REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DE MEDEA



FACULTE DE TECHNOLOGIE

THESE DE DOCTORAT

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

Docteur en : LMD

Specialité : Energétique

Présentée par : TRAD Nabila

Thème

Etude des caractéristiques des transferts thermoconvectifs et la bifurcation de l'écoulement dans un canal en présence des plaques inclinées.

Présentée devant le jury composé de :

Nom & Prénom	Grade	Institution d'affiliation	Designation
ZEMIRLINE Adel	MCA	Université de Médéa	Président
HENNICHE Rabah	MCA	Université de Médéa	Directeur de thèse
KORICHI Abdelkader	Professeur	Université de Médéa	Co- Directeur de thèse
BENSEDIRA Sidali	MCA	Université de Blida 1	Examinateur 1
ZIANE Farouk	MCA	Université de Médéa	Examinateur 2

Année académique : 2025/2026

Remerciements

Tout d'abord, je rends grâce à Allah, le Tout-Puissant, pour la santé, la volonté et la patience qu'Il m'a accordées tout au long de mes études.

Je remercie énormément mon directeur de thèse, Monsieur Henniche Rabah, maitre de conférences A à l'Université de Médea, pour m'avoir fait bénéficier de sa vaste expérience et de sa précieuse expertise scientifique. Par ses conseils avisés et son encadrement permanent, il m'a guidée avec sérénité vers l'aboutissement de cette thèse, tout en m'offrant les meilleures conditions de travail. Je lui suis particulièrement reconnaissante pour sa disponibilité, ses encouragements et ses remarques constructives, qui ont largement contribué à la réussite de ce travail.
Je tiens à remercier tout particulièrement Monsieur Korichi Abdelkader Professeur à l'Université de Médéa, pour avoir accepté la poursuite de l'encadrement.

Mes remerciements s'adressent également aux membres du jury Pour l'honneur qu'ils me font en acceptant d'évaluer ce travail, ainsi que pour l'intérêt et le temps qu'ils y consacrent.

- *Monsieur Adel Zemirline, MCA à l'université de Médéa. Président du jury.*
- *Monsieur Farouk Ziane, MCA à l'université de Médéa. Examinateur.*
- *Monsieur Sidali Bensedira, MCA à l'université de Blida 1. Examinateur.*

Enfin, un très grand merci à ma famille en particulier mes parents et mon mari, pour leur soutien permanent leurs encouragements et leur confiance inébranlable en moi. Sans oublier mes amis et collègues et tous ceux qui m'ont soutenue, de près ou de loin, dans l'élaboration de ce travail.

Dédicace

Je dédie cette thèse
À mes très chers parents, source d'amour, de patience et de soutien infaillible...
À mon époux, pour son soutien sa compréhension et son encouragement constant...
À mes sœurs et frères, ainsi qu'à leurs familles, pour leur affection et leur présence réconfortante.
À tous les membres de ma famille, qui ont toujours cru en moi et m'ont entourée de leur bienveillance.

À tous mes amis et collègues.
Et enfin, à tous les enseignants que j'ai eu la chance de rencontrer au cours de mon parcours, pour le précieux héritage de savoir et de valeurs qu'ils m'ont transmis

Résumé

Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'analyse numérique des phénomènes d'écoulement et de l'optimisation du transfert de chaleur en régime laminaire par convection mixte, dans un canal vertical chauffé équipé de plaques installées sur la paroi chaude, tandis que les autres parois sont adiabatiques, l'air est utilisé comme fluide de travail avec $Pr = 0{,}71$. Les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du code open-source *OpenFOAM*, couplé à la méthode des volumes finis et l'algorithme *PIMPLE*. L'approche adoptée s'articule autour de l'impact des paramètres géométriques des plaques et des paramètres dynamiques de l'écoulement, sur les performances thermiques et hydrodynamiques ; les paramètres considérés sont : l'angle d'inclinaison des plaques ($\gamma = 30°$, 60° et 90°), le nombre de Reynolds,($200 \leq Re \leq 1400$), le nombre de *Grashof* ($Gr = 10^5$, $Gr = 2\times10^5$), un rapport de blocage fixé à $h_p = 0{,}3$, ainsi qu'un espacement constant entre les plaques $D = 1$. Les résultats sont présentés sous forme de contours des lignes de courant et de champs de température, complétés par les rapports du nombre de *Nusselt*, *facteur* de *frottement* et du *facteur* de *performance*. L'analyse de ces résultats indique que les deux facteurs de transfert thermique et de frottement augmentent avec l'accroissement du nombre de Reynolds et l'angle d'inclinaison des plaques tandis qu'ils diminuent lorsque le nombre de *Grashof* s'élève. Les observations révèlent également que le régime d'écoulement devient instable à partir de ($Re \leq 1200$ pour $\gamma = 30°$ et $Re \leq 1000$ pour $\gamma = 60°$ et 90°) quelle que soit la valeur du nombre de *Grashof*. En outre au cours de cette phase et lorsqu'on augmente l'angle d'inclinaison, le nombre de *Nusselt* peut atteindre jusqu'à 1,6 fois comparé à celui du canal sans plaques, mais s'accompagne également d'une augmentation du facteur de frottement pouvant atteindre 4,6 fois celui du canal lisse. L'analyse met en évidence que l'angle d'inclinaison $\gamma = 30°$ représente un compromis optimal, permettant à la fois d'améliorer l'efficacité du transfert thermique, minimiser la résistance à l'écoulement et d'assurer une bonne efficacité énergétique.

Mots clés : Convection mixte, plaques, angle d'inclinaison, canal vertical chauffé, régime laminaire, méthode des volumes finis, *OpenFOAM*.

Abstract

This study focuses on the numerical analysis of flow and heat transfer Optimization under laminar mixed convective in a vertical heated channel with plates attached to the heated wall, while the other walls are adiabatic. Air is used as the working fluid with Pr = 0.71. Numerical simulations were performed using the open-source code *OpenFOAM*, coupled with the finite volume method and the *PIMPLE* algorithm. The adopted approach investigates the influence of both the geometric parameters of the plates and the flow dynamics parameters on thermal and hydrodynamic performance. The considered parameters are: the plate tilt angle (γ = 30°, 60°, and 90°), the *Reynolds* number ($200 \leq Re \leq 1400$), the *Grashof* number ($Gr = 10^5$, $Gr = 2\times10^5$), a fixed plate height of h_p = 0.3 and constant plate spacing **(**D = 1**).** The results are presented in the form of streamlines and temperature fields, complemented by the variations of the Nusselt number, *friction* factor, and the *efficiency index*. The analysis indicates that both heat transfer and friction increase with the *Reynolds* number and the plate tilt angle, while they decrease with increasing *Grashof* number. The observations also reveal that the flow becomes unstable at ($Re \leq$ 1200 for γ =30° et $Re \leq$ 1000 for γ =60° et 90°), regardless of the *Grashof* number value. Moreover, in this regime, increasing the plate tilt angle enhances heat transfer, with the Nusselt number reaching up to 1.6 times compared to the channel without plates, but at the cost of a significant rise in the friction factor, up to 4.6 times that of the smooth channel. The analysis highlights that a plate tilt angle of γ = 30° provides an optimal compromise between improving heat transfer performance and minimizing flow resistance and ensuring good energy efficiency.

Keywords: mixed convection, plates, tilt angles, vertical heated channel, laminar flow, finite volume method, *OpenFOAM*.

ملخص

تندرج هذه الدراسة في إطار التحليل العددي لظواهر التدفق و تعزيز نقل الحرارة في حالة الحمل الحراري المختلط وذلك في نظام جريان طباقي منتظم في قناة عمودية مسخنة، مزودة بصفائح مثبتة على الجدار الساخن، بينما تكون الجدران الأخرى عازلة حرارياً. تم استخدام الهواء كسائل تشغيل مع $Pr = 0.71$.تم إجراء المحاكاة العددية باستخدام برنامج OpenFOAM، مع الاعتماد على طريقة الحجوم المنتهية وخوارزمية PIMPLE .تتمحور المنهجية المعتمدة على دراسة تأثير المتغيرات الهندسية للصفائح وديناميكيات التدفق' على الأداء الحراري والهيدروديناميكي. المتغيرات المدروسة تشمل: زاوية ميل الصفائح(°30، °60، و90°)، عدد رينولدز ($200 \leq Re \leq 1400$) ,عدد جراشوف ($Gr = 2\times10^5$ ، $Gr =10^5$) ارتفاع اللوحات $h_p = 0.3$ ، و المسافة بينهم $D = 1$. تم عرض النتائج في شكل خطوط انسياب وحقول حرارية، مكملة بنسب عدد نوسلت، عامل الاحتكاك، وعامل الأداء.تشير التحليلات إلى أن كلاً من عوامل نقل الحرارة والاحتكاك تزداد بزيادة عدد رينولدز وزاوية ميل الصفائح ، بينما ينخفضان مع ارتفاع عدد جراشوف. كما تكشف الملاحظات المقدمة أن نظام التدفق يصبح غير مستقر بدءاً من (γ =30° من أجل $Re \leq 1200$ 90° وγ = 60° من أجل $Re \leq 1000$)، بغض النظر عن قيمة عدد جراشوف. بالإضافة إلى ذلك، خلال هذه المرحلة، يمكن أن يصل عدد نوسلت إلى 1.6 مرة مقارنة بالقناة بدون صفائح عند زيادة زاوية الميل، ولكن هذا يرافقه أيضاً زيادة في عامل الاحتكاك قد تصل إلى 4.6 مرة مقارنة بالقناة الملساء. تؤكد الدراسة أن زاوية الميل $\gamma = 30°$ تمثل حلاً أمثلاً، حيث تعمل على تحسين كفاءة نقل الحرارة، تقليل الفقدان في الضغط، وضمان كفاءة طاقية جيدة.

الكلمات المفتاحية :الحمل المختلط، الصفائح ، زوايا الميل، قناة عمودية مسخنة، طريقة الحجوم المنتهية، جريان طباقي منتظم *OpenFOAM*.

Sommaire

Résumé..... iii
Sommaire..... vi
Liste des tableaux..... viii
Liste des figures..... ix
Nomenclature..... xii
Introduction générale..... 1

Chapitre I : Etude bibliographique

1.1. Bibliographies..... 3
1.2. Conclusion..... 28
1.3. Motivation et objectif du présent travail..... 28

Chapitre II : Description du modèle mathématique

2.1. Introduction..... 30
2.2. Configuration physique traitée..... 30
2.3. Equations gouvernantes..... 31
2.3.1. Equation de conservation de la masse..... 32
2.3.2. Equation de quantité de mouvement..... 32
2.3.3. Equation de conservation de l'énergie..... 32
2.4. Hypothèses simplificatrices..... 33
2.4.1. Equation de continuité..... 34
2.4.2. Equations de quantité de mouvement..... 34
2.4.3. Equation de l'énergie..... 35
2.5. Nombres adimensionnelles associés au problème analysé..... 36
2.6. Conditions aux limites..... 37
2.6.1. Hydrodynamiques..... 37
2.6.2. Thermiques..... 38
2.7. Traitement des résultats..... 38
2.7.1. Nombre de Nusselt..... 38
2.7.2. Coefficient de frottement..... 39
2.7.3. Facteur de performance..... 39
2.8. Conclusion..... 40

Chapitre III : Méthode numérique et code de calcul

3.1. Introduction..... 41
3.2. Traitement numérique..... 41
3.2.1. Maillage 42
3.2.2. Discrétisation des équations conservatives 44
3.2.3. Schémas numériques..... 47
3.2.4. Fonction $A(|P_e|)$ pour différents schémas numériques..... 48
3.3. Présentation d'OpenFOAM 48
3.3.1. Structure d'un cas OpenFOAM..... 49
3.3.2. Préparation des données (Pré-processing)..... 51
- Génération du maillage 51
- Conditions initiales et aux limites 52

3.3.3. Traitement (Processing) 52
- Solveur..... 52
- Boucles de correction..... 54
- Schémas de discrétisation 54
- Tolérances de la solution 56

3.3.4. Analyse et visualisation des résultats (Post-processing)..... 57
3.4. Conclusion 57

Chapitre IV : Résultats et discussion

4.1. Introduction..... 58

4.2. Analyse introductive..... 59

4.2.1 Identification des paramètres adimensionnels pertinents..... 59
- Le nombre de Reynolds (*Re*)..... 59
- Le nombre de Grashof (*Gr*)..... 59
- Rapport de blocage (h_p)..... 60

4.2.2. Analyse de la sensibilité au maillage..... 60
4.2.3. Evaluation de la fiabilité du code..... 61
4.3. Synthèse des résultats..... 62
4.3.1. Structures d'écoulement et comportement thermique..... 63
a. Influence de l'angle d'inclinaison..... 63
b. Influence du nombre de Reynolds (*Re*)..... 65
4.3.2. Evolution temporelle de la vitesse axiale..... 68
a. Régime stationnaire..... 68
b. Régime instationnaire..... 69
4.3.3. Transfert thermique (Nombre de Nusselt local)..... 72
4.3.3. Analyse paramétrique..... 73
a. Etude de l'effet de *Re* et *Gr*..... 73
- Nombre de Nusselt moyen..... 73
- Facteur de frottement..... 74

b. Effet de l'angle d'inclinaison..... 76
- Nombre de Nusselt moyen..... 76
- Facteur de frottement..... 76
- Facteur de performance..... 77

Conclusion générale..... 79
Références bibliographiques..... 81

Liste des tableaux

Tableau 3.1 Variables φ, Γ_ϕ, et , S_ϕ utilisés dans les équations de conservation..... 44

Tableau 3.2 La formule de A(|P_e|) pour divers schémas de discrétisation..... 48

Tableau 3.3 Solveurs destinés au transfert de chaleur par convection..... 53

Tableau 3.4 Principaux termes inclut dans fvSchemes..... 55

Tableau 3.5 Schémas de divergence utilisé dans divSchemes..... 55

Tableau 3.6 Schémas des champs vectoriels..... 56

Tableau 4.1 Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen pour *Re* = 1400, *Gr* = 2×10^5 et h_p = 0,3..... 61

Tableau 4.2 Nombre de Strouhal et période d'oscillation en fonction de γ pour *Re* = 1200 et *Gr* =10^5..... 71

Liste des figures

Figure 1.1 Configuration étudiée par a) Promvonge et al, b) Kwankaomeng et Promvonge. 4

Figure1.2 Configuration analysée par Promvonge et al a) décalé, b) aligné..... 4

Figure1.3 Canal isothermes avec des chicanes sous forme de V inclinées à 45°..... 5

Figure1.4 Configuration étudiée par Ary et al..... 5

Figure1.5 Configuration étudiée par Eiamsa-ard et Promvonge..... 6

Figure1.6 Configuration étudiée par Eiamsa-ard et Promvonge..... 6

Figure1.7 Configuration étudié par Saim et al..... 7

Figure1.8 Configuration étudié par Heshmati et al..... 7

Figure1.9 Configuration étudié par Mohammed et al..... 8

Figure1.10 Configuration étudiée par Yinxiao et Park..... 8

Figure1.11 Canal horizontale avec des chicanes de forme w..... 9

Figure1.12 Configuration étudiée par Nemitallah et Zohir..... 10

Figure 1.13 Disposition étudiée par Sharma et al..... 10

Figure 1.14 Configuration étudiée par Zhang et al..... 11

Figure 1.15 Configuration étudiée par Tsai-Shou Chang..... 11

Figure 1.16 Configuration étudiée par Belmiloud et chemloul..... 12

Figure 1.17 Configuration étudiée par Menni et al..... 12

Figure 1.18 Configuration étudié par H.A. Mohammed et al..... 13

Figure 1.19 Configuration étudiée par Almsloki et al..... 13

Figure 1.20 Configuration étudié par Henniche et korichi..... 14

Figure 1.21 Configuration étudiée par Belmiloud et al..... 15

Figure 1.22 Configuration étudié par Andrzejczyk et Muszynski..... 15

Figure 1.23 Configuration étudié par Menni et Azzi..... 16

Figure 1.24 Configuration étudié par Menni et al..... 16

Figure 1.25 Configuration étudié par Menni et Azzi..... 17

Figure 1.26 Configuration étudié par Abdulhasan Lafta..... 17

Figure 1.27 Configuration étudié par Boruah et al..... 18

Figure 1.28 Configuration étudié par Boruah et al..... 18

Figure 1.29 Configuration étudiée par Houari Ameur..... 19

Figure 1.30 Configuration étudiée par Sandip et al..... 19

Figure 1.31 Configuration étudiée par Menni et Azzi..... 20
Figure 1.32 Configuration étudiée par Menni et Azzi..... 20
Figure 1.33 Configuration étudiée par Ameur et menni..... 21
Figure 1.34 Configuration étudiée par Menni et al..... 21
Figure 1.35 Canal avec des chicanes enforme sous forme de S..... 22
Figure 1.36 Canal avec des chicanes en forme d'arc..... 22
Figure 1.37 Configuration étudiée par Menni et al..... 23
Figure 1.38 Configuration étudiée par Sandip Saha..... 23
Figure 1.39 Configuration étudiée par Ali et al..... 24
Figure 1.40 Configuration étudié par Driss et al..... 24
Figure 1.41 Configuration étudiée par Kumar et Birla..... 25
Figure 1.42 Configuration étudié par El Habet et al..... 26
Figure 1.43 Configuration étudié par El Habet et al..... 26
Figure 1.44 Configuration étudié par Sivasankaran et Janag..... 27
Figure 1.45 Configuration étudié par Alwatban et al..... 27
Figure 1.46 Configuration étudié par Koray Karabulut..... 28
Figure 1.47 Configuration étudié par Ziane et al..... 28
Figure 2.1 Configuration physique étudiée..... 31
Figure 3.1 Configuration du Volu me de contrôle en 2D..... 42
Figure 3.2 Maillage non décalé en 2D..... 43
Figure 3.3 Maillage décalé en 2D..... 43
Figure 3.4 Architecture d' OpenFOAM..... 49
Figure 3.5 Structure d'un cas étudié sur OpenFOAM..... 51
Figure 4.1 Comparaison du profile de vitesse avec Armaly et al.[57] et du nombre de Nusselt local avec Cheng and Huang [58]..... 62
Figure 4.2 Lignes de courant obtenues pour Re = 600, $Gr = 10^5$ et h_p = 0,3 en fonction de différents angles d'inclinaison des plaques γ..... 64
Figure 4.3 Contours thermiques adimensionnels pour Re = 600, $Gr = 10^5$ et h_p = 0,3 en fonction de l'angle d'inclinaison des plaques γ..... 65
Figure 4.4 Lignes de courant en fonction du nombre de Reynolds pour $Gr = 10^5$, h_p = 0,3 et γ = 30°..... 67
Figure 4.5 Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds pour $Gr = 10^5$, h_p = 0,3 et γ = 30°..... 68

Figure 4.6 Evolution temporelle de la composante de vitesse U au point de référence (X = 11,5 ; Y = 0,5) pour Re = 600, $Gr = 10^5$ et h_p = 0,3..... 69

Figure 4.7 Evolution temporelle de la composante de vitesse U au point de référence (X = 11,5 ; Y = 0,5) pour Re = 1200, $Gr = 10^5$ et $\gamma = 30°$..... 70

Figure 4.8 Analyse en FFT de l'évolution de la composante de vitesse (U) pour Re = 1200, $Gr = 10^5$, $\gamma = 30°$..... 71

Figure 4.9 Evolution temporelle de la composante de vitesse U au point de référence (X = 11,5 ; Y = 0,5) pour Re = 1000, $Gr = 10^5$: (a) $\gamma = 60°$ et (b) $\gamma = 90°$..... 71

Figure 4.10 Evolution du nombre de Nusselt local à différentes angles d'inclinaison pour $Gr = 2\times10^5$ (a) Re = 600, (b) Re = 1400..... 72

Figure 4.11 Variation du rapport Nu/Nu_s en fonction de Re, pour un rapport de blocage h_p = 0,3 et divers nombres de Grashof : (a) $\gamma = 30°$, (b) $\gamma = 60°$ and (c) $\gamma = 90°$..... 74

Figure 4.12 Variation du rapport f/f_s en fonction de Re pour un rapport de blocage h_p = 0,3 et divers nombres de Grashof : (a) $\gamma = 30°$, (b) $\gamma = 60°$ and (c) $\gamma = 90°$..... 75

Figure 4.13 Variation du rapport Nu/Nu_s en fonction de Re pour $Gr = 2 \times 10^5$, h_p = 0,3 et divers angles d'inclinaison des plaques..... 76

Figure 4.14 Variation du rapport f/f_s en fonction de Re, pour $Gr = 2 \times 10^5$, h_p = 0,3 et divers angles d'inclinaison des plaques..... 77

Figure 4.15 Facteur de performance η en fonction de Re pour différents angles d'inclinaison des plaques : (a) $Gr = 10^5$ et (b) $Gr = 2 \times 10^5$..... 78

Nomenclature

Symbole	***Définition***
$A(\|P\|)$	Fonction d'un schéma numérique
b	Terme constant utilisé dans l'équation discrétisée
c_p	Chaleur spécifique de l'air [J $kg^{-1}K^{-1}$]
d	Espacement dimensionnel entre les plaques [m]
D	Espacement adimensionnel entre les plaques [D = d/H =1]
f	Facteur de frottement [$f = 2\Delta P/\rho u_0^2 L_h$]
f_S	Facteur de frottement dans le canal lisse
F	Fréquence d'oscillation
g	Accélération de pesanteur [m s^{-2}]
Gr	Nombre de Grashof [$Gr = g\beta(T_W - T_0)H^3/\nu^2$]
h	Hauteur de plaque [m]
h_p	Hauteur sans dimension de plaque ou rapport de blocage [$h_p = h/H$]
H	Largeur du canal [m]
K	Conductivité thermique [W $m^{-1}K^{-1}$]
L_h	Longueur sans dimensions de la section chauffée [$L_h = l_h/H$]
L_{in}	Longueur sans dimensions de la section d'entrée [$L_{in} = l_{in}/H$]
L_{out}	Longueur sans dimensions de la section de sortie [$L_{out} = l_{out}/H$]
Nu_x	Nombre de Nusselt local
$\overline{Nu_x}$	Moyenne temporelle du nombre de Nusselt local
Nu	Nombre de Nusselt moyen
P_m	La pression motrice
p	Pression [Pa]
P_T	La pression totale
Pr	Nombre de Prandtl [$Pr = \nu/\alpha = \mu c_p/K$]
P_e	Nombre de Péclet [$P_e = P_r R_e$]
Re	Nombre de Reynolds [$Re = u_0 H/\nu$]

Re_c	Nombre de Reynolds critique
R_i	Nombre de Richardson [$R_i = Gr/Re^2$]
St	Nombre de Strouhal [$St = FH/u_0$]
T	Température [K]
T	Temps [s]
u,v	Composantes de vitesse dans les directions x et y [m s^{-1}]
U,V	Composantes adimensionnelles de vitesse selon X et Y [$U = \frac{u}{u_0}, V = \frac{v}{u_0}$]
x, y	Coordonnées cartésiens dimensionnelles [m]
X,Y	Coordonnées cartésiens adimensionnelles [$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}$]

Symboles grecs

μ	Viscosité dynamique de l'air [kg $s^{-1}m^{-1}$]
β	Coefficient d'expansion thermique de l'air [K^{-1}]
ν	Viscosité dynamique de l'air [m^2 s^{-1}]
ρ	Masse volumique de l'air [kg m^{-3}]
η	Indice d'efficacité [$(Nu/Nu_s)/(f/f_s)$]
θ	Température adimensionnelle [$\theta = (T - T_0)/(T_w - T_0)$]
τ	Temps adimensionnel [$\tau = tu_0/H$]
τ_p	Période de temps

Indices

P	Nœud P
s	*Canal lisse*
w,e,n,s	Interface du volume de contrôle
W, E, N, S	Noeuds voisins du noeud P à l'ouest, est, nord, sud respectivement
0	Entrée du canal
w	Parois

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Le transfert de chaleur est un phénomène physique indispensable, qui joue un rôle très important dans de nombreux processus industriels notamment dans les domaines de l'énergie, l'aéronautique et l'électronique.

