

11/531.656

Université du 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin D'études
Pour l'obtention du diplôme de Master

Option : Maintenance Industrielle

Présenté par : MOUMENI Izzeddine

=====

Titre du mémoire

***Simulation numérique d'un écoulement d'air
par convection mixte dans un canal vertical.***

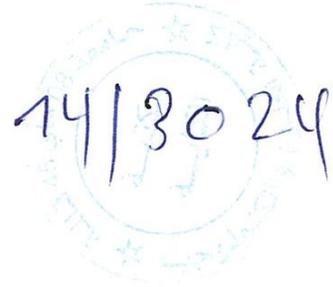
=====

Sous la Direction de :

Mr. BOUREZG Khaled

Année universitaire 2013/2014

Remerciement



En préambule à ce mémoire je remercie ALLAH qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude.

J'avais envie d'adresser mes sincères remerciements aux membres de jury d'avoir accepté de juger mon travail.

La première personne que je tiens à remercier est mon encadrant Mr. Bourezg Khaled, pour l'orientation, la confiance, la patience qui ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être mené au bon port. Qu'il trouve dans ce travail un hommage vivant à sa haute personnalité.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à tous les professeurs qui m'a enseigné et qui par leurs compétences j'ai soutenu dans la poursuite de mes études.

Je souhaite adresser aussi mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

Je remercie enfin tous ceux qui, d'une manière ou d'une autre, ont contribué à la réussite de ce travail et qui n'ont pas pu être cités ici.

Sommaire

| | |
|-----------------------------|---|
| Introduction générale | 1 |
|-----------------------------|---|

Chapitre I

Généralité et synthèses bibliographiques

| | |
|---|----|
| I.1 Introduction | 2 |
| I.1.1 Généralité | 2 |
| I.1.2 Définition de la convection | 3 |
| I.2 Revues bibliographiques | 4 |
| I.3 Objectif du travail..... | 14 |

Chapitre II

Formulation mathématique

| | |
|--|----|
| II.1 Introduction | 15 |
| II.2 Description du problème | 15 |
| II.3. Equations générales en régime laminaire..... | 16 |
| II.3.1. Equation de continuité | 16 |
| II.3.2. Les équations de quantité de mouvement | 16 |
| II.3.3. L'équation de l'énergie | 17 |
| II.4 Hypothèses simplificatrices | 17 |
| II.5 Approximation de Boussinesq..... | 18 |
| II.6 Equations de problème | 18 |
| II.7 Adimensionnalisation des équations : | 19 |
| II.8 Nombres adimensionnels | 20 |
| II.8.1 Nombre de Prandtl | 20 |
| II.8.2 Nombre de Reynolds | 20 |
| II.8.3 Nombre de Grashof | 20 |
| II.8.4 Nombre de Richardson | 21 |
| II.9 Condition aux limites | 21 |

Chapitre III

Présentation du logiciel de calcul

| | |
|--------------------------|----|
| III.1. Introduction..... | 23 |
|--------------------------|----|

| | |
|--|-----------|
| III.2. Maillage | 23 |
| III.3. Présentation du Logiciel de Calcul | 26 |
| III.3.1. Principes Des Codes CFD | 27 |
| III.3.2. Les différentes Etapes à suivre pour la modélisation numérique par fluent | 28 |
| III.4. Présentation GAMBIT | 28 |
| III.4.1. Description du panel général | 29 |
| III.4.2. Description des menus du Panel Global Control | 30 |
| III.4.3. Description des menus du Panel Operation | 31 |
| III.4.4. Choix du maillage | 37 |
| III.4.5. Fluent | 38 |
| III.4.6. Choix des paramètres de Fluent | 40 |
| III.4.6.1. Procédure sous Fluent | 40 |
| III.4.6.2. Simple précision ou double précision | 40 |
| III.4.6.3. Choix de la formulation du solveur | 40 |
| III.4.6.4. Schémas de discrétisation | 41 |
| III.4.5. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse | 42 |
| III.5. Conditions aux limites | 42 |
| III.5.1. Condition aux limites utilisée par le code FLUENT | 42 |

Chapitre IV

Résultats et discussions

| | |
|--|-----------|
| IV.1. Introduction | 44 |
| IV.2. Validation du code de calcul | 45 |
| IV.3. Effet du nombre de Reynolds | 46 |
| IV.4. Effet de la hauteur de l'obstacle | 49 |
| Conclusion générales | 51 |
| Références bibliographiques | 52 |
| Annexe..... | 54 |

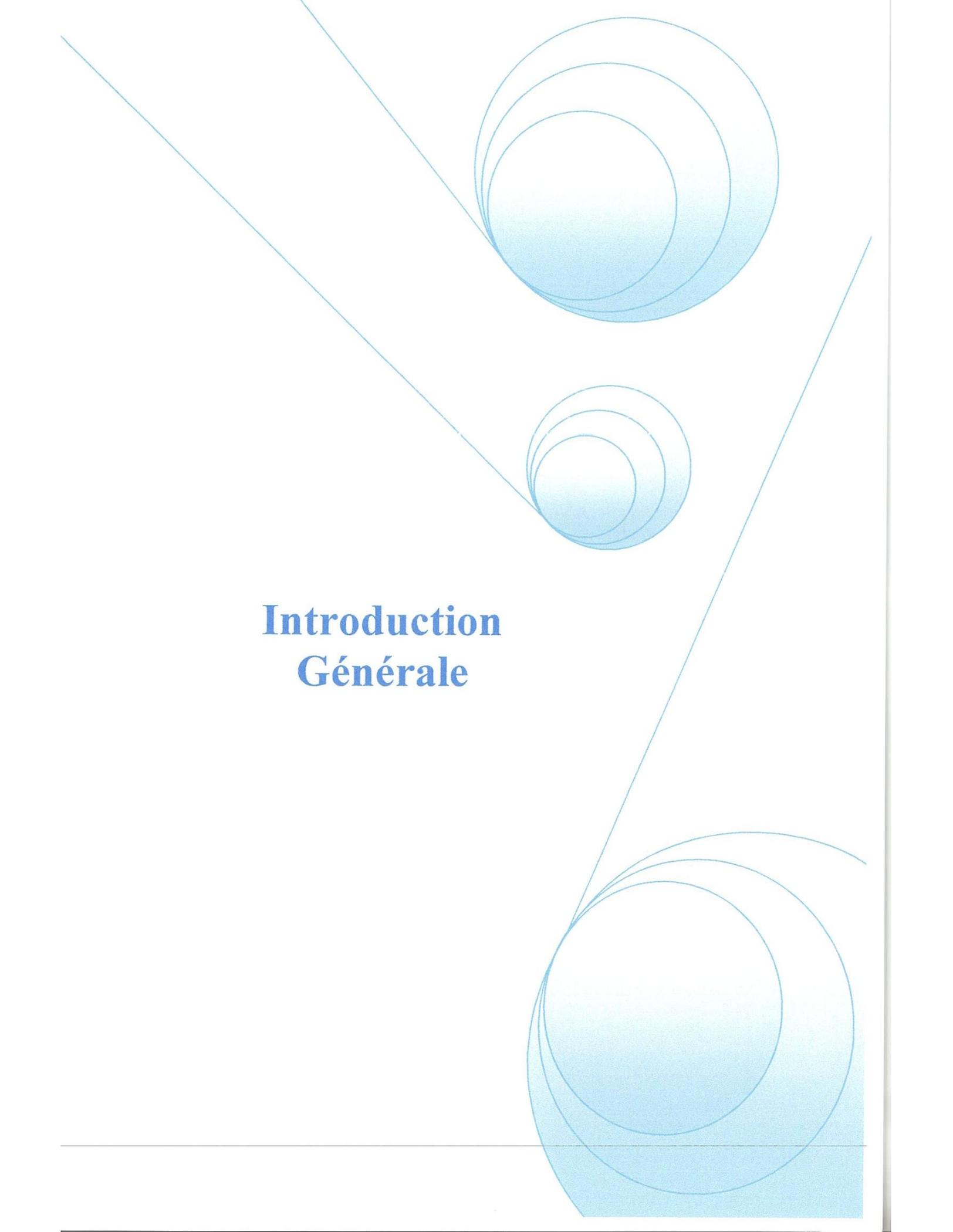
Nomenclature

| Symboles | Description | Unités |
|----------|--|--------------------|
| C_p | La chaleur spécifique à pression constante | $(J/kg\ K)$ |
| g | Accélération de la pesanteur | (m/s^2) |
| h | Coefficient de transfert de chaleur par convection | $(W/m^2\ C^\circ)$ |
| b | Distance entre les parois | (m) |
| H | Hauteur d'obstacle | (m) |
| L | Longueur d'obstacle | (m) |
| L_1 | Longueur entre l'entrée et l'obstacle | (m) |
| L_2 | Longueur entre l'obstacle et la sortie | (m) |
| S | Aire de la surface de contact solide/fluide | (m^2) |
| T_p | Température de surface du solide | (C°) |
| T_f | Température du fluide loin de la surface du solide | (C°) |
| q | Densité de flux thermique | (W/m^2) |
| K | La conductivité thermique | $(W/m\cdot K)$ |
| u, v | Composantes des vitesses | (m/s) |
| U, V | Composantes adimensionnelles des vitesses | |
| U_0 | Vitesse de l'entrée | (m/s) |
| p | Pression dimensionnelle | (Pa) |
| P | Pression adimensionnelle | |
| T | Température dimensionnelle | (K) |
| x, y | Coordonnées d'espace dimensionnelles | (m) |
| X, Y | Coordonnées d'espace adimensionnelles | |
| i, j | $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes | |

| Symboles Grecs | | |
|----------------|--|------------|
| α | La diffusivité thermique | (m^2/s) |
| μ | Viscosité dynamique | $(kg/m.s)$ |
| ρ | Masse volumique | (kg/m^3) |
| β | Coefficient d'expansion thermique à pression constante | $(1/K)$ |
| ν | Viscosité cinématique | (m^2/s) |
| θ | Température adimensionnelle | |
| φ | Flux de chaleur transmis par convection | (W) |

Nombres adimensionnels

| | |
|------------------|----------------------|
| <i>Pr</i> | Nombre de Prandtl |
| <i>Re</i> | Nombre de Reynolds |
| <i>Gr</i> | Nombre de Grashof |
| <i>Ri</i> | Nombre de Richardson |

The page features an abstract graphic design in shades of blue. It consists of several overlapping circles of varying sizes, some of which are partially cut off by the edges of the page. These circles are arranged in a way that suggests a sense of depth and movement. Two thin, light blue lines intersect at a point, forming a V-shape that frames the central text. The overall aesthetic is clean and modern.

Introduction Générale

Introduction générale

La théorie de transfert de la chaleur est une science, qui étudie la façon, dont la chaleur se propage d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Elle a subit une étude intensive pour satisfaire les exigences des autres technologies nucléaires, solaires... etc.

Avec le développement prodigieux des techniques modernes, il est devenu indispensable à tout ingénieur, quelque soit le domaine où il sera appelé, à posséder de bonnes connaissances des lois fondamentales de transfert thermique.

Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie, il existe dans chaque aspect de la vie et a un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le mécanisme le plus important de transfert d'énergie est représenté par le mode de convection, qui s'effectue par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

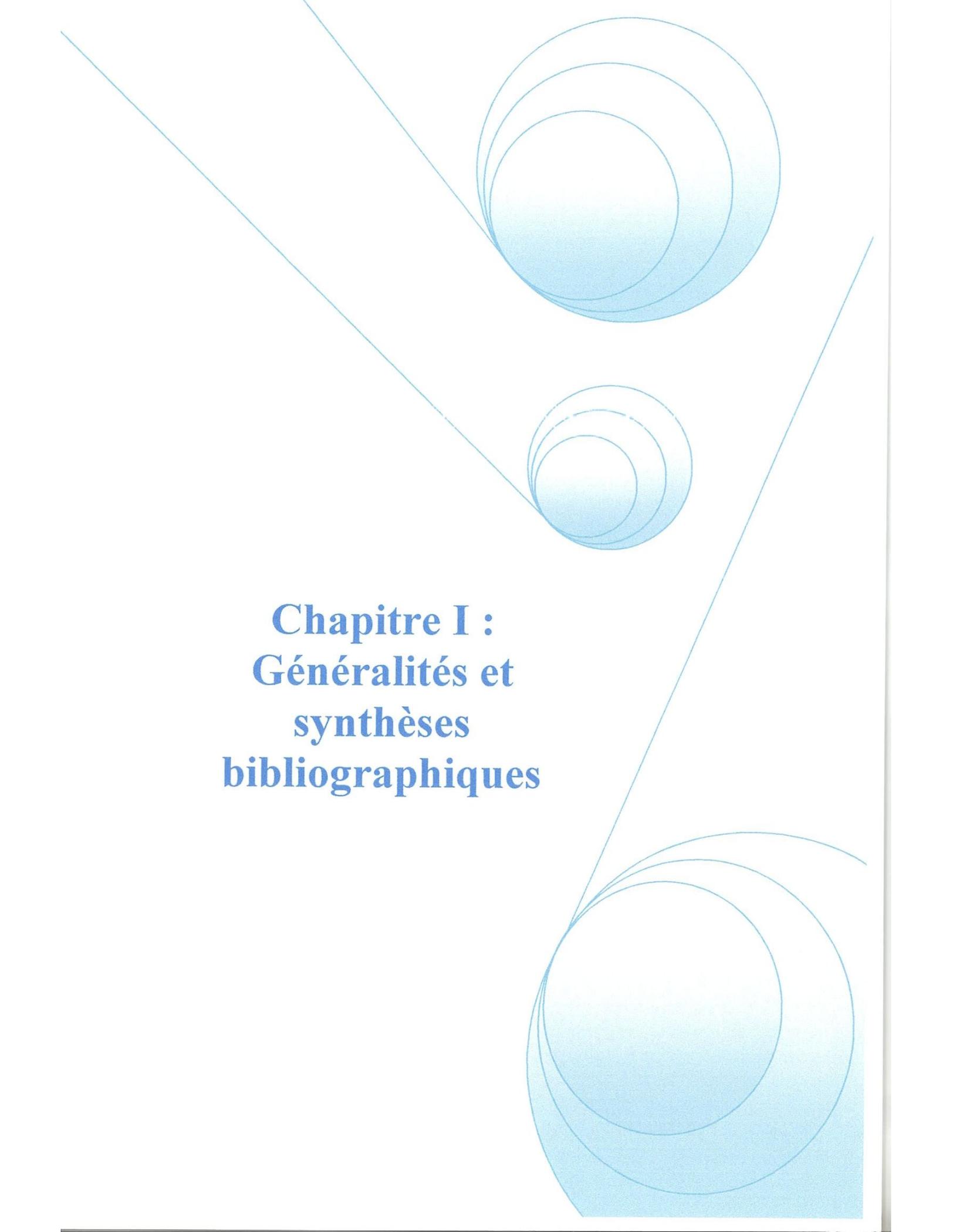
C'est un phénomène fréquent dans l'atmosphère terrestre. Elle peut être déclenchée par un réchauffement du sol par le soleil, par le mouvement d'une masse d'air froid au-dessus d'un plan d'eau relativement chaude, ou par d'autres phénomènes, qui provoquent le réchauffement relatif du bas d'une couche atmosphérique par rapport à son sommet.

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

La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température et la convection forcée est due par une action d'une force extérieure (exemple : la pompe... etc.)

Pour résoudre les problèmes de transfert thermique, on doit recourir à des méthodes numériques dans le cas où on ne peut pas les résoudre analytiquement. Parmi ces méthodes les plus utilisées, on peut citer les différences finies, éléments finis, volumes finis... etc.

L'objectif de notre étude consiste à étudier numériquement le transfert thermique par convection mixte laminaire d'un écoulement d'air dans un canal vertical, avec l'une de ses parois est chauffée uniformément, tandis que l'autre est adiabatique.

The page features a decorative graphic consisting of three overlapping circles of varying sizes, each filled with a light blue gradient. These circles are positioned in the upper right, middle right, and lower right areas. Two thin, light blue lines intersect at a point on the left side of the page, forming a large 'V' shape that frames the central text.

**Chapitre I :
Généralités et
synthèses
bibliographiques**

I. Introduction

I.1 Généralités :

Le concept d'énergie est utilisé en thermodynamique pour préciser l'état d'un système. Il est bien connu le fait que l'énergie n'est ni créée ni détruite, mais seulement transformée d'une forme à l'autre. La science de la thermodynamique étudie la relation entre la chaleur et d'autres formes d'énergie mais l'objectif de la science du transfert de chaleur (transfert thermique) est l'analyse du taux de transfert thermique ayant lieu dans un système. L'énergie transférée par transfert de chaleur n'est pas directement mesurable mais peut être appréciée par une quantité mesurable appelée la température. On a constaté par des observations expérimentales que lorsque dans un système il y a une différence de température, un flux de chaleur (flux thermique) apparaît et il est orienté de la région à haute température vers la région à basse température. Lorsqu'il y a un flux thermique dans un système, un gradient de température y est présent également. La connaissance de la distribution de la température dans un système est nécessaire dans l'étude du transfert thermique.

Les problèmes de transfert thermique jouent un grand rôle dans les applications techniques, soit que les échanges doivent être importants et rapides, soit que, au contraire, on cherche à obtenir un excellent isolement thermique. En électrotechnique, par exemple, la connaissance de la distribution de la température détermine les contraintes thermiques, dans un équipement électrique, qui sont nécessaires au dimensionnement des différents éléments (voies de courant, chambre de coupure, contacts électriques, etc.)

Dans l'étude du transfert thermique on distingue trois modes de transmission de la chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement. Le premier phénomène, la conduction, a lieu dans les solides. La convection se rencontre spécialement dans les fluides. L'apport de chaleur par rayonnement peut avoir lieu dans tous les milieux transparents aux ondes électromagnétiques. En réalité la distribution de la température, dans un milieu, est la conséquence des effets de ces trois modes de transfert thermique; il est impossible d'isoler un mode de transfert thermique d'un autre mode. Pourtant, pour la simplicité de l'étude, on considère ces modes de transfert thermique séparément. Par exemple, on peut étudier la conduction couplée avec la convection et on néglige le rayonnement.

Une grandeur souvent utilisée dans l'étude du transfert thermique est la densité du flux thermique qui représente la chaleur traversant l'unité de surface et par unité de temps.

Dans le cas d'un écoulement d'un fluide en contact avec une paroi solide, s'il y a une différence de température entre la paroi et le fluide, il y a alors un transfert thermique entre le fluide et la paroi comme une conséquence du mouvement du fluide par rapport à la surface de la paroi. Ce phénomène de transfert de chaleur est appelé **convection**.

I.2 Définition de la convection :

Le terme convection vient du mot latin « convectio », qui signifie action de transporter. Elle peut se présenter sous trois modes, à savoir la convection naturelle, la convection forcée et la convection mixte :

- **la convection naturelle ou libre**, lorsque l'écoulement est seulement dû à une variation de densité du fluide ;
- **la convection forcée**, où l'écoulement est dû à une force extérieure (ventilateur, etc.) ;
- **la convection mixte** qui est une combinaison des deux.

