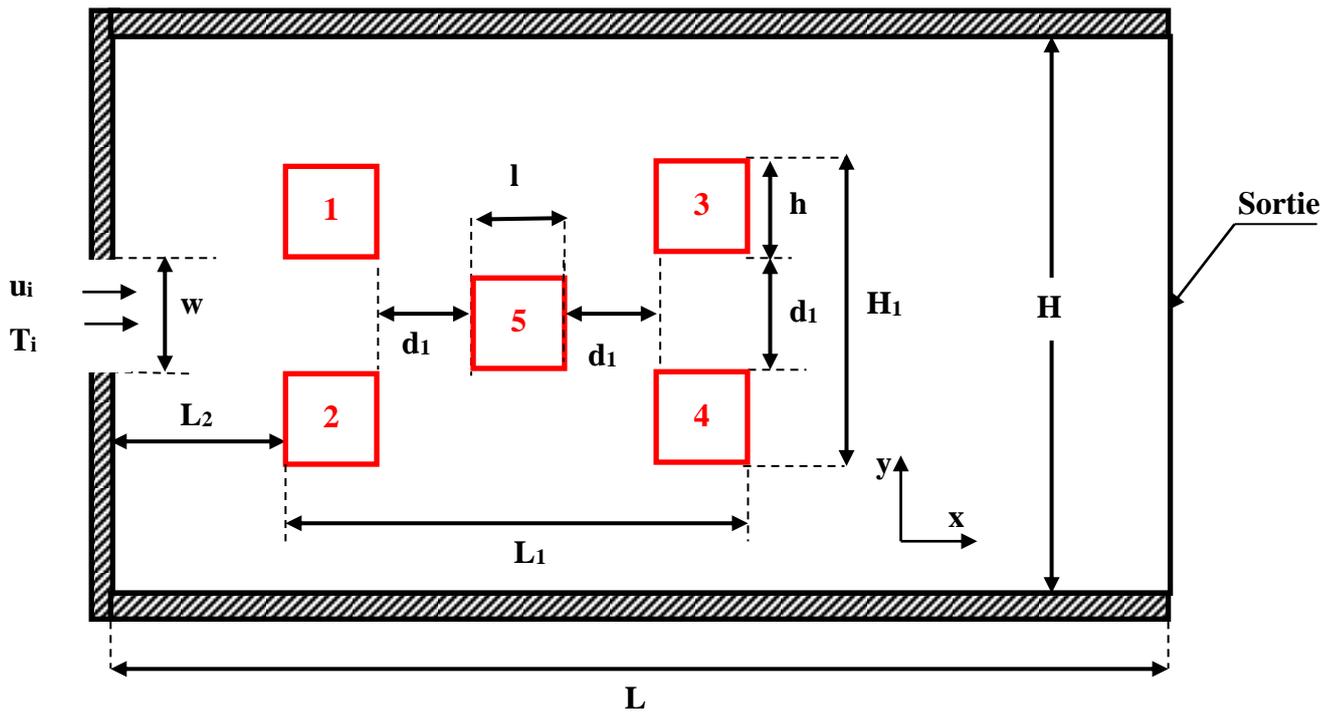
La géométrie du problème considéré est schématisée par la figure (2.1). Elle consiste en un dissipateur de chaleur constitué de quatre à six ailettes, montés dans un canal horizontal de longueur L et de hauteur H . Les parois supérieure, inférieure et gauche sont supposées adiabatiques. À l'entrée du canal $w = H/5$ et $T_i = 290$ °K, l'air forcé pénètre avec une vitesse u_i à l'intérieur du canal pour refroidir le dissipateur de chaleur. Ces derniers sont localisés au milieu du canal avec les dimensions constantes $L_1 = 2L/5$ et $H_1 = 3H/5$. Chaque ailette a une longueur l et une hauteur h et sont séparés horizontalement et verticalement par une distance d_1 avec l'autre ailette. La distance entre l'entrée du canal et la première ailette est L_2 . Les ailettes sont maintenues à un flux de chaleur constante égale à $Q = 20$ W/m².



(a)



(b)



(c)

Figure 2.1: Représentation schématique du problème : a) ailettes rectangulaires alignées, b) ailettes carrées alignées et c) ailettes carrées décalées

2.3. Eléments mathématiques de base

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir de :

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

2.3.1. Equation de continuité

Cette équation est déduite du principe de conservation de masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit (**Bejan et al [29]**) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

L'air est considéré comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constante}$) et pour le régime stationnaire, l'équation (2.1) devient alors :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

2.3.2. Equations de la quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit (**Bejan et al [29]**) :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.3)$$

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

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

mouvement du fluide.

F_i : Les forces de volume suivant la direction i .

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Les forces dues à la pression.

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

Les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

Selon Ox

$$\rho_i \left[\frac{\partial}{\partial x} (uu) + \frac{\partial}{\partial y} (vu) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \rho_i g \beta (T - T_i) \quad (2.4a)$$

Selon Oy

$$\rho_i \left[\frac{\partial}{\partial x} (uv) + \frac{\partial}{\partial y} (vv) \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho_i g \beta (T - T_i) \quad (2.4b)$$

2.3.3. Equation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit (**Bejan et al [29]**) :

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + Q \quad (2.5)$$

Les sources sont maintenues à un flux constant Q . Les deux parois horizontales inférieure et supérieure du canal sont adiabatiques et l'intérieur du canal est à la température ambiante T_0 , alors on a :

$$\rho_i C_p \left[\frac{\partial}{\partial x} (uT) + \frac{\partial}{\partial y} (vT) \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.6)$$

2.4. Approximation de Boussinesq

L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (**Bejan et al [29]**) :

$$\rho = \rho_i [1 - \beta(T - T_i)] \quad (2.7)$$

Le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_i} \left(\frac{d\rho}{dT} \right)_p \quad (2.8)$$

Cette approximation de Boussinesq est appliquée si le nombre de Mach de l'écoulement est petit.

2.5. Les équations gouvernantes adimensionnelles

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

$$X, Y = \frac{x, y}{H}; U, V = \frac{u, v}{u_i}; P^* = \frac{P}{\rho_i u_i^2}; T^* = \frac{\lambda(T - T_i)}{QH}; T^* = \frac{\lambda T_i}{QH} \quad (2.9)$$

Après substitution des variables adimensionnelles dans les équations du modèle mathématique et dans les conditions aux limites on obtient le système d'équations adimensionnelles suivant :

2.5.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.10)$$

2.5.2. Equations de la quantité de mouvement

Selon Ox

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P^*}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(U \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right] + \frac{Gr}{Re^2} T^* \quad (2.11a)$$

Selon Oy

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P^*}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(U \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] + \frac{Gr}{Re^2} T^* \quad (2.11b)$$

2.5.3. Equation de l'énergie

$$U \frac{\partial T^*}{\partial X} + V \frac{\partial T^*}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial Y^2} \right) \quad (2.12)$$

2.6. Conditions aux limites

Les conditions qui représentent ce phénomène sont

- **Ailettes rectangulaire alignées :**

$$\left. \begin{array}{l} \text{aillette 1: } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,1 \leq x \leq 0,18\text{m} \\ \text{aillette 2: } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,1 \leq x \leq 0,18\text{m} \\ \text{aillette 3: } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,22 \leq x \leq 0,3\text{m} \\ \text{aillette 4: } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,22 \leq x \leq 0,3\text{m} \end{array} \right\} \Rightarrow u = v = 0 \text{ m/s}; Q = 20 \text{ W/m}^2 \quad (2.13)$$

- **Ailettes carrées alignées :**

$$\left. \begin{array}{l} \text{aillette 1: } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,1 \leq x \leq 0,14\text{m} \\ \text{aillette 2: } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,1 \leq x \leq 0,14\text{m} \\ \text{aillette 3: } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,18 \leq x \leq 0,22\text{m} \\ \text{aillette 4: } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,18 \leq x \leq 0,22\text{m} \\ \text{aillette 5: } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,26 \leq x \leq 0,3\text{m} \\ \text{aillette 6: } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,26 \leq x \leq 0,3\text{m} \end{array} \right\} \Rightarrow u = v = 0 \text{ m/s}; Q = 20 \text{ W/m}^2 \quad (2.14)$$

• **Ailettes carrées décalées :**

$$\left. \begin{array}{l} \text{aillette 1 : } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,1 \leq x \leq 0,14\text{m} \\ \text{aillette 2 : } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,1 \leq x \leq 0,14\text{m} \\ \text{aillette 3 : } 0,08 \leq y \leq 0,12; 0,18 \leq x \leq 0,22\text{m} \\ \text{aillette 4 : } 0,12 \leq y \leq 0,16; 0,26 \leq x \leq 0,3\text{m} \\ \text{aillette 5 : } 0,04 \leq y \leq 0,08; 0,26 \leq x \leq 0,3\text{m} \end{array} \right\} \Rightarrow u = v = 0 \text{ m/s}; Q = 20 \text{ W/m}^2 \quad (2.15)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Les autres parois sont adiabatiques :} \\ 0 \leq x \leq 0,5; y = 0 \\ 0 \leq x \leq 0,5; y = 0,2 \\ x = 0; 0 \leq y \leq 0,08 \\ x = 0; 0,12 \leq y \leq 0,2 \end{array} \right\} u = 0 \text{ m/s}; v = 0 \text{ m/s}; Q = 0 \text{ W/m}^2 \quad (2.16)$$

$$\text{Entrée de fluide : } x = 0; 0,08 \leq y \leq 0,12 \Rightarrow u = u_i; v = 0 \text{ m/s}; T_i = 290^\circ\text{K} \quad (2.17)$$

2.7. Nombre de Nusselt moyen :

Le calcul de nombre de Nusselt moyen, est donné par l'équation :

$$Nu_{\text{moy}} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, dx \quad (2.18)$$

Ou sous forme adimensionnelle par :

$$Nu_{\text{moy}} = \frac{1}{A} \int_0^A -\frac{1}{T^*} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} dx^* \quad (2.19)$$

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté les différentes géométries étudiées, ainsi que les équations régissant notre problème, on a présenté aussi les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices. Pour la résolution des équations gouvernantes on va utiliser La méthode numérique

Chapitre 03 :
Méthodes numériques

3.1. Introduction

Les écoulements de fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. 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 connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte a de tel système du fait quel es équations citées précédemment soient très complexes, c'est arédienne- linéaires d'une part et couplées d'une autre part comme dans le cas de la convection mixte. Dans ce cas, le recours ñ la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations.