Parmi les différents mécanismes de transfert de chaleur, la convection occupe une place prépondérante. Elle intervient dans de nombreux domaines de l'ingénierie et de la physique, tels que les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement des composants électroniques, les réacteurs chimiques ou encore les systèmes de ventilation…etc. la maîtrise de ce mode est cruciale pour optimiser les performances thermiques et la fiabilité de ces systèmes ; en particulier la convection mixte.

L'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte des systèmes d'écoulement interne a été l'objectif majeur des chercheurs. Ils ont adopté plusieurs techniques et stratégies dans ce contexte ; parmi eux l'introduction des chicanes ou plaques qui s'impose comme l'un des techniques les plus efficaces pour optimiser les performances thermiques, en altérant la structure de l'écoulement, augmentant la turbulence locale et perturbant les couches limites thermiques et hydrodynamiques.

L'objectif de ce travail s'inscrit dans cette perspective et vise à favoriser la compréhension et l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal vertical en 2D doté de cinq plaques inclinées et placés sur la paroi chauffée du canal, en convection mixte.

En outre, l'étude examine l'impact des paramètres géométriques des plaques (tels que l'angle d'inclinaison) ainsi que celui de l'écoulement, notamment le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof...etc.

La résolution numérique du problème a été effectuée à l'aide d'OpenFOAM, un code open source reposant sur la méthode des volumes finis. Le travail se fait avec le solveur *buoyantBoussinesqPimpleFoam* basé sur l'algorithme PIMPLE. Le travail présenté s'articule autour des points suivants :

Après une brève introduction, le premier chapitre est consacré à une revue bibliographique des principaux travaux publiés dans ce domaine.

Le deuxième chapitre décrit de manière approfondie le modèle utilisé et les équations mathématiques représentant le phénomène analysé. Il décrit également les hypothèses adoptées pour simplifier le modèle et spécifie les conditions imposées aux frontières du domaine.

Le troisième chapitre expose les techniques numériques mises en œuvre pour résoudre les équations gouvernantes du problème ainsi qu'une brève description du code de calcule utilisé OpenFOAM. Le quatrième chapitre est dédie à la simulation et l'interprétation des résultats numériques.

Enfin, ce travail s'achève par une conclusion générale mettant en évidence les principaux résultats tirés de cette étude.

CHAPITRE I
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. Bibliographies

Le phénomène de convection constitue un mode de transfert de chaleur fondamental intervenant dans une vaste gamme de systèmes d'ingénierie. Il joue un rôle déterminant dans le fonctionnement des échangeurs et régénérateurs thermiques, des dispositifs de refroidissement, des procédés chimiques ainsi que...etc. Ou le mouvement des fluides joue un rôle déterminant dans les mécanismes d'échange d'énergie. Dans ce contexte, l'optimisation de l'efficacité de ces échanges ainsi que l'optimisation des performances des systèmes thermiques, devient un défi pour les chercheurs dans ce domaine.

Au cours des dernières décennies l'étude du transfert de chaleur convective des écoulements interne a travers les canaux lisses a constitué un objectif majeur pour les chercheurs. D'autre part, le coefficient de transfert de chaleur local dans ces canaux est insuffisant pour les applications réelles, rendant ainsi l'amélioration du transfert de chaleur particulièrement importante. Diverses technique sont employée, parmi les plus notable l'ajout des plaques ou chicanes positionnés sur les parois du canal et disposés selon des configurations variées (aligné, décalé, incliné). Son rôle principal de la convection est de renforcer le transfert thermique en accroissant la surface d'échange entre le fluide et le solide. Ce mécanisme induit une perturbation de l'écoulement, favorise le développement de la turbulence et intensifie les échanges énergétiques. Par ailleurs, l'installation de ces dispositifs provoque des zones de recirculation et contribue à l'amincissement de la couche limite thermique, entraînant ainsi une amélioration notable du coefficient local de transfert de chaleur et du nombre de Nusselt. Plusieurs études numériques et expérimentales ont été réalisées démontre que les paramètres géométriques des plaques ou chicanes tel que l'emplacement, le type, l'angle d'inclinaison et la hauteur…etc influencent fortement le transfert thermique.

Au cours des dernières années plusieurs études et recherches dont le but d'améliorer le transfert de chaleur par convection ont été réalisées, on citera quelques -uns dans cette section.

Dans leur étude **Promvonge et al.** [1] se sont penchés sur l'effet d'inclinaison de chicanes positionnées sur la paroi inférieure d'un canal rectangulaire (fig.1.1a) sur le comportement thermique et hydrodynamique de l'air en régime laminaire. L'influence du rapport de blocage et du nombre de Reynolds (100 à 1200) a été analysée. Il ressort que

l'augmentation du rapport de blocage entraîne une élévation simultanée des transferts thermiques et des pertes de charge. Les performances thermiques maximales ont été obtenues pour un rapport de blocage égal à 0,4 et un nombre de Reynolds de 1200, avec une amélioration d'environ 2,2. Enfin, les chicanes inclinées à 45° présentent une efficacité thermique supérieure à celle des chicanes transversales à 90° quel que soit le nombre de Reynolds ou la longueur des chicanes utilisées. Dans une étude similaire, **Kwankaomeng et Promvonge** [2] ont analysé l'effet du rapport de blocage des chicanes inclinées fixées sur la paroi inférieure d'un canal horizontal pour des nombres de Reynolds compris entre 100 et 2000 (fig. 1.1b). Les résultats numériques montrent que pour Re = 2000 et un rapport de blocage BR = 0,3, le nombre de Nusselt maximal et le facteur de frottement peuvent atteindre environ 7,9 et 3,1, respectivement.

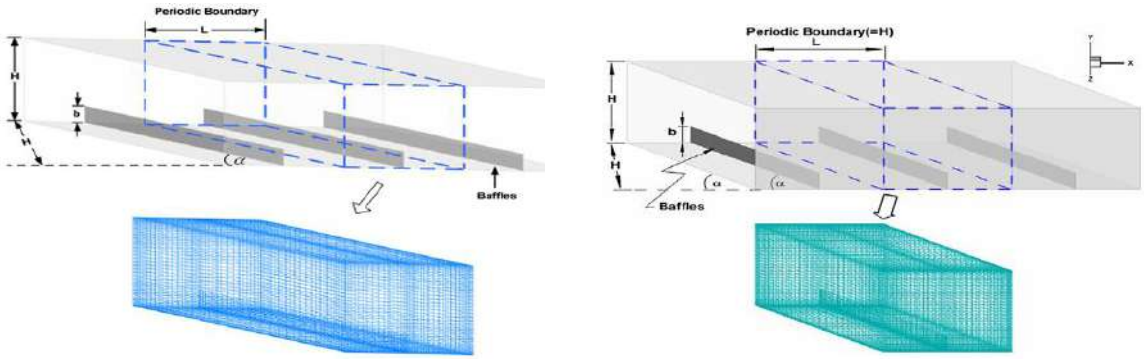


Figure 1.1. Configuration étudiée par a) Promvonge et al.[1], b) Kwankaomeng et Promvonge [2].

Promvonge et al. [3] ont étudié les propriétés de l'écoulement laminaire tridimensionnel dans un canal de section carrée à parois isothermes, comportant des chicanes inclinées à 45°, disposées suivant deux agencements distincts : aligné et décalé (fig.1.2) pour $100 \leq Re \leq 1000$. Les résultats numériques ont montré que le facteur d'amélioration du transfert thermique obtenu avec des chicanes inclinées à 45° qu'elles soient disposées de manière alignée ou décalée est pratiquement identique. Ce facteur peut atteindre jusqu'à 2,6 fois la valeur observée avec des chicanes transversales inclinées à 90.

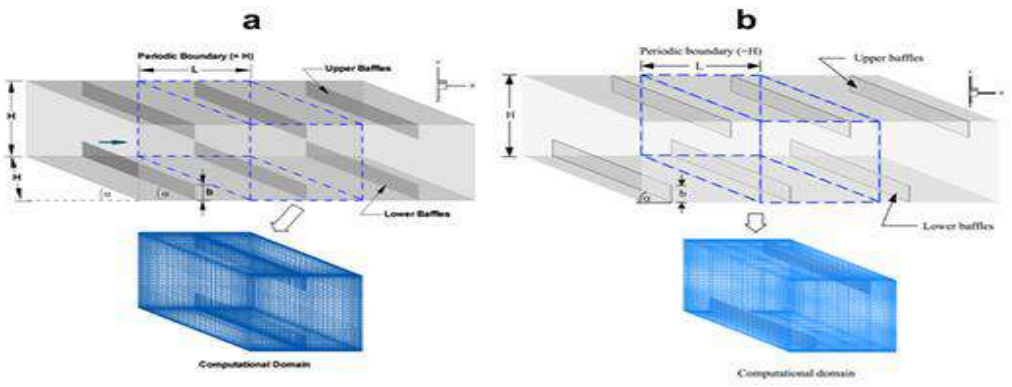


Figure 1.2. Configuration analysée par Promvonge et al a) décalé, b) aligné [3].

Promvonge et al. [4] ont effectué une analyse numérique de l'écoulement laminaire tridimensionnel dans un canal horizontal isotherme muni des chicanes incliné à 45° en forme de V et alignés sur les parois supérieure et inférieure, pour des nombres de Reynolds compris entre 200 et 2000 (fig.1.3). Leurs résultats indiquent que pour un rapport de blocage de 0,2 et une position d'insertion des chicanes fixée à x/D = 8**,** l'écoulement devient entièrement développé. La meilleure performance thermique avec un facteur d'amélioration atteignant 3,8**,** est obtenue à Re = 2000 pour un rapport d'espacement entre chicanes de 1,5**.**

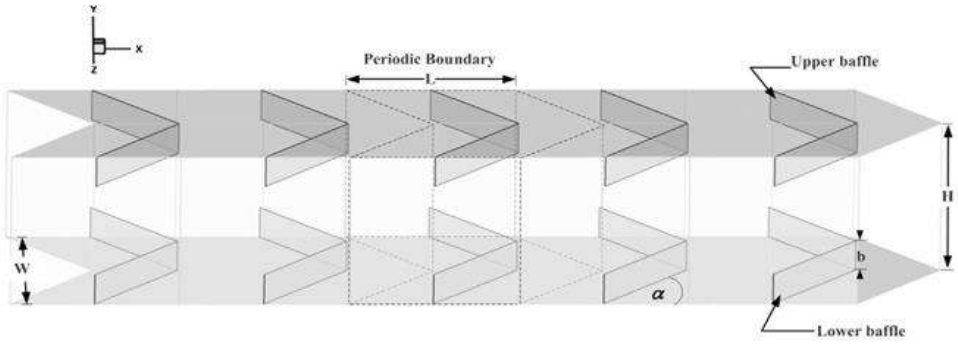


Figure 1.3. Canal isothermes avec des chicanes sous forme de V inclinées à 45° [4].

Ary et al. [5] ont réalisé une étude combinant des approches numériques et expérimentales pour examiner l'effet de chicanes perforées inclinées à 5° sur le transfert de chaleur dans un conduit rectangulaire. Pour des nombres de Reynolds compris entre 23 000 et 57 000 (Fig. 1.4), les résultats indiquent que le nombre de Nusselt local augmente à mesure que le nombre de perforations des chicanes diminue. La configuration intégrant deux chicanes engendre une efficacité thermique supérieure à celle comportant une seule chicane.

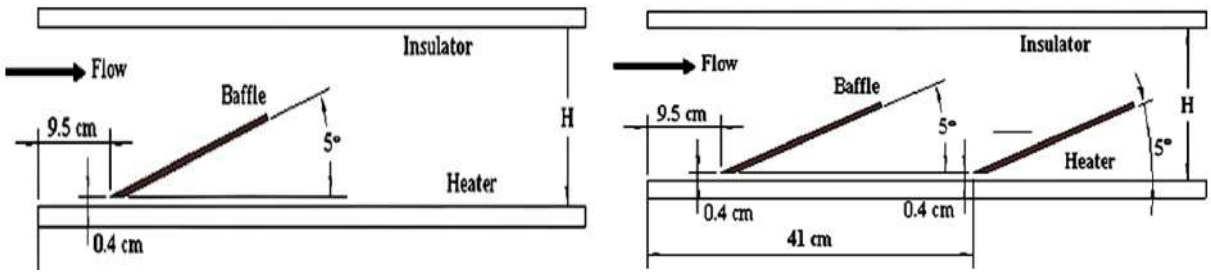


Figure 1.4. Configuration étudiée par Ary et al [5].

Eiamsa-ard et Promvonge [6] ont analysé numériquement le comportement termo-hydrodynamique d'un écoulement laminaire périodique dans un canal rectangulaire chauffé à une température constante en présence de chicanes triangulaires ondulées inclinées à 45° et disposées sur les faces inférieure et supérieure, avec un rapport de blocage compris entre 0,05 et 0,3, pour des valeurs du nombre de Reynolds allant de 100 à 1000 (fig.1.5). L'étude met en

lumière que l'ajout de ces chicanes améliore significativement le transfert de chaleur par convection (7,3 fois par rapport le canal sans chicanes). De plus L'augmentation du rapport de blocage engendre une amélioration significative du transfert thermique, traduite par une élévation du nombre de Nusselt tout en provoquant une augmentation simultanée du facteur de friction.

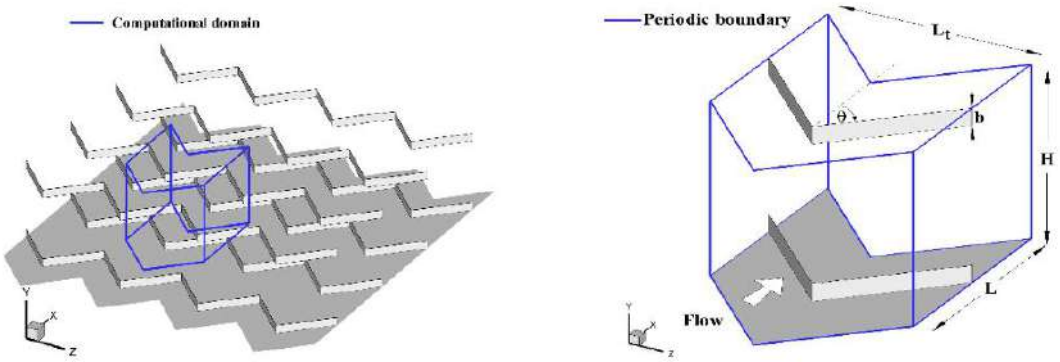


Figure 1.5. Schéma étudié par Eiamsa-ard et Promvonge [6].

Eiamsa-ard et Promvonge [7] ont réalisé numériquement l'effet d'angle attaque des chicanes triangulaires ondulées insérées dans un canal tridimensionnel (fig.1.6) sur l'écoulement laminaire périodique et les performances de transfert thermique. Trois angles d'inclinaison 30°, 45° et 60° ont été étudiées pour $100 \leq Re \leq 1000$. Les résultats montrent que l'augmentation de l'angle d'attaque entraîne une réduction du transfert thermique tout en augmentant le facteur de frottement. La valeur maximale du facteur thermique atteint 2,3 pour un angle d'attaque de 30°. De plus l'augmentation de l'espace entre les chicanes améliore le facteur thermique.

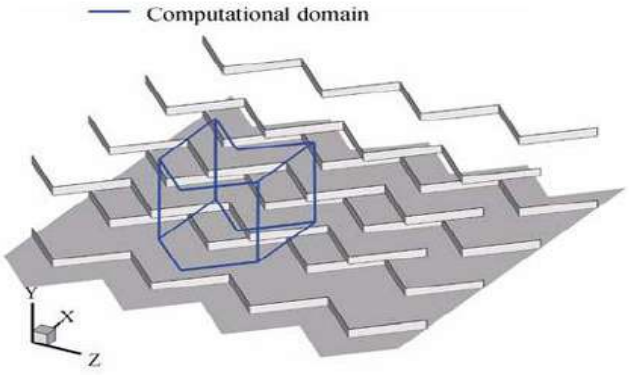


Figure 1.6. Schéma étudié par Eiamsa-ard et Promvonge [7].

Saim et al. [8] ont examiné l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal rectangulaire doté de chicanes planes solides, disposées de manière décalée et périodique sur les deux parois horizontales du canal (Fig.1.7). Le modèle de turbulence utilisé est

k-ω de Wilcox avec la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE. Trois espacements différents ont été étudiés (S_1 = D, S_2 = D/2, S_3 = 3D/2) pour un nombre de Reynolds compris entre 20000 et 50000. Les résultats obtenus indiquent que la présence des chicanes améliore le transfert thermique local. La distance entre les chicanes exerce une influence significatif sur la dynamique de l'écoulement, sur la taille des zones de recirculation ainsi que sur la distribution du coefficient de transfert thermique et du facteur de frottement. Les résultats révèlent que le transfert thermique global augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et atteint sa valeur maximale pour le plus petit espacement entre chicanes.

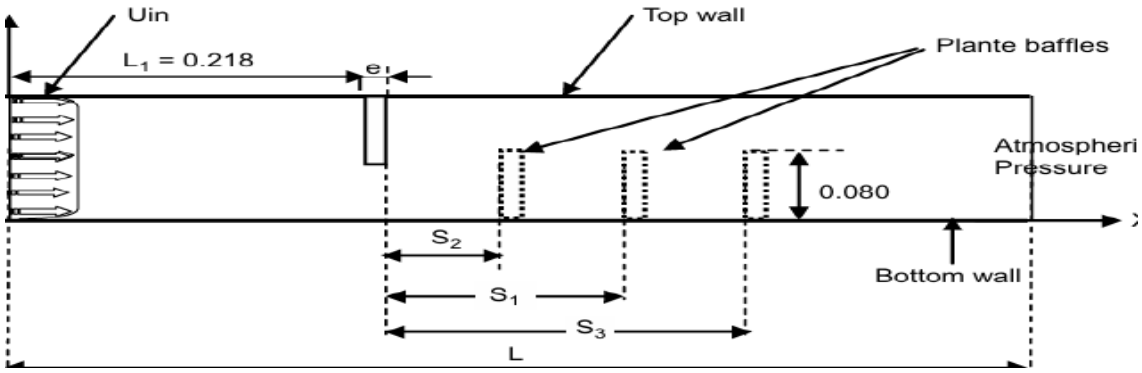


Figure 1.7. Configuration étudié par Saim et al [8].

L'influence de chicanes verticales disposées dans un canal comportant un décrochement à contre-courant sur le transfert de chaleur par convection forcé (Fig.1.8) a été fait par **Heshmati et al.** [9]. Quatre géométries différentes sont étudiées combinant deux rapports d'expansion (ER = 2 et ER = 3) et deux types de chicanes (solide et fendu). Le fluide utilisé est l'eau en écoulement laminaire avec des nombre de Reynolds variant entre 100 et 400. Les résultats démontrent que la géométrie présentant un rapport d'expansion de 2 avec une chicane solide procure la meilleure performance en termes de nombre de Nusselt moyen. Par contre, la présence d'une chicane fendue réduit ces performances.

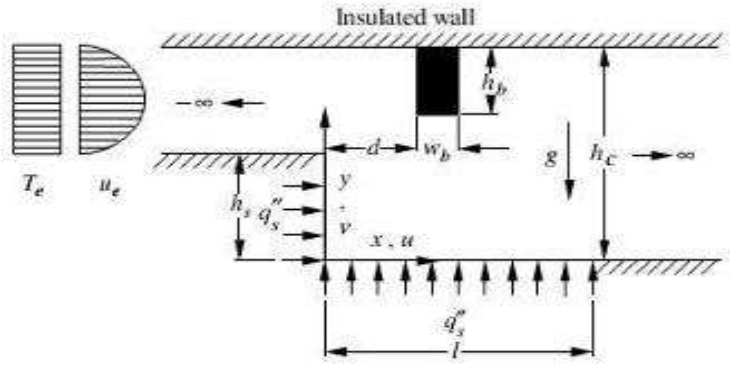


Figure 1.8. Configuration étudié par Heshmati et al.[9].

L'analyse des effets des chicanes sur le comportement d'écoulement laminaire et turbulent ainsi que le transfert thermique en convection mixte, dans une conduite rectangulaire horizontale (fig1 .9) a été numériquement exploré par **Hossein M.A et al** [10]. Les paramètres géométriques des chicanes notamment la largeur, la hauteur, le nombre, l'emplacement et l'espacement entre elles ont été étudiées afin d'analyser leur influence sur le transfert thermique. Leurs résultats montrent que l'accroit du nombre de Reynolds améliore le transfert thermique ainsi que la distance, la hauteur et la position des chicanes affectent considérablement l'écoulement et le transfert thermique par contre la largeur et le nombre de chicanes exercent une influence plus limitée.

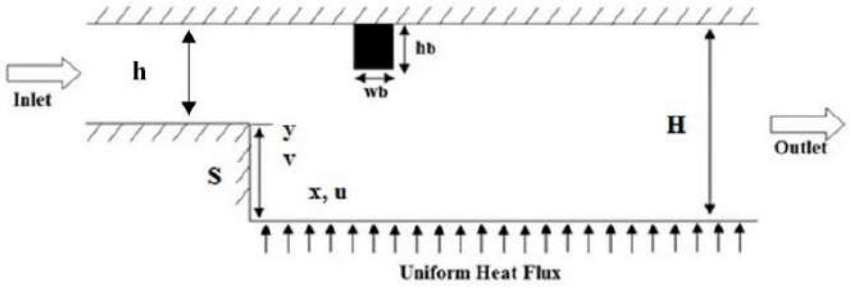


Figure1.9. Configuration étudié par Mohammed H.A et al [10].

Yinxiao et Park [11] ont examiné comment l'inclinaison des chicanes affecte le transfert de chaleur et la perte de charge dans un canal horizontal en régime instationnaire (Fig1.10). Les chicanes sont montées périodiquement sur la paroi supérieure du canal. L'influence de l'angle d'inclinaison a été analysée pour un nombre de Reynolds compris entre 200 et 600. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur et la perte de charge sont fortement affectés par l'angle d'inclinaison, surtout lorsque l'écoulement devient instationnaire. Le transfert thermique maximal est observé pour des angles proches de 90° à 100°.

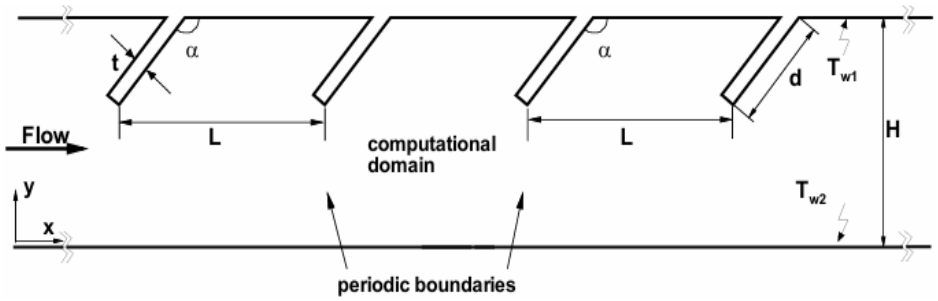


Figure 1.10. Configuration étudiée par Yinxiao et Park [11].