La densité du flux thermique " ϕ " est donnée par la loi de Newton : $\phi = h \cdot S \cdot (T_p - T_f)$

Avec :

ϕ : Flux de chaleur transmis par convection ; (W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ; ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide ; (m^2)

T_p : Température de surface du solide ; ($^\circ C$)

T_f : Température du fluide loin de la surface du solide ; ($^\circ C$)

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

II. Revues bibliographiques :

La convection naturelle, forcée et mixte trouve son application dans les domaines de refroidissement d'équipement électronique, du chauffage solaire, de la technologie solaire et de la sûreté des réacteurs nucléaires ... etc.

Zoubir Amine et al. [1] ont étudié numériquement les transferts thermo-convectifs dans un canal vertical à flux imposé. Le canal est ouvert dans ses deux extrémités (Figure I.1), une paroi est chauffée partiellement (densité de flux constante), l'autre est adiabatique. Le canal de longueur L , de largeur d et de rapport de forme $A = L/d = 10$ est rempli d'air dont le nombre de Prandtl est égal à $Pr = 0.71$. L'écoulement est supposé incompressible, laminaire et bidimensionnel. Le mouvement d'air est gouverné par les équations de Navier-Stokes sous l'hypothèse de Boussinesq.

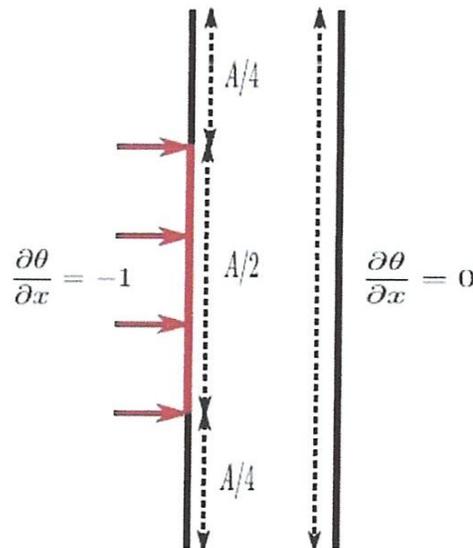


Fig. I.1. Géométrie du canal avec les conditions aux limites thermiques [1].

A.-M. Dalbert et al. [2] ont étudié le développement de l'écoulement de convection naturelle laminaire dans un canal vertical bidimensionnel formé de deux plaques planes parallèles soumises à des densités de flux thermique constantes mais non nécessairement égales, (figure I.2.a et b). Ils ont utilisé la méthode des différences finies qui tient compte de la chute de

pression due à la vitesse du fluide entrant dans le canal. Pour résoudre les équations de l'écoulement.

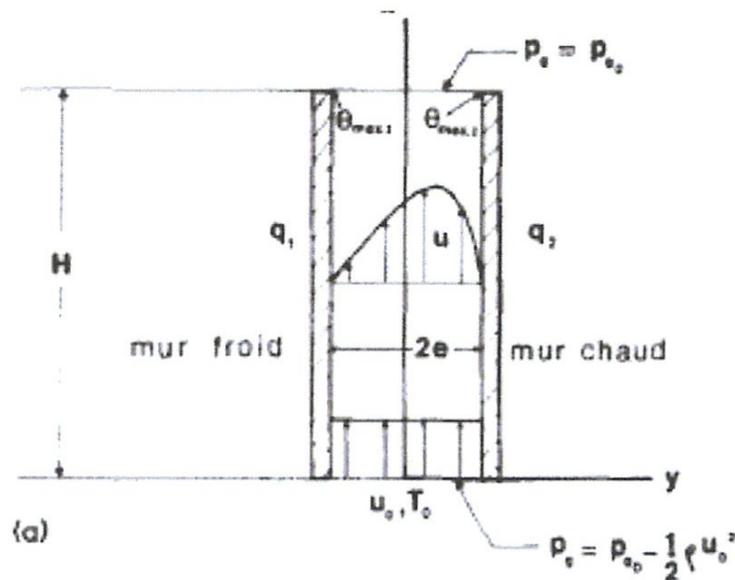


Fig. I.2.a. Modèle d'étude, canal vertical bidimensionnel [2].

La figure I.2.a montré le model de l'étude qui est proposé par les auteurs, il est constitué d'un canal vertical bidimensionnel formé de deux plaques planes parallèles de hauteur H , séparées par une distance " $2e$ " et soumises à des densités de flux thermique " q_1 " et " q_2 " constantes ($q_2 > q_1$). Le conduit est ouvert à ses extrémités supérieure et inférieure sur deux milieux semi infinis dans lesquels le fluide au repos, suppose parfait, est caractérisé par une température T_0 et une pression motrice p_0 constantes. Le fluide pénètre dans le canal à la température ambiante T_0 , et avec une vitesse uniforme u_0 . L'écoulement du fluide dans le conduit, supposé laminaire et stationnaire.

La Figure I.2.b donne la variation de la température pariétale en fonction de l'abscisse dans la conduite, pour deux valeurs de Gr et différentes valeurs de Q . Pour $Gr = 10$, la température varie linéairement dans le canal sauf sur une faible zone d'entrée, ce qui correspond à l'existence du régime établi sur une portion importante de la conduite. Par contre, pour $Gr = 100$, le régime établi n'est pas atteint avant la sortie du canal, et la température pariétale ne varie pas linéairement avec l'abscisse.

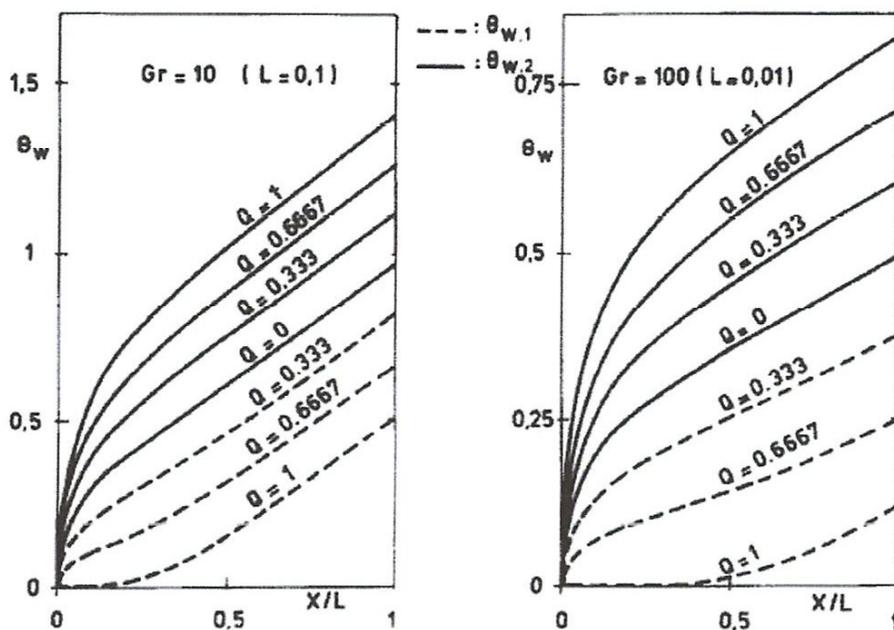


Fig. I.2.b Variation longitudinale de la température pariétale pour différentes valeurs de Q et $Gr = 10$ et 100 [2].

Ali S. Alzwayi et Manosh C. Paul [3] ont fait une étude sur la transition du flux de convection libre à l'intérieur d'un canal à paroi parallèle inclinée (figure I.3.a). Ils ont étudié les effets de changement d'angle d'inclinaison et la largeur du canal sur le flux qu'il traverse le canal. L'angle d'inclinaison du canal est varié de 0° à 85° par rapport à sa position verticale, tandis que la distance séparant les deux plaques est systématiquement diminué 0,45 à 0,06 m. Le canal est formé par deux plaques inclinées chacune avec une longueur L , et la distance entre les plaques est b . Le mur sur le côté supérieur est isotherme et chauffée ci-dessous, tandis que l'autre est adiabatique. La simulation numérique est considérée comme la convection naturelle en deux dimensions et l'état d'équilibre de l'air est choisi pour être le fluide d'essai.

Pour l'investigation sur l'effet de la largeur du canal les auteurs ont met la paroi supérieur isothermique en 70°C , la paroi inferieur adiabatique et la température d'air 15°C . Les résultats de changement de la longueur du canal sur la température moyenne sont montrés dans la figure I.3.b.

En général, les résultats montrent que la température de sortie augmente lorsque la largeur du canal est réduite progressivement mais, l'effet de l'angle d'inclinaison n'est pas direct et la température semble être plus influencée par la faible largeur du canal quand il est en particulier positionné à un angle supérieur à 60° .

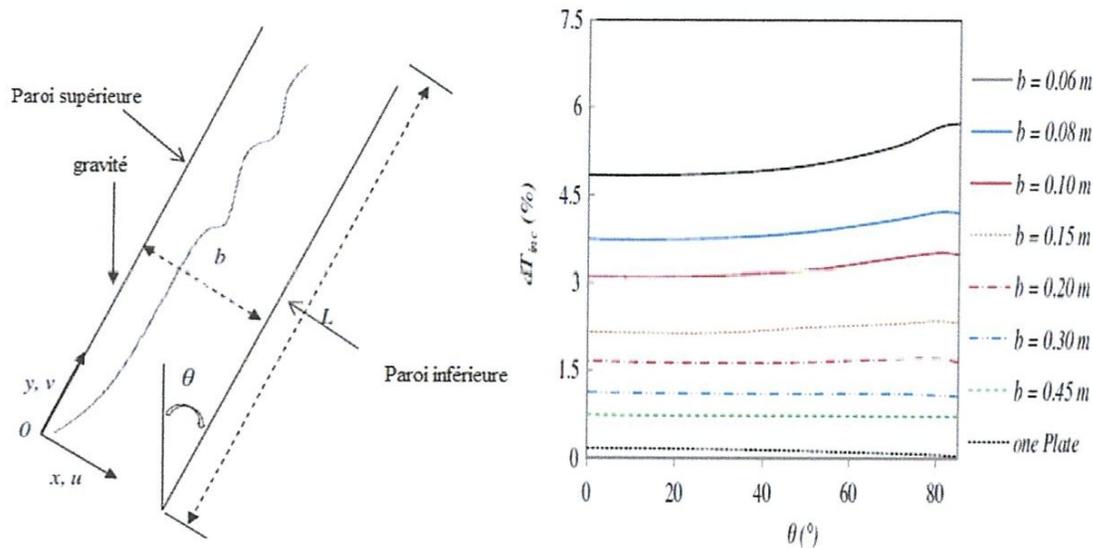


Fig. I.3.a La géométrie du problème [3]. Fig. I.3.b La température moyenne de sortie [3].

E. Sanvicente et al. [4] ont étudié expérimentalement l'analyse des écoulements de convection naturelle et des transferts de chaleur associés au sein d'un canal vertical différentiellement chauffé et soumis à une condition de flux imposé. Cette configuration a été largement étudiée pour des régimes d'écoulements laminaires. Ce travail est en lien avec le développement et l'optimisation de systèmes photovoltaïques (PV) comme composants d'enveloppe des bâtiments. Les configurations d'intégration visées sont de type double-peaux naturellement ventilées. Les expériences s'effectuent dans un canal (figure I.4) constitué de deux plaques planes parallèles et verticales ($H=1.5$ m hauteur, 0.7 m largeur) séparées de $d=0.1$ m, le rapport de forme d/H étant de $1/15$. L'entrée du canal est biseautée à 30° afin d'éliminer les zones de recirculation instationnaires se développant à partir du bord d'attaque des deux parois. Deux plaques de plexiglas ferment latéralement le canal permettant d'éviter une alimentation transversale en air. Les faces arrière de chaque panneaux sont isolées de l'extérieur (afin de minimiser les pertes) par un block en polyuréthane ($\lambda=0.027$ W/m.K et 12 cm d'épaisseur) extrudé dans un coffrage en bois. 15 feuillets indépendants en acier

inoxydable de 10 cm de large, d'épaisseur 50 μm et de conductivité moyenne ($\lambda=13 \text{ W/m.K}$) sont tendus sur chaque face intérieure des parois du canal. L'émissivité des plaques $\varepsilon=0.092$ correspond à l'émissivité des feuillards. Une puissance électrique peut être injectée dans chaque feuillard indépendant et dissipée dans le canal par effet joule. Pour le cas d'étude présenté, l'une des plaques est chauffée à flux électrique imposé.

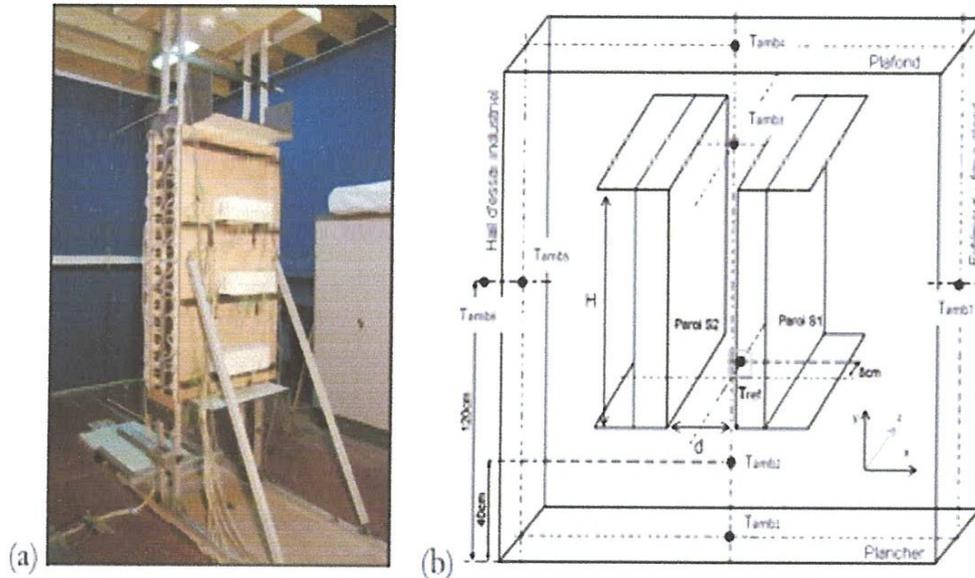


Fig. I.4.a dispositif expérimental [4]. **Fig. I.4.b** Métrologie disposée dans la salle [4].

A. Barletta [5] a fait une étude d'analyse de la convection mixte dans un canal vertical, en tenant compte de l'effet de la dissipation visqueuse. Les deux parois verticales ont été considérées isothermes ou différenciellement chauffées. Les champs de vitesses et de températures adimensionnels et le nombre de Nusselt ont été évalués dans les deux cas. Les résultats montrent que l'effet de la dissipation visqueuse peut être important, spécialement, dans le cas de l'écoulement ascendant. L'une des conséquences des termes de la dissipation visqueuse est que le transfert de chaleur n'est pas dû simplement à la conduction pure, comme dans le cas où on néglige la dissipation visqueuse.

Joo-Sik [6] a présenté une étude numérique de la convection mixte de l'écoulement de l'air, entre deux cylindres concentriques maintenus à des températures constantes puis différentes. L'écoulement forcé est induit par le cylindre extérieur froid qui tourne lentement avec une

vitesse angulaire constante. Les investigations ont été faites pour différentes combinaisons de Ra , Re et du rapport du diamètre du cylindre intérieur sur l'écart des diamètres intérieur et extérieur s , pour $Ra < 10^5$, $Re < 1500$ et $0.5 < s < 5$. Les résultats montrent qu'il y a trois types d'écoulements : écoulements à deux tourbillons, écoulements à un tourbillon et à aucun tourbillon. La circulation du fluide dans la direction de rotation des cylindres diminue en augmentant le nombre de Rayleigh. Le transfert de chaleur global à la paroi est rapidement réduit lorsqu'on atteint la valeur critique du nombre de Reynolds à la transition.

Barletta et al. [7] ont étudié analytiquement la convection mixte laminaire avec dissipation visqueuse dans un canal incliné, dont les parois sont maintenues respectivement aux températures T_1 et T_2 . Deux cas sont considérés : en premier lieu, la convection forcée avec dissipation visqueuse et les effets des forces de flottabilité pour des valeurs fixes du nombre de Brinkman, $Br = \frac{\Delta T}{T_2 - T_1}$, avec $\Delta T = \mu U_0^2 / k$. ΔT est la différence de température de référence, U_0 est la vitesse à l'entrée, μ est la viscosité dynamique du fluide et k est la conductivité thermique. En second lieu, la convection mixte sans dissipation visqueuse et les effets du nombre de Brinkman pour des valeurs fixes du nombre de Grashof ont été analysés. Les résultats montrent que la dissipation visqueuse améliore les effets des forces de flottabilité et vice versa.

Habchi. S et Acharya. Y [8] ont fait une investigation numérique de la convection mixte de l'air dans un canal vertical, contenant un obstacle sur l'une de ses parois supposée 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.

Kim et al. [9] 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 densité de puissances montées sur un système de circuits imprimés multi - couche. 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.

Manca et al. [10] ont réalisé une étude expérimentale sur l'effet de la convection naturelle, de la distance entre une plaque chauffée discrètement et une autre placée parallèlement à la première (figure I.5). Les auteurs ont considéré l'angle d'inclinaison (angles d'inclinaison entre la verticale et l'horizontale) des deux plaques et des différentes positions de trois bandes chauffées, se trouvant sur la plaque discrètement chauffée. La distance "b" entre les plaques a été changée dans l'intervalle [7.0 - 40.0] mm et deux valeurs du flux de chaleur dissipée par les appareils de chauffage ont été prises en compte. La distribution de température de la paroi en fonction de l'espacement des canaux, de l'angle d'inclinaison, du flux de chaleur des sources, du nombre et de l'arrangement des sources de chaleur ont été présentés. L'analyse montre que, pour des angles un peu plus grands que 85° , l'augmentation de la distance entre les parois ne réduit pas la température de paroi. Aux angles largement supérieurs à 85° , le résultat obtenu est totalement opposé.