3.2. Choix de la méthode numérique

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre quel système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation. Parmi les techniques et /ou les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transferts thermiques, on peut citer :

- La méthode des différences finies ;
- La méthode des volumes finis ;
- La méthode des éléments finis.

Pour notre présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable pour les géométries complexes. Elle est aussi avantageuse, parce qu'elle facilite la linéarisation des termes sources s'ils ne les ont pas et permet un traitement plus facile des milieux hétérogènes (**Patankar [30]**).

Le principe de la méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de transport sur un ensemble discret de volumes finis jointifs, appelés volumes de contrôle, couvrant le domaine physique. Le résultat de la discrétisation en un point est une équation algébrique liant la valeur d'une variable aux valeurs des variables des points voisins.

3.3. Maillage

Chaque point du domaine physique stockant une grandeur scalaire ou vectorielle vérifie les équations différentielles du modèle mathématique, gouvernant notre phénomène physique. Pour

projeter ces équations sur ce domaine, on subdivise ce dernier en un certain nombre de volumes finis, localisés à l'aide d'indices i et j , et en chaque milieu de chaque volume on considère les points P, appelés centres des volumes de contrôle E,W,N et S sont les centres des volumes de contrôle adjacents, situés respectivement à l'est, à l'ouest, au nord et au sud du centre P(Figure 3.1).Les faces d'un volume de contrôle typiques ont localisées aux point se ,w ,n et s. Chaque volume de contrôle a une dimension $\Delta X \times \Delta Y$.Au centre du chaque volume de contrôle sont stockées les variables scalaires (pet8), par contre pour les quantités vectorielles (les vitesses U et V), elles sont localisées sur les faces du volume de contrôle (Figures3.2 et3.3).

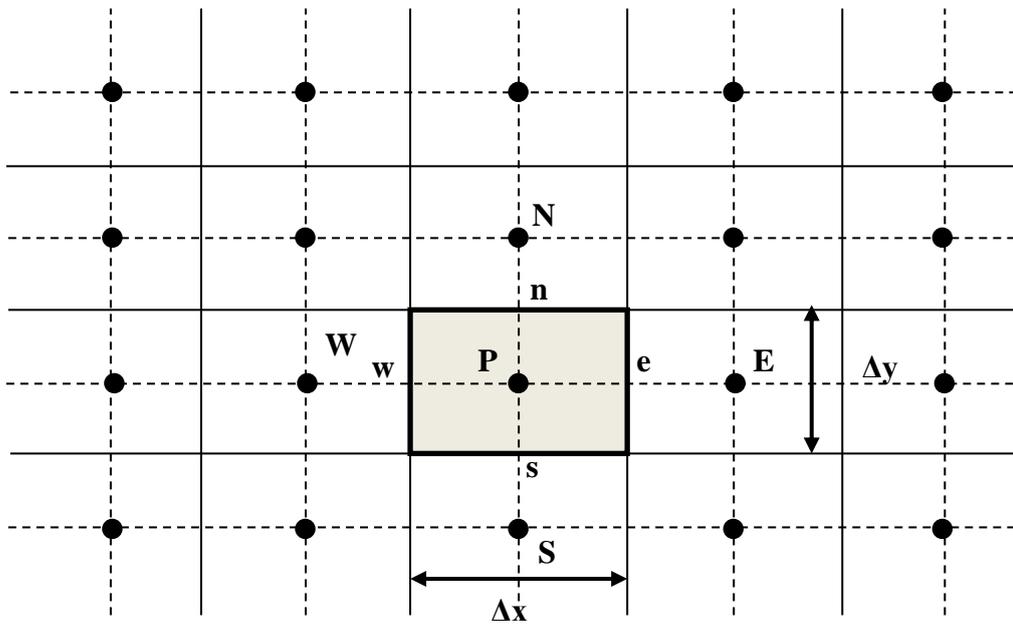


Figure 3.1 volume de control typique bidimensionnel

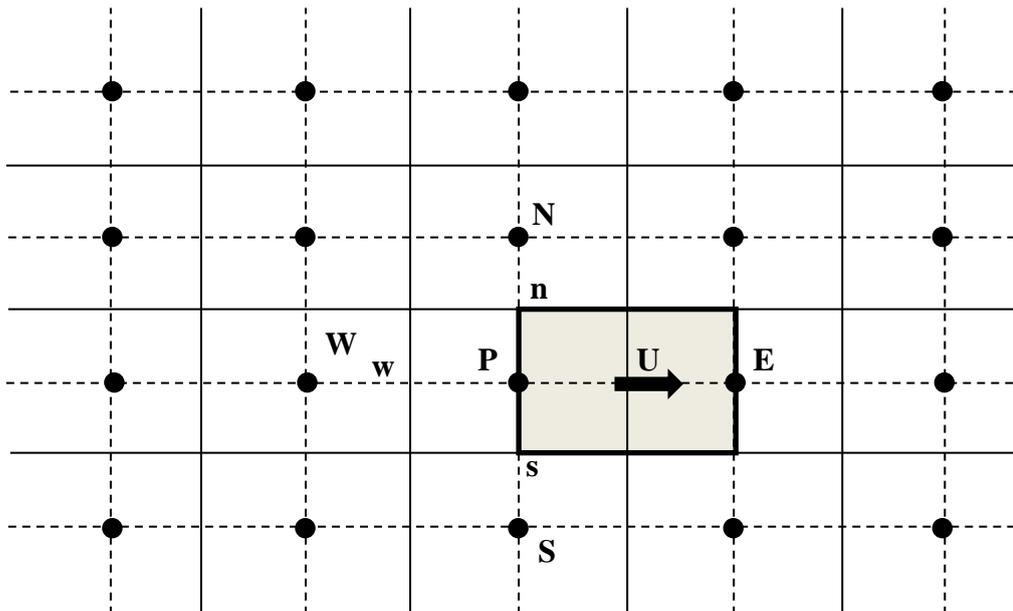


Figure 3.2 : Volume de contrôle décalé vers la droite

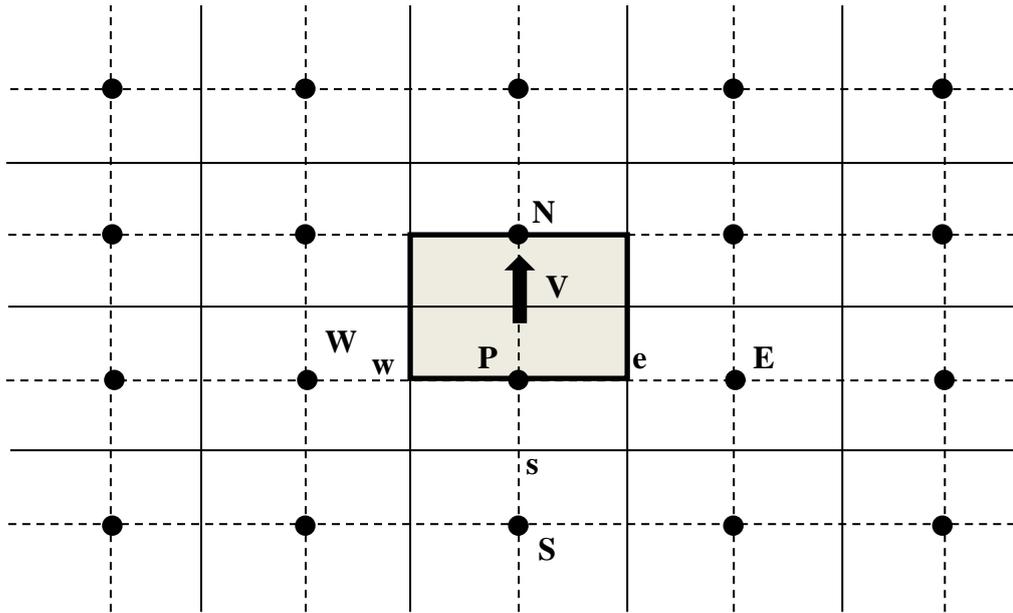


Figure 3.3 : Volume de contrôle décalé vers le haut

3.4. Equation générale de transport

L'équation générale de transport d'une variable ϕ pour un écoulement bidimensionnel et incompressible, s'écrit dans le système cartésien comme suit :

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial X_j} (U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right) + S_\phi \quad (3.1)$$

(j: indice de sommation ; j=1,2 dans le cas bidimensionnel). Avec :

$\frac{\partial \phi}{\partial \tau}$: Terme transitoire

$\frac{\partial}{\partial X_j} (U_j \phi)$ Terme convectif

$\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right)$: Terme diffusif

s_ϕ : Terme source.