Edsadaratanachai et Boonloi [12] ont fait une étude numérique pour analyser l'effet de chicanes inclinées à 30° en forme de W sur la structure de l'écoulement et les caractéristiques du transfert thermique dans un canal horizontal non isotherme (fig. 1.11). L'étude est concentrée sur

l'effet du rapport de blocage et du rapport d'espacement pour des nombres de Reynolds compris entre 100 et 1200. Les chicanes sont positionnées sur les deux parois du canal d'une façon décalée et orienté en aval**.** Les résultats montrent que l'ajout de ces chicanes entraîne une augmentation significative du transfert thermique, mais s'accompagne d'une élévation des pertes de pression par rapport à un canal sans chicanes. En particulier, l'augmentation du rapport de blocage et la diminution du rapport d'espacement contribuent de manière significative à l'amélioration de l'efficacité thermique du système. De plus, pour un rapport de blocage de 0,1, un rapport d'espacement égal à 1 et un nombre de Reynolds de 1200, le facteur d'amélioration thermique atteint 3,2.

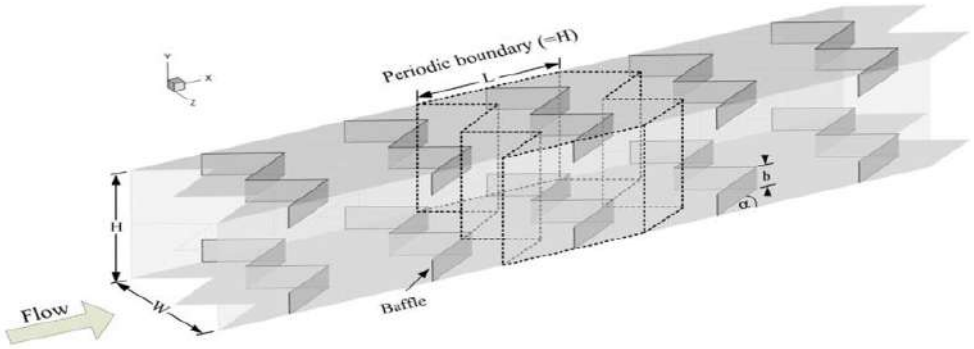


Figure 1.11. Canal horizontale avec des chicanes de forme w [12].

Nemitallah et Zohir [13] Ont présenté une étude numérique approfondie afin d'examiner la convection mixte dans un canal vertical intégrant quarante chicanes positionnées sur la paroi chauffée (fig.1.12). Les résultats mettent en évidence que les performances thermiques maximales sont atteintes pour un rapport de blocage de 0,3, traduisant l'impact favorable de cette configuration sur le transfert de chaleur. Ils ont également été constatés que pour des valeurs élevées du nombre de Grashof**,** le transfert thermique par rayonnement devient non négligeable et doit être considéré dans l'analyse thermique globale. Par ailleurs, lorsque le nombre de Grashof dépasse un seuil critique, l'élévation de la température de la paroi chauffée induit un gradient de pression axial positif dans le canal ce qui favorise le développement de zones de recirculation près de la paroi froide en raison de l'effet de flottabilité.

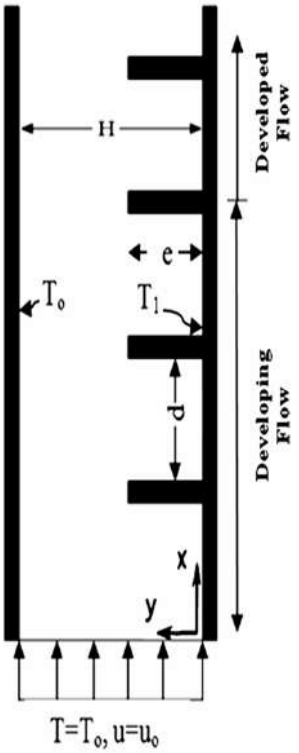


Figure 1.12. Configuration étudiée par Nemitallah et Zohir [13].

La convection mixte dans un canal rainuré équipé d'une chicane et différentiellement chauffé sur ses parois latérales (fig.1.13) est analysée numériquement par **Sharma et al.** [14] ont analysé l'effet de la position et du rapport de blocage pour des nombres de Richardson compris entre 0,1 et 10, en présence de flux externes. Les résultats indiquent que l'introduction de chicanes contribue à une amélioration remarquable du transfert de chaleur. En outre, l'ajustement précis de la position et de la hauteur du chicane selon la direction du flux externe affect fortement les performances du système. De plus, Ils ont mis en évidence qu'il est préférable de positionner la chicane à proximité de la paroi froide pour des faibles valeurs du nombre de Richardson (Ri), tandis qu'un placement plus proche de la paroi chaude est recommandé pour des valeurs élevées de Ri, afin d'optimiser le transfert thermique maximum.

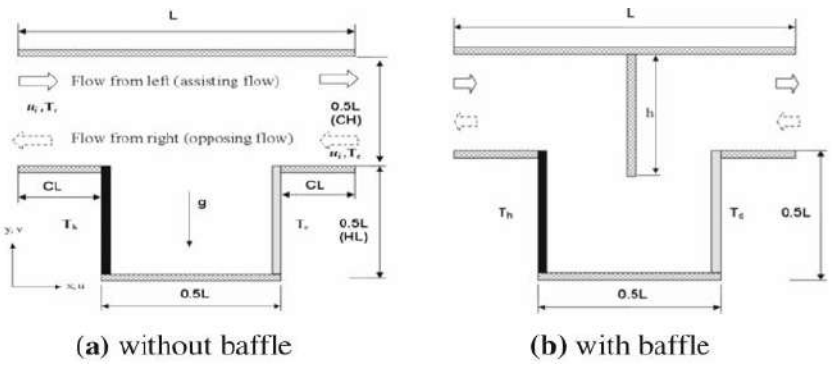


Figure 1.13. Disposition étudiée par Sharma et al [14].

Zhang et al. [15] ont réalisé une analyse numérique visant à étudier l'amélioration du transfert thermique dans un canal équipé de dix chicanes solides et poreuses disposées de manière décalée sur les deux parois du canal (fig.1.14). Les résultats indiquent que l'introduction de chicanes provoque des zones de séparation et de réattachement de l'écoulement, ce qui exerce une influence notable sur le transfert de chaleur. De plus, ils ont été observé que le taux de transfert thermique atteint des valeurs maximales avec des chicanes solides par apport a cela enregistré en présence de chicanes poreuses.

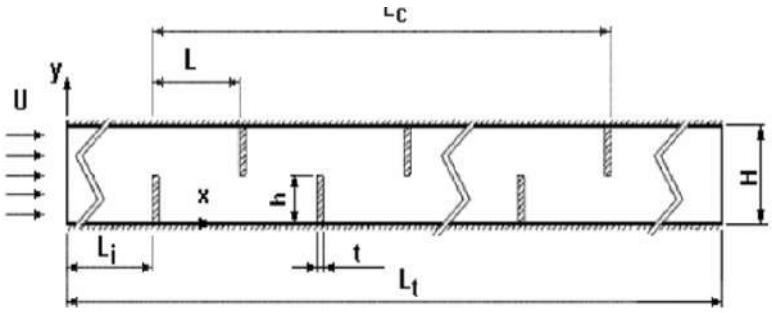


Figure 1.14. Configuration étudiée par Zhang et al [15].

L'amélioration de la convection mixte tridimensionnelle dans un canal horizontal à l'aide d'une chicane disposée sur la paroi verticale isolée thermiquement avec une surface carrée chauffée est placée sur la paroi verticale opposée (fig.1.15) a été exécutée par **Tsai-Shou Chang** [16] il a examiné l'effet de l'angle d'inclinaison et du rapport de blocage des chicanes sur les caractéristiques de l'écoulement ainsi que sur les performances thermiques du système. Les résultats révèlent que l'optimisation du transfert thermique est fortement affectée par les paramètres étudiés et que leur l'augmentation conduit à une amélioration significative des performances thermiques.

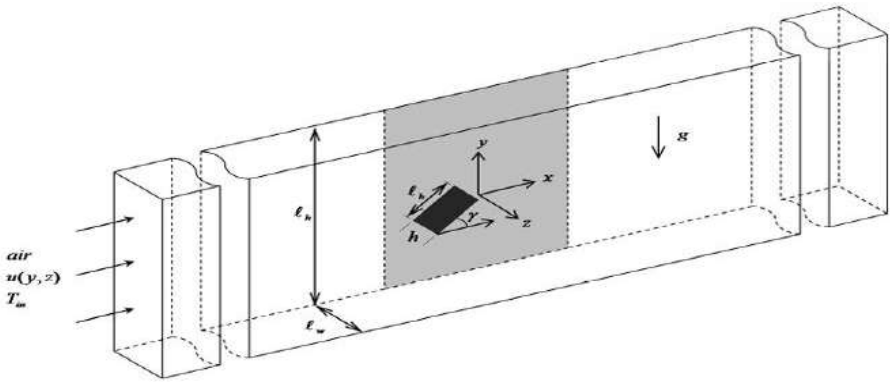


Figure 1.15. Configuration étudiée par Tsai-Shou Chang [16].

Belmiloud et chemloul [17] ont élaboré une étude numérique afin d'analyser l'effet du nombre de chicanes sur le transfert de chaleur en convection mixte dans une cavité ventilée dont la paroi inférieure est soumise à un flux de chaleur uniforme. Deux configurations d'entrée et

sortie d'air sont étudiées : (entrée et sortie en bas des parois verticales opposées) et (entrée en bas et sortie en haut) (fig.1.16). Le nombre de chicanes varie de 1 à 4. Les résultats montrent que la 1ère configuration combinée à un nombre impair de chicanes offre un meilleur échange thermique, par contre la 2éme configuration favorise un meilleur transfert thermique avec un nombre pair de chicanes. L'étude révèle également que l'accroissement du nombre de Richardson (*Ri*) entraîne une diminution du nombre moyen de Nusselt.

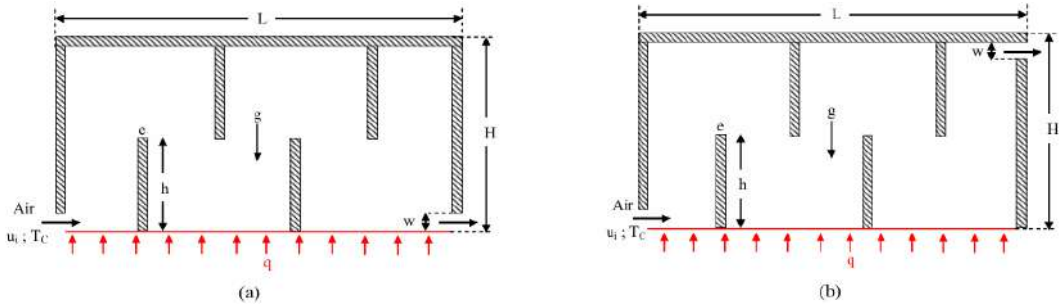


Figure 1.16. Configuration étudiée par Belmiloud et chemloul [17].

Menni et al. [18] ont analysé numériquement l'écoulement turbulent par convection forcée dans un canal rectangulaire horizontal mené de chicane en L disposées de manière décalée (Fig.1.17) pour $1200 \leq Re \leq 30000$. L'étude est réalisée à l'aide du logiciel commercial FLUENT 6.3 et le modèle de turbulence Shear Stress Transport (SST) k-ω associé à la méthode des volumes finis et à l'algorithme SIMPLE a été employé. Les résultats montrent que l'ajout des chicanes entraîne une augmentation notable du nombre de Nusselt. En plus, une amélioration significative du transfert thermique particulièrement marquée lorsque le nombre de Reynolds augmente. Toutefois, cette amélioration s'accompagne d'une perte de charge notable due à la présence des chicanes qui créent des turbulences intenses et une résistance à l'écoulement. L'étude conclut que les chicanes en L en quinconce sont efficaces pour améliorer le transfert thermique dans les canaux.

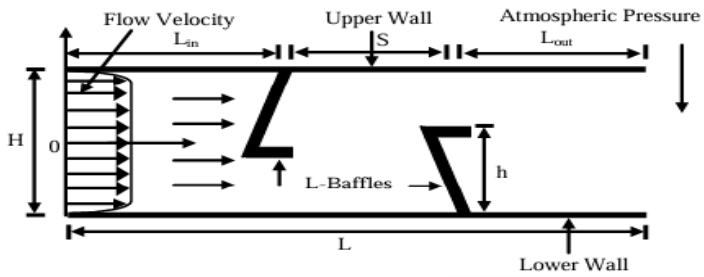


Figure 1.17. Configuration étudiée par Menni et al [18].

H.A. Mohammed et al. [19] ont présenté numériquement la convection mixte pour un écoulement nanofluide laminaire et tourbillon dans un canal rectangulaire mené d'une chicane (fig1.18). L'objectif principal est d'analyser l'amélioration du transfert de chaleur induite par

différents paramètres notamment le nombre de Reynolds et les paramètres géométrique du chicane. La paroi inférieure du canal est soumise à un flux de chaleur constant, tandis que les autres parois restent adiabatiques. Les résultats montrent que la position et la hauteur de chicanes influencent significativement le champ d'écoulement et la convection. Cependant la largeur et le nombre de chicanes ont un effet négligeable sur le transfert thermique. L'augmentation du nombre de Reynolds favorise un meilleur transfert convectif.

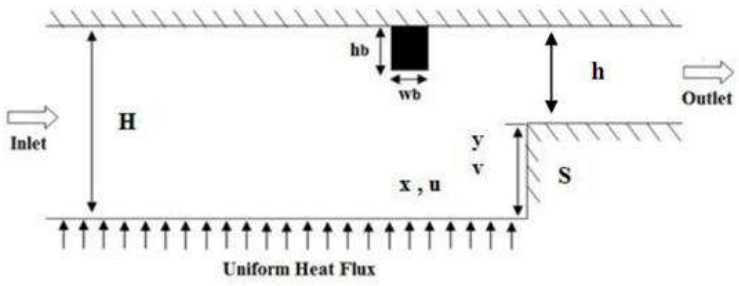


Figure 1.18. Configuration étudié par H.A. Mohammed et al [19].

Almsloki et al. [20**]** ont exploré numériquement la convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée équipée de trois chicanes**,** deux fixées sur les parois gauche et droite et une autre mobile placée à différentes hauteurs (0,25, 0,5 et 0,75) (fig.1.19)**.** La cavité est chauffée par le bas avec un flux thermique constant, tandis que les autres parois sont adiabatiques. La simulation a été effectuée à l'aide du logiciel FlexPDE, basant sur la méthode des volumes finis. L'effet combiné des nombres de Reynolds et de Richardson a été examine. Les résultats révèlent que le nombre moyen de Nusselt croît avec l'accroissement de ces paramètres adimensionnels (*Re* et *Ri*) et diminue lorsque la chicane mobile s'éloigne du mur chauffé (réduction de résistance à l'écoulement).

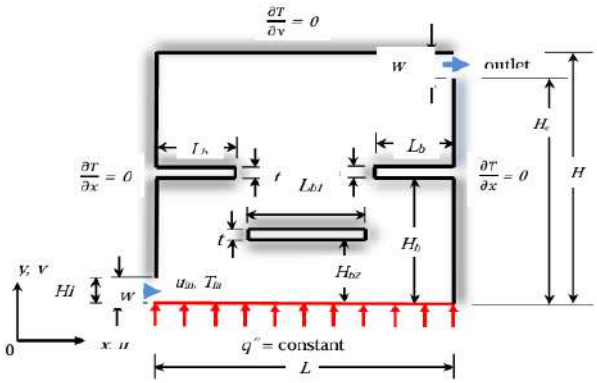


Figure 1.19. Configuration étudiée par Almsloki et al [20].

Henniche et korichi [21] ont étudié numériquement l'amélioration du transfert thermique dans un écoulement oscillant auto-entretenu au sein d'un canal vertical sous l'effet de flottabilité équipé de chicanes placées de manière décalée (fig.1.20). L'influence du nombre de Reynolds,

du nombre de Grashof et de la hauteur des chicanes a été évaluée. Les résultats démontrent que lorsque Re est modéré (inférieur à 600 pour un rapport de blocage de 0,25) l'écoulement passe vers un régime oscillatoire auto-entretenu qui induit une augmentation significative du transfert de chaleur qui peux atteindre jusqu'à 3,7 fois celui d'un canal lisse. De plus ils ont indiqué que un rapport de blocage de 0,25 constitue un compromis optimal entre le transfert thermique et perte de charge.

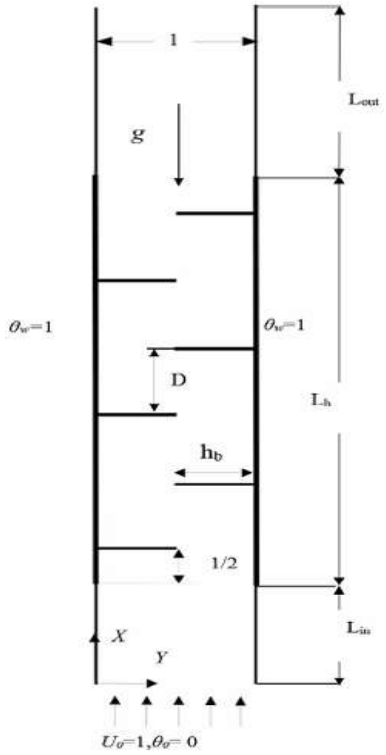


Figure 1.20. Configuration étudié par Henniche et korichi [21].

Belmiloud et al. [22] ont analysé numériquement l'effet de la longueur des chicanes ainsi que de l'émissivité des parois sur le transfert thermique combiné (convection mixte + rayonnement) au sein d'une cavité rectangulaire ventilée. La cavité possède une paroi verticale gauche chauffée par un flux thermique constant, tandis que les autres parois sont adiabatiques (fig.1.21). Les simulations sont réalisées via ANSYS Fluent en utilisant la méthode des volumes finis, avec $50 \leq Re \leq 500$, Gr = 10^4 et un rapport de blocage de 0.3 à 0.7. Ils ont révélé que l'augmentation du nombre du Reynolds favorise la composante convective tandis que la composante radiative diminue mais reste amélioré par une grande émissivité, ainsi que l'allongement de la chicane accroit le nombre de Nusselt donc une amélioration du transfert thermique global.

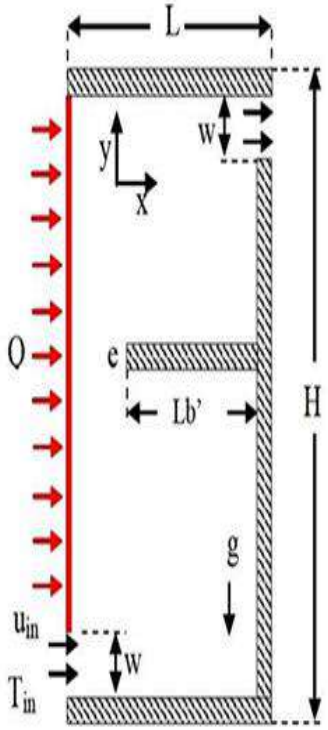


Figure 1.21. Configuration étudiée par Belmiloud et al [22].

Andrzejczyk et Muszynski [23] ont étudié les aspects thermodynamiques et géométriques influençant le transfert de chaleur par convection mixte au sein d'un échangeur de chaleur à calandre et serpentin équipé de chicanes (fig.1.22). L'étude démontre qu'il est possible d'améliorer significativement le transfert thermique par convection mixte grâce à l'ajout de chicanes qui modifient la trajectoire et le mélange du fluide dans la calandre. Quatre configurations a été réalisé : sans chicane, avec une chicane, deux et quatre chicanes positionnés à différents emplacements. Les résultats montrent que les chicanes augmentent le nombre de Nusselt jusqu'à 50 %, tout en n'augmentant que légèrement la perte de charge hydraulique.

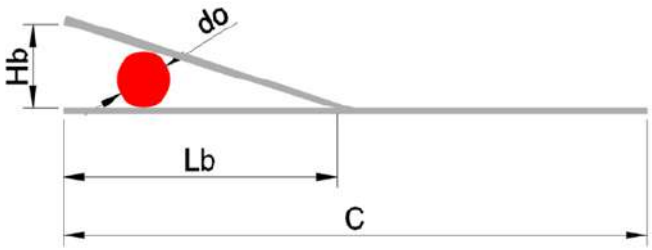


Figure 1.22. Configuration étudié par Andrzejczyk et Muszynski [23].

Menni et Azzi [24] ont réalisé une étude numérique des écoulements thermiques et Aérodynamiques dans un Canal rectangulaire horizontal muni de chicanes fixées sur la paroi supérieur et inférieur (fig.1.23) comparés à des chicanes simples rectangulaires. Les résultats montrent que les chicanes en cascade créent des zones de recirculation plus importantes, augmentant ainsi la surface d'échange et le mélange du fluide, ce qui améliore significativement

le transfert thermique par rapport aux chicanes simples. L'étude met en évidence que l'efficacité thermique des chicanes en série s'accroit avec l'augmentation du nombre de Reynolds et peux atteindre de 16 à 40 % par comparaison aux chicanes simples.

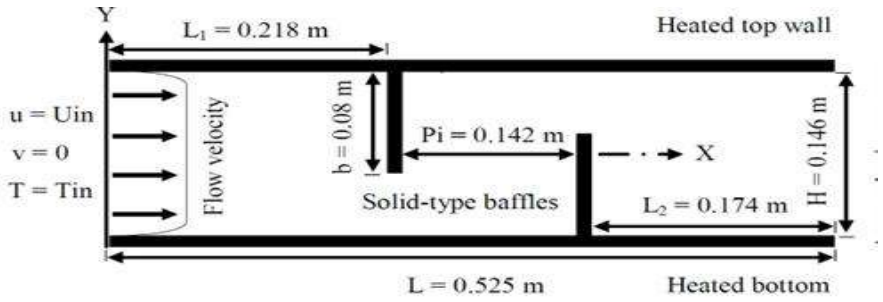


Figure 1.23. Configuration étudié par Menni et Azzi [24].

Menni et al. [25] ont évalué l'influence de l'angle d'attaque des chicanes sur les performances thermiques et hydrodynamiques dans un canal rectangulaire horizontal (fig.1.22). Les paramètres géométriques du canal et des chicanes sont fixés. Quatre angles d'attaque différents (30°, 45°, 60° et 75°) sont étudiées à un nombre de Reynolds constant (Re = 12000). Les résultats obtenue indiquent que l'augmentation d'angle d'attaque réduite la perte de charge mais aussi diminue le transfert de chaleur. La simulation met en évidence que le meilleur compromis entre augmentation du transfert thermique et limitation des pertes de charge est obtenu pour l'angle d'attaque la plus faible 30°.

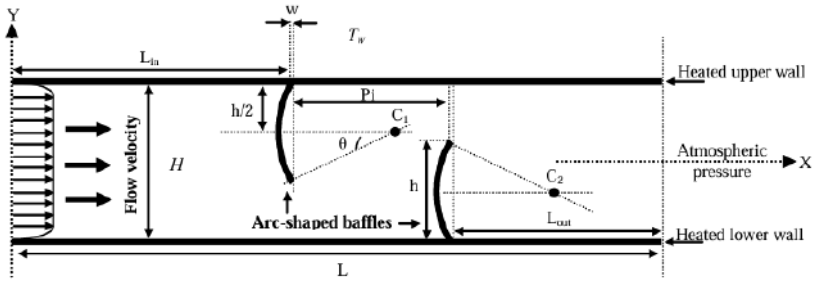


Figure1.24. Configuration étudié par Menni et al [25].