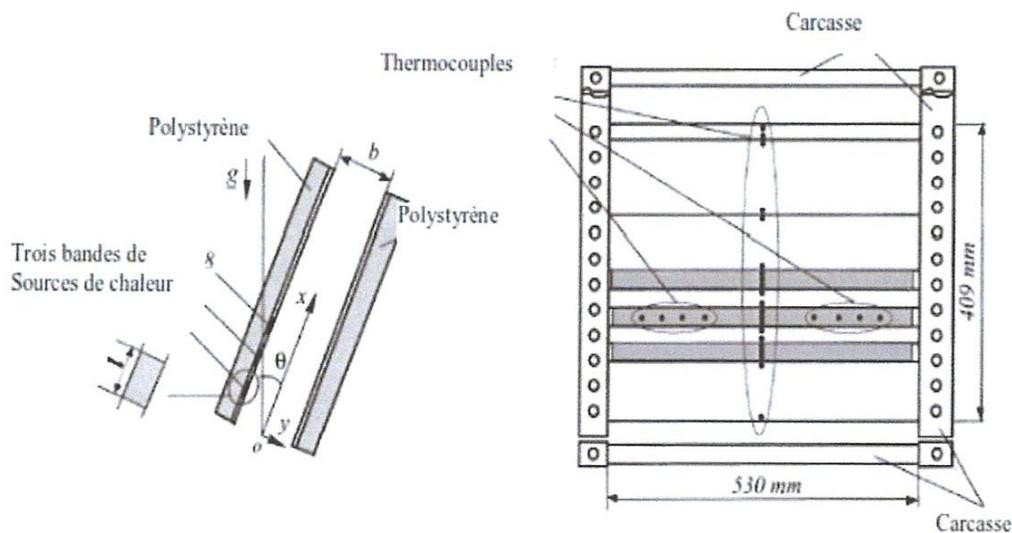


Fig. I.5. Schéma du dispositif expérimental [10].

Guimaraes et Menon [11] ont simulé la convection mixte dans un canal rectangulaire incliné et contenant trois sources de chaleur discrètes placées sur la surface inférieure du canal (figure I.6). Les effets du nombre de Reynolds, de Grashof et de l'inclinaison de canal sont obtenus. Une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques a été faite. Les résultats montrent qu'un bon accord entre les résultats est trouvé. En général, l'angle d'inclinaison a une influence plus forte sur le flux et le transfert de chaleur pour les faibles nombres de Reynolds.

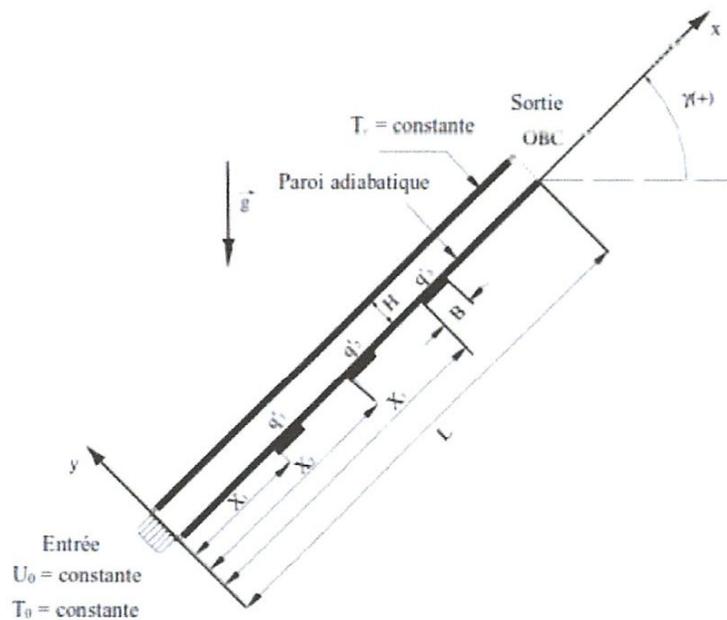


Fig. I.6. Géométrie du canal et les conditions aux limites [11].

Wu et Perng [12] ont simulé la convection mixte bidimensionnelle en régime turbulent dans un canal vertical contenant des blocs chauffés (figure I.7), avec et sans l'installation d'un turbulateur rectangulaire, au-dessus d'un bloc en amont. Les résultats montrent que l'installation du turbulateur, peut améliorer effectivement les caractéristiques du transfert de chaleur turbulent (grâce à la modification de l'écoulement). Pour le nombre de Richardson (Gr/Re^2) < 1 , l'effet de flottabilité sur l'écoulement et le transfert de chaleur est négligeable, par contre pour (Gr/Re^2) $= 20$, l'effet de flottabilité existe le long de l'horizontale des surfaces des blocs.

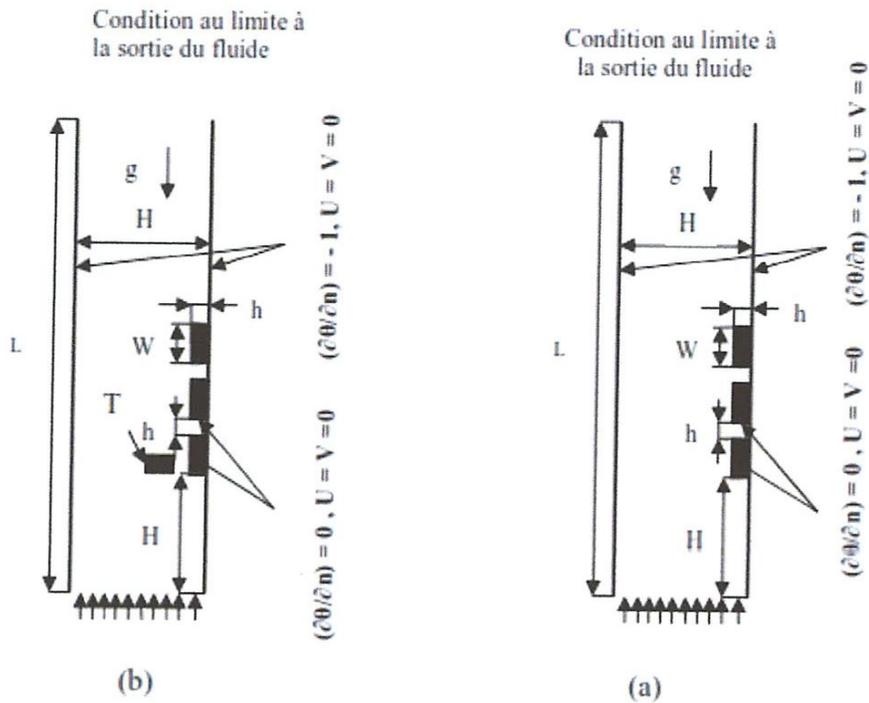


Fig. I.7 (a) Géométrie sans turbulateur, (b) Géométrie avec turbulateur (T) [12].

Le transfert de chaleur par convection mixte à partir des ailettes longitudinales à l'intérieur d'un canal horizontal a été étudié par **M. Dogan et M. Sivrioglu** [13] pour une large gamme de nombres de Rayleigh modifiés et des hauteurs différentes et des pas d'ailettes. Une étude paramétrique expérimentale (figure I.8) a été effectuée pour étudier les effets de l'espacement des ailettes, hauteur d'ailette et de l'ampleur du flux de chaleur sur le transfert de chaleur par convection mixte à partir de réseaux d'ailettes rectangulaires chauffées par le bas dans un canal horizontal. L'espacement entre les ailettes optimales pour obtenir un transfert de chaleur maximal a également été étudié. Pendant les expériences de condition aux limites à flux constant de chaleur ont été réalisées et l'air a été utilisé comme fluide de travail. La vitesse d'entrée de fluide est maintenue à peu près constante ($0,15 \leq V \leq 0,16$ m/s) et le nombre de Reynolds était toujours de $Re = 1500$. Des expériences ont été menées pour les nombres modifiés de Rayleigh $3 \cdot 10^7 < Ra^* < 8 \cdot 10^8$ et le nombre de Richardson varie entre $0,4 < Ri < 5$. Pour le transfert de chaleur par convection mixte, les résultats obtenus à partir d'études expérimentales montrent que l'espacement des ailettes optimal qui donne le transfert de chaleur maximum est de $S = 9,8$ mm et l'espacement optimal ailette dépend de la valeur de Ra^* .

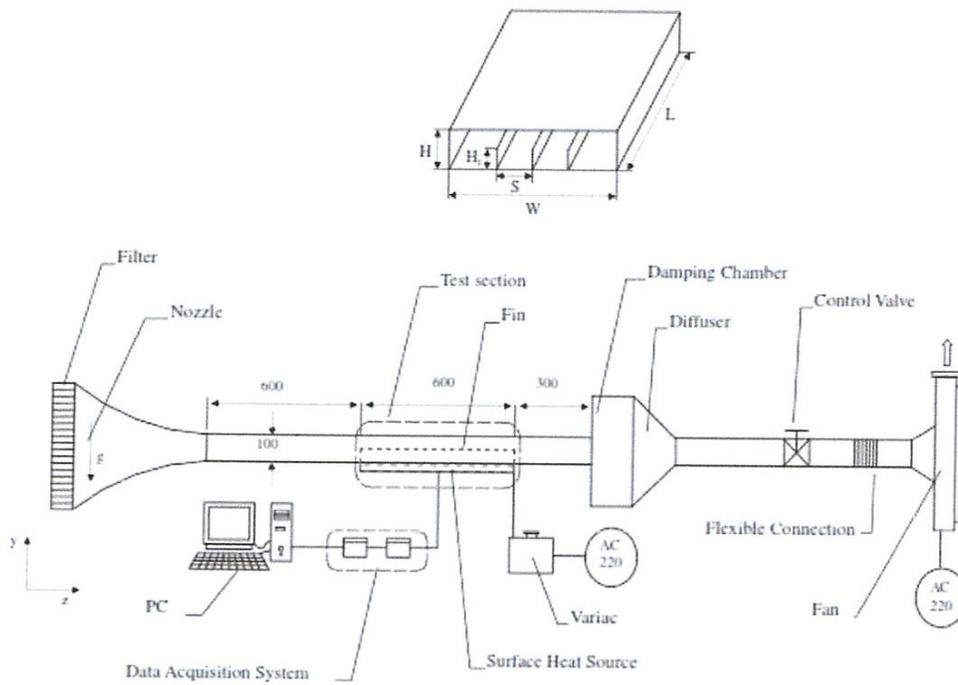


Fig. I.8. Schéma du dispositif expérimental (mesures en mm) [13].

III. Objectif du travail :

L'objectif de notre travail consiste à faire une étude numérique des écoulements d'air par convection mixte dans un canal vertical, avec et sans obstacle monté sur la paroi chaude, alors que l'autre paroi est considérée comme adiabatique. Ce travail sera validé avec celui de **Habchi. S et Achary. S [8]**, en utilisant les codes de simulation numérique des écoulements, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), qui résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide, en utilisant la méthode des volumes finis. Ces équations traduisent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et la conservation de l'énergie.

Pour notre cas (figure I.9), le code CFD **Fluent**, commercialisé par Fluent Incorporated, sera considéré comme l'outil numérique.

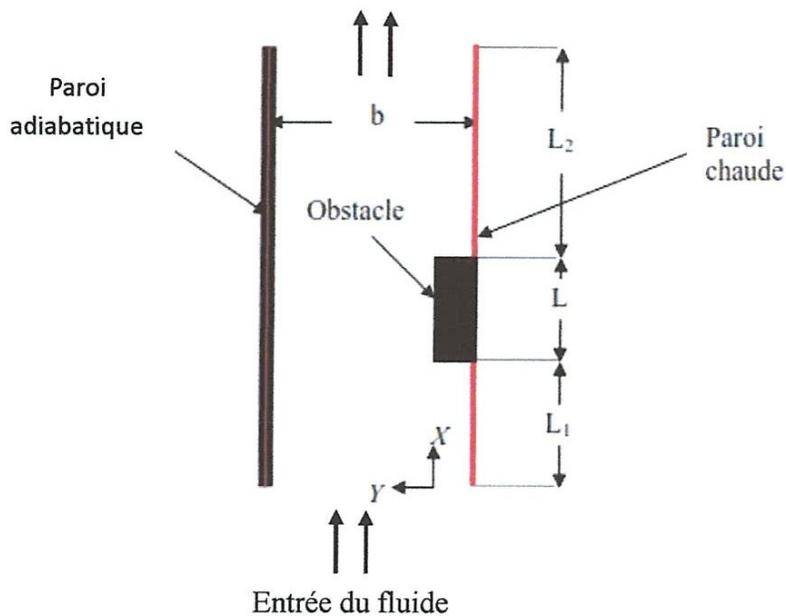
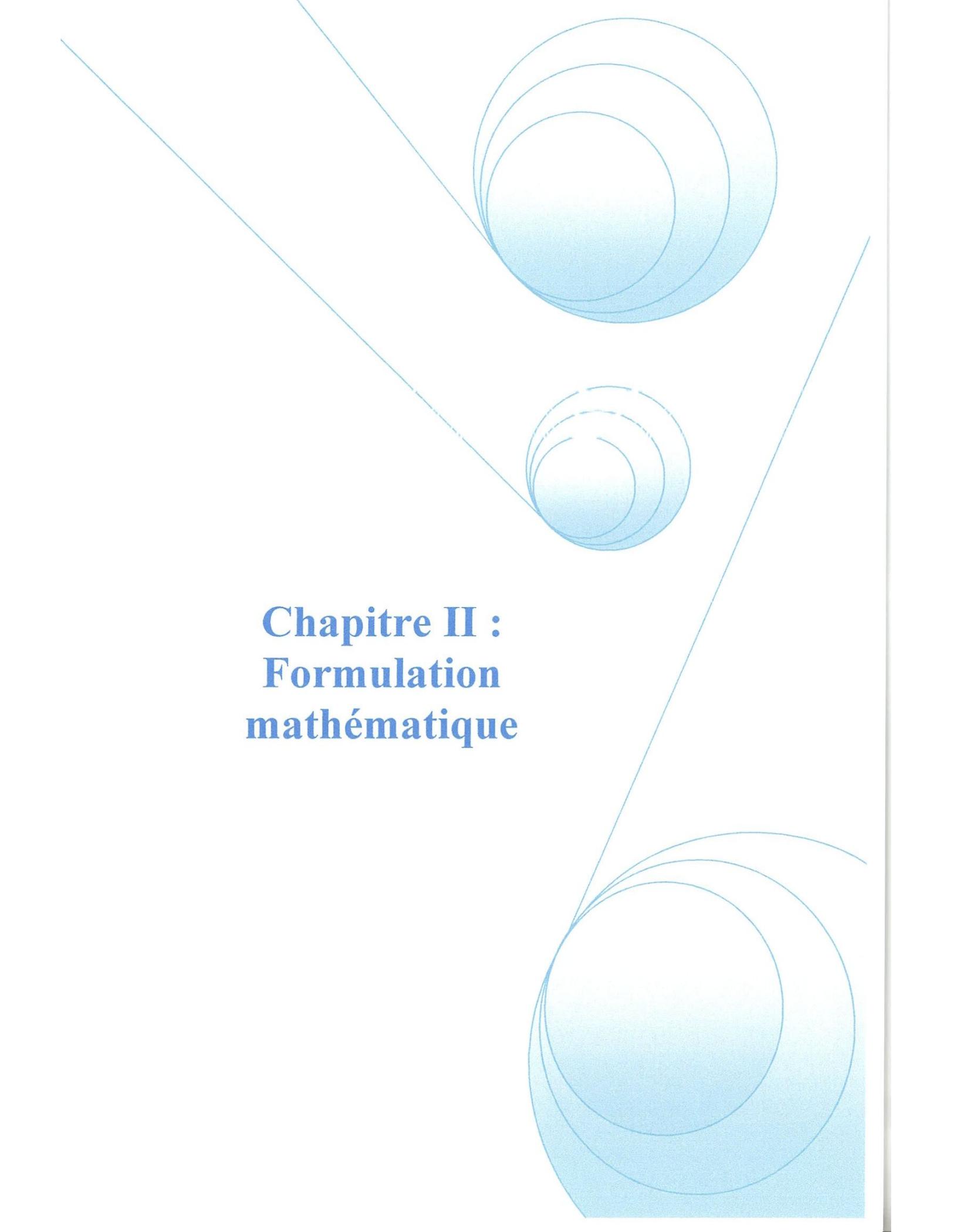


Fig. I.9. Géométrie du canal étudié.

The page features a decorative graphic consisting of several overlapping blue circles of varying sizes, arranged in a vertical sequence. Two thin blue lines intersect at a point to the left of the circles, forming a V-shape that frames the central text. The circles have a light blue gradient and are outlined in a darker blue. The overall design is clean and modern.

Chapitre II : Formulation mathématique

II.1. Introduction :

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

Dans ce chapitre, nous allons établir les différentes équations mathématiques permettant la résolution du problème considéré.

II.2. Description du problème :

Le modèle physique considéré est schématisé sur la figure II.1. Il s'agit d'un canal rectangulaire constitué de deux parois séparées par une distance (b), la paroi droite est chauffée par contre la paroi gauche est considérée comme adiabatique. A l'entrée du canal, l'air pénètre avec une vitesse uniforme U_0 . L'obstacle est localisé sur la paroi droite du canal. Il a une longueur (L) et une hauteur (H). La distance entre l'entrée du canal et l'obstacle est (L_1), Par contre, la longueur entre l'obstacle et la sortie du canal elle est (L_2).

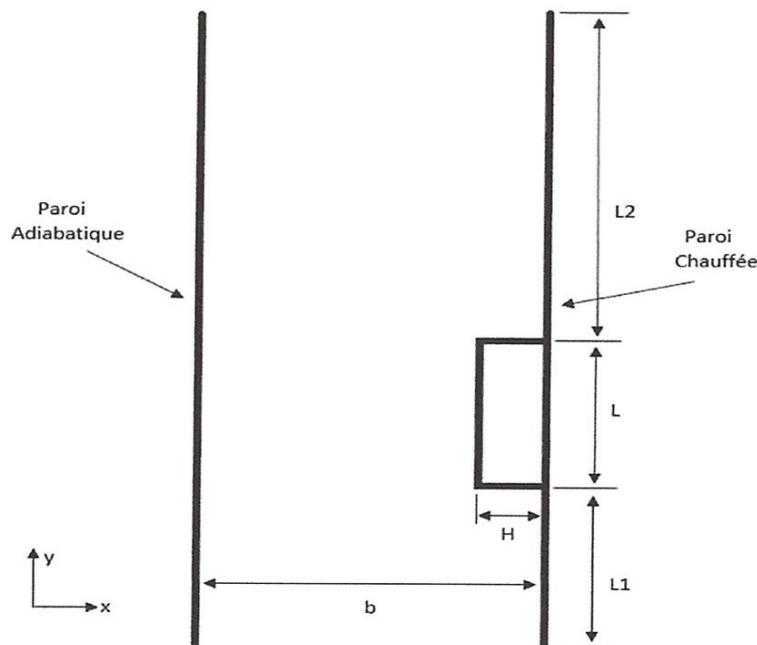


Fig. II.1 : Schéma de la géométrie considérée.

II.3. Equations générales en régime laminaire :

La convection mixte engendrée par des transferts de chaleur au voisinage des surfaces chauffées a été largement étudiée tant au niveau théorique qu'expérimentale. En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois classiques de conservation qui sont [14] :

- Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- Deuxième loi de Newton (principe de conservation de quantité de mouvement) ou les équations de quantité de mouvement.
- Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) ou l'équation d'énergie.

Dans le cas laminaire, les problèmes d'écoulement du fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation d'énergie.