En intégrant l'équation générale de transport sur un volume de contrôle typique (figure 3.1), on obtient l'équation de discrétisation de la variable ϕ dans un domaine cartésien bidimensionnel :

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^w \int_e^e \frac{\partial\phi}{\partial\tau} dXdYd\tau + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^w \int_e^e \frac{\partial J_x}{\partial X} dXdYd\tau + \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^w \int_e^e \frac{\partial J_j}{\partial X} dXdYd\tau = \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} \int_s^w \int_e^e S_{\phi} dXdYd\tau \quad (3.2)$$

En posant par

$$j_x = U\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial X} \quad (3.3)$$

Et

$$j_y = V\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial Y} \quad (3.4)$$

Le résultat de l'intégration de l'équation (3.2) divisé par $\Delta\tau$ donne :

$$\frac{\phi_p^{n+1} - \phi_p^n}{\Delta\tau} \Delta X \Delta Y + J_e^{n+1} - J_w^{n+1} + J_n^{n+1} - J_s^{n+1} = \bar{S}_{\phi} \Delta X \Delta Y \quad (3.5)$$

Où :n et n+1 correspondant aux incréments du temps τ et $\tau + \Delta\tau$ respectivement.

$$j_e = U_e \phi_e \Delta Y - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial X} \right|_e \Delta Y \quad (3.6a)$$

$$j_w = U_w \phi_w \Delta Y - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial X} \right|_w \Delta Y \quad (3.6b)$$

$$j_n = V_n \phi_n \Delta X - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial Y} \right|_n \Delta X \quad (3.6c)$$

$$j_s = V_s \phi_s \Delta X - \Gamma \left. \frac{\partial\phi}{\partial Y} \right|_s \Delta X \quad (3.6d)$$

Les quantités J_e , J_w , J_n et J_s sont les flux aux interfaces (e, w, n, s). Le terme S est supposé être constant dans le volume de contre filet. S est évalué au centre du volume de contrôle.

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, sont présentées les différentes méthodes numériques, les types de maillage et la structure de Fluent. Ainsi que la discrétisation de l'équation du transport.

Chapitre 04 :
Résultats et discussions

4.1. Introduction

La simulation numérique de la convection mixte laminaire est réalisée dans un canal bidimensionnel 2D. L'écoulement de fluide traverse la cavité par une ouverture située au milieu de la paroi gauche avec une ouverture $w = H/5$ et sort par de la paroi droite. Les ailettes du dissipateur sont chauffées à l'aide d'un microprocesseur avec un flux de chaleur constant $Q = 20 \text{ W/m}^2$ et les autres parois sont adiabatiques. En utilisant comme fluide de refroidissement l'air à température $T_i = 290 \text{ °K}$ et $Re = 500$. Cette simulation, est réalisée à l'aide du code de calcul Fluent 6.3. Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques dans la cavité, sont exposés dans ce chapitre.

4.2. Maillage du domaine

Le maillage est uniforme (75X147) pour les deux directions x et y, il donne des valeurs plus précises par rapport aux autres maillages. Les résultats obtenus pour $Re = 350$ et $Ri = 1$, avec ce maillage (75X147) sont comparables à ceux obtenus pour le maillage de (65X130) et (70X138). La finesse du maillage (65X130) génère des variations maximales inférieures à 0,10% en termes de Nu_{moy} (tableau 4.1), on voit clairement qu'il existe une petite différence entre les résultats des trois maillages. Cette finesse est utilisée dans tous les calculs ultérieurs

Maillage	65X130	70X138	75X147	Erreur % (abs)		
				65X130	70X138	75X147
Nu_{moy}	71.74495	71.72528	71.67214	0,10	0,074	-

Tableau 4.1 : Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $Re = 500$, $Ri = 1$, ailette 1 et pour la configuration carrée alignée

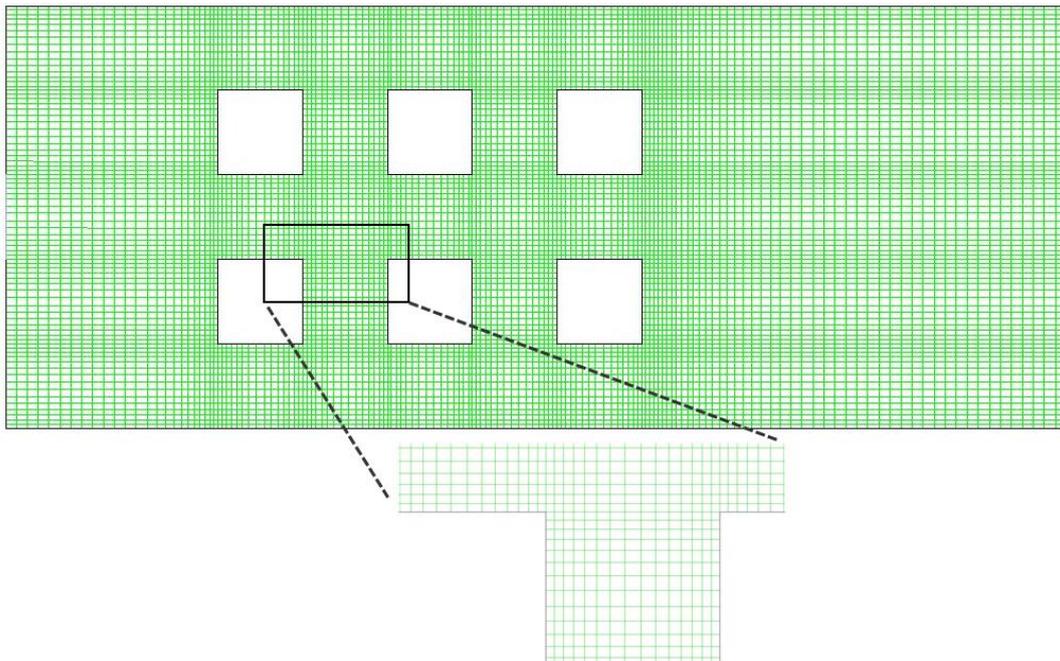


Figure 4.2: Maillage 75X147 utilisé dans cette simulation

4.3. Résultats et discussions

Le modèle physique considéré dans la présente étude est illustré dans la figure 2.1. Le nombre de Richardson est pris dans l'intervalle 0,01 à 10, le nombre de Reynolds est fixé à $Re = 500$ et le nombre de Grashof varie. Pour les résultats de cette simulation numérique, nous allons présenter les lignes de courant et des isothermes pour différents nombres de Richardson, et le nombre de Nusselt pour les trois configurations considérées

4.3.1. Les lignes de courant et les lignes isothermes

Les figures 4.3, 4.5 et 4.7 représentent l'influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes rectangulaires alignées, carrées alignes et carrées décalées. Nous remarquons que dans tous les cas la taille de la cellule tourbillonnaire supérieure juste à l'entrée du canal et augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson par contre, la taille des cellules tourbillonnaires inférieures diminue lorsque le nombre de Richardson augmente.

D'autre part, les figures 4.3 et 4.5, au voisinage des ailettes, on remarque que la taille des cellules tourbillonnaires sont petites par rapport à celles produites juste à l'entrée du canal, et la taille varie après chaque ailette. Dans les ailettes 1 et 2, la taille des cellules est grande par rapport aux autres, qui est dû à la vitesse de l'air entrant dans le canal. Plus le nombre des ailettes augmente, plus la vitesse du mouvement du liquide à l'intérieur diminue.

Quant à la figure 4.7, on remarque que la taille de deux tourbillons produits après la cinquième ailette est plus grande, car il est le plus exposé à l'air entrant.

Les figures 4.4, 4.6 et 4.8 représentent l'influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les trois configurations traitées. Nous remarquons que, la température maximale augmente lorsque le nombre de Richardson est tel que $Ri < 5$. Pour $Ri > 5$, la température maximale diminue.

La comparaison entre les trois configurations montre que la configuration « carrés décalés » favorise plus le refroidissement. D'autre part, la comparaison entre la configuration « rectangles alignés » et la configuration « carrées alignés », montre que la dernière configuration est la plus favorable au refroidissement.