Menni et Azzi [26] ont analysé l'effet de l'espacement entre des chicanes rectangulaires-triangulaires en cascade sur le transfert thermique turbulent dans un canal à section rectangulaire (fig.1.23). Cinq espacements de chicanes différents allant de (Pi/2 à 3Pi/2) et cinq valeurs de nombre de Reynolds comprises entre 10 000 à 30 000 sont étudiés. La hauteur des chicanes est fixée à 55 % de la hauteur du canal. Les résultats révèlent que l'augmentation de Re accroît à la fois le transfert thermique et la résistance à l'écoulement, tandis que l'augmentation de l'espacement réduit ces effets.

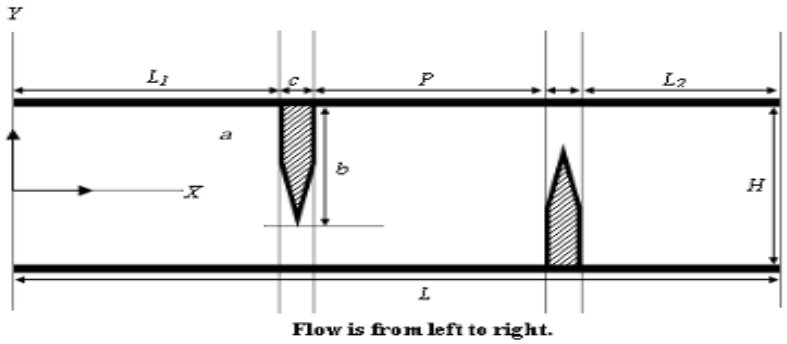


Figure 1.25. Configuration étudié par Menni et Azzi [26].

Une investigation numérique a été menée par **Abdulhasan Lafta** [27] sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans un canal équipé de chicanes disposées de manière alternée avec différentes configurations (fig.1.26). Il a évalué l'impact du nombre et de la forme des chicanes (carré, rectangulaire, triangulaire, demi-cercle) sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques du transfert thermique pour $100 \leq Re \leq 700$. Les résultats indiquent que le canal muni de chicanes présente un transfert thermique plus performant que celui dépourvu de chicanes. L'augmentation du nombre d'obstacles favorise le transfert de chaleur mais s'accompagne d'une augmentation des pertes de charge. L'augmentation du nombre de Reynolds améliore le nombre de Nusselt pour l'ensemble des configurations, traduisant ainsi une amélioration du transfert de chaleur. Parmi les différentes formes d'obstacles étudiées, les obstacles rectangulaires offrent la meilleure performance en termes d'amélioration du transfert thermique.

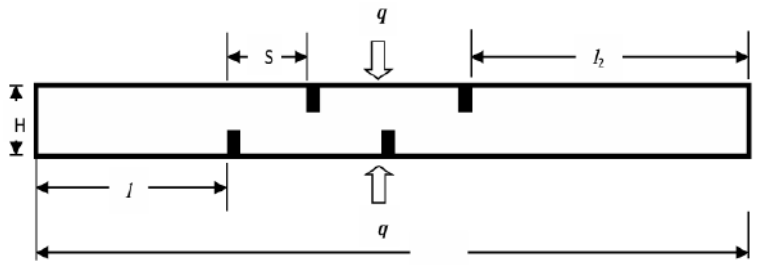


Figure 1.26. Configuration étudié par Abdulhasan Lafta [27].

Boruah et al. [28] ont évalué numériquement l'influence des chicanes sur les caractéristiques thermiques de la convection mixte et la production d'entropie dans un canal horizontal (fig.1.27). Trois formes différentes de chicanes (carré, triangulaire et elliptique) ont été étudiées ainsi que différents paramètres géométriques sont explorés : la taille, l'espacement entre le chicane et le canal, le nombre de chicanes ainsi que leur arrangement (aligné ou décalé). Les résultats obtenus montrent que la présence des chicanes altère sensiblement les caractéristiques thermodynamiques de fluide ainsi que le transfert de chaleur. Parmi les géométries étudiées, l'agencement décalé des chicanes elliptiques présente la meilleure synergie

entre transfert thermique et comportement hydrodynamique, en minimisant simultanément les pertes de charge et la production d'entropie, ce qui en fait la configuration la plus performante.

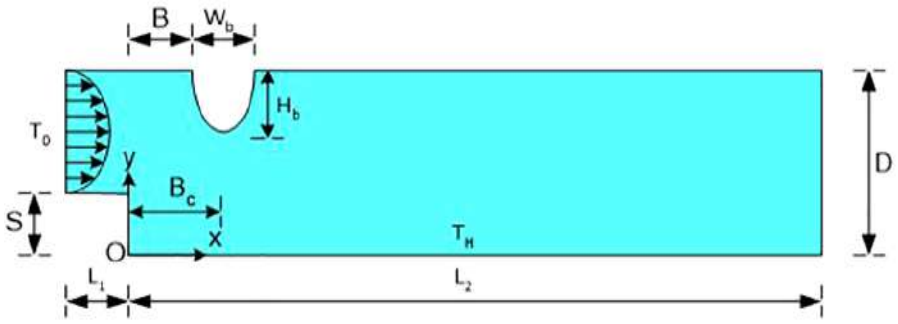


Figure 1.27. Configuration étudié par Boruah et al [28].

Une étude numérique d'un écoulement turbulent d'air dans une conduite rectangulaire avec trois chicanes de forme plane et ondulée (fig.1.28) a été réalisée par **Benzianne et al.** [29] ils ont utilisé le modèle de turbulence k-ε et les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide de la méthode des volumes finis couplée à l'algorithme SIMPLE. Pour un nombre de Reynolds 5000 ≤ Re ≤ 20000. Leurs résultats révèlent que la présence des chicanes génère une intensité maximale de turbulence allant de 206,49 % à 110,72 % selon la distance entre les chicanes, ce qui garantit un renforcement de l'échange thermique de l'ordre de 1,775 à 2,83 fois comparé à une conduite lisse. En revanche, une augmentation du frottement avec les parois de l'ordre de 7 à 12 fois a été observée**.** L'étude révèle également que l'existence d'un espacement optimal entre les chicanes situé entre 0,14 m et 0,16 m permet de minimiser le rapport de frottement.

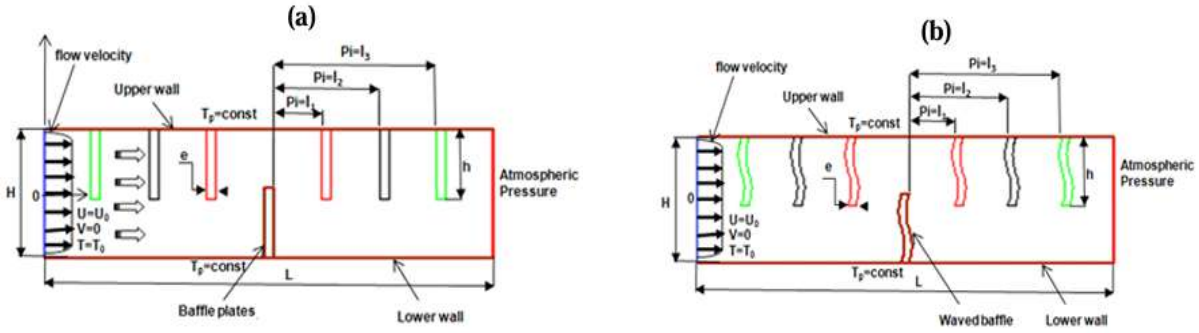


Figure 1.28. Configuration étudié par Boruah et al [29].

L'effet de l'angle d'inclinaison des chicanes sur les performances thermiques et hydrodynamiques d'un échangeur de chaleur à canal rectangulaire (fig.1.29) a été exploré par **Houari Ameur** [30]. Les chicanes sont disposées de manière alternée sur les deux parois horizontales selon déférentes angles d'inclinaison et deux orientations d'inclinaison positive et négative par rapport au sens de l'écoulement. Les résultats obtenus indiquent que l'augmentation

de l'angle d'inclinaison entraîne une amélioration significative du transfert thermique. Par ailleurs, l'orientation opposée au sens de l'écoulement s'avère être la plus efficace.

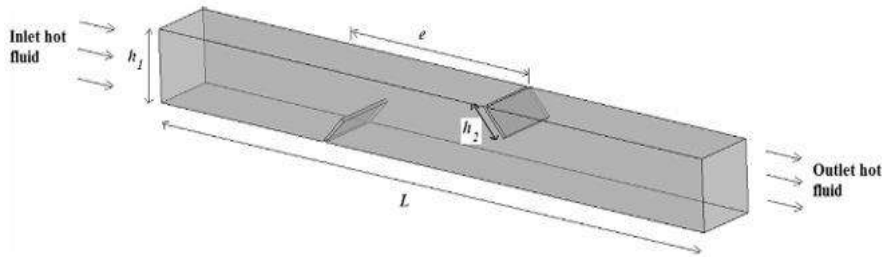


Figure 1.29. Configuration étudiée par Houari Ameur [30].

Sandip et al. [31] ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent d'un fluide newtonien à travers un canal rectangulaire en présence de chicanes de formes plane et trapézoïdale (Fig. 1.30), l'étude vise à examiner comment la forme, les dimensions, le nombre et la disposition des chicanes influencent les caractéristiques de l'écoulement pour des nombres de Reynolds allant de 44 000 à 176 000. Les simulations ont été effectuées à l'aide du logiciel Fluent en appliquant la méthode des volumes finis couplée au modèle de turbulence standard k-ε. Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et des dimensions des chicanes contribue à l'intensification du transfert thermique. De plus les chicanes trapézoïdales disposées en alternance (configuration à quatre chicanes) offrent le meilleur compromis entre l'amélioration du transfert thermique et la maîtrise des pertes de charge**,** ce qui en fait une configuration optimale pour les applications industrielles à haute performance thermique.

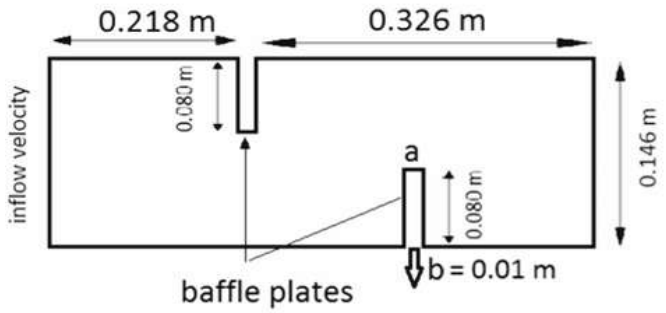


Figure 1.30. Configuration étudiée par Sandip et al [31].

Une analyse numérique approfondie a été menée par **Menni et Azzi** [32] visant à étudier le comportement thermodynamique d'un fluide newtonien, incompressible et à propriétés constantes, s'écoulant en régime turbulent dans un canal horizontal rectangulaire bidimensionnel. Le canal est équipé de deux types d'obstacles disposés de manière périodique : un obstacle plan de forme rectangulaire fixé à la paroi supérieure chauffée à température constante et un obstacle en forme de V fixé à la paroi inférieure adiabatique (fig.1.31) avec un angle d'attaque fixe de 45°. L'étude a analysé diverses configurations en faisant varier

simultanément la distance entre les chicanes et le nombre de Reynolds. Les résultats numériques montrent que la combinaison de chicanes de formes différentes induit une turbulence plus intense et améliore significativement le transfert de chaleur. Ils ont observé un effet similaire lors de la réduction de l'espacement entre les chicanes. Par ailleurs, le facteur d'amélioration thermique évolue positivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

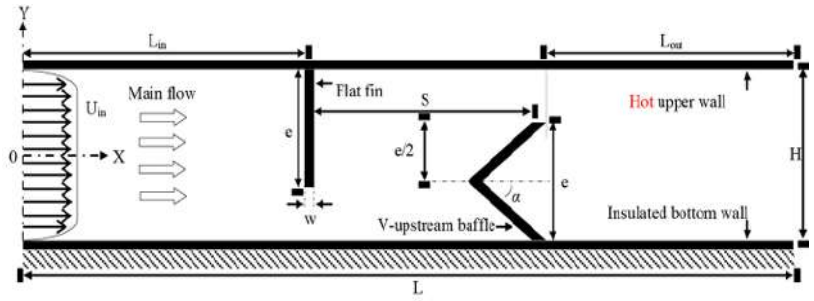


Figure 1.31. Configuration étudiée par Menni et Azzi [32].

Menni et Azzi [33] ont fait une analyse numérique des canaux d'air solaire avec déférentes formes géométriques des chicanes (Fig.1.32). Quinze configurations de chicanes sont étudiées, incluant à la fois des formes géométriques simples (rectangulaire, triangulaire, trapézoïdale) et des formes complexes et innovantes (en Z, en W, en epsilon, en S, en arc...etc.) pour$12\,000 \leq Re \leq 32\,000$. Les résultats révèlent que les chicanes en forme de Z procurent la meilleure performance thermique et dynamique parmi toutes les configurations examinées avec une amélioration significative du coefficient de transfert thermique moyen, mais également une élévation de la perte de charge.

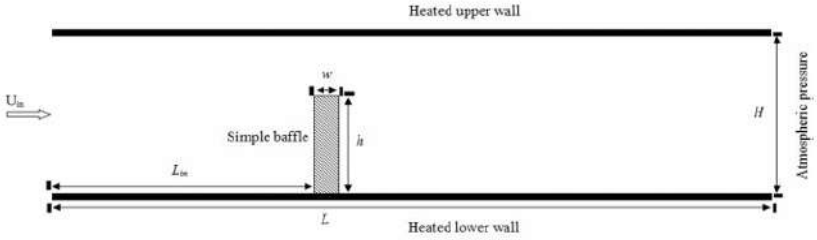


Figure 1.32. Configuration étudiée par Menni et Azzi [33].

Ameur et menni [34] ont mené une étude numérique visant à optimiser les performances thermiques des échangeurs de chaleur tubulaires et à réduire les pertes de charge engendrées par la présence de chicanes perforées (fig.1.33). L'étude analyse l'impact de plusieurs paramètres géométriques et opératoires : le nombre de perforations dans les chicanes (varie de 1 à 4), leur diamètre relatif (d/D = 0.1, 0.26 et 0.4) ainsi que le nombre de Reynolds. Les simulations révèlent qu'une chicane perforée par des ouvertures circulaires contribue à une réduction notable des pertes de charge (jusqu'à 34 % pour un grand diamètre de perforation d/D = 0,4) tout en

maintenant une amélioration notable du transfert thermique. L'élévation du diamètre ainsi que du nombre de perforations associée à une élévation du nombre de Reynolds favorise une amélioration significative de la performance thermique globale du système étudié**.**

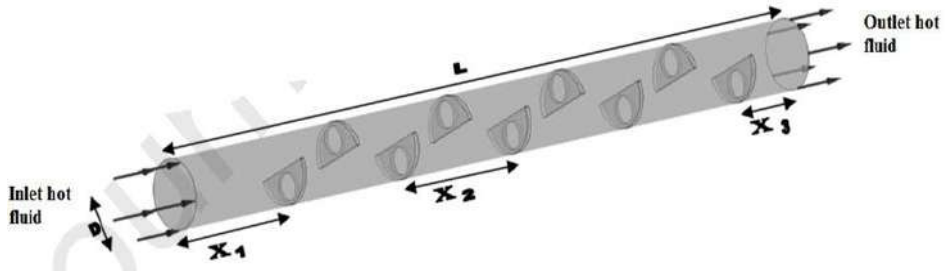


Figure 1.33. Configuration étudiée par Ameur et menni [34].

Menni et al. [35] ont réalisé une étude numérique portant sur l'influence de l'orientation des chicanes sur le transfert thermique d'un fluide incompressible à propriétés constantes dans un canal rectangulaire (fig.1.34). Deux configurations en forme rectangulaire et en V incliné à 45°, sont montées sur les parois supérieure chauffée et inférieure adiabatique du canal alternativement, cinq configurations géométriques combinant ces chicanes ont été examinées : 2 chicanes planes, 2 chicanes V orientées successivement vers l'amont puis vers aval ,1 chicane plane avec un chicane V orientée vers l'amont puis vers l'aval. Le facteur d'amélioration thermique a été calculé pour toutes les configurations et montre que la configuration combiné une chicane plane et une chicane V orientée vers l'aval atteint la meilleure amélioration avec un TEF maximal de 1,833 à Re = 32 000, cette configuration indique une performance thermique nettement supérieure aux autres.

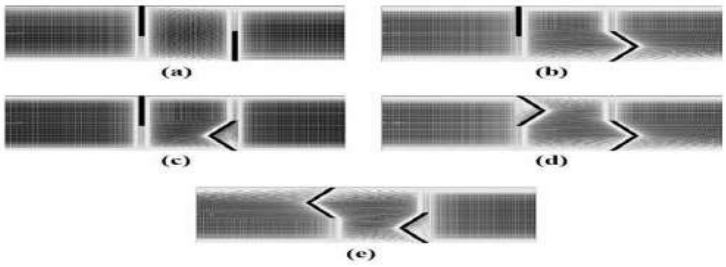


Figure 1.34. Configuration étudiée par Menni et al [35].

Menni et al. [36] ont présenté une étude numérique de la dynamique des fluides et le transfert thermique dans une conduite rectangulaire équipée de chicanes en forme de S disposées de manière décalée sur les deux paroi avec deux orientation (en aval et en amont) (fig.1.35) . Les résultats démontrent que la présence des chicanes augmente significativement le transfert thermique mais aussi la perte de charge, notamment pour les chicanes orientées vers l'amont. De

plus l'analyse montre que le facteur de performance thermique est meilleur avec les chicanes orientées vers l'aval. **Menni et al.** [37] ont fourni une analyse numérique afin d'étudier l'écoulement turbulent et de transfert thermique dans un échangeur de chaleur à canal rectangulaire muni de chicanes en forme d'arcs fixées sur la paroi inférieure chauffée (fig.1.36). Deux configurations géométriques sont étudiées, les chicanes orientées : vers l'entrée du canal et vers la sortie pour $12000 \leq Re \leq 32000$. Leurs résultats indiquent que lorsque les chicanes sont orientées vers la sortie contribuent à une augmentation considérable du transfert thermique avec un taux d'échange thermique supérieur d'environ 14 % par rapport à la deuxième géométrie, mais elle génère une perte de charge importante. Comparée à plusieurs formes classiques de chicanes rectangulaire, triangulaire, en V…etc., cette configuration démontre une amélioration notable de l'efficacité thermique.

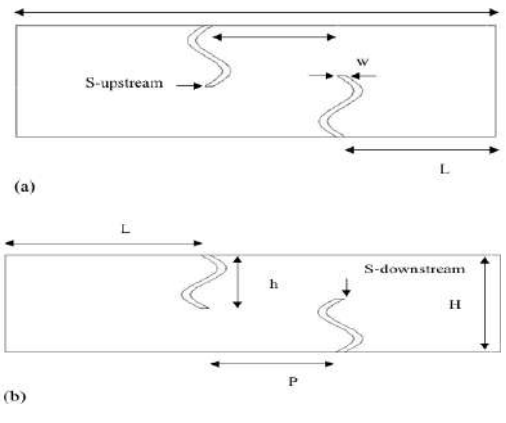


Figure 1.35. Canal avec des chicanes enforme sous forme de S [36].

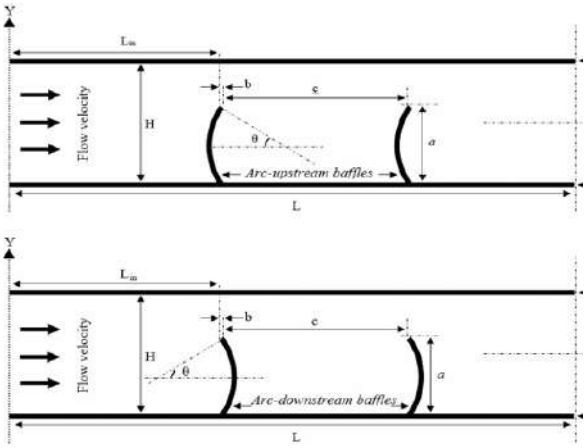


Figure 1.36. Canal avec des chicanes en forme d'arc [37].

Menni et al. [38] ont apporté des calculs numériques des caractéristiques aérodynamiques thermiques dans une conduite solaire avec des chicanes sous forme V (fig.1.37) pour optimiser le transfert de chaleur dans les échangeurs d'air solaires. Les chicanes ont été installées sur les deux parois opposées alternativement avec un angle d'attaque entre 40° et 90°, leur hauteur varie de $H_b/2$ à $3H_b/2$ et l'espacement entre elles de (Ds/2 à 5Ds/4) pour $6000 \leq Re \leq 30000$. Ils ont observé que l'angle d'attaque des chicanes influe fortement les caractéristiques de l'écoulement et le transfert thermique. Par ailleurs, l'augmentation de la hauteur des chicanes améliore le transfert thermique tout en provoquant une forte augmentation des pertes de charge. De même, un espacement plus faible entre les chicanes intensifie le transfert de chaleur tout en provoquant une augmentation du frottement. Par ailleurs, les résultats obtenus ont démontré que l'inclinaison

des chicanes à 40° représente un compromis optimal entre l'efficacité thermique et la minimisation des pertes de charge.

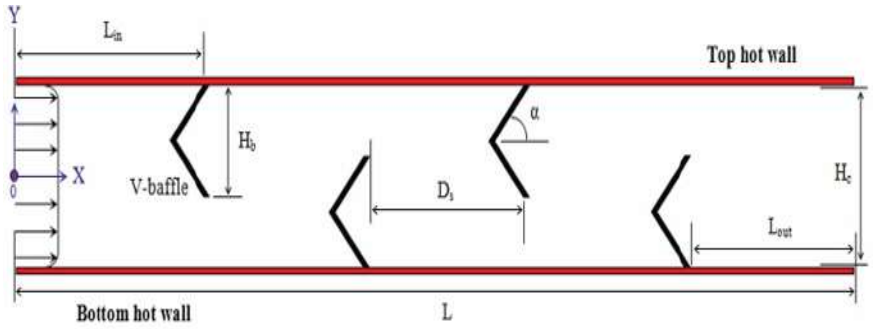


Figure 1.37. Configuration étudiée par Menni et al [38].

L'analyse des comportements de l'écoulement turbulent et le transfert convectif de chaleur dans un micro-canal rectangulaire intégrant deux formes de chicanes: planes et en forme de diamant (fig.1.38) a été examinée numériquement par **Sandip Saha** [39]. L'étude couvre une large gamme de nombres de Reynolds ($10\,000 \leq Re \leq 50\,000$). Les résultats montrent que la présence des chicanes en particulier ceux en forme de diamant favorise l'amélioration significative des caractéristiques hydrodynamiques et thermiques, notamment par l'optimisation des profils d'écoulement**,** de la vitesse maximale**,** l'augmentation du facteur de frottement ainsi que du nombre de Nusselt moyen. L'étude met en évidence un gain thermique significatif jusqu'à 40 % avec les chicanes en diamant par rapport aux chicanes planes.