II.3.1. Equation de continuité :

Cette équation est déduite du principe de conservation de masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit :

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

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

Pour un fluide Newtonien incompressible, l'équation (II.1) devient alors :

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

II.3.2. Les équations de quantité de mouvement :

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

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

Ou :

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

$\partial(\rho u_j u_i)$: 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.

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

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

II.3.3. L'équation de l'énergie :

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

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + q \quad (\text{II.4})$$

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

α : La diffusivité thermique.

K : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

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

II.4 Hypothèses simplificatrices :

Il est nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- Le fluide newtonien et incompressible.
- Milieu continu.
- L'écoulement est bidimensionnelle (suivant les coordonnées x et y) et permanent.
- Régime laminaire ($Re \leq 2300$).

- Le rayonnement est négligeable.
- L'approximation de Boussinesq est valide.

II.5 L'approximation de Boussinesq :

L'approximation de Boussinesq, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveaux de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho_0 = \rho$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit [15] :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.5})$$

T_0 : Température de référence.

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

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0

II.6 Equations de problème sous forme dimensionnelle :

1- Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.6})$$

2- Equations de quantité de mouvement :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.7})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.8})$$

3- Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

II.7 Adimensionnalisation des équations :

L'adimensionnalisation ou normalisation consiste à transformer les variables dépendantes et indépendantes en des variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisées par rapport à certaines dimensions caractéristiques

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.

Dans notre problème la longueur caractéristique est la longueur de l'obstacle L , elles sont données comme suit (voir annexe A) :

$$X = \frac{x}{L} \quad , \quad Y = \frac{y}{L} \quad , \quad U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} \quad , \quad V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} \quad , \quad \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f} \quad , \quad P = \frac{p}{\rho \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}$$

Equation de continuité sous la forme adimensionnelle :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.10})$$

Equation de quantité de mouvement sous la forme adimensionnelle :

Suivant x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.11})$$

Suivant y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (\text{II.12})$$

Equation de l'énergie sous la forme adimensionnelle :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (\text{II.13})$$

II.8 Nombres adimensionnels :

II.8.1 Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est défini comme :

$$Pr = \frac{v_{air}}{\alpha_{air}}$$

Vu la définition de la diffusivité thermique α , le nombre de Prandtl peut aussi être écrit comme :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K}$$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

II.8.2 Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Il est défini comme :

$$Re = \frac{U \cdot x}{\nu_{air}}$$

Si le nombre de Reynolds du système est plus petit que sa valeur critique Re_{crit} , l'écoulement est laminaire, si par contre sa valeur dépasse Re_{crit} on retrouve un écoulement turbulent.

II.8.3 Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_0) L^3}{\nu^2}$$

II.8.4 Nombre de Richardson :

Le rapport détermine quelle type de convection on a. il est donné par la relation suivant :

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

II.9 Condition aux limites :

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Les conditions de températures sont connues sur les parois.

La température de la paroi droite est constante et égale à T_p . La condition d'adiabacité $\frac{\partial T}{\partial X}$ est adoptée pour l'autre paroi (paroi gauche).

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles peuvent être résumées dans le tableau II-1 :

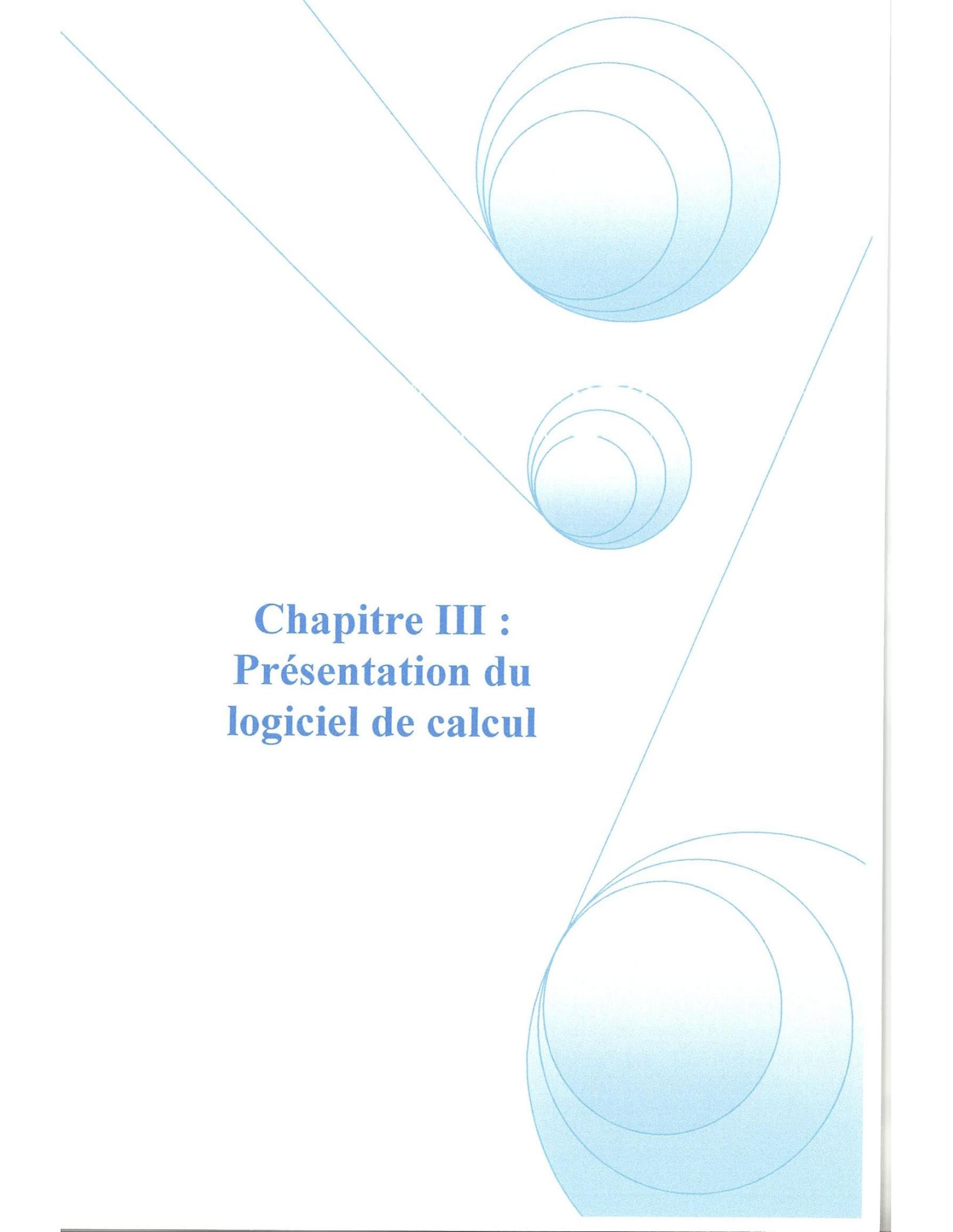
| Limites | Conditions Hydrodynamiques | Conditions Thermiques |
|-------------------------------|---|--|
| $Y = 0$ (à l'entrée) | $U = 0$ $V = 1$ | $\theta = 0$ |
| $Y = l/b$ (à la sortie) | $\frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$ | $\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$ |
| $X = 0$ Paroi gauche | $U = 0$ $V = 0$ | $\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$ |
| $X = b/b = 1$ Paroi droite | $U = 0$ $V = 0$ | $\frac{\partial \theta}{\partial X} = 1$ |

Tableau II.1 : Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.

Toutes les conditions aux limites adimensionnelles pour le problème sont montrées dans la figure II-2.

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$$
$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$$
$$U = 0$$
$$V = 0$$
$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = 1$$
$$U = 0$$
$$V = 0$$
$$\theta = 0$$
$$U = 0$$
$$V = 1$$

Fig. II.2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

The page features a decorative graphic consisting of several overlapping blue circles of varying sizes, arranged in a vertical sequence. Two thin blue lines intersect at a point, forming a V-shape that frames the central text. The circles have a gradient effect, appearing lighter in the center and darker towards the edges.

Chapitre III : Présentation du logiciel de calcul

III.1. Introduction :

La résolution des équations de conservation d'un phénomène physique se fait par l'utilisation d'une méthode numérique bien déterminée. Cette dernière consiste à développer les moyens de la résolution de ces équations. A cette étape, intervient le concept de la discrétisation des équations différentielles, qui a pour résultat, un système d'équations algébriques non linéaires, ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide dans chaque nœud du domaine étudié.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, les plus utilisées sont :

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

Cette dernière, elle garantit la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume, et donc dans tous le domaine de calcul. Aussi, elle permet un traitement plus facile des milieux hétérogènes.

III.2. Maillage :

Le domaine physique est divisé en un certain nombre de volumes finis, et en chaque volume, on considère des points situés en son milieu. Les faces d'un volume de contrôle typique sont localisées au point e, w, n, s (Fig. III.1). Notons P le centre de volume de contrôle considéré, E, W, N et S sont les centres de volumes de contrôles adjacents situés respectivement à l'Est, Ouest, Nord et le Sud de celui contenant P.

Les variables scalaires (pression, température) sont stockées aux centres des volumes finis. Par contre, les composantes de la vitesse U et V sont localisées aux faces des volumes finis.

Pour éviter certains problèmes numériques, les équations de quantité de mouvement sont résolues dans les volumes finis décalés (vers l'Est pour l'impulsion suivant X et vers le haut pour l'impulsion suivant Y). Les figures III.1a, III.1b et III.1c illustrent ces volumes finis typiques pour la température, la pression et les vitesses.

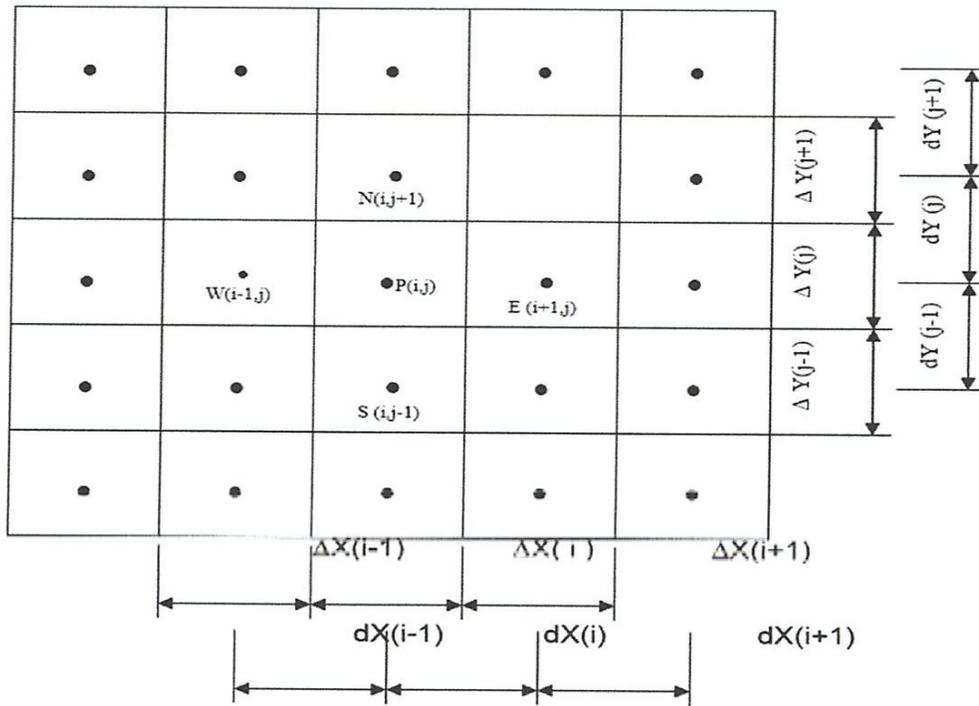


Fig. III.1 : Description du maillage.

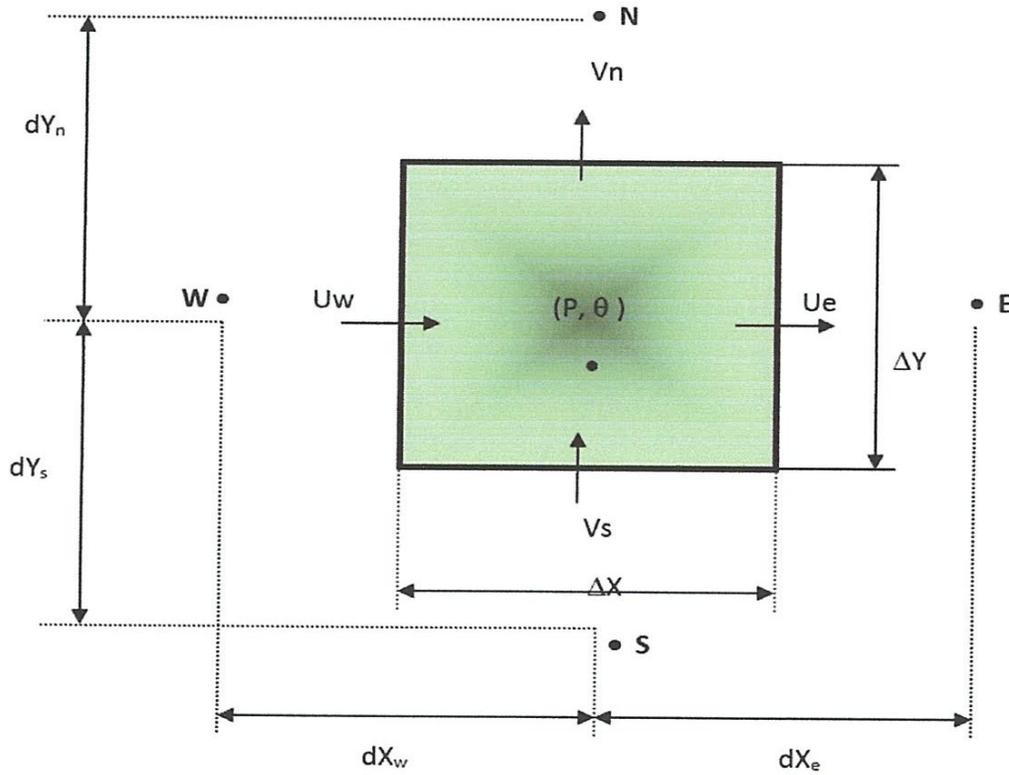


Fig. III.1a : Volume de contrôle typique.

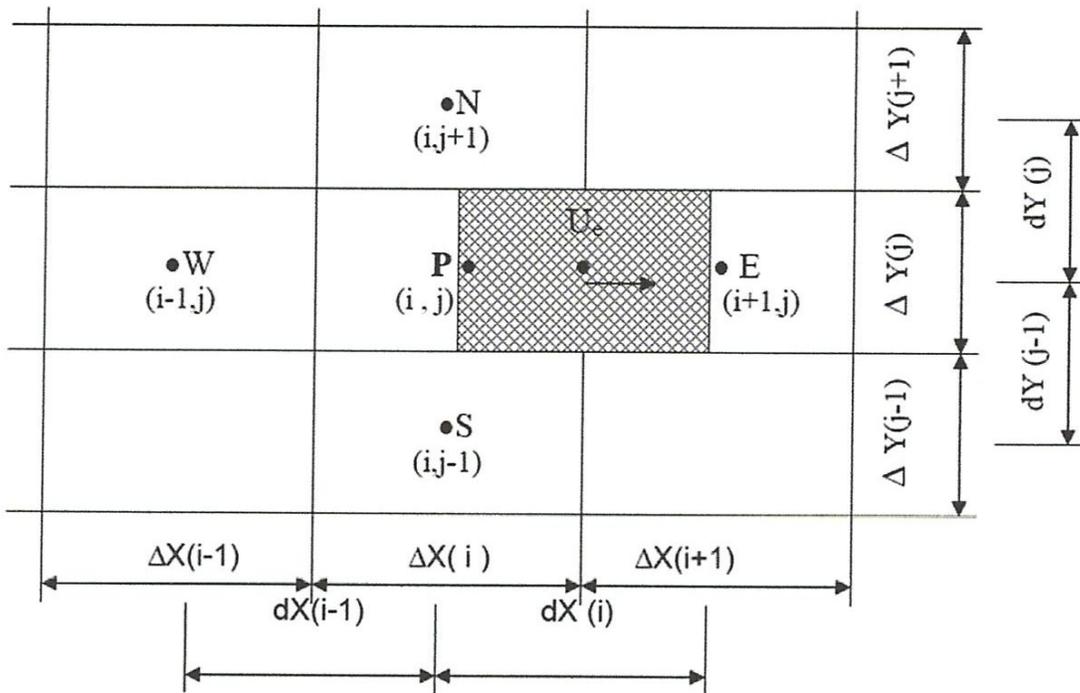


Fig. III.1b : Volume de contrôle décalé vers la droite.

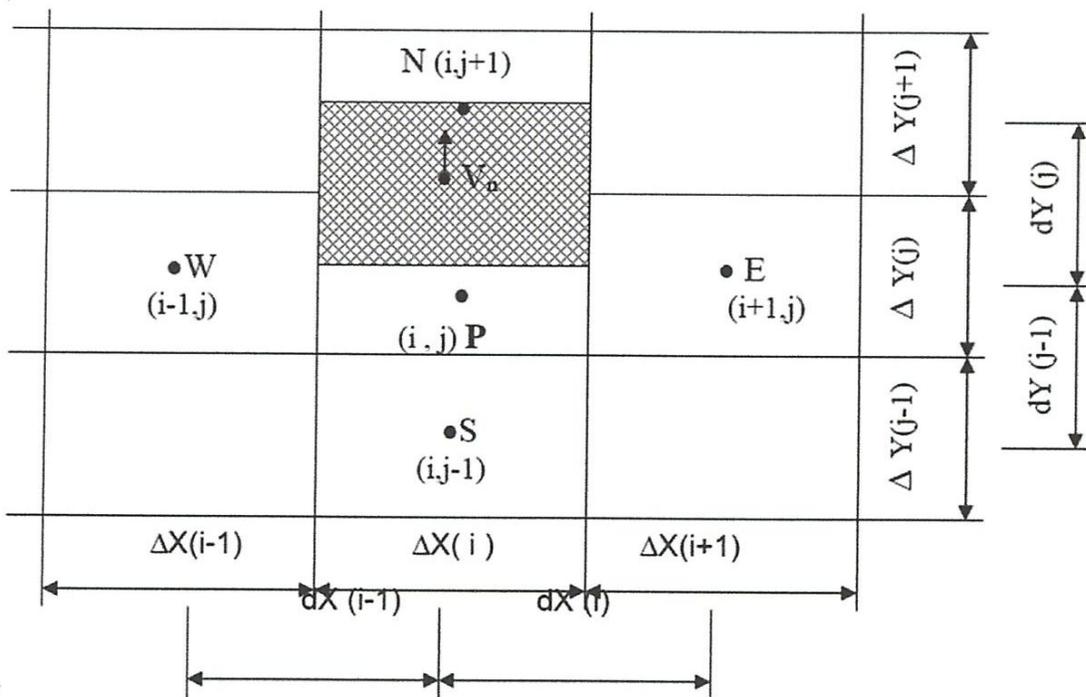


Fig. III.1c : Volume de contrôle décalé vers le haut.