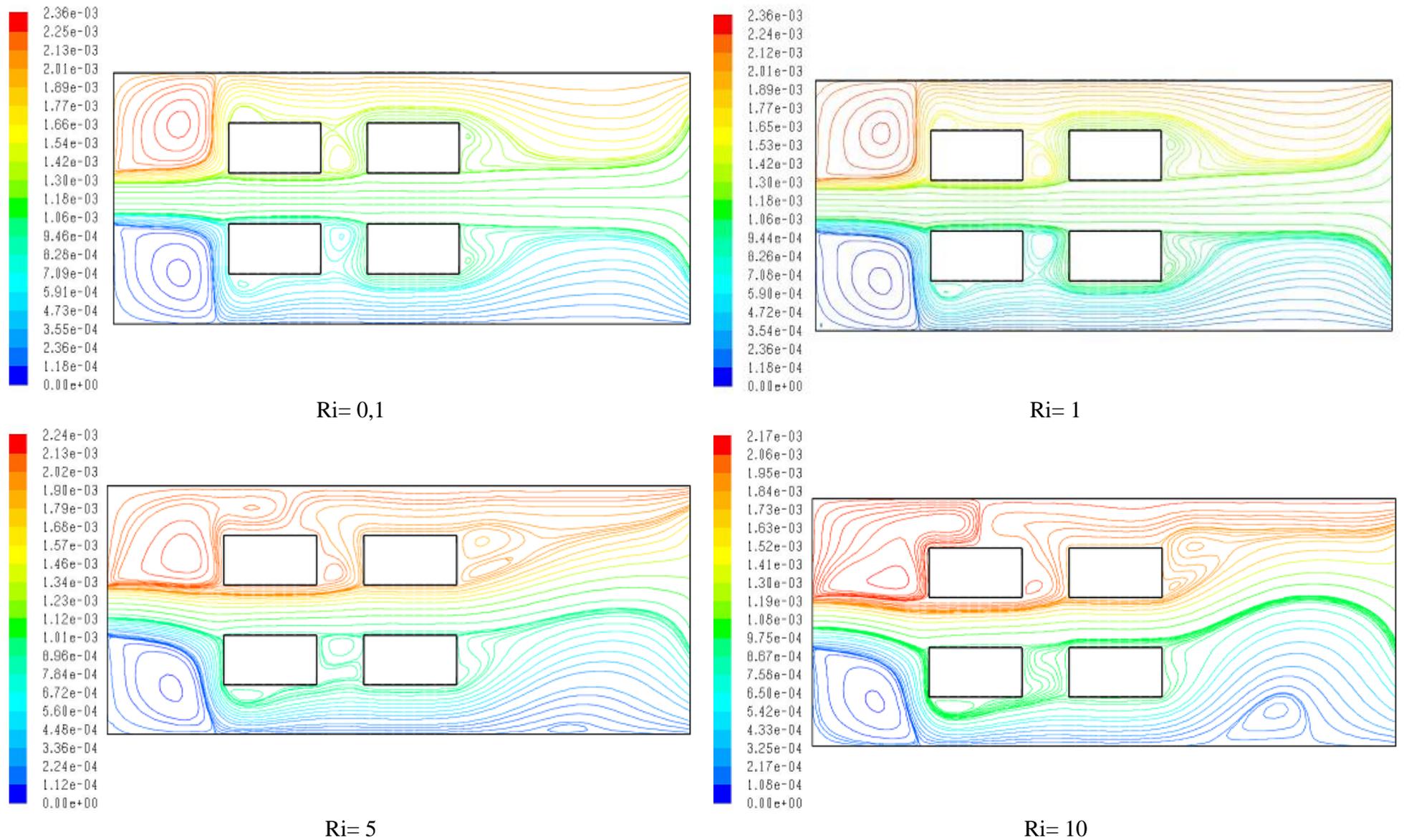


Figure 4.3: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes rectangulaires alignées

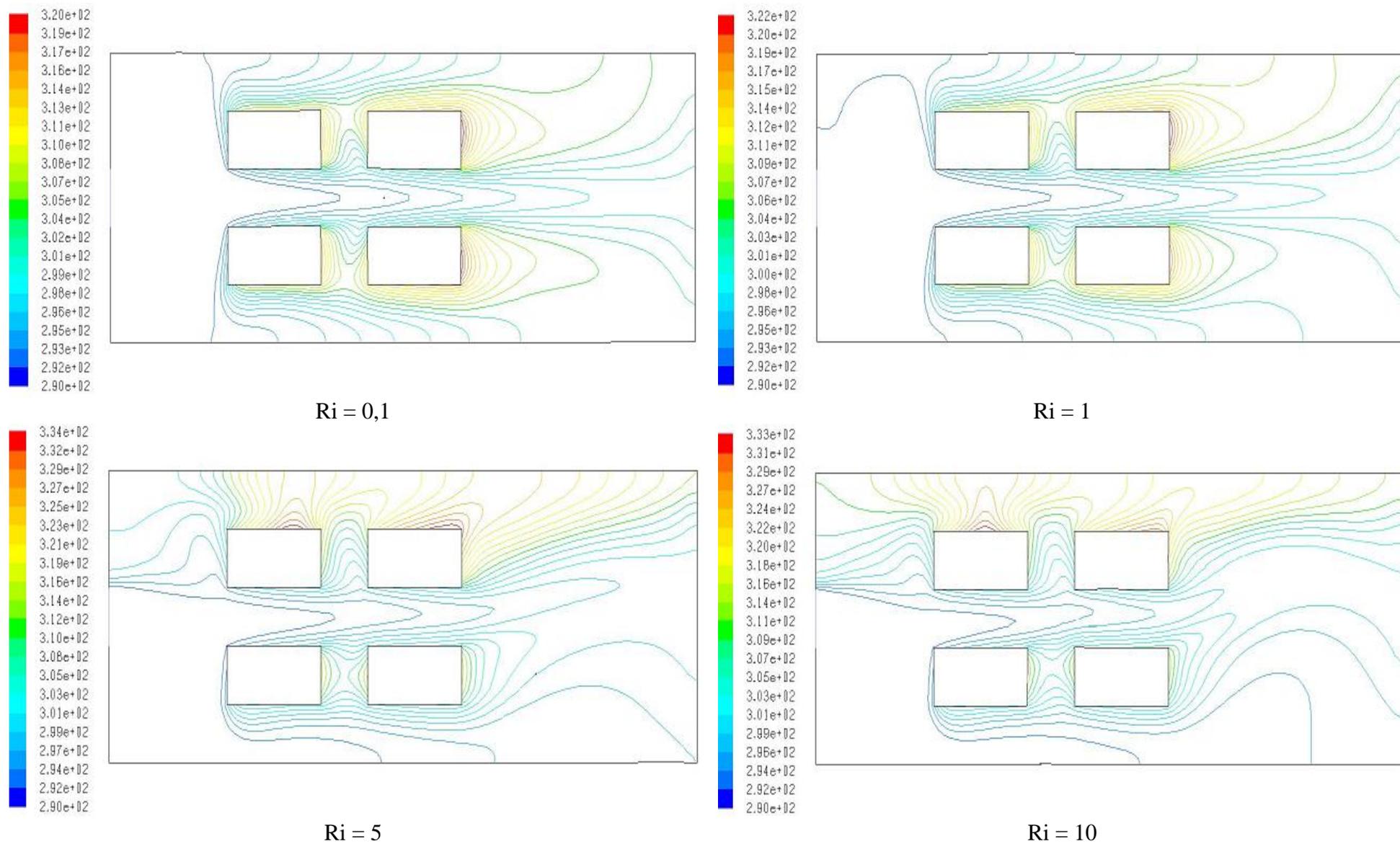
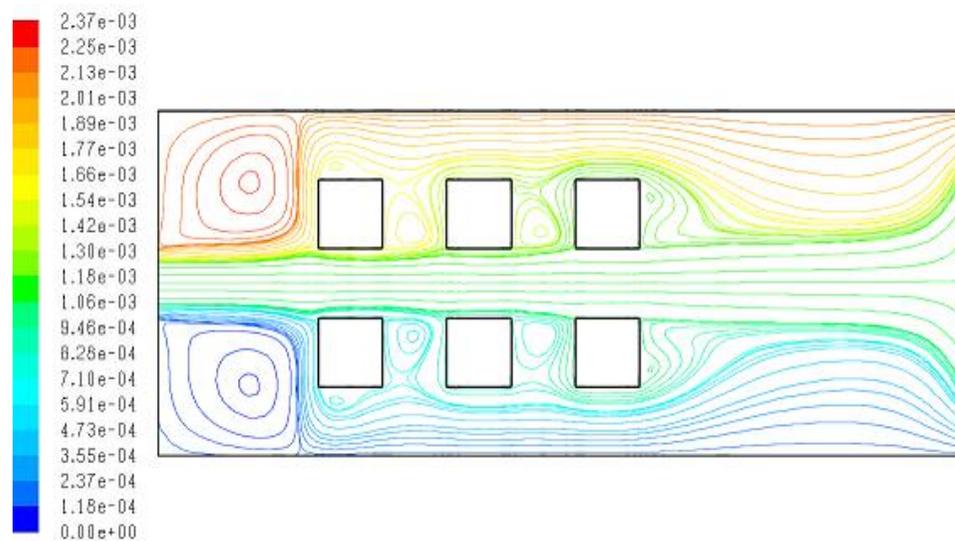
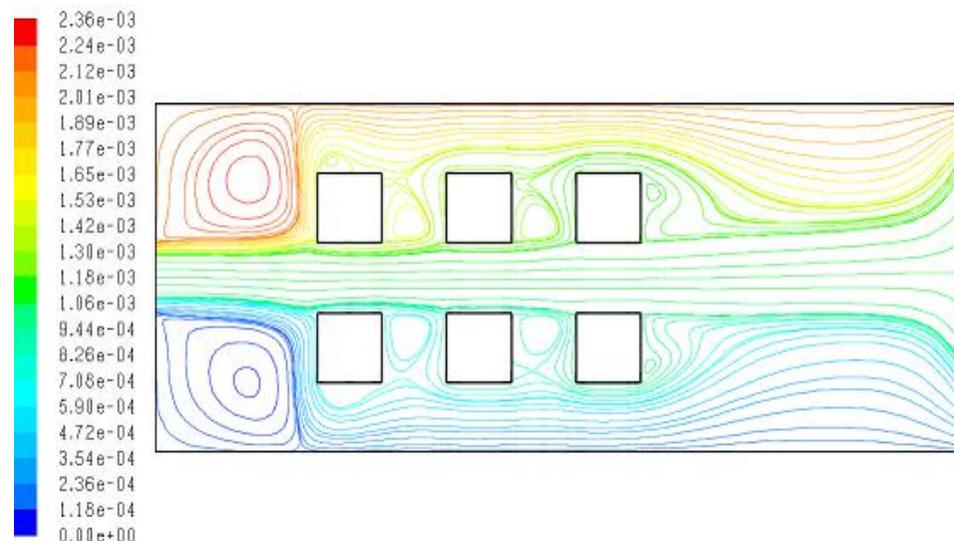