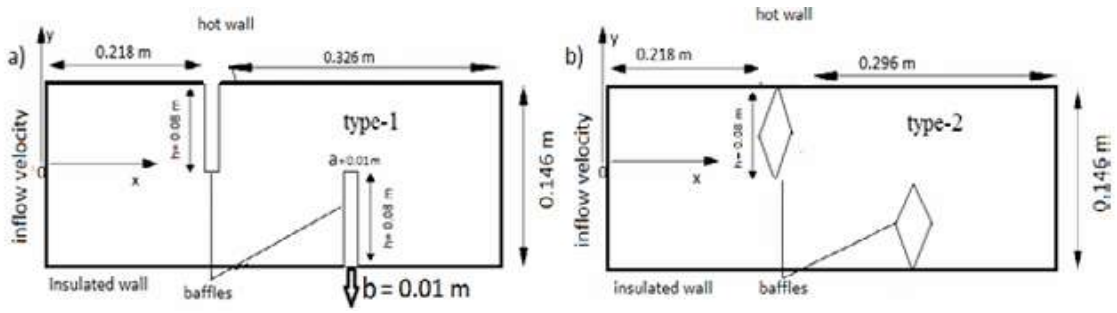


Figure 1.38. Configuration étudiée par Sandip Saha [39].

Ali et al. [40] ont présenté une étude numérique de l'écoulement de convection mixte hydromagnétique dans un canal horizontal comportant des chicanes alternés et soumis à un champ magnétique externe avec un nanofluide composé d'eau et de nanoparticules de cuivre. Le canal est partiellement chauffé par la paroi inférieure, tandis que les autres parois sont isolées thermiquement (fig.1.39). Ils ont basé leur analyse sur l'effet de la position, de la hauteur des chicanes et du nombre de Reynolds. Leurs résultats démontrent que l'emplacement des chicanes impacte directement l'intensité du transfert thermique : la configuration avec chicanes

uniquement sur la paroi supérieure présente une performance thermique optimale avec un transfert de chaleur supérieur de 36,67 % par rapport à la configuration où les chicanes sont placées sur les deux parois. De plus la hauteur des chicanes joue également un rôle clé en intensifiant les tourbillons et en augmentant le transfert thermique. Ils ont indiqué également que l'augmentation du nombre de Reynolds favorise le transfert thermique.

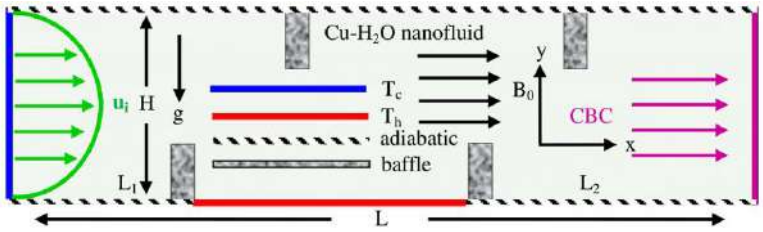


Figure 1.39. Configuration étudiée par Ali et al [40].

Medjahed et al. [41] ont traité une étude détaillée sur les caractéristiques hydrothermiques d'un échangeur de chaleur à canal solaire équipé de chicanes en forme de T décalées (Fig.1.40). Les simulations numériques sont effectuées avec le logiciel ANSYS Fluent 17.0 en utilisant le modèle de turbulence standard k-ε. Les résultats mettent en évidence que le transfert thermique est fortement influencé par la dynamique d'écoulement induit par les chicanes, notamment par la formation de cellules de recirculation et l'interaction du fluide avec les parois. L'augmentation du nombre de Reynolds améliore l'échange thermique, tout en provoquant une augmentation des pertes de charge. Le facteur d'efficacité thermique dépasse 1 pour tous les cas étudiés et peux atteint 1,47 à Re = 32 000 ce qui confirme l'efficacité des chicanes en T par rapport à d'autres formes classiques.

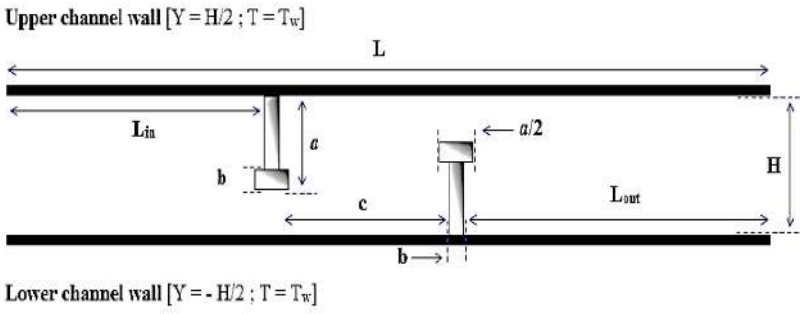


Figure 1.40. Configuration étudié par Driss et al.[41].

Kumar et Birla [42] ont examiné numériquement l'influence de la forme, l'**o**rientation et l'inclinaison des chicanes sur le transfert thermique convectif au sein d'un échangeur de chaleur à tubes de section rectangulaire afin d'identifier les configurations géométriques optimales permettant d'améliorer les performances thermiques de l'échangeur (fig.1.41). Les chicanes sont installées sur les deux parois horizontales du canal d'une façon décalée ; selon plusieurs

configurations combinant deux types de géométrie (planes et partiellement inclinées, orientées vers l'amont ou l'aval), trois angles d'inclinaison (30°, 45° et 60°) ainsi que trois rapports de blocage. Les résultats révèlent que l'accroissement du facteur de blocage entraine une hausse significative du nombre de Nusselt qui peux atteindre plus de 40 % dans certaines configurations, cependant il est indépendant de l'orientation des chicanes. Par ailleurs, la configuration avec chicanes inclinées à 30° offre une meilleure performance que les autres configurations étudiées.

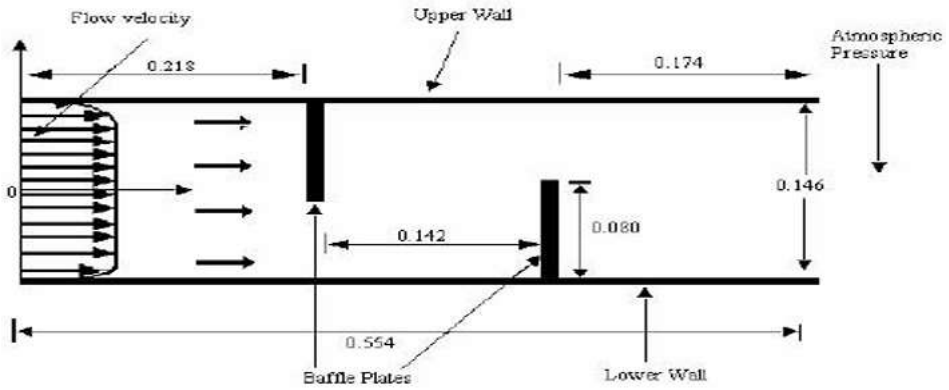


Figure 1.41. Configuration étudiée par Kumar et Birla [42].

El Habet et al. [43] ont examiné expérimentalement et numériquement l'effet de l'ajout de chicanes perforées disposés en configuration alignée et décalée sur les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un canal rectangulaire pour un nombre de Reynolds entre 12000 et 32000 (fig.1.42). Les chicanes ont été installées sur les parois supérieure et inférieure du canal, avec des taux de perforation variant de 0 % à 40 %. Les résultats montrent que toutes les configurations proposées permettent une augmentation significative du transfert thermique qui atteint environ 410 % par rapport à un canal lisse. La configuration décalée est plus performante pour les perforations comprises entre 20 % et 40 %. La configuration alignée domine pour les faibles perforations (0–10 %) mais génère une perte de charge plus élevée que la configuration décalée. Le facteur d'amélioration thermique (TEF) calculé est globalement plus élevé pour la configuration décalée.

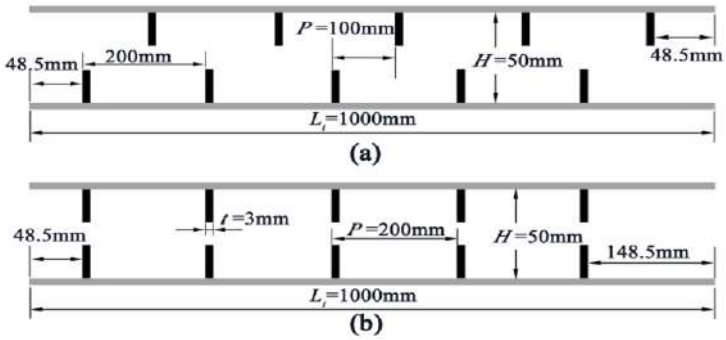


Figure 1.42. Configuration étudié par El Habet et al [43].

El Habet et al. [44] ont traité l'effet de chicanes perforées, inclinées partiellement sur le comportement d'écoulement et les performances thermiques dans un canal rectangulaire. Les chicanes sont fixées sur les deux parois chauffées et isolé latéralement d'une façon décalée (fig.1.43). L'étude explore un régime turbulent avec des nombres de Reynolds entre 12 000 et 42 000 pour déférentes angle d'inclinaison des chicanes (0 à 60°) et un taux de perforation de 10 % à 40 %. Les résultats indiquent que les chicanes non inclinées (0°) avec un faible taux de perforation (10 %) offrent la meilleure amélioration du transfert thermique mais induisent également la plus forte résistance à l'écoulement. En revanche, les chicanes fortement inclinées (60°) et très perforées (40 %) présentent la plus faible amélioration thermique et la moindre perte de charge. Le facteur d'amélioration thermique est optimal pour un angle d'inclinaison de 60° et un taux de perforation de 10 % à Re = 12 000.

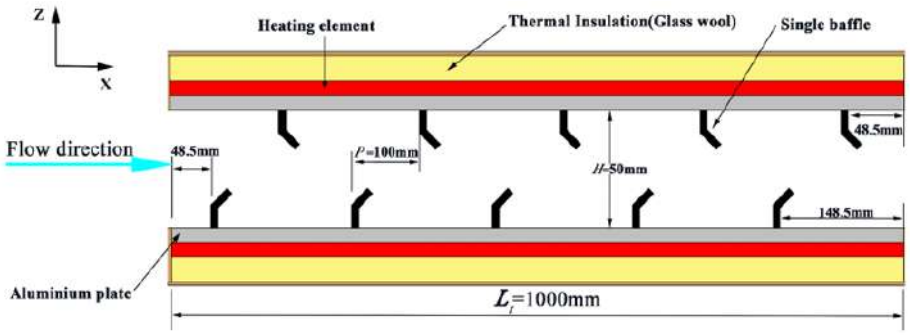


Figure 1.43. Configuration étudié par El Habet et al [44].

Sivasankaran et Janag [45] ont effectué une étude numérique sur le comportement de la convection mixte et le transfert d'énergie thermique dans une cavité de canal inclinée avec une chicane adiabatique fixé à la paroi supérieure (fig.1.44). Le chauffage sinusoïdal est appliqué sur la surface inférieure horizontale de la cavité ouverte, alors que les autres parois sont adiabatiques Le modèle considère un écoulement bidimensionnel, incompressible, stationnaire et laminaire. L'influence de l'angle d'inclinaison de la cavité, la longueur de la chicane ainsi que le nombre de Richardson (Ri) a été analysée en détail. L'étude montre que L'angle d'inclinaison du canal affaiblit ou supprime les tourbillons de recirculation près de la chicane. Le transfert thermique global diminue jusqu'à Ri = 1 puis augmente pour toutes les configurations. La présence de la chicane améliore le transfert thermique. L'augmentation de la taille de la chicane favorise un transport thermique plus efficace avec une amélioration qui peux atteindre 450 % par rapport au cas sans chicane.

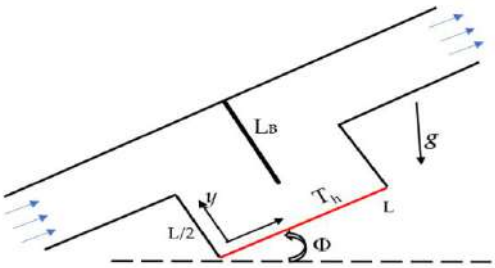


Figure 1.44. Configuration étudié par Sivasankaran et Janag [45].

L'optimisation du transfert de chaleur dans un canal rectangulaire avec des chicanes verticale a été élaborée par **Alwatban et al.** [46]. Les chicanes sont placées au canal d'une façon décalée (fig.1.45) avec trois configurations basées sur trois paramètre : la hauteur (de 0.002 à 0.008), nombre des chicanes (de 2 à 8) et l'espacement longitudinal entre la première et la dernière chicane ainsi que leur position relative par rapport au canal restent constants. Les résultats indiquent que le facteur d'amélioration thermique maximal atteint 1,39 dans le cas de quatre chicanes avec une hauteur de 0.04, suggérant que cette configuration offre les meilleures performances thermiques.

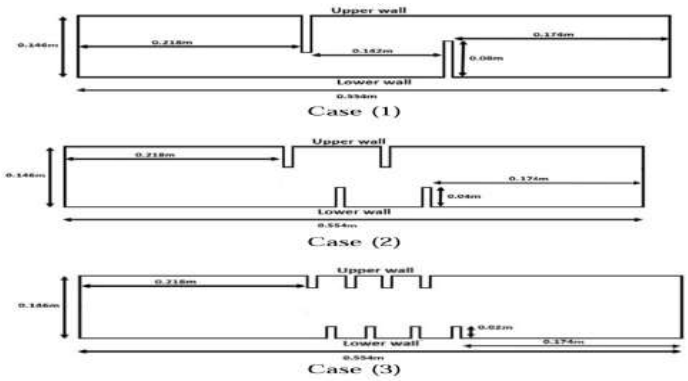


Figure 1.45. Configuration étudié par Alwatban et al [46].

L'étude de l'amélioration du transfert de chaleur dans une conduite à rainures circulaires chauffée muni de chicanes rectangulaires installées à l'intérieur du canal (fig.1.46) a été effectuée par **Koray Karabulut** [47]. L'influence de l'angle d'inclinaison (30°, 60° et 90°) ainsi que la hauteur des chicanes (0,25 H, 0,5 H et 0,75 H) sur les caractéristiques thermique pour un nombre de Reynolds de Re = 6000 a été étudiée numériquement en détaille. Leur résultat indique que le nombre de Nusselt attient 180,48 % dans le canal muni de chicanes à 90° et de hauteur 0,75 H par rapport à un conduit sans chicanes. En conclusion, l'ajout de chicanes avec différentes configurations d'angles et de hauteurs dans les canaux à rainures circulaires permet d'améliorer considérablement le transfert de chaleur tout en provoquant une perte de charge négligeable.

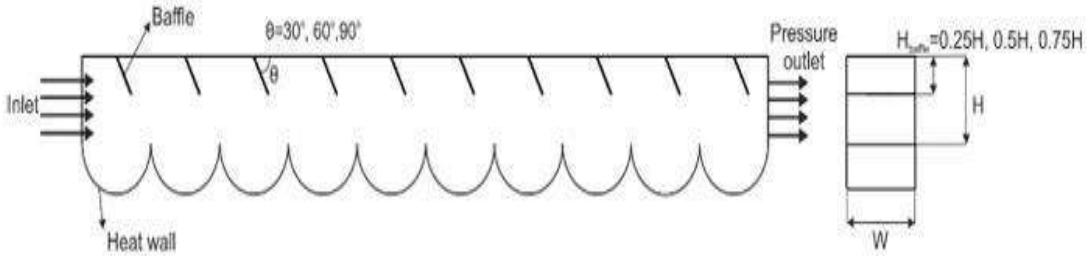


Figure 1.46. Configuration étudié par Koray Karabulut [47].

Récemment, **Ziane et al.**[48]] ont étudié la convection forcée laminaire ainsi que les caractéristiques du transfert de chaleur dans un canal horizontal comportant des chicanes fixées sur la paroi inférieure, pour des rapports de blocage de 0,3 et 0,5 et des nombres de Reynolds de 200 à 1000 (fig. 1.47). Les résultats ont montré que lorsque l'écoulement passe en régime instationnaire, une intensification notable du transfert de chaleur est observée. L'augmentation peut atteindre environ 1,23 fois pour une hauteur de chicane de 0,3 et jusqu'à 1,7 fois pour une hauteur de 0,5 en comparaison avec le canal lisse.

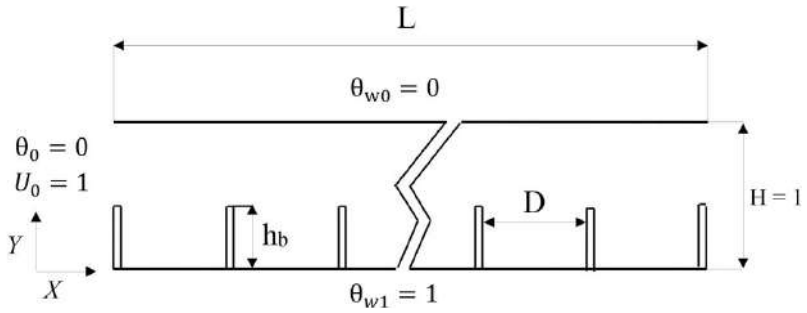


Figure 1.47. Configuration étudié par Ziane et al [48].

1.2. Conclusion

L'examen de cette revue de littérature montre que l'intégration de chicanes dans les systèmes de transfert thermique présente un intérêt indéniable et connaît une large application dans les dispositifs liés aux échanges de chaleur. Il apparaît également que la majorité des études portent sur la convection forcée, alors que les recherches concernant la convection mixte demeurent rares et se limitent généralement au régime stationnaire. Les travaux existants s'attachent principalement à l'analyse des mécanismes de transfert de chaleur, à leur quantification ainsi qu'à l'évaluation du coefficient de frottement associé à la puissance de pompage.

1.3. Motivation et objectif du présent travail

Ce travail vise à approfondir la compréhension des phénomènes d'écoulement et à optimiser le transfert thermique par convection mixte d'un fluide en régime laminaire circulant

dans un canal vertical comportant des plaques inclinées fixées sur la paroi chauffée. L'étude repose sur une analyse approfondie du comportement hydrodynamique et thermique**,** en mettant en évidence la transition entre les régimes stationnaire et instationnaire. L'analyse se concentre spécifiquement sur l**'**influence des nombres de Reynolds et de Grashof ainsi que de l'angle d'inclinaison dans le but d'évaluer leurs impact sur la performance globale du transfert de chaleur.

CHAPITRE II
DESCRIPTION DU MODELE MATHEMATIQUE

CHAPITRE II

DESCRIPTION DU MODELE MATHEMATIQUE

2.1. Introduction

Le travail présenté porte sur l'analyse de la convection mixte au sein d'un canal vertical comportant des plaques inclinées disposées sur la paroi gauche chauffée. L'étude s'intéresse à un écoulement laminaire ascendant, correspondant au cas de la convection aidée, aussi bien en régime permanent qu'en régime instationnaire. Pour répondre aux objectifs fixés, une stratégie de simulation appropriée est élaborée, permettant de prendre en compte l'ensemble des mécanismes physiques intervenant dans le domaine. Dans ce chapitre, nous présentons la configuration physique étudiée également les conditions initiales et aux limites appliquées au problème étudié. Nous présentons après, de manière synthétique, les équations mathématiques régissant le phénomène étudié qui permettent d'effectuer le calcul numérique. Les hypothèses simplificatrices pertinentes y sont intégrées afin d'adapter le modèle à la réalité physique tout en facilitant la résolution numérique.

2.2. Configuration physique traitée

La configuration géométrique considérée dans le présent travail est un canal vertical en 2D ; muni de cinq plaques inclinées placé à la paroi chauffée (Figure 2.1). Cette disposition vise à analyser les effets de la convection mixte en régime laminaire. Chaque plaque a une épaisseur de 0.02H. La hauteur des plaques est exprimée sous forme adimensionnelle par le rapport h_p = *h/H* correspondant au rapport de blocage pour une largeur de canal unité. L'espace entre les plaques est définie par *D* = *d/H* = 1. En plus, Cette étude considère des inclinaisons de plaque de γ = 30°, 60° et 90° dans le but d'analyser l'évolution non stationnaire du transfert thermique. Le canal contient trois section : amont $L_{in} = 6H$ et aval $L_{out} = 12H$ sont adiabatique et une section médiane $L_h = 6H$ composé de deux parois, la droite et adiabatique tandis que la gauche est chauffée a une température constant $\theta_w = 1$ et contiens cinq plaques inclinées. La longueur totale du canal est L = 24H. Un écoulement ascendant uniforme pénètre dans le canal par le bas avec une vitesse et une température constantes (U_0 =1, θ_0 = 0) et s'évacue par le haut du canal. La convection se produit donc dans le régime d'écoulement assisté. L'écoulement de fluide (air, Pr = 0,71) est supposé laminaire et incompressible ; le fluide est visqueux, newtonien ; la dissipation visqueuse ainsi que les termes sources de chaleur ne sont pas pris en compte dans l'équation d'énergie. Toutes les propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées

constantes, à l'exception de la densité dans le terme de flottabilité, pour laquelle l'approximation de Boussinesq est retenue.

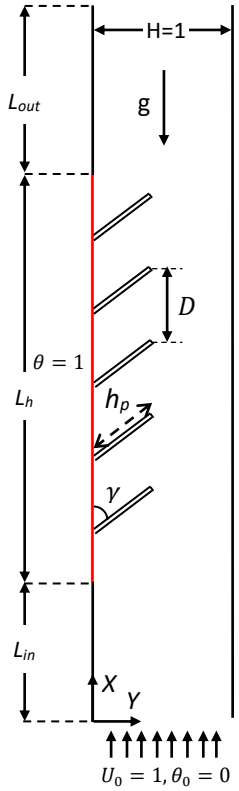


Figure 2.1. Configuration physique étudiée.

2.3. Equations gouvernantes

Les équations décrivant l'écoulement et le transfert de chaleur d'un fluide visqueux newtonien en convection mixte, repose sur les équations fondamentales de la mécanique des fluides, à savoir les équations de Navier-Stokes qui traduisent les lois de conservation des grandeurs physiques essentielles sont [49]:

- la masse
- la quantité de mouvement
- l'énergie

Ces équations s'appliquent localement à chaque position du champ d'écoulement et permettent, par leur résolution de décrire avec précision l'ensemble des caractéristiques de l'écoulement à l'intérieur du domaine étudié.

L'étude des processus d'écoulement et de transfert thermique en convection mixte nécessite l'évaluation des distributions de vitesse, de pression et de température dans tout le domaine fluide. Les équations fondamentales établies pour un fluide newtonien visqueux, ainsi

que les conditions aux limites propres à la convection mixte en régime instationnaire, seront présentées dans les sections suivantes.

2.3.1. Equation de conservation de la masse

L'équation différentielle générale exprimant la conservation de la masse, également appelée équation de continuité, s'écrit sous la forme suivante [50]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \qquad (2.1)$$

Où :

ρ : La masse volumique.

V : Le vecteur de vitesse.

2.3.2. Equation de quantité de mouvement

Cette formulation résulte directement de l'utilisation du second principe de Newton. Elle se présente généralement sous la forme [51]:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 . \vec{V} \qquad (2.2)$$

Où :

$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt}$: Taux de variation de quantité de mouvement.

$\vec{\nabla} p$: Forces dues à la pression.

$\rho \vec{g}$: Forces de volume.

$\vec{g}$: Vecteur de gravité

μ : La viscosité dynamique du fluide.

$\mu \nabla^2 . \vec{V}$: Forces de viscosité.

2.3.3. Equation de conservation de l'énergie

Cette équation issue directement du premier principe de la thermodynamique et traduit l'interaction entre les différentes formes d'énergie dans un fluide [52]. Elle se présente comme suit :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{DP}{DT} + div(k \nabla T) + \Phi \qquad (2.3)$$

Avec :

Dh = $c_p DT$

Où:

c_p : Chaleur spécifique à pression constante.

$\rho \frac{Dh}{Dt}$: La variation totale d'énergie.

P : La pression

$\frac{DP}{DT}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

k : Conductivité thermique du fluide.

Φ : La dissipation de la chaleur due au frottement visqueux.