III.3. Présentation du Logiciel de Calcul :

La simulation numériques en mécanique des fluides (CFD : Computational Fluid Dynamics) est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception et est largement utilisée dans l'industrie. Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou in stationnaire.

Les codes de simulation numérique des écoulements, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein d'un fluide. Il existe un grand nombre de codes CFD disponibles (plus d'une centaine), qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propres à certaines institutions.

Pour notre travail, nous aurons recours au code CFD Fluent, commercialisé par Fluent Incorporated. Nous disposons de la version 6.3. Pour l'usage que nous en avons, il permet de résoudre les équations régissant les mouvements laminaires et turbulents d'un fluide, en dimension 2 ou 3. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent et stationnaire.

Le tableau1 recense les codes de calcul les plus répandus. On peut observer que l'essentiel des codes utilisent la méthode des volumes finis [14].

| Nom du code | Origine | Type | Méthode |
|----------------|-------------------------|------|---------|
| ARIA | Abacus, Royaume-Uni | C | FV |
| ASTEC | Harwell, Royaume-Uni | C | FV |
| CALC-BFC | Chalmers, Suède | R | FV |
| CHAMPION | TUD, Pays-Bas | R | FV |
| EOL-3D | INRS, France | R | FV |
| EXACT3 | NIST, Etats-Unis | R | FV |
| FEAT | Royaume-Uni | C | FE |
| FIDAP | FDI, Etats-Unis | C | FE |
| FIRE | AVL, Allemagne | C | FV |
| FLOTRAN | Computflow | C | FE |
| FloVENT | FLOMERICS, Royaume Uni | C | FV |
| FLOW-3D | Harwell, Royaume Uni | C | FV |
| FLUENT | Fluent Inc., Etats-Unis | C | FV |
| JASMINE | BRE-FRS, Royaume Uni | R | FV |
| KAMELEON | SINTEF, Norvège | R | FV |
| PHOENICS | CHAM, Royaume Uni | C | FV |
| SIMULAR AIR | AVL, Allemagne | C | FV |
| STAR-CD | CD, Royaume Uni | C | FV |
| TEACH-3D | Aalborg, Danemark | R | FV |
| TEMPEST | Battelle, Etats-Unis | R | FV |
| WISH-3D | TNO, Pays-Bas | R | FV |

Tableau III.1 Codes CFD : C : code commercial, R : code de recherche, FV : volumes finis, FE : éléments finis [16].

III.3.1. Principes Des Codes CFD :

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés comme de véritables « expériences numériques », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des « méthodes numériques » est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc.), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement.

Dans une expérimentation, l'obtention de ces quantités physiques en tout point du champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. Cependant, la simulation numérique directe des équations de Navier-Stokes est encore limitée à des nombres de Reynolds modérés.

Les méthodes CFD (Computational of Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre les équations générales de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses. Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaires et compressibles.

La discrétisation des équations de Navier-Stokes et de conservation de la masse est faite sur des éléments quadrilatéraux ou triangulaires, réguliers ou non selon la complexité de la géométrie. Elle conduit à un système d'équations non-linéaires couplées. Ce système est résolu de manière itérative.

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à la nature de l'écoulement. En particulier, le maillage doit être fin dans les zones où l'on atteint des gradients physiques très importants. Une connaissance à priori du champ de vitesse tiré d'expériences sur des écoulements similaires est donc utile pour l'établissement du maillage. Le maillage peut être raffiné à partir des résultats obtenus en identifiant les zones de l'écoulement dans lesquelles le calcul ne converge pas parfaitement.

III.3.2. Les différentes Etapes à suivre pour la modélisation numérique par fluent :

Les principales étapes à suivre lors du travail sur le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessitent la connaissance de certaines notions théoriques de base. Ces notions, concernent notamment, les définitions des principales équations régissant l'écoulement.

La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- 1) Création de la géométrie sous le Logiciel GAMBIT ;
- 2) Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles ;
- 3) Définition des conditions aux limites dans GAMBIT ;
- 4) Définition du problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue ;
- 5) Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
- 6) Analyse des résultats obtenus.

III.4 Présentation GAMBIT :

GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ... etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout

type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs [16].

III.4.1 Description du panel général :

Le panel général de Gambit est divisé en 6 parties (voir figure III.2) :

- une zone graphique, qui donne accès à une liste de menus (*files, edit, solver*) ;
- un panel relevant différentes informations comme les actions réalisées et leurs résultats (*Transcript*) ;
- un panel permettant d'insérer des commandes directement (*command*) ;
- un panel *Description* qui donne les définitions des différents boutons ;
- le panel *Global Control* permet entre autre, de zoomer, de changer de repère, de vérifier les maillages ;
- le dernier panel (*Operation*) au-dessus de Global Control contient les boutons permettant le dessin et le maillage des pièces ou domaines. Ce dernier fait l'objet d'une présentation plus complète dans les paragraphes suivants.

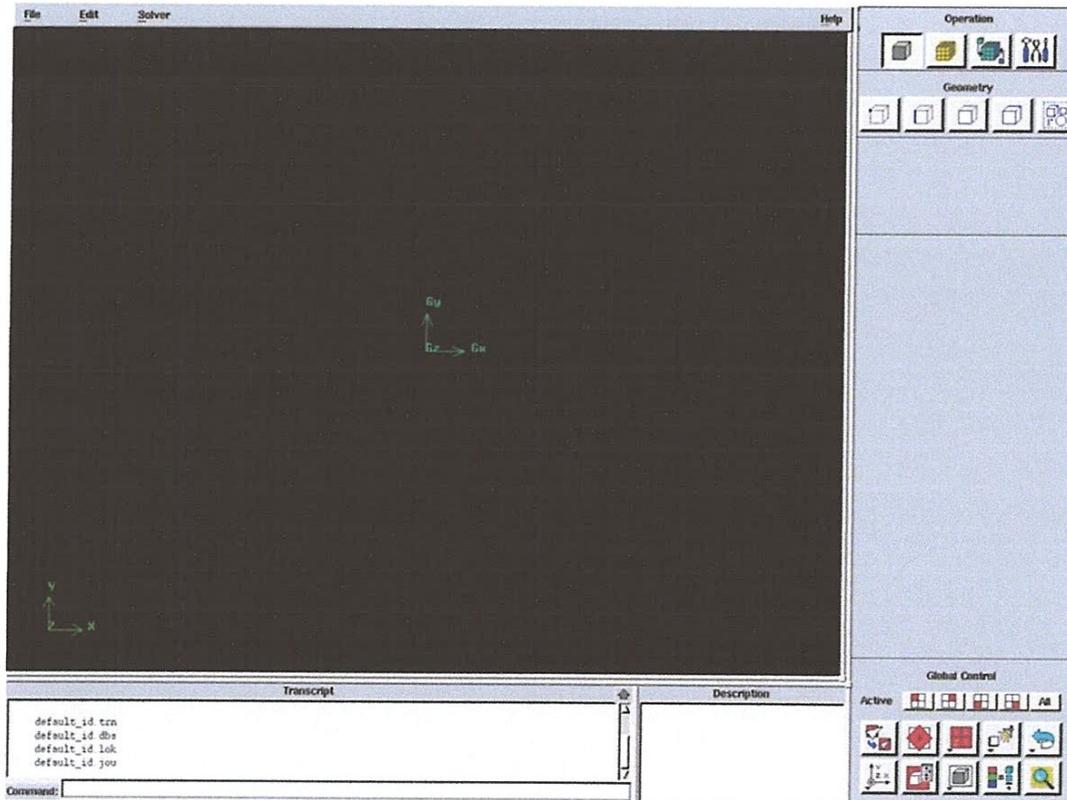


Fig. III.2 : panels généraux du logiciel Gambit.

Description des menus du Panel graphique :

- *Files* : permet d'ouvrir, de fermer, de sauvegarder des sessions, d'importer et d'exporter des fichiers. Il sert notamment lors de l'exportation de maillages pour Thétis avec les commandes (*Files/Export/Mesh/...* le détail est donné plus loin) ;
- *Edit* : permet principalement de modifier la configuration de Gambit. Ce menu est généralement inutilisé et il convient de bien connaître le logiciel avant de le reconfigurer ;
- *Solver* : permet de choisir le type de code de calcul utilisé avec le maillage ainsi créé.

III.4.2 Description des menus du Panel Global Control :

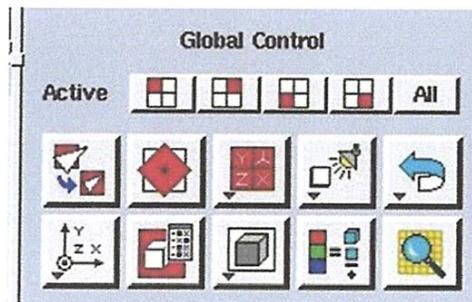


Fig. III.3: Panel Global Control.

Il est composé de 15 boutons disposés sur trois lignes. La première ligne nommée *Active* détermine les fenêtres graphiques utilisées lorsque l'on divise le panel graphique en 4. Les deux lignes suivantes sont décrites ci-après, de gauche à droite et de haut en bas :

1. Fit to window : recadre la fenêtre sur la dimension de la géométrie ;
2. Select Pivot : Choix du type de rotation pour le repère (globale ou locale) ;
3. Select Preset Configuration : permet de diviser en 4 le panel graphique et de ne rendre actives que certaines fenêtres ;
4. Modify Light Source, Annotate, Specify Label : orientation des sources lumineuses et permet de nommer les pièces ;
5. Undo Redo ;
6. Orient Model : permet de choisir l'orientation du repère ;
7. Specify Model Display Attribute : options de visualisation ;
8. Render Model : apparence du model avec les lignes de définitions uniquement, en ombrée, ou en plein ;

9. Specify Color Mode : définition des couleurs des points, lignes, surfaces, etc. ;
10. Examine Mesh : permet de vérifier la qualité du maillage selon différents critères (déformation, ratio longueur, largeur, etc.).

III.4.3 Description des menus du Panel Operation :

Il contient 4 boutons de commande :

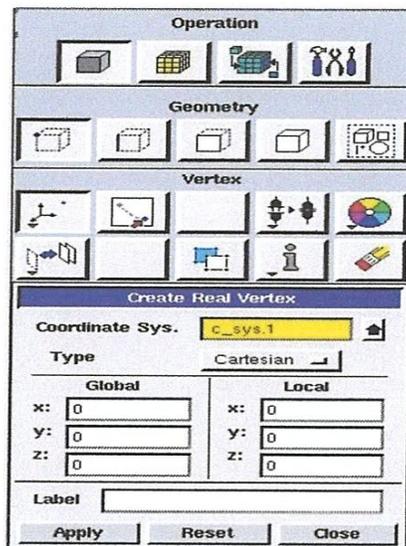
1. *Geometry Command Button* : possède un sous-panel Geometry de 5 boutons qui possèdent chacun un sous-panel de 10 boutons dont certains sont inutiles :

a/ Définition des points :

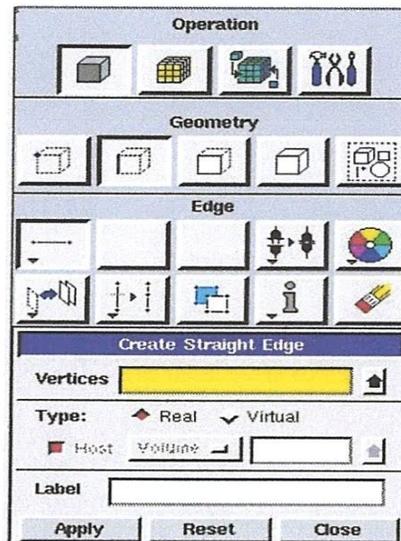
- créer un point ;
- déplacer les points virtuels ;
- connecter/Déconnecter les points ;
- modifier la couleur ou le nom des points ;
- déplacer/Copier/Aligner les points ;
- convertir les points virtuels en réels ;
- information sur les points créés ;
- effacer les points.

b/ Définition des segments :

- connecter/Déconnecter les lignes ;
- modifier la couleur ou le nom des lignes ;
- déplacer/Copier/Aligner les lignes ;
- couper/Coller des lignes
- convertir les lignes virtuelles en réelles ;
- information sur les lignes créées ;
- effacer les lignes.



(a)

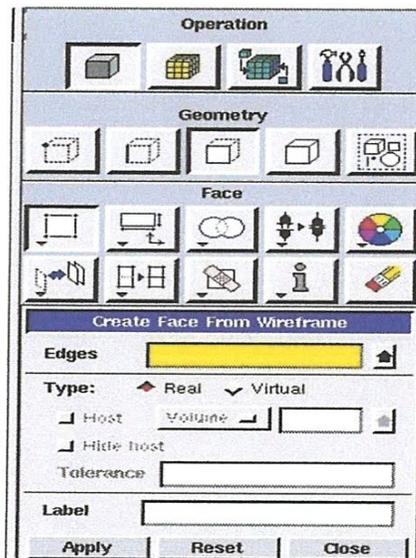


(b)

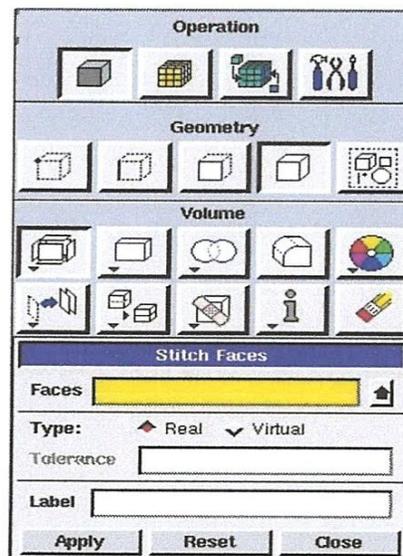
Fig. III.4 : Panel Opération (construction des points (a) et segments (b) de la géométrie).

c- Définition des surfaces

- créer une surface à partir de lignes ;
- créer une surface à partir de géométrie prédéfinie ;
- opérations booléennes sur les surfaces ;
- connecter/Déconnecter les surfaces ;
- modifier la couleur ou le nom des surfaces ;
- déplacer/Copier/Aligner les surfaces ;



(c)



(d)

Fig III.5 : Panel Opération (construction des surfaces (c) et volumes (d) de la géométrie).

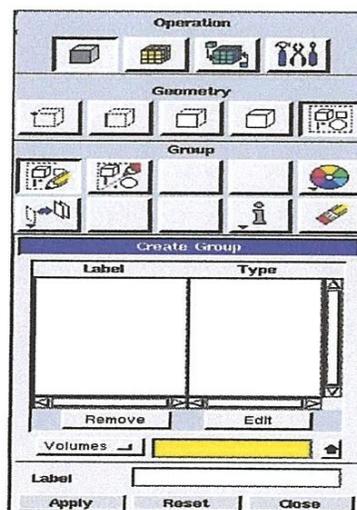
- couper/coller des surfaces
- convertir les surfaces virtuelles en réelles ;
- information sur les surfaces créées ;
- effacer les surfaces.

d- Définition des volumes

- créer un volume à partir de surfaces ;
- créer un volume à partir de géométries prédéfinies ;
- opérations booléennes sur les volumes ;
- coller une surface à un volume ;
- modifier la couleur ou le nom des volumes ;
- déplacer/copier/aligner les volumes ;
- couper/coller des volumes ;
- convertir les volumes virtuels en réels ;
- information sur les volumes créés ;
- effacer les volumes.

e- Définition des groupes

- créer un groupe ;
- modifier un groupe ;
- modifier la couleur ou le nom des groupes ;
- déplacer/copier/aligner les groupes ;
- information sur les groupes créés ;
- effacer les groupes.



(e)

Fig. III.6 : Panel Opération (construction des groupes (e) de la géométrie).

2. *Mesh Command Button* : possède un sous-panel *Mesh* de 5 boutons qui possèdent chacun un sous-panel de 10 boutons :

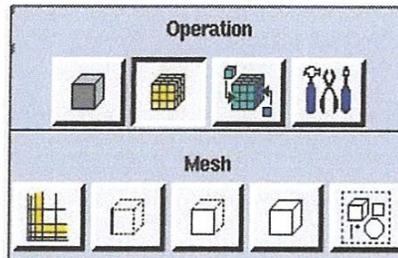
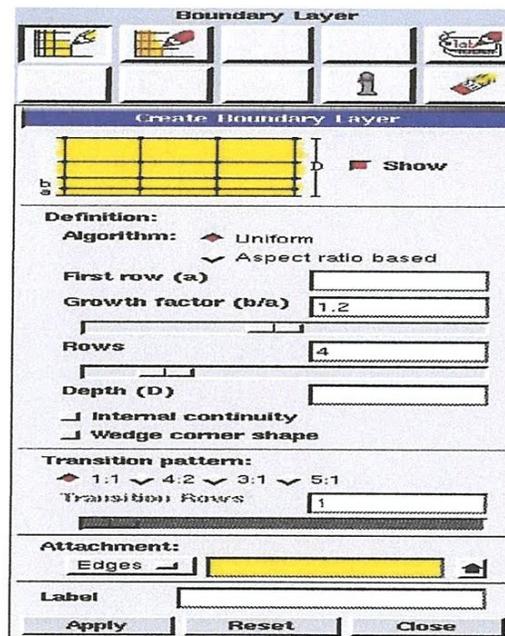


Fig. III.7 : Panel Opération (options de maillage de la géométrie).

a- Définition des couches limites

- créer une couche limite ;
- modifier une couche limite ;
- modifier la couleur ou le nom des couches limites ;
- information sur les couches limites créées ;
- effacer les couches limites.



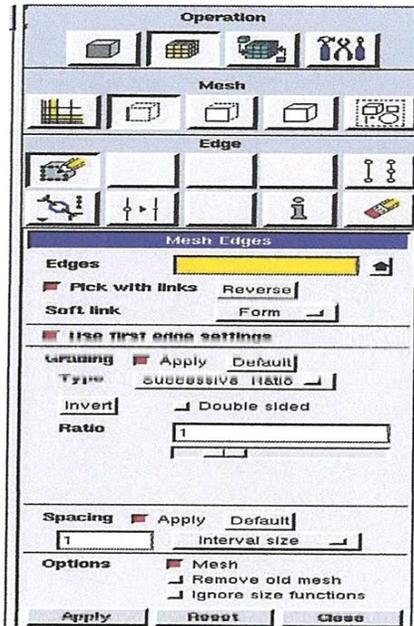
(a)

Fig. III.8 : construction des maillages de type couches limites (a) de la géométrie.