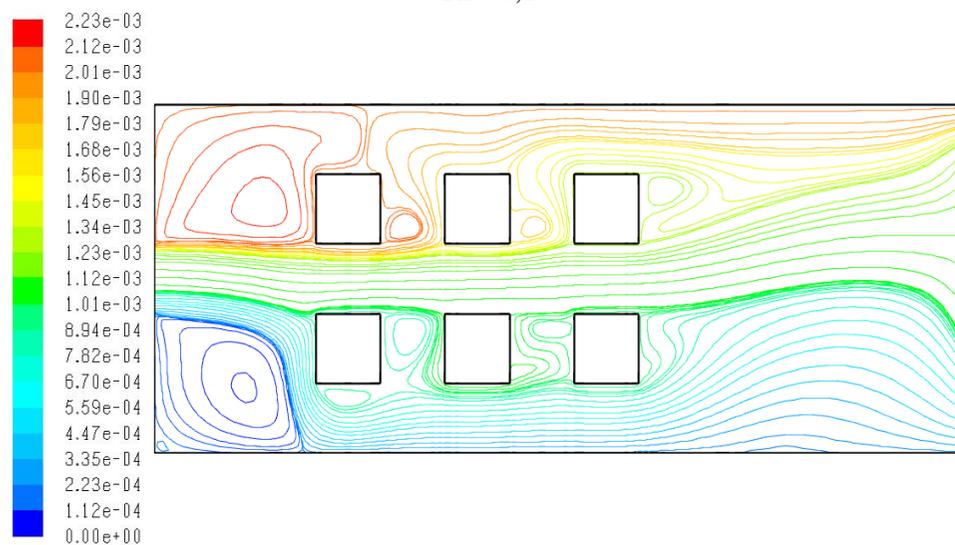
Figure 4.4: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les ailettes rectangulaires alignées



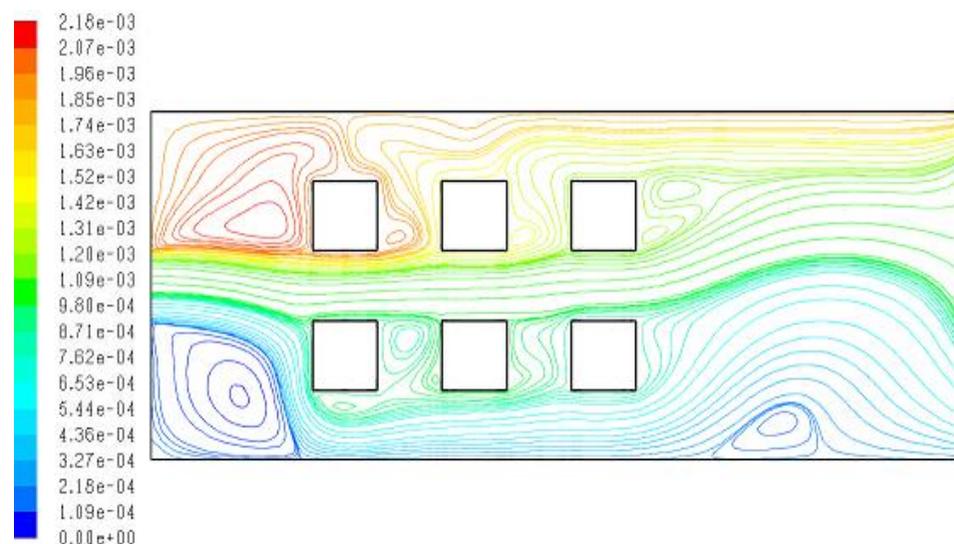
Ri= 0,1



Ri= 1



Ri= 5



Ri= 10

Figure 4.5: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes carrées alignées

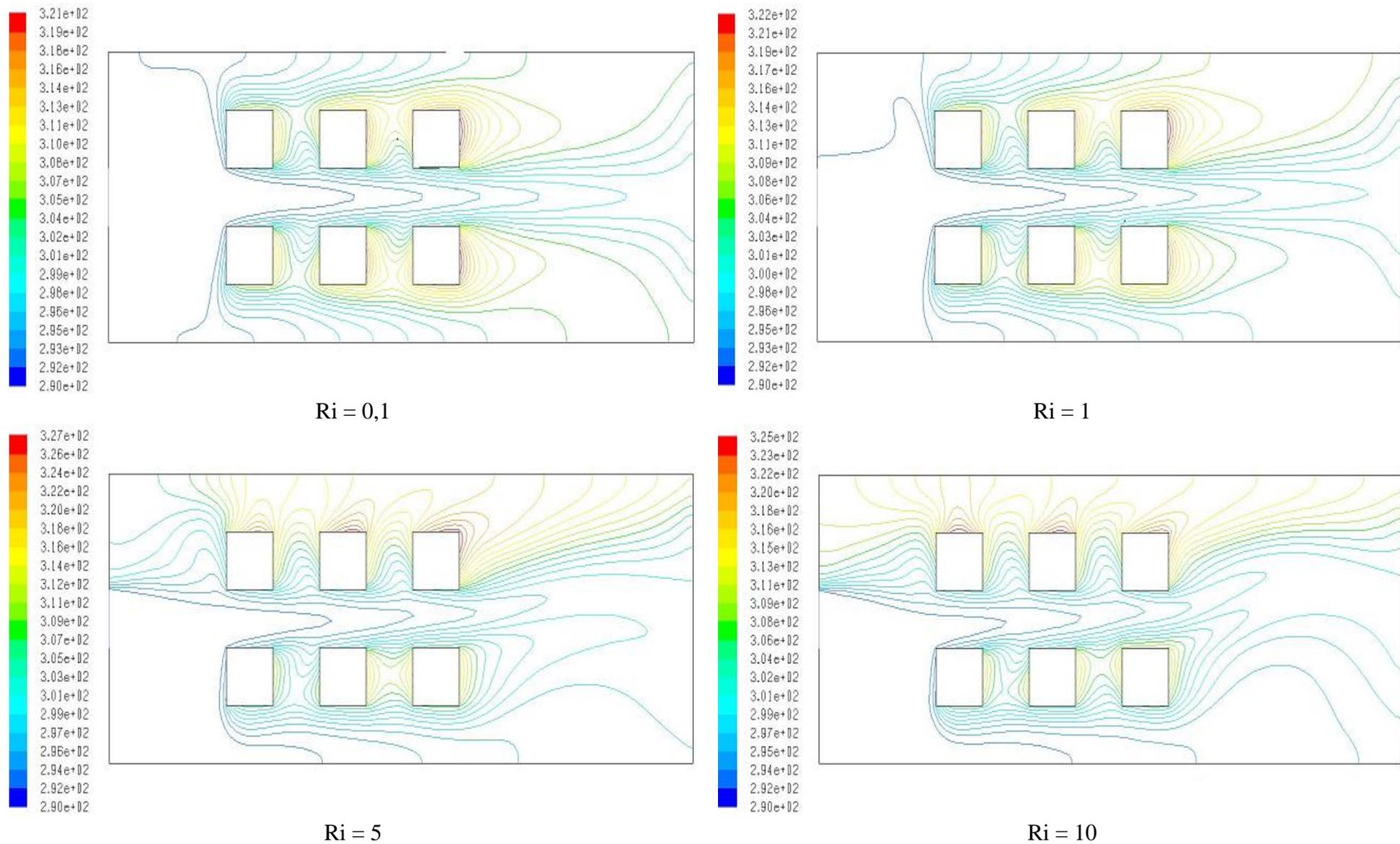
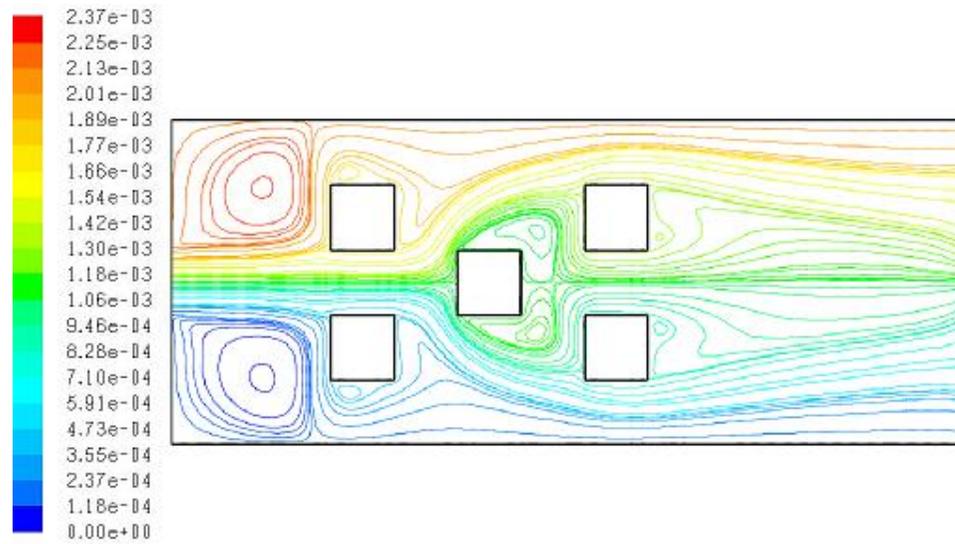
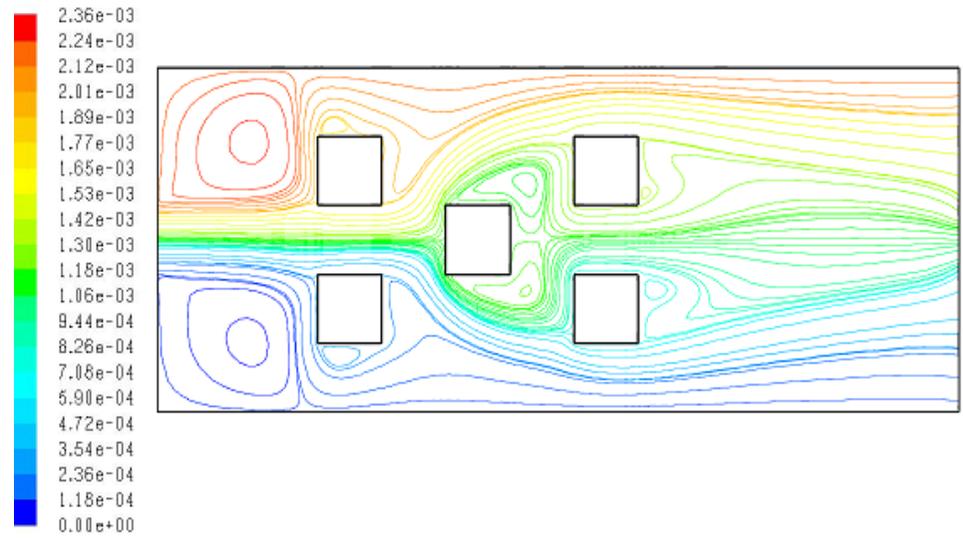