2.4. Hypothèses simplificatrices

La résolution des équations de conservation requiert l'adoption d'un ensemble d'hypothèses simplificatrices, dont la crédibilité repose sur des travaux expérimentaux ou théoriques. Les hypothèses retenues dans le cadre de ce travail sont les suivantes

- Ecoulement laminaire pour un fluide visqueux, newtonien et incompressible.
- Ecoulement bidimensionnel (2D).
- La production de chaleur due à la dissipation visqueuse est considérée négligeable dans le cas d'un fluide faiblement visqueux avec écoulement à faible vitesse.
- Le fluide est considéré visqueux, newtonien et incompressible dont les propriétés thermo-physiques (c_p, μ, ρ, β...), sont supposées constantes et évaluées à une température de référence, à l'exception de la masse volumique. Cette dernière est considérée comme fonction linéaire dépend uniquement de la température, en négligeant les variations dues à la pression, au niveau du terme relatif aux forces volumiques les forces volumiques et plus particulièrement le terme de flottabilité présent dans l'équation de quantité de mouvement. Dans ce contexte, l'approximation de Boussinesq est adoptée et s'exprime de la manière suivante [49]:

$$\rho = \rho_0 \, (1 - \beta \, (T - T_0) \,) \tag{2.4}$$

Où :

ρ_0 : Masse volumique du fluide évaluée à la température de référence T_0.

β : Coefficient de dilatation thermique à pression constante s'exprime par:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{2.5}$$

T_0 : Température de référence.

Après incorporation des hypothèses mentionnées ci-dessus, les équations de conservation se réduisent à la forme suivante:

2.4.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2.6}$$

Avec :

u, *v* : composantes de la vitesse dans les directions *x* et *y*.

2.4.2. Equations de quantité de mouvement

Dans le cas écoulements thermoconvectifs, tel que la convection mixte dans notre cas, deux concepts essentiels interviennent, l'approximation de Boussinesq et la pression motrice.

- L'intégration de l'approximation de Boussinesq dans le terme relatif aux forces de gravité conduit à la présence de température dans l'équation de mouvement. Ces dernières sont sensibles aux variations thermiques. Elles se décomposent suivant les axes des coordonnées de la manière suivante [53]:

  Selon *ox* : $\rho\vec{g} = -\rho g_x = \rho_0\,(1 - \beta(\,T - T_0)\,)g$

  Selon *oy* : $\rho\vec{g} = \rho g_y = 0$

- L'intégration de la pression motrice:

  La pression motrice

$$p_m = \rho g x$$

  La pression totale

$$p_T = p + p_m$$

En tenant compte ces deux paramètres, l'équation de quantité de mouvement s'écrit alors sous la forme suivante:

Selon *x* :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial X} + v\frac{\partial u}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p_T}{\partial X} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2}\right) + g\beta(T - T_0) \tag{2.7}$$

Selon *y* :

$$\frac{\partial v}{\partial \mathrm{t}} + u\frac{\partial v}{\partial X} + v\frac{\partial v}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p_T}{\partial X} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2}\right) \quad (2.8)$$

u , v : Les composantes de la vitesse.

T : La température.

P_T : La pression motrice.

β : Coefficient d'expansion thermique

2.4.3. Equation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial X} + v\frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}\right) \quad (2.9)$$

Où :

$\alpha = \frac{k}{\rho\, C_p}$: La diffusivité thermique du fluide.

Il est fortement recommandé d'écrire les équations des bilans sous forme adimensionnelle dans les problèmes liés à la mécanique des fluides .Ce qui nous a permet de mettre en évidence les grandeurs caractéristiques et les paramètres influençant le phénomène étudié et le rende réel. L'adimensionnement des équations des bilans précédentes a été réalisée à l'aide d'échelles caractéristiques choisies de manière compatible au phénomène physique étudié. Les paramètres choisis pour rendre les équations adimensionnelles sont:

$$X = \frac{x}{H},\quad Y = \frac{y}{H},\quad U = \frac{u}{U_0},\quad V = \frac{v}{U_0},\quad \tau = \frac{tu_0}{H},$$

$$P_T = \frac{p+p_m}{\rho_0 u_0^2},\theta = \frac{T-T_0}{T_w - T_0}$$

Où :

H: Hauteur caractéristique.

u_0: Vitesse caractéristique à l'entrée du canal.

$\frac{H}{u0}$: Temps caractéristique.

$\rho_0 u_0^2$: Pression caractéristique.

$T_w - T_0$: Température caractéristique.

T_w: Température caractéristique de la paroi chauffée.

La substitution de ces grandeurs adimensionnelles dans les équations (2.6), (2.7), (2.8) en tenant compte des hypothèses simplificatrices précédemment énoncées, conduit aux équations adimensionnelles adéquates:

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{2.10}$$

- **Equation de quantité de mouvement**

Selon *OX* :

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{-\partial P_T}{\partial X} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) + \frac{Gr}{Re^2}\theta \tag{2.11}$$

Selon *OY* :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{-\partial P_T}{\partial Y} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \tag{2.12}$$

- **Equation d'énergie**

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U\frac{\partial \theta}{\partial X} + V\frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{PrRe}\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2}\right) \tag{2.13}$$

2.5. Nombres adimensionnelles associés au problème analysé

Les Grandeurs adimensionnelles apparaissant dans les équations précédentes sont des nombres ou des quantités sans dimensions utilisées pour caractériser le phénomène physique et simplifier les équations conservatives. Elles peuvent être définies comme suit:

- **Nombre de Reynolds** : il quantifie le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses agissant dans un écoulement fluide.

$$R_e = \frac{\rho_0 u_0 H}{\mu} = \frac{u_0 H}{\nu}$$

- **Nombre de Grashof** : il quantifie le rapport entre les forces de flottabilité et les forces visqueuses au sein du fluide.

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

- **Nombre de Prandt :** il définit le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et la diffusivité thermique du fluide.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{K}$$

- **Nombre de Péclet** : il exprime le rapport entre le transport par convection (forces d'inertie) et le transport par diffusion thermique.

$$P_e = P_r R_e$$

- **Nombre de Richardson :** il quantifie le rapport entre les forces de flottabilité (gravité) et les forces d'inertie associées au cisaillement dans un écoulement [52].

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

Ce nombre offre aussi un indicateur de la contribution relative de la convection naturelle comparée à celle forcée.

R_i<1 : Prédominance de la convection forcée

R_i>1 : Prédominance de la convection naturelle

R_i≈1: Régime mixte

2.6. Conditions aux limites

Les équations établies précédemment sont des équations aux dérivées partielles formulées pour décrire les phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur, en particulier ceux liés à la convection comme dans notre cas .Ces équations doivent être résolues et complétées par des conditions initiales et aux limites. Plusieurs types de conditions aux limites peuvent être imposés, selon la configuration physique analysée pour assurer la fermeture du système d'équations. Parmi lesquelles, nous avons choisi les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques suivantes.

2.6.1. Hydrodynamiques

Ces conditions régissent le comportement dynamique du fluide aux frontières du domaine. L'écoulement est confiné par des parois imperméables, il est soumis à une condition aux limites de non-glissement sur les parois du canal ainsi que sur les surfaces des plaques.

$$U = V = 0$$

- Au niveau de l'entrée du canal :

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

$$U = U_0 = 1$$

$$V = 0$$

- Au niveau de sortie du canal :

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \qquad \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$P_T = 0$$

2.6.2. Thermiques

- A l'entré du canal :

$$\theta_0 = 0$$

- A la section chauffée :

$$\theta = \theta_w = 1$$

- Aux sections adiabatiques :

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

2.7. Traitement des résultats

Les résultats issus de cette étude sont rapportés sous forme adimensionnelle, ce qui favorise leur généralisation et facilite les comparaisons. Le nombre de Nusselt est retenu pour caractériser le taux de transfert thermique convectif au niveau de la zone chauffée, tandis que le coefficient de frottement sert à quantifier la résistance à l'écoulement.

2.7.1. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local est défini comme le quotient entre l'échange thermique convectif et celui produit uniquement par conduction à l'interface fluide–solide, il s'exprime par la relation suivante:

$$Nu = \frac{hH}{K}$$

Le calcul du nombre de Nusselt local est évalué en tous points, selon la formule suivante :

$$Nu_X = \left(-\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{Y=0}$$

Le nombre de Nusselt moyen correspondant à la zone chauffée (L_h) est formulé selon l'expression ci-après

$$Nu = \frac{1}{L_h}\int_0^{L_h} Nu_X \, dX$$

En régime instationnaire, la moyenne temporelle du nombre de Nusselt local au cours d'une période est exprimée par la formule ci-après:

$$\overline{Nu_X} = \frac{1}{\tau_p}\int_0^{\tau_p} Nu_X \, d\tau$$

La valeur moyenne du nombre de Nusselt calculée sur la période temporelle est définie comme suit :

$$Nu = \frac{1}{L_h}\int_0^{L_h} \overline{Nu_X} \, dX$$

2.7.2. Coefficient de frottement

C'est le quotient entre la diminution de pression observée et la pression caractéristique considérée sur la longueur chauffée (L_h):

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho u_0^2 L_h}$$

Les valeurs évalués à partir de ces nombre seront comparées a celles de canal lisse sous formes des rapports (Nu/Nu_s) et (f/f_s) pour évaluer le taux d'amélioration du transfert thermique et de la puissance de pompage en présence des plaques.

Où :

Nu : Nombre de Nusselt moyen dans le canal avec plaques.

Nu_s: Nombre de Nusselt moyen dans le canal lisse.

f : Coefficient de frottement dans le canal avec plaques.

f_s: Coefficient de frottement dans le canal lisse.

2.7.3. Facteur de performance

C'est le rapport entre l'augmentation du transfert de chaleur (Nu/Nu_s) et la puissance de pompage (f/f_s).

$$\eta = \frac{\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu_s}}{f/f_s}$$

2.8. Conclusion

Dans ce chapitre, les équations fondamentales régissant la convection mixte dans un canal vertical bidimensionnel en présence des plaques inclinées comme des générateurs de vortex ont été formulées, en tenant compte des hypothèses simplificatrices, des conditions aux limites ainsi que des nombres adimensionnels caractéristiques. La difficulté liée à leur résolution analytique justifie le recours à des approches numériques. Le chapitre suivant sera consacré à la description détaillée de ces méthodes numériques ainsi qu'à la présentation du code de calcul utilisé dans le cadre de cette étude.

CHAPITRE III
METHODE NUMERIQUE ET CODE DE CALCUL

CHAPITRE III

METHODE NUMERIQUE ET CODE DE CALCUL

3.1. Introduction

Certains phénomènes physiques sont très complexes et difficiles à résoudre où à mesurer expérimentalement. Par ailleurs, leur réalisation expérimentale engendre des coûts importants liés aux dispositifs de mesure.

De ce fait, la CFD (Computational Fluid Dynamics) est devenu un outil incontournable dans l'analyse et la conception des phénomènes physiques, en particulier ceux liés au transfert de chaleur. Elle permet une compréhension approfondie de ces phénomènes complexes grâce à une visualisation détaillée, tout en contribuant à la réduction des coûts et des délais de conception, avec une capacité prédictive appréciable. Toutefois, malgré ses nombreux avantages, il convient de souligner que la CFD présente certaines limites. Elle exige une bonne compréhension à la fois du problème étudié et du logiciel employé, et les résultats obtenus doivent toujours être validés expérimentalement ou analytiquement afin de garantir leur fiabilité.

Les problèmes d'écoulements des fluides et de transfert thermique sont présentés généralement par des équations aux drivées partielles non linéaire, Afin de les résoudre, il est nécessaire de les transformer en équations algébriques linéaires par la discrétisation de certaines domaines de calcul, en utilisant des méthodes numériques tel que la méthode des volumes finis intégrée dans le code libre OpenFOAM.

Dans ce chapitre on va présenter la méthode de discrétisation adoptée à cette étude ainsi que les équations de bilan complétées, les procédures de simulation, l'algorithme mise en œuvre et le logiciel utilisé.

3.2. Traitement numérique

Les équations établies dans le chapitre précédent sont des équations différentielles partielles non linéaires, décrivant le phénomène de convection mixte bidimensionnelle. De manière générale, il n'existe pas de solution analytique exacte pour ce type d'équations, ce qui rend le recours à la solution numérique indispensable.

Actuellement diverses méthodes numériques couramment adoptées pour discrétiser les équations différentielles aux dérivées partielles parmi eux :

- La méthode des déférences finis.

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

Dans notre cas, une simulation basée sur la méthode des volumes finis a été fait.

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations différentielles partielles sur des éléments de contrôle associés à chaque nœud du maillage. Elle est comptée parmi les premières approches ayant connu un développement avancé pour le calcul des écoulements, qu'ils soient stationnaires ou instationnaires. Cette méthode a été initialement décrite en 1971 par Patankar et Spalding, puis formalisée et publiée en 1980 par Patankar [53].

Les principales étapes de la méthode des volumes finis sont les suivantes [53]:

- Génération de maillage.
- L'intégration des équations sur le volume de contrôle.
- La discrétisation des équations.
- La résolution des équations algébriques linéaires.

3.2.1. Maillage

La méthode des volumes finis repose sur la discrétisation du domaine de calcul en un nombre fini d'éléments, appelés volumes de contrôle, chacun englobant un nœud. La figure 3.1 présente le volume de contrôle pour un noud principale P limité par des nœuds adjacents sur l'axe *OX* (E .W) et (N.S) sur l'axe *OY*. Les faces du volume de contrôle sont positionnés aux points (e, w) sur **OX** et (n, s) sur **OY**.

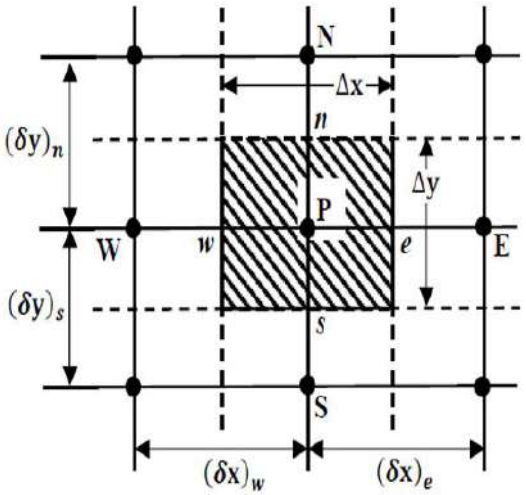


Figure 3.1. Configuration du Volu me de contrôle en 2D.

Afin de garantir une bonne approximation des flux convectifs, d'améliorer la stabilité numérique et d'éviter les oscillations non physiques, tout en assurant un couplage plus précis

entre la pression et la vitesse, il est recommandé d'adopter un maillage de type décalé, (figure 3.3).

Contrairement au maillage non décalé qui dépend le stockage de tous variables dans le même point, le maillage décalé consiste a placé les variables dans des endroits séparés où la pression et la température sont stockées et calculées aux nœuds du maillage principal (figure 3.2) [53]. Bien que les vitesses soient évaluées aux faces des volumes de contrôle (figure 3.3). Ce type de maillage est complexe a réalisé mais plus stable et précis et donne des résultats réalistes .

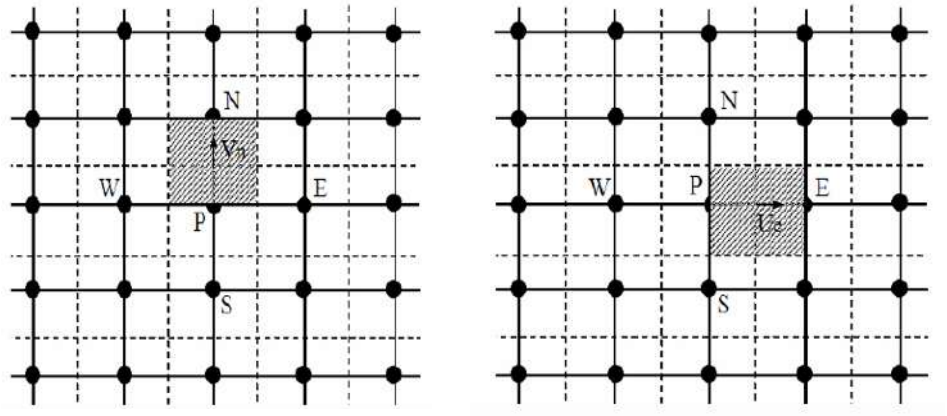


Figure 3.2. Maillage non décalé en 2D

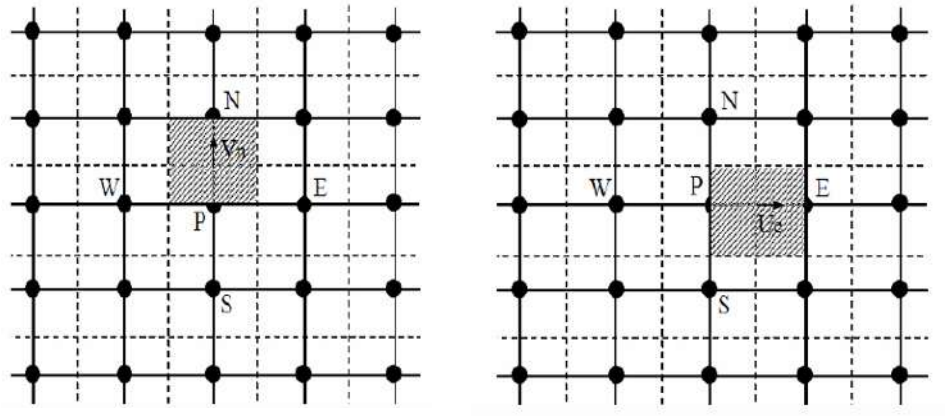


Figure 3.3. Maillage décalé en 2D.

Maillage décalé vers le haut Maillage décalé vers la droite

3.2.2. Discrétisation des équations conservatives :

Les équations adimensionnelles (2.10 à 2.13) peuvent s'exprimer sous une équation générale locale, illustrant la conservation de la variable ϕ, comme suit [53]:

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + div\, \overline{V^*}\, \phi = \Gamma_\phi\, \nabla^2 \phi + S_\phi \qquad (3.1)$$

Tel que :

ϕ: Variable indépendante.

$\overline{V^*}$: Vecteur vitesse

Γ_ϕ : Coefficient de diffusion

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

$div\, V^*\, \phi$: Terme de transport par convection.

$\Gamma_\phi\, \nabla^2 \phi$: Terme de transport par diffusion.

S_ϕ : Terme source.

Les variables : Γ_ϕ ; S_ϕ; ϕ sont montré dans le tableau (3.1) ci-dessous pour chaque équation :

Tableau 3.1: Variables φ, Γ_ϕ, et , S_ϕ utilisés dans les équations de conservation.

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement (ox)	U	$1/Re$	$\frac{-\partial P_T}{\partial X}$
Quantité de mouvement (oy)	V	$1/Re$	$\frac{Gr}{Re^2}\theta - \frac{\partial P_T}{\partial Y}$
Energie	θ	$\frac{1}{P_e} = \frac{1}{PrRe}$	0

L'intégration de l'équation (3.1) sur le volume de contrôle bidimensionnel représenté à la figure 3.2 donne:

$$\oint V \frac{\partial \phi}{\partial \tau}\, dXdYd\tau + \oint V\, div\, \overline{V^*}\phi\, dXdYd\tau = \oint V\, (\Gamma_\phi\, \nabla^2 \phi + S_\phi\,) dXdYd\tau \qquad (3.2)$$

$$\int_\tau^{\tau+\Delta\tau} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial \phi}{\partial \tau}\, dXdYd\tau + \int_\tau^{\tau+\Delta} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial (U^* \phi)}{\partial X}\, dXdYd.\tau + \tau \int_\tau^{\tau+\Delta\tau} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial (V^* \phi)}{\partial Y} dXdYd\tau =$$

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial}{\partial X}\,\Gamma\frac{(\partial\phi)}{\partial X}dXdYd\tau+\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial}{\partial Y}\,\Gamma\frac{(\partial\phi)}{\partial Y}dXdYd\tau+$$

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}S_{\phi}\,dXdYd\tau \qquad (3.3)$$

- **Discrétisation de terme transitoire**

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial\phi}{\partial\tau}\,dXdYd\tau=(\phi_{P}^{n+1}+\phi_{P}^{n})\Delta X\Delta Y$$

Où :

n : Correspond au temps (τ).

n+1 : Correspond au temps (τ+$\Delta\tau$)

- **Discrétisation de terme convective**

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial(U^{*}\phi)}{\partial X}\,dXdYd\tau=(U_{e}^{*}\phi_{e}-U_{W}^{*}\phi_{w})\Delta y\Delta\tau$$

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial(V^{*}\phi)}{\partial Y}dXdYd\tau=(V_{n}^{*}\phi_{n}-V_{s}^{*}\phi_{s})\Delta x\,\Delta\tau$$

- **Discrétisation de terme diffusif**

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial}{\partial X}\,\Gamma\frac{(\partial\phi)}{\partial X}dXdYd\tau=\left[(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X})_{e}-(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial X})_{w}\right]\Delta y\Delta\tau$$

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}\frac{\partial}{\partial Y}\,\Gamma\frac{(\partial\phi)}{\partial Y}dXdYd\tau=\left[(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y})_{n}-(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial Y})_{s}\right]\Delta x\Delta\tau$$

- **Discrétisation de terme source**

$$\int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau}\int_{s}^{n}\int_{w}^{e}S_{\phi}\,dXdYd\tau=\bar{S}_{\phi}\Delta X\Delta Y\Delta\tau$$

On regroupe ces termes on obtient :

$$(\phi_P^{n+1} + \phi_P^n)\frac{\Delta X \Delta Y}{\Delta \tau} + +(U_e^* \phi_e - U_W^* \phi_w)\Delta y + (V_n^* \phi_n - V_s^* \phi_s)\Delta x =$$

$$\left[(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X})_e - (\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X})_w\right]\Delta y + \left[(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y})_n - (\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y})_s\right]\Delta x + \bar{S}_\phi \Delta X \Delta Y \quad (3.4)$$

On peut écrire l'équation (3.4) sous la forme (après l'intégration dans un volume de contrôle ΔV) :

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

$$(\phi_P^{n+1} + \phi_P^n)\frac{\Delta V}{\Delta \tau} + J_e - J_w + J_n - J_s = \bar{S}_\phi \Delta V$$

Où :

$$J_e = U_e^* \phi_e \Delta Y - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X}|_e \Delta Y$$

$$J_w = U_w^* \phi_w \Delta Y - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X}|_n \Delta Y$$

$$J_n = U_n^* \phi_n \Delta X - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y}|_n \Delta X$$

$$J_s = U_s^* \phi_s \Delta X - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y}|_s \Delta X \quad (3.6)$$

Les quantités J_e , J_w , J_n et J_s sont les flux d' interfaces (e, w, n, s) .

L'intégration de l'équation de continuité sur un volume de contrôle donne l'égalité suivante :

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (3.7)$$

Où:

Fi : les flux massiques à travers les faces de la maille de contrôle.