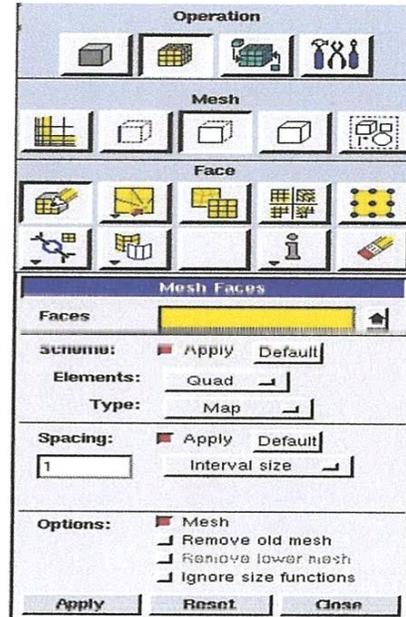
b- Définition des maillages des segments

- créer un maillage sur une ligne ;
- définir le type d'élément de maillage de la ligne ;
- lier/délier les maillages des lignes ;

- couper/coller des maillages de ligne ;
- information sur les maillages de lignes créées ;
- effacer les maillages des lignes.



(b)

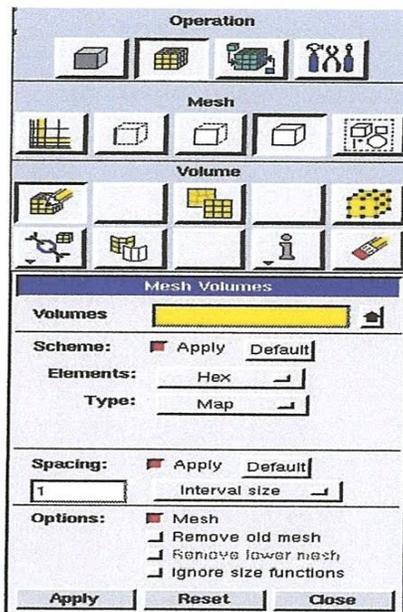


(c)

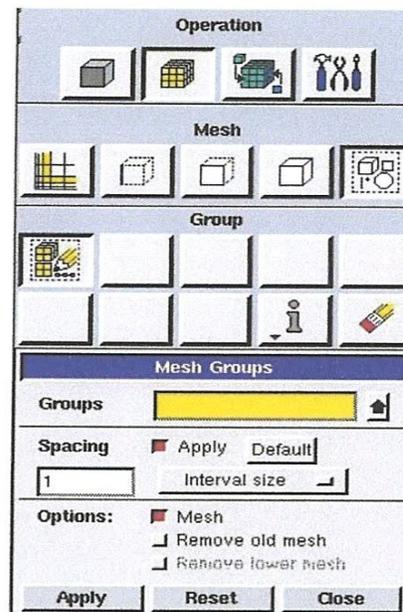
Fig. III.9 : construction des maillages des segments (b) et des surfaces (c) de la géométrie.

c- Définition des maillages des surfaces

- créer un maillage sur une surface ;
- déplacer un nœud sur un maillage, modifier un élément ;
- lisser le maillage sur une surface ;
- définir le type de nœud ;
- définir le type d'élément ;
- lier/délier les maillages des surfaces ;
- couper/coller des maillages de surface ;
- information sur les maillages de surfaces créés ;
- effacer les maillages des surfaces.



(d)



(e)

Fig. III.10 : construction des maillages des volumes (d) et des groupes (e) de la géométrie.

d- Définition des maillages des volumes

- créer un maillage dans un volume ;
- lisser le maillage dans un volume ;
- définir le type d'élément ;
- lier/délier les maillages des volumes ;
- couper/coller des maillages de volume ;
- information sur les maillages de volumes créés ;
- effacer les maillages des volumes.

e- Définition des groupes

- créer un groupe de maillage ;
- information sur les groupes créés ;
- effacer les groupes.

3. Zones :

Définition des conditions limites et des milieux

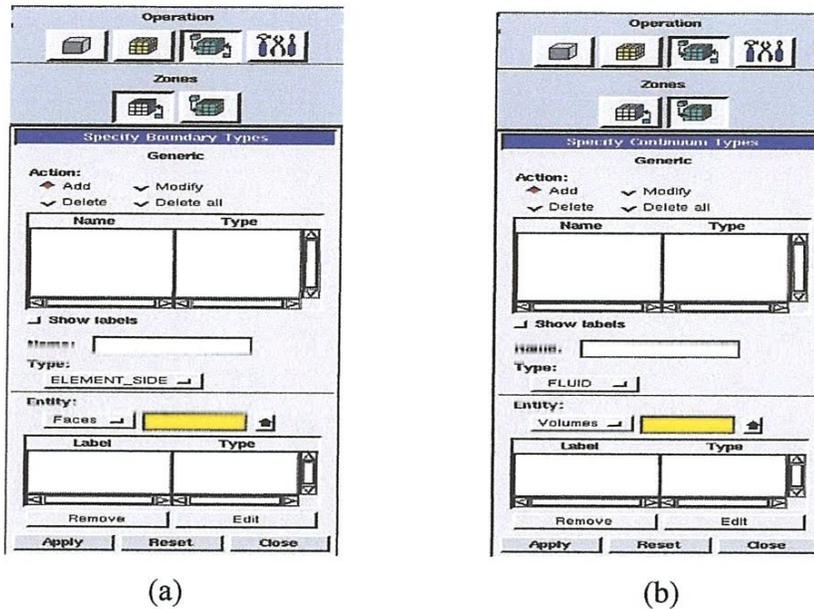


Fig. III.11 : mise en place des conditions limites (a) et des caractéristiques des domaines (b).

4. *Tools* : Ces outils permettent de configurer le système de coordonnées, de modifier certains paramètres. On utilise rarement ces outils.

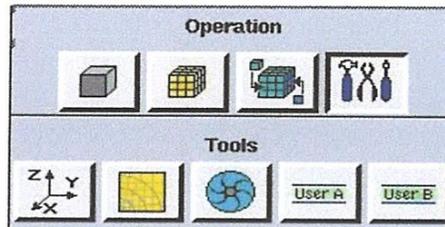


Fig. III.12 : panel des outils de configuration.

III.4.4. Choix du maillage :

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

- le nombre de mailles ;
- la forme de la maille ;
- les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Les différentes formes de maillage des faces montrées dans le tableau III-2 :

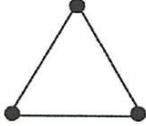
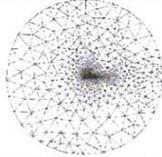
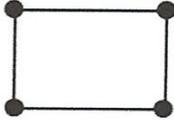
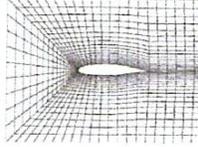
| Type des cellules en 2D | La forme de maillage | Exemple |
|-------------------------|---|---|
| Triangulaire |  |  |
| Quadrilatérale |  |  |

Tableau III.2 : Les différentes formes de maillage des faces.

Aussi il permet de choisir le type de maillage des faces selon les options suivantes :

| Option | Description |
|---------------|---|
| Map | Crée une grille régulière et structurée des éléments du maillage. |
| Sub map | Divise une face en plusieurs régions de façon à ce qu'on puisse leur appliquer Map. |
| Pave | Crée une grille non structurée des éléments du maillage. |
| Tri primitive | Divise une face en trois régions quadrilatérales et crée un maillage dans chaque région de la face. |

Tableau III.3 : Description des types de maillages des faces

III.4.5. Fluent :

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont [17]:

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales ;
- Des mailles en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales ;
- Des mailles (hybrides) mixtes.

Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage (par exemple allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace.

Fluent s'utilise à travers une interface graphique, l'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, à titre non exhaustif, FLUENT permet les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D ;
- Ecoulement stationnaire ou instationnaire ;
- Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques) ;
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ;
- Fluide Newtonien ou non ;
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou les deux (conjugue) ou radiatif ;
- Ecoulements avec changements de phases ;
- Ecoulements en milieu poreux.

Fluent emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité et quantité de mouvement et de l'énergie. En utilisant cette technique basée sur l'intégration des équations sur un volume de contrôle, "Fluent" passe par les étapes suivantes :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, les inconnues telles que : vitesses, pressions et températures.
- Linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équations linéaires résultant, pour tenir compte des effets turbulents, le logiciel de calcul offre la possibilité de choisir un des modèles de turbulence suivants :

- ✓ Le modèle à une équation de Spalart Allmaras ;

- ✓ Le modèle à deux équations $k-\varepsilon$;
- ✓ Le modèle à deux équations $k-\omega$;
- ✓ Modèle de contrainte de Reynolds (Reynolds stress model).

III.4.6. Choix des paramètres de Fluent :

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite le choix des paramètres essentiels [17] :

III.4.6.1. Procédure sous Fluent :

Une fois le chargement du fichier de maillage (réalisé avec le logiciel GAMBIT) effectué sous "Fluent", nous devons mettre à l'échelle de la géométrie (pour notre cas, on utilise le mètre).

Le logiciel "Fluent" permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans la grille et dans la mémoire et cela pour améliorer les performances du calcul et l'efficacité d'accès à la mémoire (Grid\Reorder).

III.4.6.2. Simple précision ou double précision :

"Fluent" offre deux modes de calcul : le mode "double précision" et le mode "simple précision".

Dans le mode "double précision" : les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" : utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, Le mode "double précision" est préconisé, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates, comme dans le cas d'un canal très long et mince.

III.4.6.3. Choix de la formulation du solveur :

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

- La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par

défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles.

- La formulation "Coupled", ou couplée (implicite ou explicite) : Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ceci lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (par exemple flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaire.

III.4.6.4. Schémas de discrétisation :

Sous "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Il reste que la discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le "Second Order Upwind Scheme" est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

Aussi, il existe d'autres schémas de discrétisation :

- Le schéma "QUICK" (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics) : il procure une meilleure précision que le schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (Swirling) avec un maillage régulier. Cependant, il ne pas recommandé par un maillage triangulaire.
- Le schéma à loi de puissance "Power Law" : il est plus précis que le "First Order Upwind Scheme" pour les écoulements à très bas nombres de Reynolds, Ce schéma utilisé dans notre étude.

III.4.5. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse :

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires : pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées. La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée "Staggered grid" et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure "d'estimation et de correction" pour le calcul de la pression sur la "grille décalée" des composantes de la vitesse.

Après avoir choisi les différents paramètres de FLUENT, on passe à l'étape suivante qui est : lancement des calculs, et l'analyse et l'interprétation des résultats.

III.5. Conditions aux limites :

La résolution par une méthode analytique ou numérique de l'équation de transport convecto-diffusif nécessite la détermination de ses conditions initiales et aux limites.

III.5.1. Condition aux limites utilisée par le code FLUENT :

Pour le code Fluent les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite :

a) Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement : pression d'entrée (pressure inlet), vitesse de l'entrée (velocity inlet), débit massique à l'entrée (mass flow inlet), admission (intake), pression de sortie (pressure outlet) ; sortie (outflow), champ de pression lointain (pressure far-field), échappement (exhaust)

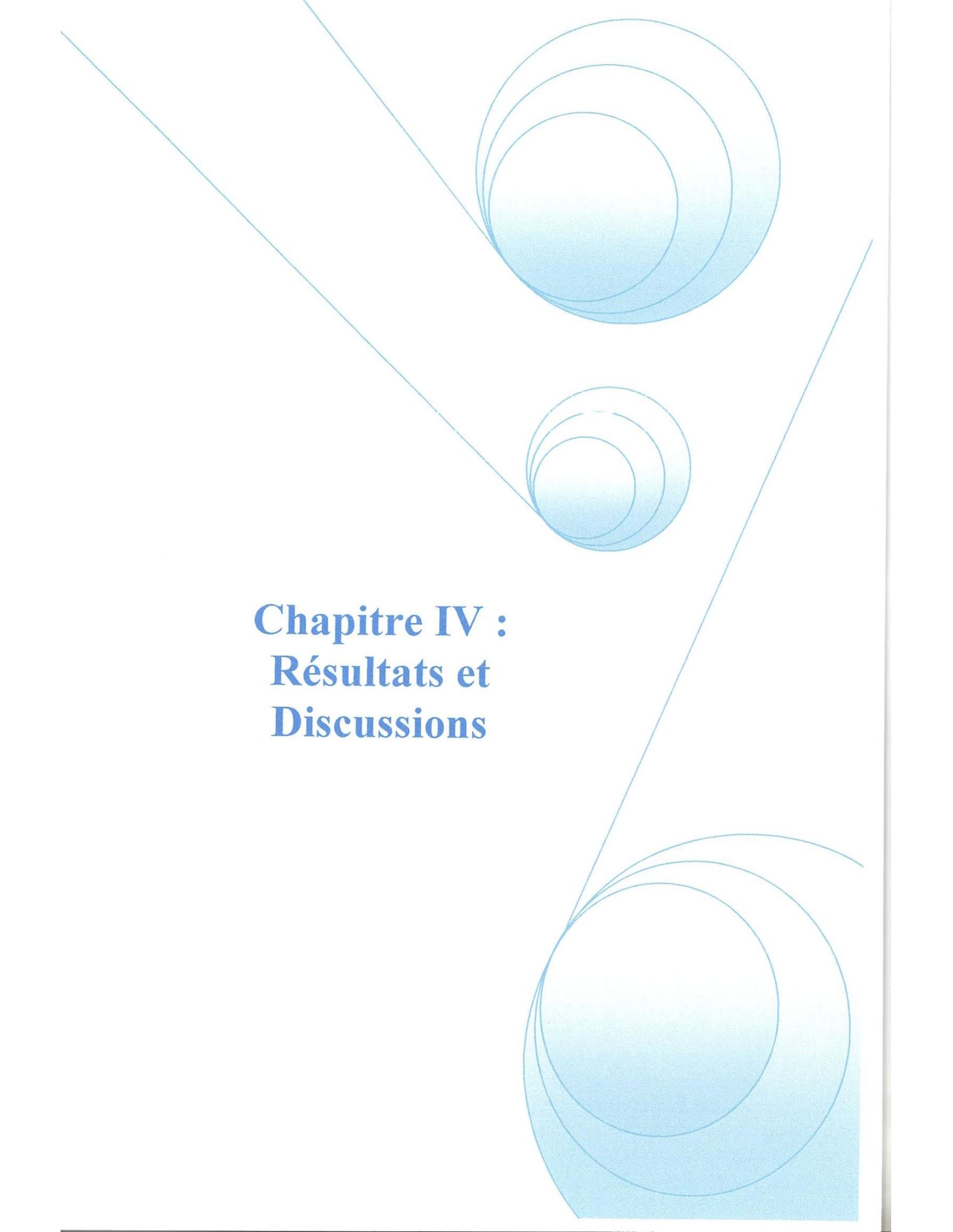
b) Mur et conditions du pôle : mur (wall), axe de symétrie (axis), conditions périodique, plan de symétrie (symétrie).

c) Cellules des zones internes : fluide ou solide (de différent type).

d) Condition des faces internes : ventilation, radiation, mur intérieur. Mais si on parle d'une façon plus générale nous aurons quatre types de conditions aux limites ou chacun d'eux nécessite une étude approfondie :

- **à l'entrée du domaine :** la valeur du variable est connue.

- **à la sortie du domaine** : soit qu'en connaît la valeur de le variable donné ou on suppose que le régime est établi.
- **à la paroi** : soit on connaît la valeur de la variable posée (la vitesse ou la température par exemple), soit on connaît d'autres grandeurs physiques (gradient de vitesse, flux thermique).
- **Sur l'axe de symétrie** : où le gradient de la variable posé suivant la direction perpendiculaire à l'axe de symétrie est nul.

The page features a decorative graphic consisting of three overlapping blue circles of varying sizes, arranged vertically. Two thin blue lines intersect at a point between the middle and bottom circles, forming a V-shape that points towards the top-left. The text is centered in the left half of the page.

Chapitre IV :
Résultats et
Discussions

Résultats et Discussions :

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter l'étude numérique de la convection mixte laminaire dans la géométrie considérée. Nous verrons en premier lieu, l'influence du maillage sur les résultats. Puis nous procédons à la validation des résultats de la simulation obtenus à l'aide du logiciel FLUENT en comparant avec ceux obtenus par d'autres auteurs.

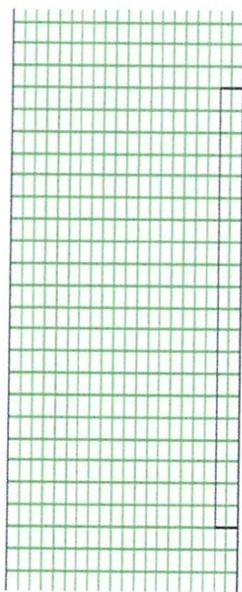
Nous avons deux cas à étudier ; l'effet du nombre de Reynolds et l'effet de la hauteur de l'obstacle sur le transfert de chaleur.

Nous présentons pour chaque cas les isothermes, les lignes de courant et les vecteurs de vitesse.

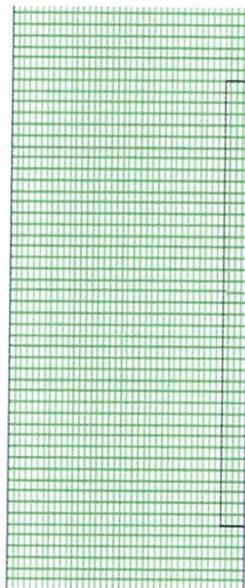
Pour toutes les simulations réalisées dans cette étude, nous avons adopté un nombre de Prandtl égal à 0.71 (cas de l'air).

Les figures IV.1a, b et c, montrent le maillage adopté pour nos calculs.

Afin d'obtenir des bons résultats, nous avons choisi un maillage plus fin que possible, et nous optons pour le troisième cas.



(a) 1700 nœuds.



(b) 6600 nœuds.



(c) 82680 nœuds

Fig. IV.1 : Effet du maillage

IV.2. Validation du code de calcul :

La validation de notre code de calcul est nécessaire, car elle permet de lui donner plus de crédibilité, afin qu'on puisse élaborer des comparaisons justes et objectives des résultats obtenus par nos simulations numériques, avec les autres des travaux publiés.

La première comparaison a été faite avec les résultats trouvés par **Habchi et Acharya S (1986)** [8]. En effet les figures IV.2a et b montrent la comparaison entre les isothermes de la réf. [8] avec ceux de nos simulations ; pour différents nombre de Reynolds $Re=1195$ et $Re=37.8$ et pour le rapport $H/L=0.1$.

Après consultation, on constate que nos résultats numériques sont en bon accord avec les résultats de la réf. [8].