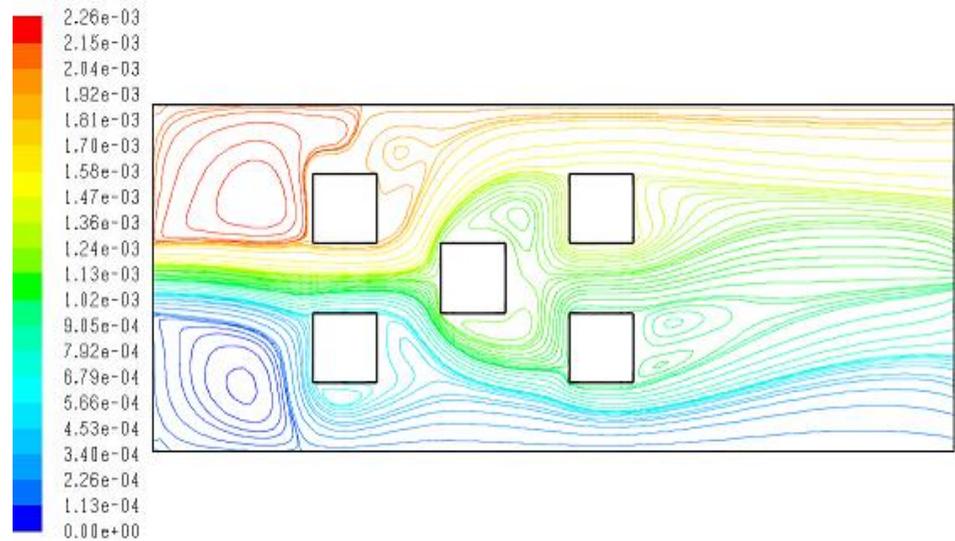
Figure 4.6: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les ailettes carrées alignées



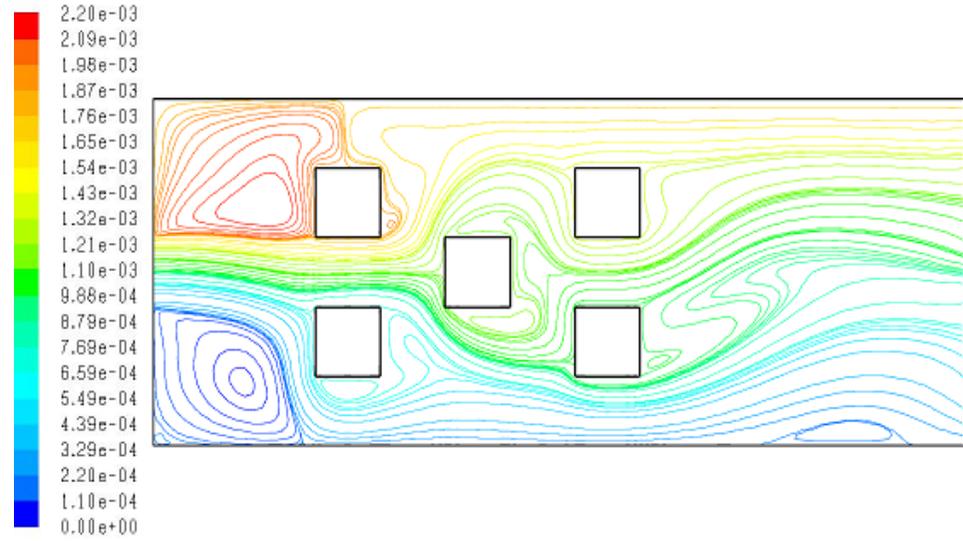
Ri= 0,1



Ri= 1



Ri= 5



Ri= 10

Figure 4.7: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes de courant pour les ailettes carrées décalées