Avec :

$$F_e = U_e^* \Delta Y$$

$$F_w = U_w^* \Delta Y$$

$$F_n = U_n^* \Delta X$$

$$F_s = U_s^* \Delta \quad (3.8)$$

On multiple l'équation (3.8) par la variable ϕ_p

$$F_e \phi_p - F_w \phi_p + F_n \phi_p - F_s \phi_p = 0 \quad (3.9)$$

La linéarisation du terme source sur le volume de contrôle $\bar{S}_\phi$ donne :

$$\bar{S}_\phi = S_c + S_p\phi_p \tag{3.10}$$

L'insertion des équations (3.9) et (3.10) dans l'équation (3.5) donne :

$$(\phi_P^{n+1} + \phi_P^n)\frac{\Delta V}{\Delta\tau} + \left((J_e - F_e\phi_p) - (J_w - F_w\phi_p) + (J_n - F_n\phi_p) - (J_s - F_s\phi_p)\right) = (S_c + S_p\phi_p)$$

(3.11)

On peut écrire les termes ($J_i - F_i\phi_p$) de l'équation (3.11) sous la forme $a_I\ (\phi_p - \phi_I)$:

Avec :

i : représente les faces de volume de contrôle

I : représente les nœuds adjacents

$$\begin{aligned}
\left(J_e - F_e\phi_p\right) &= a_E\ (\phi_P - \phi_E)\\
\left(J_w - F_w\phi_p\right) &= a_W\ (\phi_p - \phi_W)\\
\left(J_n - F_n\phi_p\right) &= a_N\ (\phi_p - \phi_N)\\
\left(J_s - F_s\phi_p\right) &= a_S\ (\phi_p - \phi_S)
\end{aligned} \tag{3.12}$$

3.2.3. Schémas numériques

La forme générale de l'équation algébrique discrétisée où les flux totaux de convection et de diffusion sont exprimés à travers la fonction $A(|P_e|)$ dont la définition est détaillée est présentée dans le tableau 3.2.

$$a_P\phi_p = a_E\phi_E + a_W\phi_W + a_N\phi_N + a_S\phi_S + b \tag{3.13}$$

Avec :

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^0 - S_p\Delta V \tag{3.14}$$

$$b = S_c + a_P^0\ \emptyset_P^0 \tag{3.15}$$

$$a_P^0 = \Delta V\ \Delta\tau \tag{3.16}$$

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e A(|P_e|) + \|-F_e, 0\|\\
a_W &= D_w A(|P_w|) + \|-F_w, 0\|\\
a_N &= D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\|\\
a_S &= D_s A(|P_s|) + \|-F_s, 0\|
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Où :

$$F_e = U_e^* \,\Delta Y \qquad F_w = U_w^* \,\Delta Y$$
$$F_n = V_n^* \,\Delta X \qquad F_s = V_s^* \,\Delta X$$

Les flux convectifs (3.18)

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta X_e}\Delta Y \qquad D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta X_w}\Delta Y$$
$$D_n = \frac{\Gamma_n}{\delta Y_n}\Delta X \qquad D_s = \frac{\Gamma_s}{\delta Y_s}\Delta X$$

Les flux diffusifs (3.19)

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \qquad P_w = \frac{F_w}{D_w}$$
$$P_n = \frac{F_n}{D_n} \qquad P_s = \frac{F_s}{s}$$

Rapport flux convectifs aux flux diffusifs (3.20)

3.2.4. Fonction $A(|P_e|)$ pour différents schémas numériques :

La formulation de la fonction $A(|P_e|)$ pour divers schémas numériques est présentée dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2: La formule de $A(|P_e|)$ pour divers schémas de discrétisation [53].

Schéma de discrétisation	Formule de $A(\|P_e\|)$
Upwind	1
Différence centrée	$1 - 0.5\,\|P\|$
Hybride	$Max(0, (1 - 0.5\,\|P\|))$
Puissance	$Max(0, (1 - 0.5\,\|P\|))^5$

3.3. Présentation d'OpenFOAM

OpenFOAM (Open Field Opération And Manipulation) est un logiciel libre open source a été crée par Open CFD LTD et publier en 2004. Il est destinée a la simulation multiphasique principalement à la mécanique des fluides numérique .Il est développé en C^{++} se qui l'assure une bonne performance, fonctionne principalement en ligne de commande contrairement aux autres logiciels. OpenFOAM ne contient pas une interface graphique, il se fonctionne avec des systèmes de fichier textes mais il est intégré avec le post de traitement paraview. Il s'appuie sur la méthode des volumes finis et utilise diverses bibliothèques couplées à un ensemble

d'applications qui contiennent toutes les fonctions nécessaires pour manipuler le maillage, identifier le modèle physique discrétisé et résoudre les équations …etc. Il offre l'avantage de modifier ou crée des propres solveurs afin de répondre aux besoins spécifiques de l'utilisateur.

Le code OpenFOAM nécessite trois étapes essentielle pour passé de problème physique aux résultats exploitables, elles sont : pré-processing, processing et post-processing [54]. La première étape consiste a la définition de la géométrie du domaine physique, la génération du maillage, la spécification des conditions initiales et aux limites, ainsi que le choix des modèles physiques appropriés et accompagnés de la configuration des paramètres numériques nécessaires à la simulation. La deuxième étape repose sur le choix et l'exécution du solveur adopté selon le type de problème ainsi que la résolution du problème et le stockage de ses résultats qui sera analysé, visualisé et calculé dans la dernière étape (post prossessing). La représentation schématique de la structure du logiciel est illustrée dans la figure (3.4).

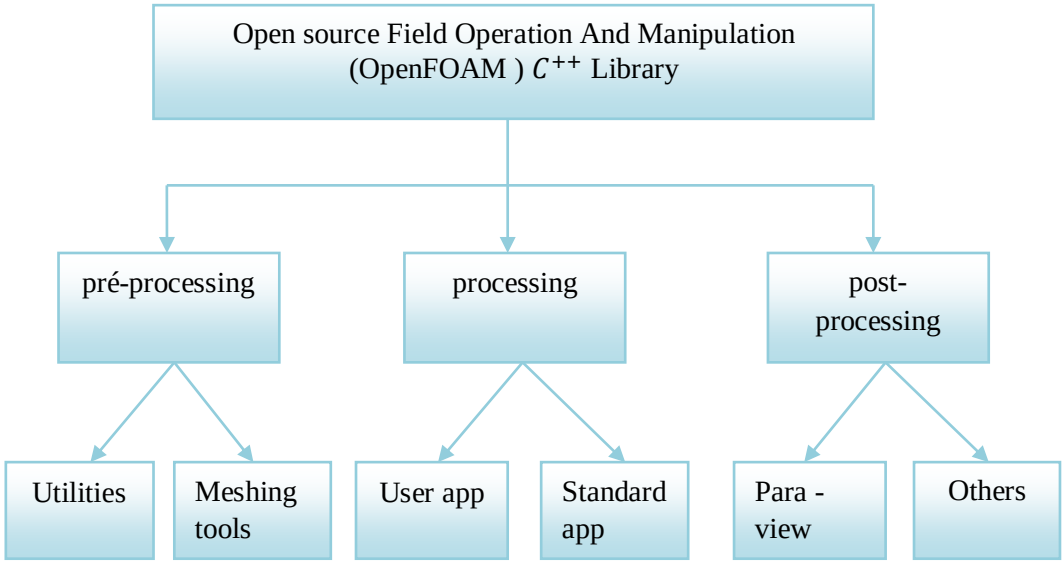


Figure 3.4. Architecture d'OpenFOAM.

3.3.1. Structure d'un cas OpenFOAM

Le code OpenFOAM fonctionne avec un système de fichier sans interface graphique c'est-à-dire que toutes les informations et les étapes nécessaires de simulation sont placées dans des fichiers texte ordonnés dans des dossiers spécifiques. Tous les fichiers relatifs aux cas étudié, doivent être placés dans un répertoire principal nommé d'après le cas étudié. Le dossier principale contient généralement trois sous fichier essentielle sont : le répertoire 0 ; le répertoire constant et système figure (3.5).

Le répertoire de temps nommé répertoire 0 contient les différents fichiers de champ physique, (champ de vitesse, pression, température…etc.) à l'instant initial de la simulation t = 0. De plus il présente les conditions aux limites sur chaque bord.

Durant la simulation, le logiciel OpenFOAM génère automatiquement des dossiers supplémentaires pour chaque instant de calcul enregistré. Ces dossiers contiennent les champs physiques calculés (U, T, p, etc.) à chaque instant du calcul. L'organisation des répertoires suit une structure temporelle où chaque dossier est identifié par la valeur du temps simulé correspondante. Comme les simulations commencent généralement à t = 0, les conditions initiales sont habituellement enregistrées dans le répertoire intitulé *0*.

Le fichier constant est un fichier indispensable contient tout les paramètres constant dans le temps au cours de simulation tel que les propriétés physiques du fluide ; le modèle de turbulence et la description détaillée du maillage du domaine étudié stockés dans un sous-répertoire nommé "polyMesh".

Le fichier système présent la configuration numérique qui gère la duré de simulation, le solveur utilisé, les schémas numériques…etc. Il contient trois fichier principale ''ControlDict'' qui nous permet de définir le solveur principal, gérer la duré de simulation et choisir la fréquence de sauvegarde des résultats. "fvSchemes" nous permet de choisir les schémas de discrétisation ; "fvSolution" où les solveurs numérique de chaque champs sera défini, contrôlé la tolérance et la relaxation numérique et configuré l'algorithme de résolution [55].

Le dossier contient aussi des fichiers supplémentaire optionnelle selon le cas étudier comme le fichier'' setFieldsDict'' qui définir des champs initialisés manuellement…etc.

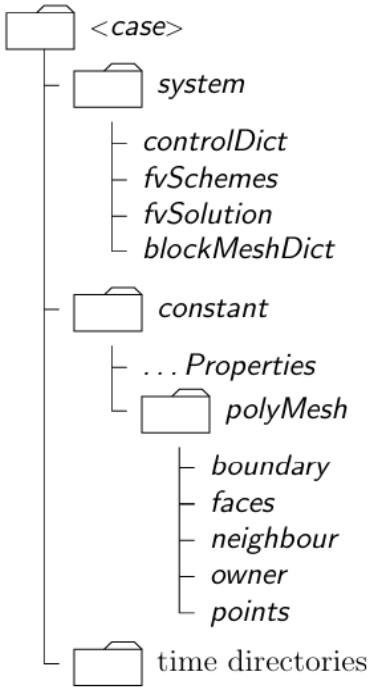


Figure 3.5. Structure d'un cas étudié sur OpenFOAM.

3.3.2. Préparation des données (Pré-processing)

Cette étape est essentielle dans toute simulation sous OpenFOAM. Elle consiste à définir et à préciser l'ensemble des informations nécessaires avant le lancement du calcul, en particulier la géométrie, le maillage ainsi que les conditions aux limites.

- **Génération du maillage**

OpenFOAM basé sur un système de coordonnées cartésiennes tridimensionnel, nécessite de modéliser tout les géométries en 3D. Bien que OpenFOAM traite tout les cas en trois dimensions par défaut, il peut résoudre également des cas bidimensionnels suivant deux étapes, la première étape est de créer une géométrie en 3D très étroite dans la troisième direction ainsi que le maillage ; la deuxième étape consiste à spécifier une condition aux limites (de type ‘’empty’’) dans la troisième dimension ce qui rend la géométrie en 2D.

La génération du maillage est réalisée principalement à l'aide de la générateur ‘’blockMesh ‘’. Ce générateur de maillage cartésien permet de créer des maillages structurés et non-structurés à partir d'une description géométrique détaillé définie dans un fichier d'entrée nommé « blockMeshDict ». Ce fichier est placé dans le répertoire « polyMesh » du cas étudié.

Le maillage est généré à l'aide de la commande "blockMesh", puis vérifié avec la commande "checkMesh" dans le terminal, avant d'être visualisé sous ParaView. OpenFOAM dispose également d'autres générateurs de maillage open source tels que *SnappyHexMesh*,

FoamyHexMesh, "FoamyQuadMesh" ou encore *cfMesh*. Cependant, les deux outils les plus utilisés restent les générateurs de base "blockMesh" et "SnappyHexMesh" **Maric et al.** [55] ce dernier est utilisé dans les cas des géométries complexe ou importée destiné pour les maillages non structurés contrairement au blockMesh, qui assure les maillages structurés et non structurés, les deux types sont détaillés sur OpenFOAM [56].

- **Conditions initiales et aux limites**

Les conditions initiales "InternalField" ainsi que les conditions aux limites "BoundaryField" sont stockées dans le répertoire 0. Lequel contient une variété de fichiers nécessaires au processus de simulation dépend de cas étudier. Dans notre cas le répertoire 0 est composé de cinq fichiers, (U, T, P, p_rgh, alphat), représentant respectivement la vitesse, la température, la pression, la pression motrice, la diffusivité thermique . Une définition rigoureuse du domaine de calcul et de ses frontières est indispensable avant le choix des conditions aux limites. Les domaines employés dans notre étude sont :

- **Inlet, outlet** : Pour l'entrée et la sortie du canal.
- **upward**, **downward** : Pour les sections amont et aval.
- **heated, unheated :** Pour la section médiane, paroi chauffée et adiabatique.
- **FrontAndBack** : Pour les parois avant et arrière pour assurer un maillage en 2D, on négligant l'effet de la troisième cordonnée par la spécification ‘’empty”.

Il existe plusieurs types des conditions aux limites parmi eux :

- **ZeroGradient**: Indique que le gradient normal est nul.
- **fixedvalue**: Indique que la valeur fixée par l'utilisateur.
- **calculated**: Signifié que la valeur est calculé automatiquement.
- **empty**: Indique qu'il ya aucun paramètre.

3.3.3. Traitement (Processing)

Solveur

L'un des aspects fondamentaux lors de l'étude d'un cas avec OpenFOAM est le choix du solveur qui doit être effectué dés les premières étapes contrairement aux autres codes CFD comme Ansys où les caractéristiques physiques du problème sont définit sur une interface graphique intuitive ; OpenFOAM fonctionne selon une approche textuelle, il ne propose pas un seul solveur multifonction mais une bibliothèque de solveurs spécialisés**.** Ces solveurs traitent une large gamme des phénomènes physiques qui sont disponible aussi pour réaliser des

simulations des écoulements compressibles ou incompressibles, nanophasiques et multiphasiques, ainsi que les calcules des transferts de chaleur, les réactions chimiques complexes …etc [56]. Les solveurs standards et leur domaine d'utilisation sont détaillés sur OpenFOAM. Dans le tableau suivant on va citer quelques solveurs spécifiés à l'étude de transfert de chaleur par convection.

Tableau 3.3: Solveurs destinés au transfert de chaleur par convection.

Solveurs	Type de convection	Régime et application
BuoyantSimpleFoam	Naturelle / forcée /Mixte	stationnaire pour les écoulements turbulents des fluides compressibles, (ventilation.)
BuoyantPimpleFoam	Naturelle / forcée/ Mixte	transitoire pour les écoulements turbulents des fluides compressibles (ventilation)
buoyantBoussinesq SimpleFoam	Naturelle / forcée/ Mixte	stationnaire destiné pour les écoulements non-isothermes des fluides incompressibles sous l'hypothèse de Boussinesq
buoyantBoussinesq PimpleFoam	Naturelle / forcée/ Mixte	transitoire pour les écoulements non isothermes des fluides incompressibles
chtMultiRegionFoam	Forcée + conduction	Transitoire (Parois chauffées, échange dynamique fluide-solide)
ChtMultiRegionSimpleFo -am	Forcée + conduction	Stationnaire (Échangeurs, parois composites sous régime statique)
RhoPimpleFoam	Forcée, compressible	Analyse transitoire d'un système fluide/solide chauffé.
CompressibleInterFoam	CompressibleInterFoam	Transitoire (evaporation, changement de phase dans laconvection biphasique)
BuoyantPimpleDyMFoam	Naturelle / forcée + mouvement/ mixte	Transitoire compressible (Problème de convection autour d'un objet mobile chaud)

Dans notre cas, on a choisi le solveur '' buoyantBoussinesqPimpleFoam qui basé sur l'algorithme ''PIMPLE'' qui combine les deux algorithmes ''SIMPLE'' et ''PISO''. . L'algorithme PIMPLE (Pressure Implicit with Splitting of Operators) est un algorithme utilisé

dans OpenFoam par le solveur buoyantBoussinesqPimpleFoam qui est adapté à la modélisation d'écoulements instationnaires et incompressibles dans lesquels la variation de densité liée au transfert de chaleur est prise en compte à travers l'approximation de Boussinesq. Elle est produite par la fusion des deux algorithmes : Simples (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) et PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators). L'algorithme PIMPLE exige l'exécution successive de ces deux boucles. Les champs de vitesse et de pression obtenus à l'issue de la boucle SIMPLE sont utilisés comme point de départ pour la résolution explicite de l'équation de quantité de mouvement dans la boucle PISO. Cette dernière repose sur un processus itératif de prédiction-correction des champs de vitesse et de pression, répété jusqu'à ce que la convergence soit atteinte [49].

- **Boucles de correction**

L'algorithme PIMPLE repose sur deux niveaux de correction :

Les corrections PIMPLE (nOuterCorrectors) boucle extérieur gère la convergence globale du système couplé (vitesse, pression, température) et contrôler le nombre d'itérations réalisées pour la résolution d'équation de Navier-Stokes.

Les corrections PISO (nCorrectors) boucle intérieur, assure le couplage pression-vitesse.

- **Schémas de discrétisation :**

Le choix d'un schéma de discrétisation constitue une étape cruciale pour assurer la précision, la stabilité numérique et la convergence. Ces schémas sont spécifiés dans le fichier ''*fvSchemes"* situé dans le répertoire ''*system"*. Ils permettent la discrétisation des différents termes apparaissant dans les équations aux dérivées partielles, telles que les équations de Navier–Stokes et les équations de conservation. Les catégories des termes traités dans ce fichier sont récapitulées dans le tableau 3.4:

Tableau 3.4: Principaux termes inclut dans fvSchemes.

Terme	Signification mathématique
interpolationSchemes	interpolations point par point des valeurs
snGradSchemes	Composante de gradient normal à une face d'une cellule
gradSchemes	Le gradient ∇
divSchemes	La divergence ∇
laplacianSchemes	Laplacian ∇^2
timeScheme	Dérivés première et deuxième par rapport au temps $\partial/\partial t$,$\partial^2/\partial t^2$
fluxRequired	Champs qui exigent la génération d'un écoulement.

OpenFOAM met à la disposition une variété de schémas pour chaque type de terme, Le choix de ces schémas dépend du plusieurs paramètres, tels que le type de maillage, le régime d'écoulement (stationnaire ou instationnaire) et des exigences en précision numérique. Le tableau 3.5 et 3.6 montrent quelques schémas utilisés en OpenFOAM, les autres termes sont détaillés sur OpenFOAM [56].

Tableau 3.5: Schémas de divergence utilisés dans divSchemes.

Schéma	**Critère numérique**
Linéaire	Seconde ordre, illimité
skewLinear	Seconde ordre, illimité, correction symétrique
cubicCorrected	Quatrième ordre, illimité
Upwind	Premier ordre, limité
linearUpwind	Premier/Seconde ordre, limité
QUICK	Premier/Seconde ordre, limité
TVD schemes	Premier/Seconde ordre, limité
SFCD	Seconde ordre, limité
NVD schemes	Premier/Seconde ordre, limité

Tableau 3.6. Schémas des champs vectoriels.

Les schémas centrés	
Linéaire	Interpolation linéaire (différence central)
cubicCorrection	Schéma cubique
midPoint	Interpolation linéaire avec la pondération symétrique
Les schémas de convection Upwinded	
Upwind	Schéma de différence upwind
linearUpwind	Schéma de différence upwind linéaire
skewLinear	Linéaire avec la correction symétrique
QUICK	Schéma de différence upwind quadratique
Les schémas TVD	
limitedLinear	différence linéaire limitée
vanLeer	limiteur de van Leer
MUSCL	Limiteur de MUSCL
limitedCubic	Limiteur cubique
Les schémas NVD	
SFCD	différence central Self-filtered
Gamma Ψ	Différence gamma

- **Tolérances de la solution**

Les tolérances de la solution faisant référence au seuil d'erreur résiduelle que doit être accepté par le solveur pour indiquer qu'une équation est résolue (converge à une itération donnée). Ils sont donc des indicateurs de convergence numérique utilisés pour arrêter le solveur numérique. Ils ont défini dans le fichier ‘’*fvSolustion* ‘’ dans la section solveur. Chaque paramètre (pression, température, vitesse) a une tolérance numérique. Il existe deux types [56]:

Tolérance absolue (tolérance) : indique la valeur à atteindre pour considérer que l'équation est résolue.

Tolérance relative (relTol) *:* basée sur l'amélioration entre deux itérations successives.

Afin d'assurer la fiabilité des résultats numériques, le choix d'un critère de tolérance adéquat s'avère essentiel. Une tolérance trop élevée peut conduire à des problèmes d'instabilité ou à la non-convergence de la solution, tandis qu'une tolérance excessivement stricte engendre

divers inconvénients, tels qu'un allongement inutile du temps de calcul et l'apparition d'une pseudo-convergence.

Dans les cas ou le maillage sont grand ou le régime est turbulent il est recommandé de choisir une valeur nulle de la tolérance relative (relTol) pour assurer une meilleure stabilité et une convergence plus rigoureuse. En forçant le solveur à atteindre la tolérance absolue précisé, ce qui est essentiel pour l'efficacité et la fiabilité des résultats.

3.3.4. Analyse et visualisation des résultats (Post-processing)

La dernière étape de la simulation correspond au post-traitement réalisé à l'aide de l'outil de visualisation ''ParaFoam'' intégré à OpenFOAM. Cet outil permettant de visualiser et analyser les données calculées ainsi qu'extraire et interpréter les résultats acquis. Les résultats obtenus dans notre cas seront analysés et commentés dans le chapitre suivant.

3.4. Conclusion

Dans ce section nous avons présenté la technique ainsi que la méthode numérique employées pour la résolution et la discrétisation du système d'équations établi précédemment au chapitre 2. Nous y introduisons également le logiciel de simulation OpenFOAM utilisé pour la modélisation numérique du problème physique étudié.

CHAPITRE IV
RESULTATS ET DISCUSSION

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSION

4.1. Introduction

Ce chapitre se focalise sur l'analyse et l'interprétation des résultats issus des simulations numériques portant sur la convection mixte assistée au sein d'un canal vertical, équipé de cinq plaques inclinées fixées à la paroi chauffée**.** L'objectif est de mettre en lumière l'influence des plaques inclinées sur le comportement de l'écoulement et le transfert thermique associé**.** En outre, L'analyse des résultats sera illustrée à l'aide des profils de lignes de courant et des champs de température afin de visualiser clairement la structure de l'écoulement, ainsi que des champs dynamiques et thermiques. L'évaluation du taux de transfert thermique sera réalisée en calculant le nombre de Nusselt sur la surface chauffée, ainsi que sa valeur moyenne, pour l'ensemble des combinaisons des paramètres examinés. Pour une compréhension approfondie du phénomène traité, l'analyse repose sur plusieurs paramètres gouvernants, en particulier les nombres adimensionnels. Le nombre de Reynolds traduit la vitesse d'écoulement du fluide, tandis que le nombre de Grashof présente l'intensité du chauffage. À cela s'ajoutent des paramètres géométriques propres à la configuration analysée, tels que l'angle d'inclinaison des plaques.

Avant d'entamer les simulations, il est indispensable de vérifier certains paramètres techniques. La première vérification concerne l'indépendance des résultats par rapport au maillage, dans le but de concilier la précision des simulations, réduction du temps de calcul et limitation de la taille des fichiers générés. La deuxième phase vise à vérifier la fiabilité du code de calcul en confrontant les résultats obtenus à des données numériques et expérimentales issues de la littérature afin d'assurer sa pertinence pour la résolution du problème en question.

Une fois ces ajustements techniques réalisés, une étude paramétrique sera menée afin d'évaluer l'influence des différents paramètres impliqués dans le phénomène étudié.