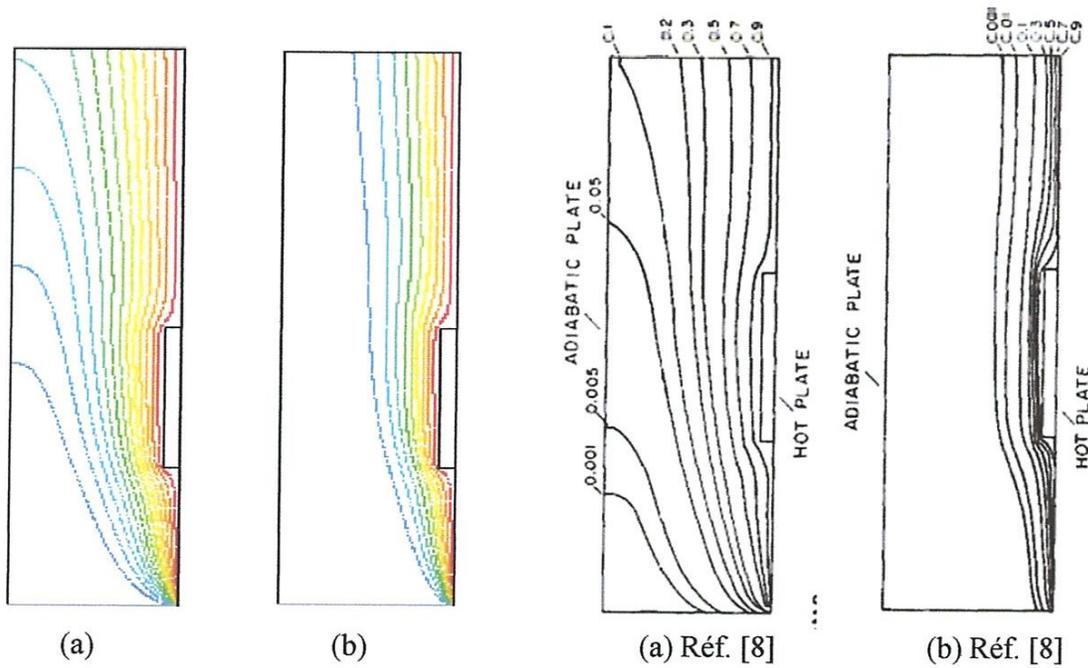


Fig. IV.2 : Isothermes pour la validation du code de calcul avec la Réf. [8]

(a) $Re=37.8$, (b) $Re=1195$ et $H/L=0.1$

IV.3. Effet du nombre de Reynolds :

L'augmentation du nombre de Reynolds, correspond à augmenter l'importance de la convection forcée relativement à la convection naturelle.

Dans notre étude, la structure globale de l'écoulement est examinée en variant le nombre de Reynolds entre $Re=37.8$ et $Re=1195$, et dans une gamme telle que $Ri=0.1$ et 1 .

Les figures IV.3a et b, nous montrent qu'au début de l'écoulement les lignes de courant sont bien droites, cependant lorsque celles-ci s'approchent à l'obstacle, elles subissent une déviation vers la paroi chaude du canal. Par conséquent, elles sont plus denses partiellement dans la région rétrécie. Une zone de recirculation est captée après l'obstacle ; l'augmentation du nombre de Reynolds engendre une augmentation dans la taille de la cellule.

Les figures IV.4a et b montrent les contours des isothermes pour différents nombres de Reynolds ($Re=37.8$ et $Re=1195$), on remarque que pour ($Re=37.8$), les isothermes s'étendent en occupant une partie considérable du canal, et puis une baisse légère de la température en aval de l'obstacle. Tout en augmentant le nombre de Reynolds ($Re=1195$), on remarque que ces isothermes tendent à devenir horizontales et cela veut dire que le meilleur refroidissement est trouvé pour des valeurs de nombre de Reynolds élevés.

Par ailleurs, les figures IV.5a, b, nous montrant les champs des vecteurs de vitesses indiquent que les vitesses maximales se localisent essentiellement dans la zone la plus chauffée du canal, c'est-à-dire au voisinage de l'obstacle. On voit aussi lorsque le nombre de Reynolds augmente ($Re=1195$), l'écoulement présente des vitesses négatives pour la zone de recirculation dans le sens des aiguilles d'une montre au-dessus de l'obstacle. En s'approchant à la sortie, on voit que l'allure des vitesses devient parabolique et au fur et à mesure on obtient un régime est établi.

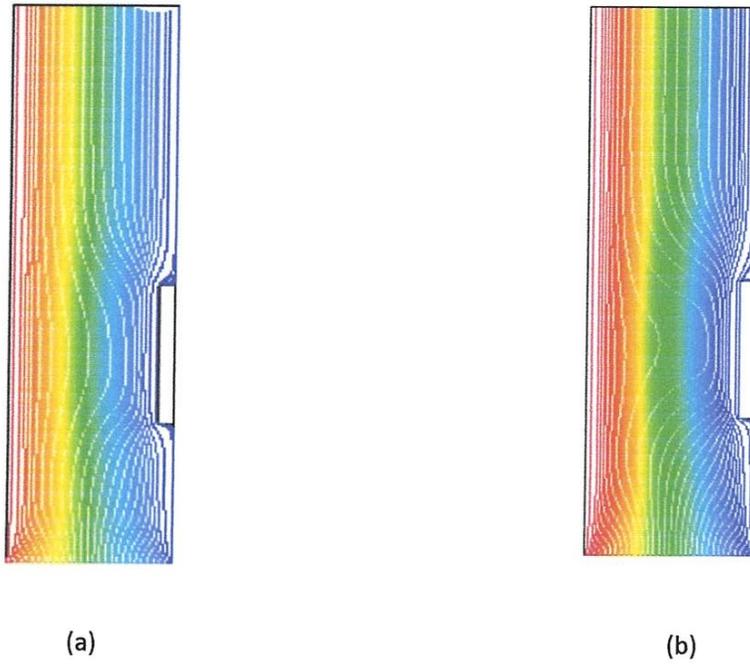


Fig. IV.3 : Les lignes de courant pour :
 (a) $Re=37.8$ et (b) $Re=1195$ et $H/L=0.1$

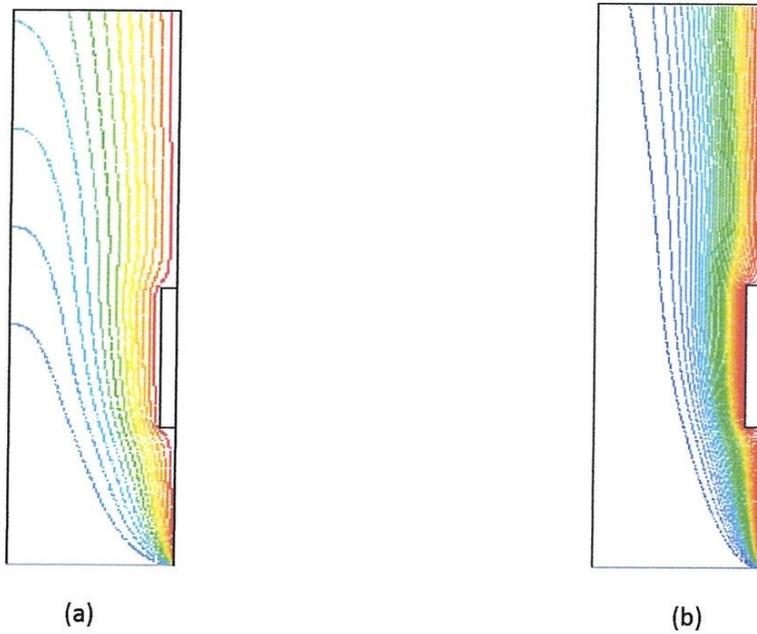


Fig. IV.4 : Les isothermes pour :
 (a) $Re=37.8$ et (b) $Re=1195$ et $H/L=0.1$

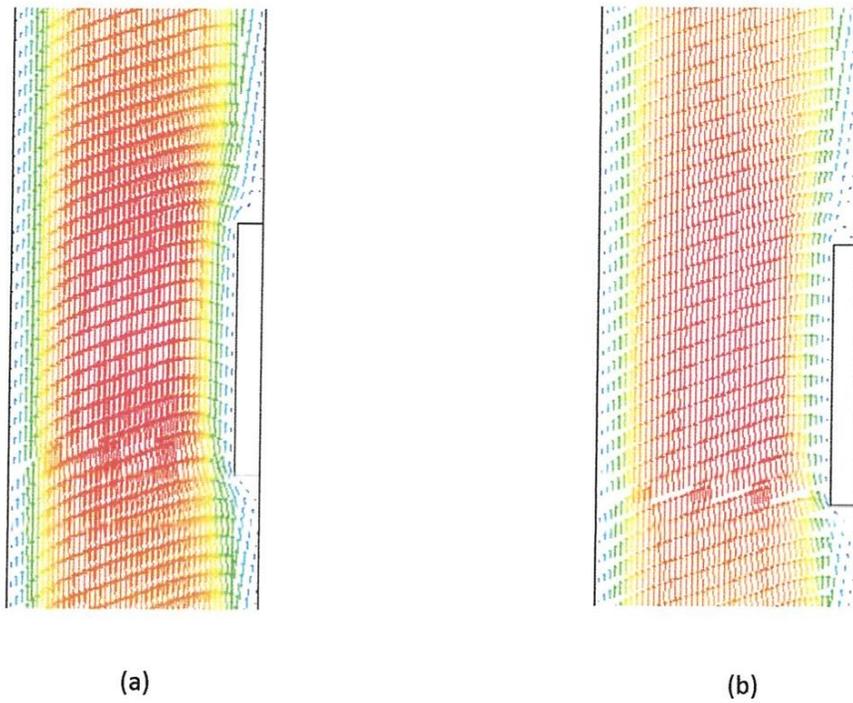


Fig. IV.5 : Les vecteurs de vitesses pour :
(a) $Re=37.8$ et (b) $Re=1195$ et $H/L=0.1$

IV.4. Effet de la hauteur de l'obstacle :

Parmi les paramètres géométriques ayant une influence sur le transfert thermique et le champ d'écoulement au sein du canal, on trouve celui de la hauteur des obstacles. Afin d'examiner cette influence nous avons fait varier la hauteur de l'obstacle en prenant les mêmes paramètres utilisés dans la réf. [8], ils sont comme suit : $H/L=0.1$ et 0.2

L'illustration des contours de la fonction de courant est présentée par les figures IV.6 a et b, en fixant $Re=1195$. Pour $H/L=0.1$, on remarque qu'une petite cellule commence à se former derrière l'obstacle. En augmentant la hauteur de l'obstacle, $H/L=0.2$, la taille de la cellule devient plus grande en créant une zone de recirculation importante.

Les figures IV.7 a et b, illustrant les contours des isothermes qui présentent l'influence de l'augmentation de la hauteur des obstacles sur le transfert de chaleur. On remarque que les isothermes tendent à devenir horizontales le long du canal avec une légère amélioration pour le cas de $H/L=0.2$.

Les champs des vecteurs de vitesse sont présentés par les figures IV.8 a et b. On remarque une allure parabolique dans tout le canal avec des valeurs maximales suivant l'axe du canal et des valeurs nulles au niveau des parois (conditions de non-glissement). En augmentant la hauteur, une accélération de cette allure est due au rétrécissement brusque de la section de passage engendre une forte zone de recirculation captée en aval de l'obstacle.

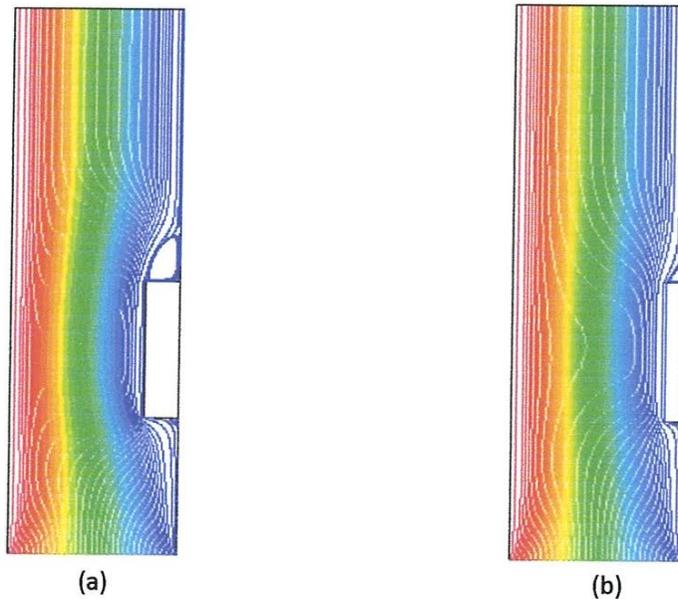


Fig. IV.6 : Les lignes de courant pour $Re=1195$

(a) $H/L=0.2$ et (b) $H/L=0.1$

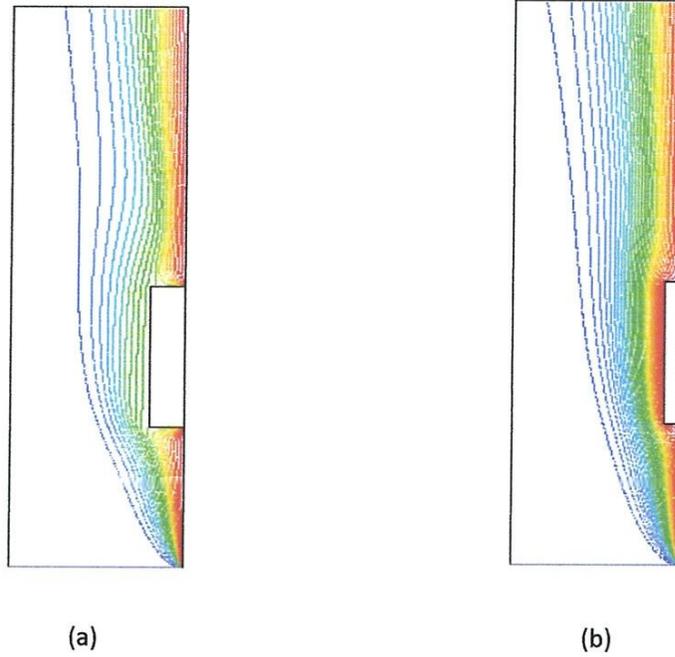


Fig. IV.7 : Les isothermes pour $Re=1195$
 (a) $H/L=0.2$ et (b) $H/L=0.1$

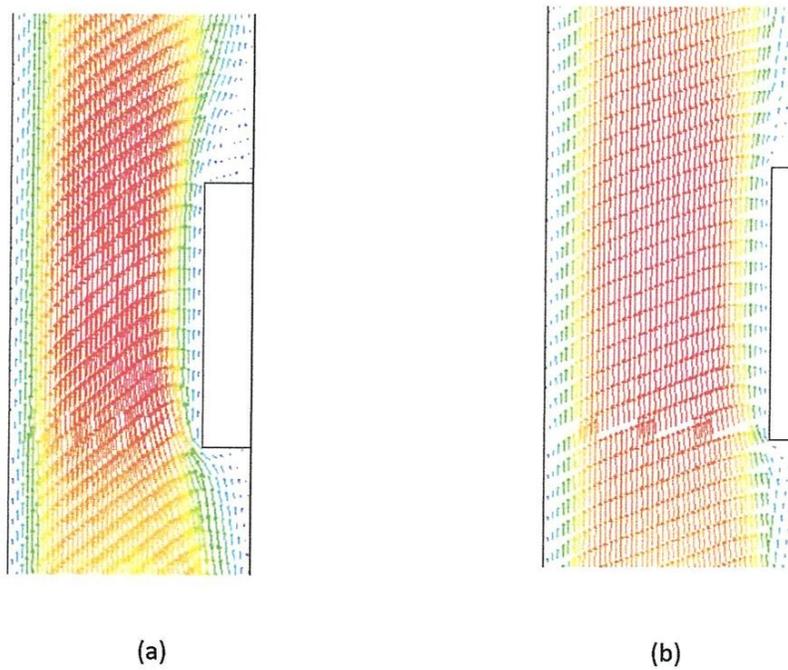
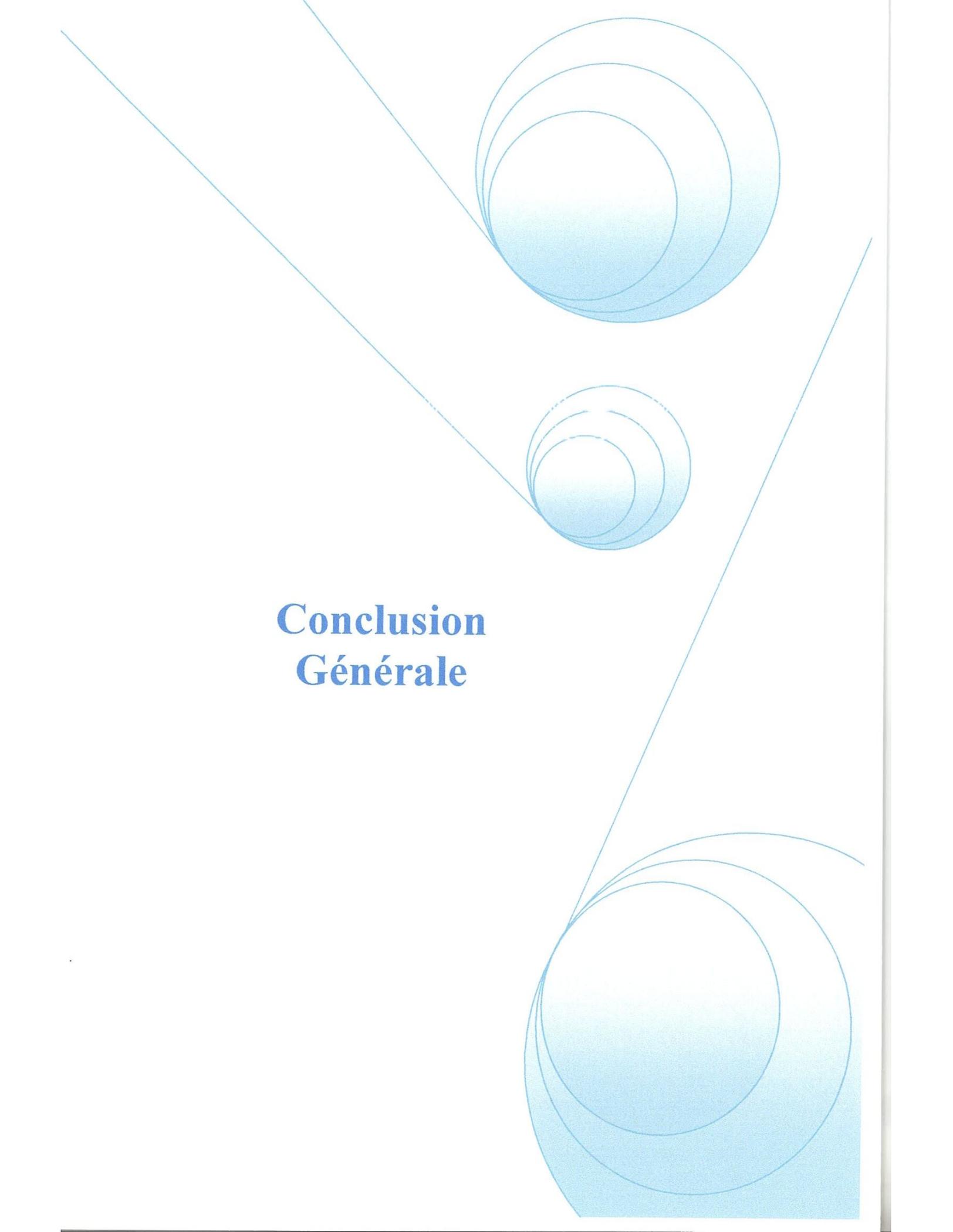


Fig. IV.8 : Les champs des vecteurs de vitesse pour $Re=1195$
 (a) $H/L=0.2$ et (b) $H/L=0.1$

A decorative graphic consisting of three overlapping blue circles of varying sizes, arranged vertically. The circles are positioned at the top, middle, and bottom of the page. Two thin blue lines intersect at a point between the middle and bottom circles, forming a V-shape that points towards the center. The text 'Conclusion Générale' is centered on the page.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

L'étude numérique d'un écoulement d'air par convection mixte dans un canal vertical ayant un obstacle monté sur la paroi chaude, chauffée à température constante ou à flux constant et l'autre paroi est considérée adiabatique a été faite.