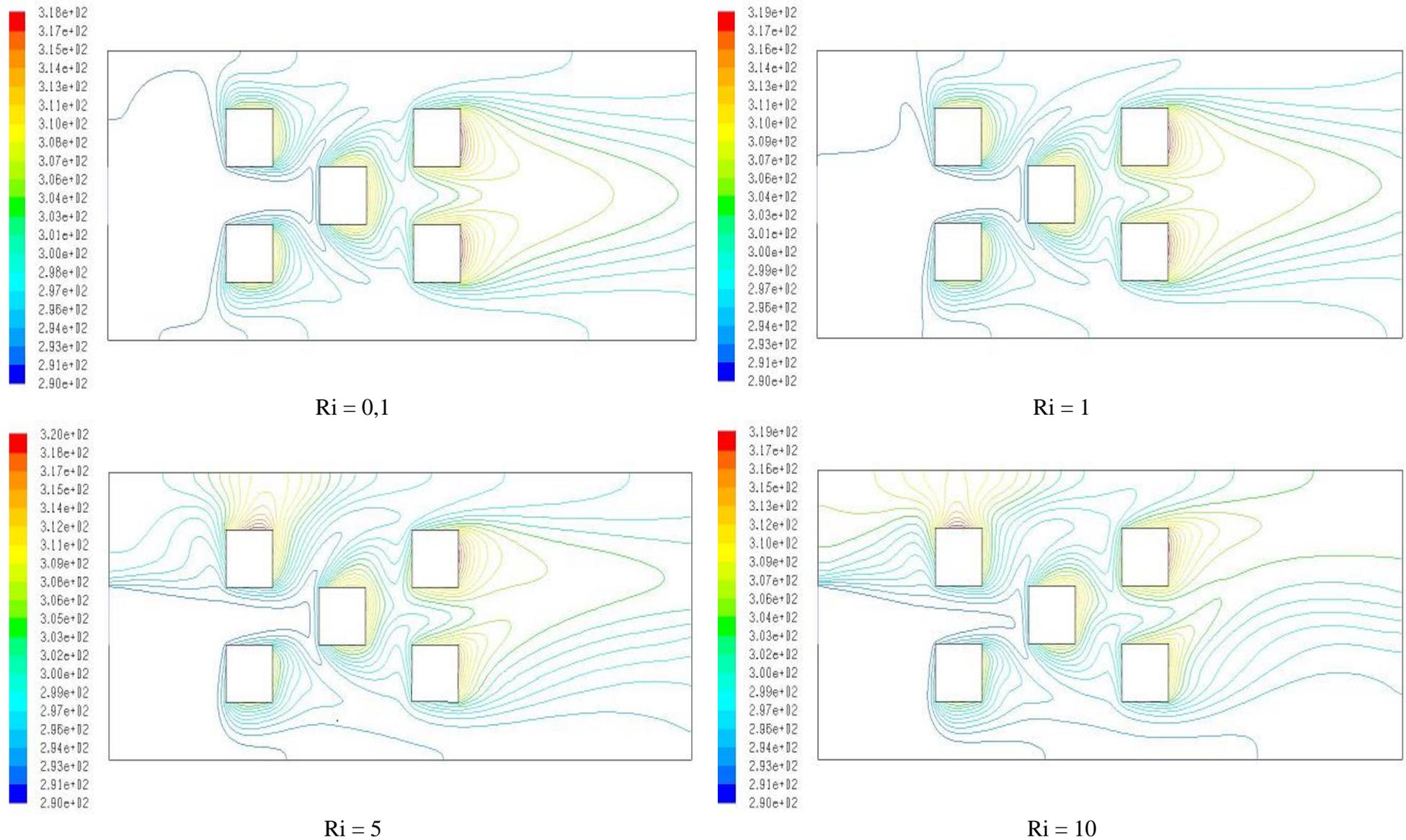


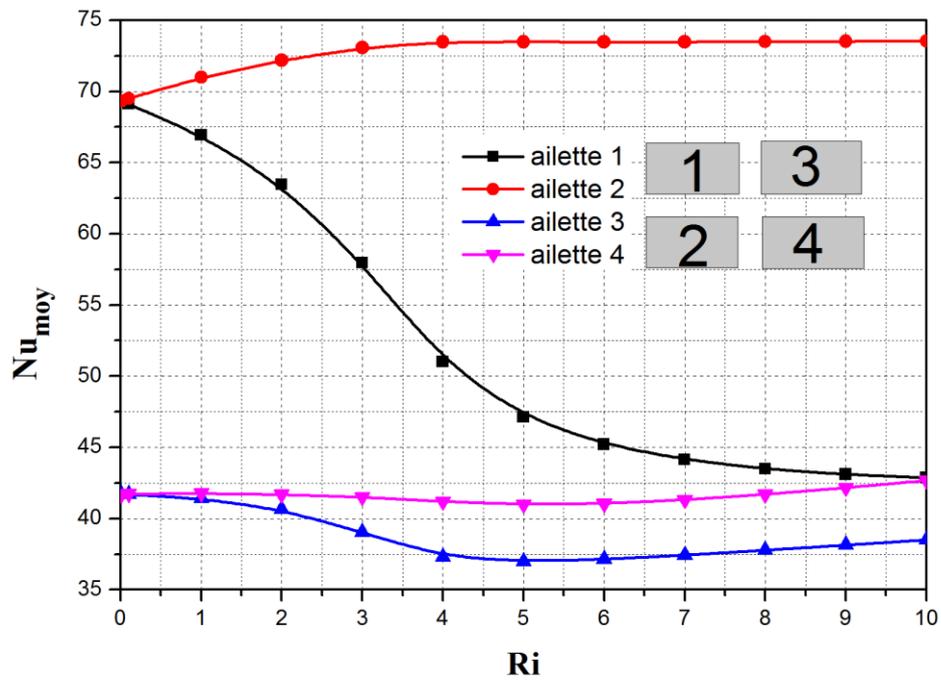
Figure 4.8: Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les ailettes carrées décalé

4.4. Variation du nombre de Nusselt

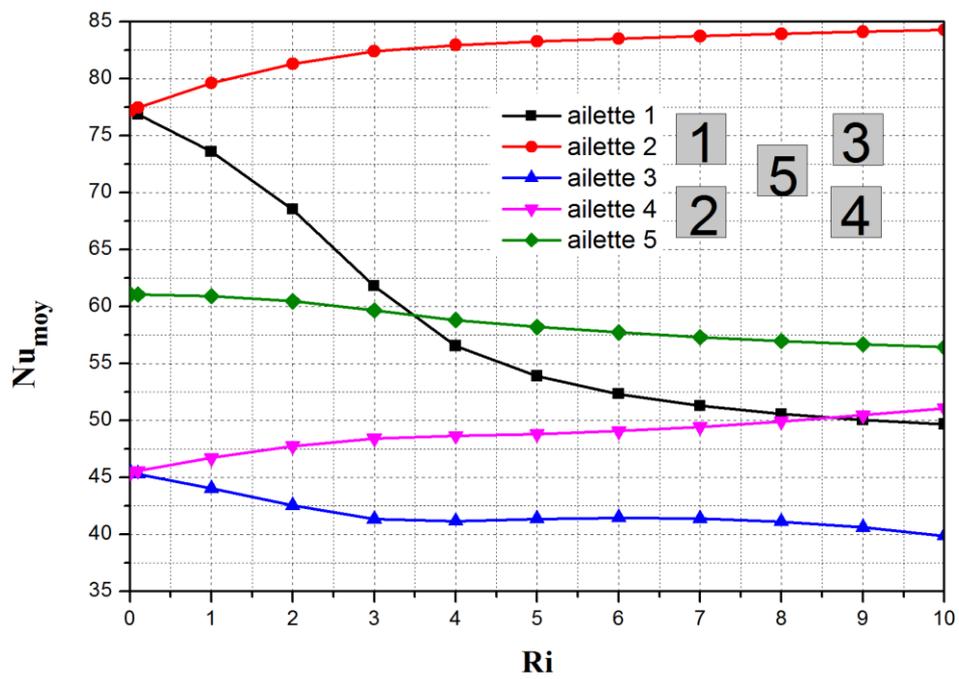
La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson et pour les trois configurations de la position des ailettes (rectangulaire alignés, carrées alignés et carrées décalés) est représentée sur la figure 4.9. On remarque que :

- Le nombre de Nusselt moyen diminue lorsque le nombre de Richardson Ri augmente pour **l'ailette 1** et pour les trois configurations.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente jusqu'à $Ri = 3$, puis reste constant pour **l'ailette 2** et pour les deux configurations (rectangulaires alignés et carrées alignés), par contre pour la configuration carrée décalé le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de Ri .
- Pour **l'ailette 3**, le nombre de Nusselt moyen diminue lorsque le nombre de Richardson $Ri \leq 5$ pour les configurations rectangulaires alignés et carrées alignés, au-delà ($Ri > 5$) le nombre de Nusselt reste presque constant. Concernant la configuration « carrées décalés », le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre de Ri . D'autre part, le nombre de Nu_{moy} reste presque constant pour **l'ailette 4** et pour les deux configurations rectangulaires alignés et carrées alignés. Pour la configuration « carrés décalés », nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Ri
- Les deux courbes du nombre de Nusselt sont confondues et presque constant pour **les ailettes 5-6** et pour la configuration « rectangles alignés », par contre, pour la configuration « carrées décalés » le nombre de Nusselt diminue lorsque Ri augmente.

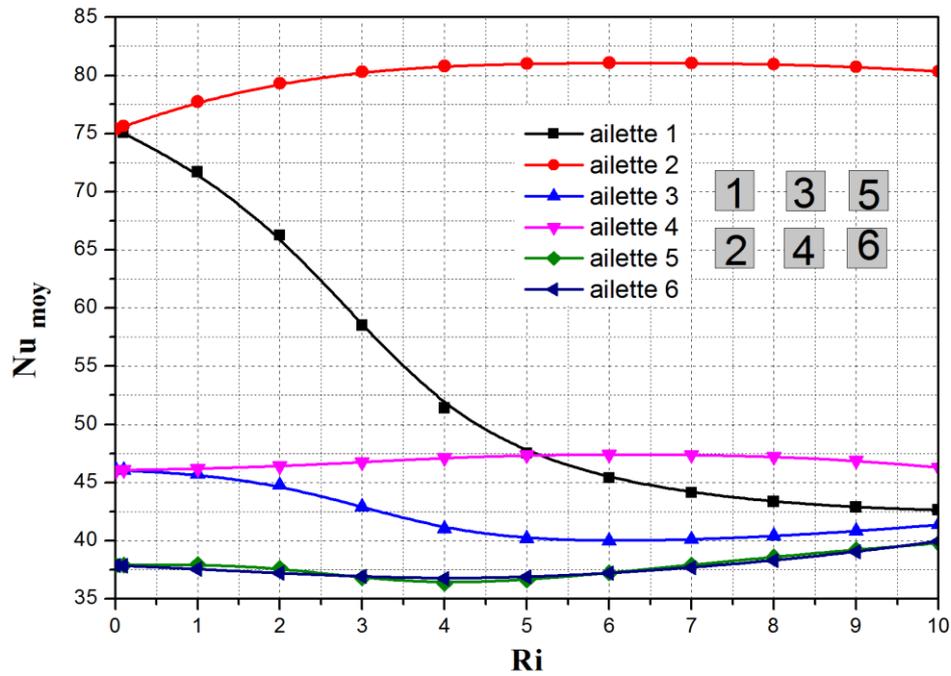
D'après ces résultats on peut dire que l'échange de chaleur entre le fluide et les ailettes est meilleur dans le cas au ces ailettes situées au-dessous de la source de l'air imposé dans le canal. Ce résultat est logique parce que pour les faibles valeurs de Ri , la convection forcée prédomine sur la convection naturelle et donc le refroidissement des ailettes dû uniquement à la vitesse d'écoulement, par contre pour les grandes valeurs de Ri , la convection naturelle prédomine sur la convection forcée, c'est-à-dire que les molécules d'air chaudes montent vers le haut et les molécules d'air froides descendent vers le bas. Ceci explique la température élevée par rapport aux ailettes situés au-dessous de la source de l'air imposée.