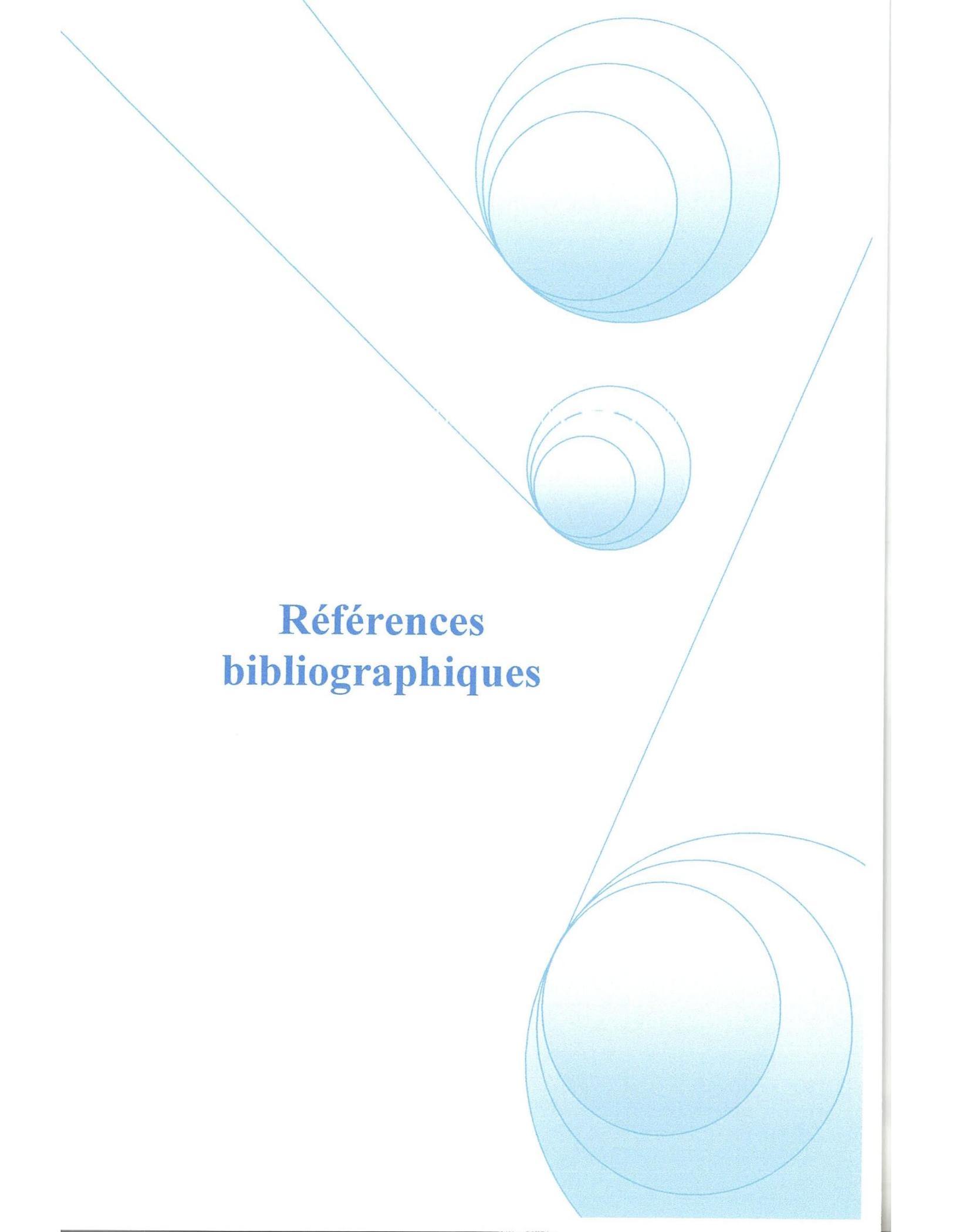
En se basant sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations mathématiques, nous avons pu déterminer les lignes de courant, les isothermes ainsi que les vecteurs de vitesses en fonction du nombre de Reynolds.

Une présentation détaillée des différentes étapes pour générer un maillage du problème considéré sur le Gambit a été faite. Le code FLUENT est utilisé comme un outil numérique. La validation de ce code de calcul a été faite avec des travaux numériques trouvés dans la littérature. Un bon accord a été obtenu entre nos résultats et ceux de la référence [8]. Nos simulations numériques ont été présentées pour différentes valeurs des nombre de Reynolds.

Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de nombre de Reynolds, ainsi que la hauteur de l'obstacle, améliore le transfert de chaleur. Le meilleur refroidissement de la paroi chaude est trouvé pour le cas $Re=1195$ et $H/L=0.2$. On peut conclure que les paramètres géométriques ont une influence considérable sur le transfert de chaleur.

Pour la première fois dans notre département de génie mécanique de l'université de Guelma, nous avons exploité un nouveau code de calcul numérique « FLUENT » qui utilise méthode des volumes finis.

Enfin, nous recommandons à l'étude de la convection mixte tridimensionnelle en régime stationnaire, en vue d'une approche plus réaliste.

A decorative graphic consisting of three blue circles of varying sizes, each composed of multiple concentric lines. These circles are arranged vertically and are partially enclosed by two diagonal lines that intersect at a point to the left of the page. The overall design is minimalist and modern.

Références bibliographiques

Références bibliographiques :

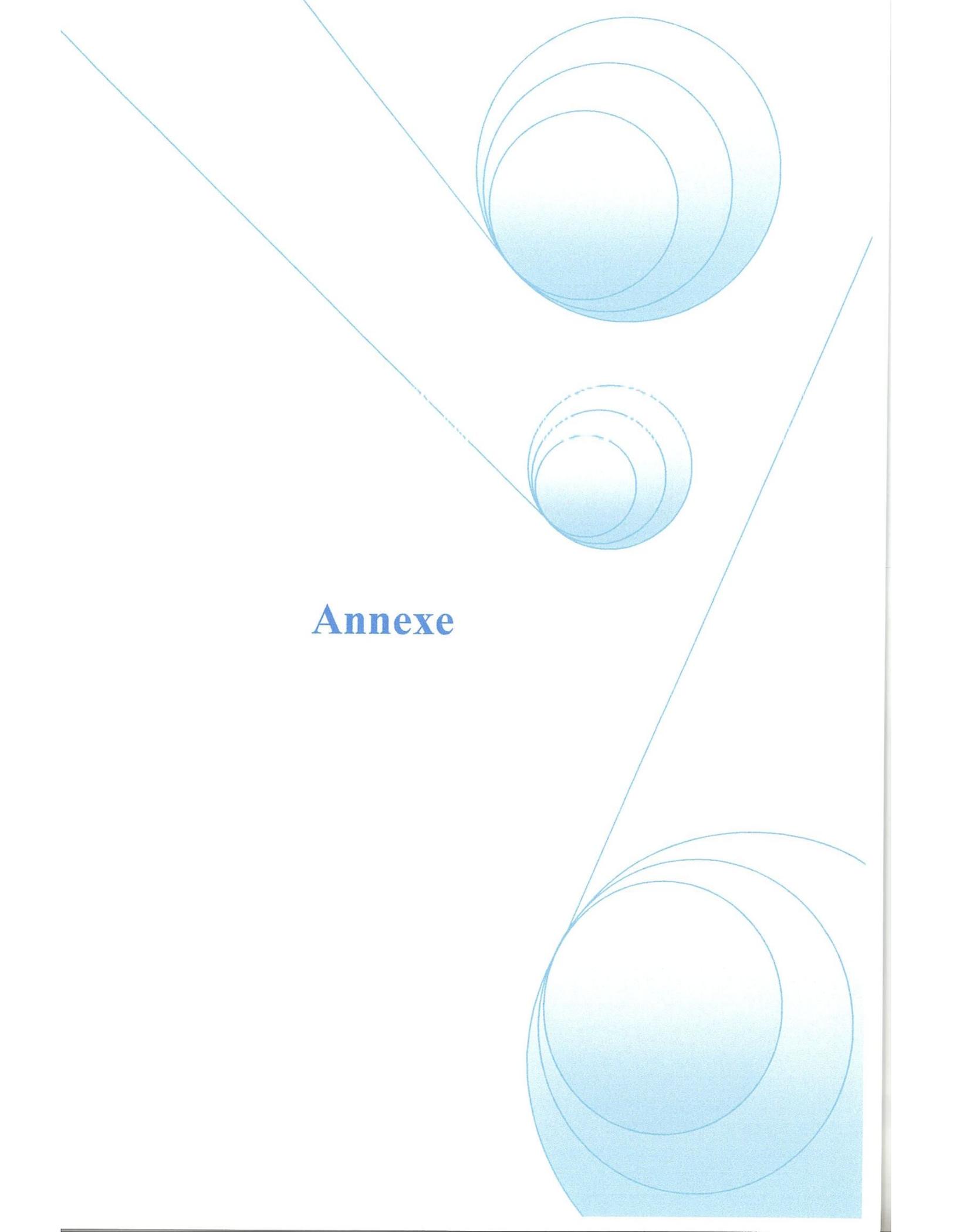
- [1] Zoubir Amine, Shihe Xin, Stéphanie Giroux-Julien, Christophe Ménézo. Étude numérique des transferts thermo-convectifs dans un canal d'air vertical à flux imposé. Centre de Thermique de Lyon (CETHIL), UMR 5008/INSA/UCBL Lyon1, Villeurbanne, France 2013.
- [2] Dalbert A. M., Penot F., Peube J.L. Convection naturelle laminaire dans un canal vertical chauffé à flux constant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981; vol.24, N° 9, pp.1463-1473.
- [3] Alzwayi A.S., Manosh C.P., Transition of free convection flow inside an inclined parallel walled channel: Effects of inclination angle and width of the channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; vol.68, pp.194-202.
- [4] Sanvecente E., Giroux-Julien S., Ménézo C., Bouia H., XIN S. Étude expérimentale des écoulements de convection naturelle en canal vertical différentiellement chauffé. 20^{ème} Congrès Français de Mécanique, 29 août - 2 septembre 2011, Besançon.
- [5] Barletta A., Laminar mixed convection with viscous dissipation in a vertical channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998; vol.41, pp.3501-3513.
- [6] YOO J-S., Mixed convection of air between two horizontal concentric cylinders with a cooled rotating outer cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998; vol.41, pp.293-302.
- [7] Barletta A., Zanchini E., Mixed convection with viscous dissipation in an inclined channel with prescribed wall temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001; vol.44, pp.4267-4275.
- [8] Habchi S., Acharya S., Laminar mixed convection in a partially blocked, vertical channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986; vol.29, n°11, pp.1711-1722.
- [9] Kim S. Y., Sung H.J., Hyun J. M., Mixed convection from multiple-layered boards with cross-streamwise periodic boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992; vol.35, N°11, pp.2941-2952.
- [10] Manca O., Sergio N., Vincenzo N., Effect natural convection of the distance between an inclined discretely heated plate and a parallel shroud bellow. *Journal of Heat Transfer*, 2002; vol.124, pp.441-451.
- [11] Guimarães P. M., Menon G. J., Combined free and forced convection in an inclined channel with discrete heat sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008; vol.35, pp.1267-1274.
- [12] Wu H.W., Perng, S.W., Turbulent flow and heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a channel. *International Journal for Numerical Methods in Heat and Fluid Flow*, 2005; vol.15, n° 2, pp. 205-225.
- [13] Dogan M., Sivrioglu M., Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; vol.53, pp.2149-2158.

[14] Guestal Mabrouk. Modélisation de la Convection Naturelle Laminaire dans Une Enceinte Avec Une Paroi Chauffée Partiellement. Mémoire magistère. Université Mentouri-Constantine. 2010.

[15] Hamouche Adel. Refroidissement a air des composants électroniques par convection mixte. Mémoire magistère. Université Mentouri-Constantine. 2007.

[16] Tutoriel Gambit.

[17] Help Fluent.

A decorative graphic consisting of three overlapping circles with a blue gradient, arranged vertically. The top and bottom circles are larger and more solid, while the middle one is smaller and more transparent. Two thin blue lines cross the page diagonally, one from the top-left to the bottom-right, and another from the top-right to the bottom-left, intersecting near the center.

Annexe

Annexe A

Equations adimensionnelles :

De façon à rendre les équations précédentes adimensionnelles, elles seront transformées par les relations suivantes :

$$X = \frac{x}{L} , \quad Y = \frac{y}{L} , \quad U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} , \quad V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} , \quad \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f} , \quad P = \frac{p}{\rho \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}$$

L'équation de continuité sous la forme adimensionnelle :

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial U \cdot \frac{\alpha}{L}}{\partial X L} + \frac{\partial V \cdot \frac{\alpha}{L}}{\partial Y L} &= 0 \\ \frac{\partial U}{\partial X} * \frac{\alpha}{L^2} + \frac{\partial V}{\partial Y} * \frac{\alpha}{L^2} &= 0 \\ \frac{\alpha}{L^2} \left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} \right) &= 0 \\ \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} &= 0 \end{aligned}$$

L'équation de quantité de mouvement sous la forme adimensionnelle :

Suivant x :

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ U \cdot \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial U \frac{\alpha}{L}}{\partial X L} \right) + V \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial U \frac{\alpha}{L}}{\partial Y L} \right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X L} + \nu \left(\frac{\partial^2 U \frac{\alpha}{L}}{(\partial X L)^2} + \frac{\partial^2 U \frac{\alpha}{L}}{(\partial Y L)^2} \right) \\ \frac{\alpha^2}{L^3} \left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) &= \frac{\alpha^2}{L^3} \left(-\frac{\partial P}{\partial X} \right) + \nu \left(\frac{\alpha}{L^3} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \right) \\ U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \end{aligned}$$

Suivant Y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_f)$$

$$U \cdot \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial V \frac{\alpha}{L}}{\partial XL} \right) + V \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial V \frac{\alpha}{L}}{\partial YL} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho \left(\frac{\alpha}{L} \right)^2}{\partial YL} + v \left(\frac{\partial^2 V \frac{\alpha}{L}}{(\partial XL)^2} + \frac{\partial^2 V \frac{\alpha}{L}}{(\partial YL)^2} \right) - g\beta(T - T_f)$$

$$\frac{\alpha^2}{L^3} \left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = \frac{\alpha^2}{L^3} \left(-\frac{\partial P}{\partial Y} \right) + v \left(\frac{\alpha}{L^3} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y} \right) \right) - \frac{g\beta(T - T_f)L^3\theta v}{\alpha^2 v}$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + Pr \frac{\partial^2 U}{\partial X} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y} + Ra Pr \theta$$

L'équation de l'énergie sous la forme adimensionnelle :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

$$U \cdot \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial \frac{\theta + T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f}}{\partial XL} \right) + V \cdot \frac{\alpha}{L} \left(\frac{\partial \frac{\theta + T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f}}{\partial YL} \right)$$

$$= \alpha \left(\frac{\partial^2 \left(\frac{\theta + T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f} \right)}{\partial (XL)^2} + \frac{\partial^2 \left(\frac{\theta + T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f} \right)}{\partial (YL)^2} \right)$$

$$\frac{T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f} \frac{\alpha}{L^2} \left[U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{T_c(T_c - T_f)}{T_c - T_f} \frac{\alpha}{L^2} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2}$$

Annexe B

Propriétés d'air :

La température, la densité, la chaleur spécifique, la conductivité thermique, coefficient de dilatation, la viscosité cinématique et le nombre de Prandtl pour des températures de -150 à 400 ° C.

| Température - t - (C°) | Densité - - (kg/m ³) | La chaleur spécifique - c _p - (kJ/kg.K) | La conductivité thermique - k - (W/m.K) | la viscosité cinématique - ν - x 10 ⁶ (m ² /s) | Coefficient de dilatation - β - x 10 ⁻³ (1/K) | Numéro de Prandtl - Pr - |
|------------------------------|--|--|---|---|--|-----------------------------------|
| -150 | 2.793 | 1.026 | 0.0116 | 3.08 | 8.21 | 0.76 |
| -100 | 1.980 | 1.009 | 0.0160 | 5.95 | 5.82 | 0.74 |
| -50 | 1.534 | 1.005 | 0.0204 | 9.55 | 4.51 | 0.725 |
| 0 | 1.293 | 1.005 | 0.0243 | 13.30 | 3.67 | 0.715 |
| 20 | 1.205 | 1.005 | 0.0257 | 15.11 | 3.43 | 0.713 |
| 40 | 1.127 | 1.005 | 0.0271 | 16.97 | 3.20 | 0.711 |
| 60 | 1.067 | 1.009 | 0.0285 | 18.90 | 3.00 | 0.709 |
| 80 | 1.000 | 1.009 | 0.0299 | 20.94 | 2.83 | 0.708 |
| 100 | 0.946 | 1.009 | 0.0314 | 23.06 | 2.68 | 0.703 |
| 120 | 0.898 | 1.013 | 0.0328 | 25.23 | 2.55 | 0.70 |
| 140 | 0.854 | 1.013 | 0.0343 | 27.55 | 2.43 | 0.695 |
| 160 | 0.815 | 1.017 | 0.0358 | 29.85 | 2.32 | 0.69 |
| 180 | 0.779 | 1.022 | 0.0372 | 32.29 | 2.21 | 0.69 |
| 200 | 0.746 | 1.026 | 0.0386 | 34.63 | 2.11 | 0.685 |
| 250 | 0.675 | 1.034 | 0.0421 | 41.17 | 1.91 | 0.68 |
| 300 | 0.616 | 1.047 | 0.0454 | 47.85 | 1.75 | 0.68 |
| 350 | 0.566 | 1.055 | 0.0485 | 55.05 | 1.61 | 0.68 |
| 400 | 0.524 | 1.068 | 0.0515 | 62.53 | 1.49 | 0.68 |