(a)



(b)



(c)

Figure 4.9 : variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Richardson Ri pour : a) rectangles alignés, b) carrées décalés et c) carrées alignés

4.5. Conclusion

Dans ce travail, on a effectué une simulation numérique de la convection mixte dans un canal. Pour voir l'influence du nombre de Richardson Ri, les configurations des ailettes du dissipateur de chaleur (rectangulaires alignés, carrées alignés, et carrées décalés) sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson pour les ailettes situés au-dessous de la source de l'air imposée et pour la configuration carrée décalés.

*Conclusion
générale*

Dans ce mémoire, on a effectué une simulation numérique de la convection mixte dans un canal avec trois configurations des ailettes (rectangulaires alignées, carrées alignées et carrées décalées). Le flux de chaleur de microprocesseur est fixé à 20 W/m^2 . En se basant sur les approximations de Boussinesq pour la convection naturelle et la vitesse de fluide pour la convection forcée. Le système d'équation simplifié résultant est résolu numériquement par la méthode des volumes finis. La simulation numérique a été faite avec le code commercial du CFD (FLUENT version 6.3.26). La validation numérique de cette simulation a montré une bonne concordance entre nos résultats avec le résultat de ceux de [31]. L'objectif de cette étude est d'étudier l'effet de la position des ailettes et la variation du nombre de Richardson Ri sur l'amélioration de transfert de chaleur convectif.

Les principaux résultats de ce travail peuvent être résumés comme suit :

- Le transfert de la chaleur convectif dépend de l'augmentation du nombre de Richardson
- La configuration carrée décalée donne un bon transfert de chaleur
- Les ailettes situées au-dessous de la source de l'air imposée favorisant un bon transfert de chaleur.

Notre étude s'est focalisée sur la problématique de la convection mixte avec des parois en régime laminaire, il serait intéressant pour un travail futur d'explorer :

- Régime turbulent
- La position des ouvertures de l'entrée et de la sortie
- La forme des ailettes cylindriques (alignées et décalées), elliptiques (alignées et décalées)
- La position du dissipateur
- Augmente le nombre des ailettes

Liste de références

-
- [1] **HAMOUCHE .A**[2012], thèse doctotat « Étude de la Convection Mixte dans un Canal Contenant des Sources de Chaleur ».
- [2] **SOUIADI .L**, thèse magistre « la convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffés » *Année : 2012- 2013*.
- [3] **KESSI F et YAHIAOUI M**, thèse master «Refroidissement des composants électroniques par convection forcée : Simulation numérique.» *Année : 2014- 2015*.
- [4] Habchi, S., Acharya, Y. (1986): Laminar mixed convection in partially blocked, vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, No 11, pp. 1711-1722.
- [5] **Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1987**, « Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks» *Journal of Heat Transfer* , Vol. 109, pp. 321-328
- [6] **Kim, S.Y, Huang, J. S., Jae M. H. (1992)** : Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, N°11, pp .2941 – 295
- [7] **Young, T., J., Vafai, K. (1998)**: Convective cooling heated obstacle in a channel, *International Journal of Heat and Mass transfer*, vol. 41, pp. 3131-3148.
- [8] **Young, T., J., Vafai, K. (1998)**: Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.41, pp. 3279-3298.
- [9] **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.
- [10] **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.
- [11] **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 »*International Journal of Heat Transfer*, vol.42, pp. 1217 – 1235
- [12] **Wang, Q. et Jaluria, Y. (2004)**. «Three dimensional conjugate Heat Transfer in a horizontal channel with discrete heating»,*ASME Journal of Heat Transfer*, vol 126: pp. 642 - 647.
- [13] **Manca, O., Sergio, N., Vincenzo, N. (2002)**: Effect natural convection of the distance between an inclined discretely heated plate and a parallel shroud bellow, *Journal of Heat Transfer*, vol. 124 pp. 441-451.
-

-
- [14] **Fang, C.L. (2003):** Effect of mixed convection on transient hydrodynamic removal of contaminant from cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 2039 – 2049.
- [15] **Furukawa, T, Yang, W-J. (2003):** Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 5005-5015.
- [16] **Gunes, H. (2003):** Analytical solution of buoyancy-driven flow and heat transfer in a vertical channel with spatially periodic boundary conditions, *Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 33-45.
- [17] **Icoz, T., Jaluria, Y. (2004):** Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs, *Journal of Electronic Packaging*, vol. 126, pp. 465 – 471.
- [18] **Chen, S. W., Lin, T. F., Chang, C. Y., Lir, J.T. (2004):** Stabilisation and elimination of transient instable mixed convective vortex flow of air in a bottom heated horizontal flat duct by top plate heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 4137 – 4152.
- [19] **Shung, W., Bao-H. T. (2004):** Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with transversally oscillating cylinder, *International Journal of Heat Transfer*, vol. 47, pp. 341-351
- [20] **Wang, Q., Jaluria, Y. (2004):** Three dimensional conjugate Heat Transfer in a horizontal channel with discrete heating, *Journal of Heat Transfer*, vol.126, pp. 642 -647.
- [21] **Da Silva, A.K., Lorente, S., Bejan, A. (2004):** Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 203-214.
- [22] **Leong, J.C., Brown, N.M., Lai, F. C. (2005):** Mixed convection from an open cavity in a horizontal channel, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, vol.32, pp. 583 – 592.
- [23] **Icoz, T., Jaluria, Y. (2005):** Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 48, pp. 831-847.
- [24] **Calgani, B., Msili, F., Paroncini, M. (2005):** Natural convective heat transfer in a square enclosures heated from below, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2522-2531
- [25] **Bhowmik, H., Tou, K. W. (2005):** An experimental study of transient heat transfer from discrete heat sources in water cooled vertical rectangular channel, *Journal of Electronic Packaging*, vol. 127, pp. 193-199.
- [26] **Dogan. A M. Sivrioglu, S. Baskaya (2005):** Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 1244 -1252
-

- [27] **Bazylak, A., Djilali, N., Sinton, D. (2006):** Natural convection in an enclosure with distributed heat sources, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol.49, pp.655-667.
- [28] **A. Hamouche. (2007)** « Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte »Mémoire de Magistère, Université Mentouri de Constantine.
- [29] **Bejan .A, D. Allan, Kraus,** 'Heat transfer handbook', TJ250.B35, 2003.
- [30] **Patankar, S. V. (1980).** Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere/McGraw-Hill, Washington D.C.

RESUME

Dans ce travail, on a étudié numériquement le refroidissement des composants électroniques par convection mixte avec source de chaleur constant. Le but de cette étude est de voir l'influence de l'augmentation du nombre de Richardson et les différentes configurations des ailettes du dissipateur (rectangulaires alignées, carrées alignées et décalées) sur l'amélioration du transfert thermique. La simulation numérique est réalisée à l'aide de code commercial ANSYS FLUENT. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson Ri pour les ailettes situés au-dessous de la source de l'air imposée et pour la configuration carrée décalé.

Mots clés : Convection mixte, configuration, refroidissement, composants électroniques, dissipateur.

ملخص

في هذا العمل تم دراسة تبريد المكونات الإلكترونية بالحمل الحراري المختلط مع مصدر حرارة ثابت عدديًا. الهدف من هذه الدراسة هو معرفة تأثير زيادة عدد ريتشاردسون والتكوينات المختلفة لزعانف المبرد الحراري (المحاذاة المستطيلة والمحاذاة المربعة) على تحسين نقل الحرارة. يتم إجراء المحاكاة العددية باستخدام الكود التجاري أنسيس فلينت أظهرت النتائج أن انتقال الحرارة يزداد مع زيادة رقم ريتشاردسون لسون للزعانف أسفل مصدر الهواء المفروض ولتشكيل مربع الإزاحة الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري المختلط، التكوين، التبريد، المكونات الإلكترونية، غرفة التبريد.

ABSTRACT

In this work, the cooling of electronic components by mixed convection with constant heat source was studied numerically. The aim of this study to see the influence of increasing the Richardson number and the different configurations of the heat sink fins (rectangular aligned, square aligned and offset) on the improvement of heat transfer. Numerical simulation is performed using ANSYS FLUENT commercial code. The results show that the heat transfer increases with increasing Richardson Ri number for the fins below the imposed air source and for the offset square configuration.

Keywords: Mixed convection, configuration, cooling, electronic components, heat sink.