L'étude porte principalement sur l'impact du nombre de Richardson ($Ri = Gr/Re^2$), paramètre combinant les effets de la convection naturelle (Gr) et forcée (Re), ainsi que sur le rôle de l'angle d'inclinaison relative aux plaques (γ), dans la dynamique de l'écoulement et les transferts thermiques. L'objectif est d'analyser leurs influences sur les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement, aussi bien en régime stationnaire qu'instationnaire.

Dans le cadre de cette étude, la convection mixte est examinée à travers une variation contrôlée du nombre de Richardson *Ri*, compris entre 0,1 et 5. Cet intervalle a été choisi afin de garantir que l'écoulement demeure dans le régime laminaire, tout en assurant un équilibre représentatif entre les forces d'inertie et ceux liés à la flottabilité.

4.2. Analyse introductive

4.2.1. Identification des paramètres adimensionnels pertinents

Dans ce type de problématique, de nombreux paramètres indépendants sont susceptibles d'influencer à la fois le comportement de l'écoulement et le transfert thermique. Toutefois, en raison de contraintes temporelles et afin de rester concis, l'analyse a été limitée à l'étude de certains paramètres spécifiques. Les principaux paramètres gouvernant le phénomène sont présentés ci-après:

- **Le nombre de Reynolds (*Re*)** prenant la largeur du canal (H) comme dimension de référence. Il a été varié dans l'intervalle de 200 à 1400 afin de garantir que l'écoulement demeure dans le régime laminaire, tout en observant à la fois le comportement stationnaire et instationnaire de l'écoulement.

- **Le nombre de Grashof (*Gr*)** représente un paramètre clé pour caractériser les effets de la convection naturelle. Il mesure l'intensité des forces de flottabilité résultant des variations de température et s'exprime en fonction de l'écart thermique entre le fluide à l'entrée du canal et la température imposée sur la surface externe de la paroi chauffée. Ce nombre est déterminé à l'aide de la relation présentée au chapitre II, mettant en lien les forces de flottabilité avec les forces visqueuses. Afin de s'assurer que l'écoulement reste dans le régime laminaire dominé par la flottabilité, les valeurs du nombre de Grashof retenues sont $Gr = 10^5$, $Gr = 2\times10^5$.

  La combinaison des nombres de Reynolds et de Grashof conduit à la définition du nombre de Richardson (Ri) qui évalué l'influence relative de la poussée thermique par rapport à l'inertie du fluide dans le régime d'écoulement. Par ailleurs, ces trois grandeurs adimensionnelles (*Re, Gr, Ri*) constituent des paramètres caractéristiques couramment associés aux phénomènes de convection mixte.

- **Rapport de blocage (h_p),** représente le rapport entre la hauteur de la plaque (h) et la largeur du canal (H). Dans le contexte de cette étude, le rapport de blocage a été fixé à h_p = 0,3 pour trois angles d'inclinaison 30°, 60° et 90°.

A ces paramètres s'ajoute le nombre de Prandtl, un paramètre adimensionnel décrivant le rapport entre la diffusivité cinématique et la diffusivité thermique du fluide. Dans ce travail, il est considéré constant et fixé à 0,71, valeur correspondant aux propriétés de l'air à température ambiante.

Dans ce mode de phénomène de convection mixte thermique, certains paramètres supplémentaires peuvent affecter les résultats numériques, en particulier les longueurs des zones d'amont (L_{in}) et d'aval (L_{out}). Il est essentiel de sélectionner ces paramètres avec rigueur afin de garantir une solution numérique stable et indépendante qui décrit correctement le phénomène physique réel, tout en maintenant la cohérence et la pertinence des hypothèses adoptées lors de la modélisation mathématique. La section d'entrée doit être suffisamment étendue pour permettre l'établissement d'un écoulement pleinement développé avant la zone d'étude, tandis que la section de sortie doit être correctement dimensionnée afin d'assurer l'application des conditions aux limites avec des gradients nuls de vitesse et de température. Après avoir effectué des simulations de validation préliminaires, les longueurs retenues ont été jugées adéquates pour assurer la conformité aux hypothèses formulées lors de la modélisation du problème. La section de préchauffage a été définie avec une longueur équivalente à six fois la largeur du canal (L_{in} = 6H), tandis que la section de post-chauffage a été fixée à douze fois cette largeur (L_{out} = 12H). La première plaque est positionnée à une distance de 7H par rapport à l'entrée, et la dernière à 13H en amont de la sortie, afin de s'assurer que la zone de recirculation générée en aval de cette dernière demeure entièrement dans le domaine de calcul, garantissant ainsi que ni l'entrée ni la sortie n'influencent les grandeurs physiques analysées.

4.2.2. Analyse de la sensibilité au maillage

Dans cette étude, le maillage est soigneusement conçu pour capturer avec précision les effets complexes induits par les plaques inclinées placées sur la paroi chauffé. Ces plaques, agissant comme générateurs de vortex, perturbent l'écoulement laminaire et favorisent les échanges thermiques par la création de structures tourbillonnaires. Un raffinement du maillage est appliqué autour des plaques et dans les zones proches des parois afin de mieux résoudre les gradients élevés de température et de vitesse. La qualité du maillage est vérifiée à travers une analyse d'indépendance, garantissant que les résultats ne dépendent pas de la densité de maillage

choisie, assurant ainsi la fiabilité des simulations numériques. Afin de vérifier que les résultats ne dépendent pas de la résolution du maillage, un cas représentatif d'écoulement instationnaire (*Re* = 1400, $Gr = 2\times10^5$, $h_p = 0{,}3$ et $\gamma = 90°$) a été analysé. Quatre maillages de densités différentes (300×60, 400×80, 500×100 et 600×120) ont été testés. Les résultats, présentés dans le Tableau 4.1, montrent que la variation du nombre de Nusselt moyen entre les deux maillages les plus fins est inférieure à 0,2 %. Par conséquent, le maillage 500×100 a été retenu pour l'ensemble des simulations, car il permet un bon compromis entre la précision des résultats et le coût de calcul.

Tableau 4.1: Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen pour *Re* = 1400, $Gr = 2\times10^5$, $\gamma = 90°$ et $h_p = 0{,}3$.

Maillage	60×300	80×400	100×500	120×600
Nu	14.29	14.38	14.44	14.47

4.2.3. Evaluation de la fiabilité du code

La fiabilité de la simulation a été vérifiée en la comparant aux données expérimentales de référence obtenues par Armaly et al. [57] concernant un écoulement laminaire avec séparation se produisant dans une marche vers l'arrière à la position $X = 0$ et pour un nombre de Reynolds *Re* = 100. Les résultats numériques montrent une bonne concordance avec les données expérimentales avec un écart maximal ne dépassant pas 0,5 %, comme illustré dans la figure 4.1a.

Une autre validation a été effectuée en simulant un écoulement convectif laminaire (*Re* = 500) dans un canal équipé de chicanes décalés [58]. La distribution du nombre de Nusselt local le long du canal est présentée sur la figure 4.1b. Une très bonne corrélation entre les prédictions actuelles et les résultats numériques de Cheng et Huang [58] a été observée. Par conséquent, la méthode présentée peut être considérée comme suffisamment précise pour des écoulements similaires, tels que l'écoulement dans un canal muni de chicanes ou plaques inclinées.

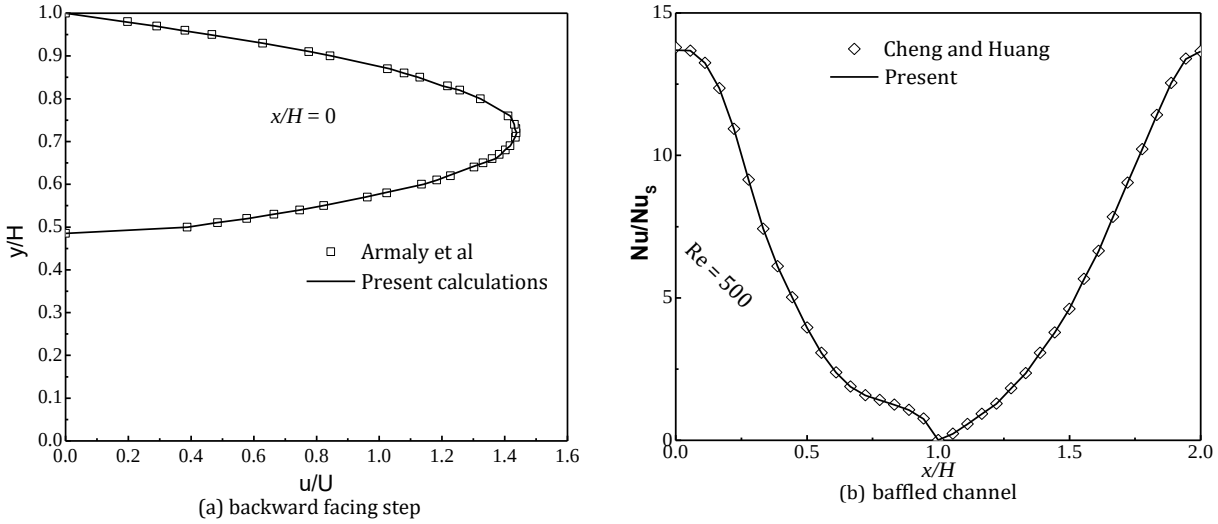


Figure 4.1. Comparaison du profile de vitesse avec Armaly et al. [57] et du nombre de Nusselt local avec Cheng and Huang [58].

4.3. Synthèse des résultats

Dans le cadre de cette étude, plusieurs paramètres adimensionnels ont été retenus pour caractériser le comportement de l'écoulement et des transferts thermiques dans un canal vertical. Le nombre de Reynolds calculé en fonction de la largeur du canal, varie entre 200 et 1400 ce qui permet d'explorer le régime laminaire sous différentes types d'écoulement. Le nombre de Grashof, quant à lui, prend deux valeurs distinctes : 10^5 et 2×10^5 afin d'évaluer l'effet de la poussée d'Archimède sur le développement de la convection mixte. Concernant la géométrie, le rapport de blocage définit par la hauteur des plaques inclinées est fixé à h_p = 0,3, tandis que l'espacement relatif entre deux plaques successives est maintenu constant avec un rapport $D = d/H = 1$.

Pour analyser l'influence de l'orientation des plaques sur la dynamique de l'écoulement, trois angles d'inclinaison ont été considérés : $\gamma = 30°$, 60° et 90°. L'épaisseur des plaques étant négligeable comparée à l'espacement entre celles-ci, elle n'a pas été intégrée dans les paramètres influençant le champ d'écoulement. Une série de simulations numériques a été effectuée dans des conditions instationnaire, poursuivies jusqu'à l'obtention d'un régime permanent ou d'un comportement périodique, voire chaotique.

L'impact des plaques inclinées a été étudié en combinant différentes valeurs de *Re* et *Gr* ce qui permet de faire apparaître diverses structures d'écoulement. Ces combinaisons correspondent à des nombres de Richardson compris entre 0,1 et 5, reflétant ainsi l'interaction

entre les effets de la flottabilité thermique et ceux liés à l'inertie du fluide. Une attention particulière a été portée à l'analyse fine des structures d'écoulement et des transferts thermiques dans la plage du nombres de Reynolds étudiés, en veillant à rester dans le domaine laminaire et à éviter toute transition vers la turbulence.

La structure de l'écoulement ainsi que celle du champ thermique ont été analysées à l'aide de plusieurs représentations graphiques. Les lignes de courant permettent de visualiser les trajectoires des particules fluides, tandis que les isothermes mettent en évidence la répartition des températures au sein du domaine étudié. En complément, des profils du nombre de Nusselt local (Nu_X) ont été analysés afin d'examiner les variations spatiales du transfert thermique au niveau de la paroi. Les performances globales du système ont également été évaluées à travers le rapport du nombre de Nusselt moyen (Nu/Nu_s) et celui du facteur de frottement (f/f_s), en fonction des différents paramètres influençant l'écoulement dans les deux régimes considérés.

Pour quantifier l'efficacité thermique, un indice de performance (η) est utilisé, défini comme le $[(Nu/Nu_s)/ (f/f_s)]$ qui permet de juger le compromis entre l'amélioration du transfert de chaleur et pertes de charge induites. Ainsi, pour mieux comprendre le comportement global du fluide dans le canal équipé des plaques inclinées, une étude complète de la structure de l'écoulement, de l'évolution temporelle de la vitesse axiale sera réalisée. Cette première analyse qualitative sera suivie d'une étude paramétrique approfondie visant à évaluer l'effet de divers paramètres (tels que *Re*, *Gr* et *γ*.) sur la performance thermo-hydraulique du système.

4.3.1. Structures d'écoulement et comportement thermique

a. Influence de l'angle d'inclinaison

- **Profil dynamique**

La Figure 4.2 illustre les lignes de courant correspondant aux différentes inclinaisons des plaques (γ = 30°, 60° et 90°) pour un nombre de Reynolds *Re* = 600, un nombre de Grashof Gr = 10^5 et un rapport de blocage h_p = 0,3**.** On observe que, plus l'angle d'inclinaison des plaques augmente, plus l'étendue des zones de recirculation situées en aval de chaque plaque devient importante. Cette tendance s'explique par le renforcement des effets de séparation de l'écoulement lié à l'augmentation de l'angle γ, favorisant la formation de tourbillons plus larges et plus intenses. Pour γ = 90°, en plus du grand tourbillon principal généré derrière la dernière plaque, une zone secondaire de recirculation apparaît du côté opposé. Ce phénomène est dû à une

variation rapide de la vitesse axiale juste après la dernière plaque, entraînant un gradient de pression positif défavorable. Ce gradient induit une inversion locale de l'écoulement, formant ainsi une poche de recirculation secondaire proche de la paroi droite. Cette zone engendre une chute de pression notable, principalement liée à la diminution du gradient de vitesse dans cette région de contre-écoulement. De telles structures peuvent influencer significativement les performances thermiques et hydrodynamiques du système, en accentuant à la fois les pertes de charge et les zones de stagnation thermique.

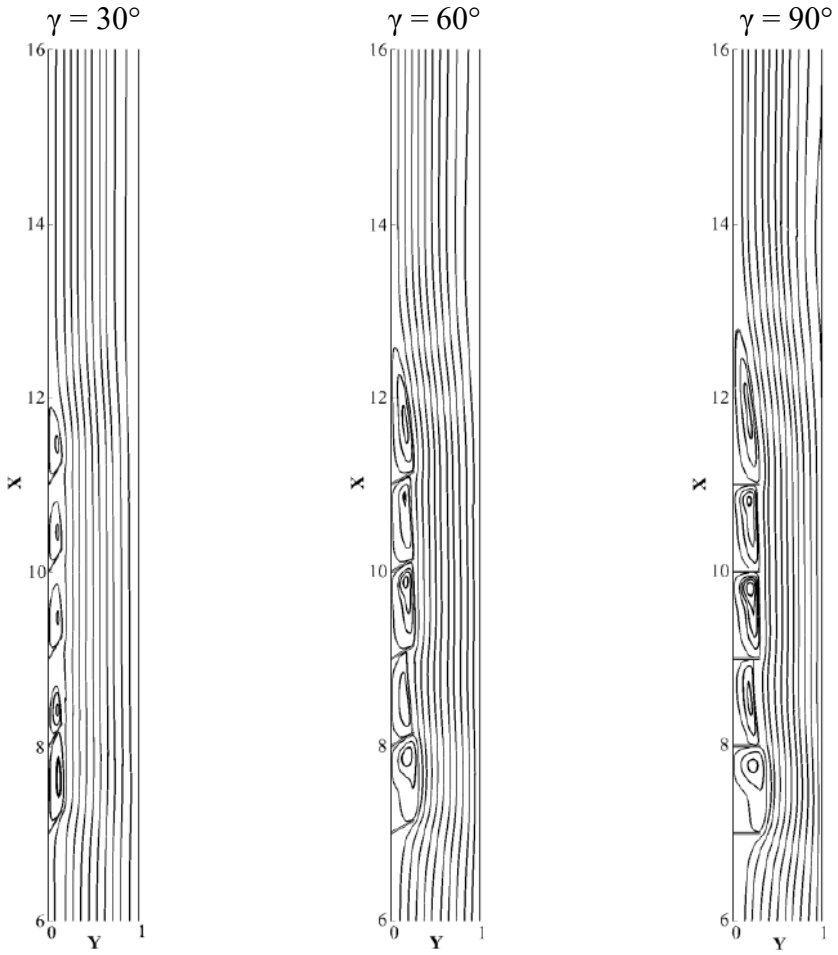


Figure 4.2. Représentation des lignes de courant obtenues pour *Re* = 600, *Gr* = 10^5 et h_p = 0,3 en fonction de différents angles d'inclinaison des plaques γ.

- **Champ de température**

La Figure 4.3 présente les contours des isothermes adimensionnels correspondant aux différentes inclinaisons des plaques. On remarque que lorsque l'angle d'inclinaison des plaques augmente, la densité des isothermes dans les zones de rattachement augmente. Cette concentration accrue des lignes de température traduit un gradient thermique plus élevé, ce qui améliore localement le transfert de chaleur. A l'inverse, lorsque l'angle d'inclinaison des plaques

diminue, les isothermes deviennent plus espacées dans cette même zone, indiquant une diminution du gradient thermique et donc une réduction de l'efficacité du transfert thermique. Par ailleurs, les zones de recirculation générées en aval de chaque plaque restent confinées, forçant une partie du fluide à se rapprocher des parois avant d'être dirigée vers le cœur de l'écoulement. Ce mouvement contribue à transporter la chaleur accumulée au niveau de la paroi vers l'écoulement principal, facilitant ainsi sa dissipation en direction de la sortie du canal. Cette interaction entre les structures tourbillonnaires et la distribution thermique met en évidence l'importance de l'angle d'inclinaison dans l'optimisation du rendement thermique du système.

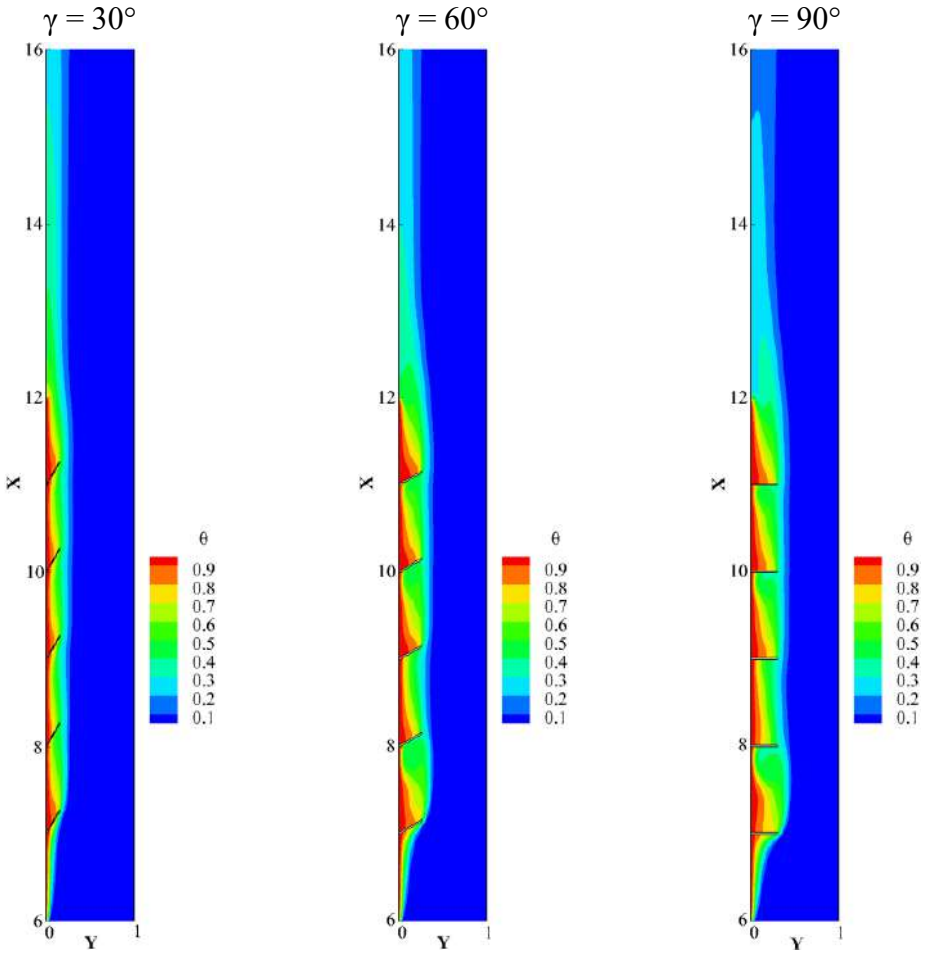


Figure 4. 3. Représentation des contours thermiques adimensionnels pour *Re* = 600, *Gr* = 10^5 et h_p = 0,3 en fonction de l'angle d'inclinaison des plaques γ.

b. Influence du nombre de Reynolds (*Re*)

L'évolution de l'écoulement et la distribution thermique ont été examinées en fonction du nombre de Reynolds afin d'évaluer l'effet croissant des forces inertielles par rapport aux forces de flottabilité. Dans cette étude, la plage de Reynolds considérée s'étend de 200 à 1400. Les résultats numériques indiquent que le régime d'écoulement devient instable à partir de *Re* = 1200

pour $\gamma = 30°$, quelle que soit la valeur du nombre de Grashof utilisée parmi celles retenues, et ce, pour un rapport de blocage fixé à $h_p = 0{,}3$ et un espacement relatif $D = 1$.

En régime permanent, l'analyse est conduite pour des valeurs de Reynolds de 200, 400 et 600, tout en maintenant le nombre de Grashof constant à $Gr = 10^5$. Les mêmes conditions géométriques sont conservées pour garantir la cohérence des comparaisons. Cette approche permet d'identifier clairement le seuil d'instabilité et de mieux comprendre les mécanismes qui régissent la transition entre un écoulement stable et un comportement instable dans un canal vertical à plaques inclinées.

- **Profil dynamique**

La figure 4.4 présente la structure de l'écoulement pour trois valeurs du nombre de Reynolds : 200, 400 et 600 avec un nombre de Grashof fixé à $Gr = 10^5$, un rapport de blocage $h_p = 0{,}3$ et un angle d'inclinaison des plaques $\gamma = 30°$**.** On observe que l'écoulement reste globalement stationnaire dans l'ensemble du canal avec des lignes de courant globalement parallèles, à l'exception des zones situées en amont et en aval des plaques où se forment des régions de recirculation. Ces zones sont dues aux variations locales de pression provoquées par la rupture brutale de section entre les espaces libres et les zones obstruées. Derrière chaque plaque, on constate la formation de tourbillons bien définis, plus intenses et plus compacts. Cela s'explique par l'effet d'obstruction des plaques, qui limitent l'extension de la zone de recirculation vers l'aval. A faible nombre de Reynolds (Re = 200), les structures tourbillonnaires sont de petite taille et présentent une forme ovale. A mesure que *Re* augmente, ces tourbillons deviennent plus larges et plus allongés en particulier celui situé en aval de la dernière plaque où l'absence de contrainte géométrique permet au fluide de développer une zone de recirculation plus étendue. Dans cet intervalle de Reynolds et à *Gr* constant, les forces de flottabilité dominent et favorisent un contournement des plaques avant que le fluide n'entre dans les cavités entre les plaques. Toutefois, lorsque *Re* augmente, les forces inertielles deviennent plus significatives, limitant l'intrusion du fluide dans ces zones. De plus, les tourbillons situés derrière les plaques apparaissent plus resserrés et abrupts, ce qui est cohérent avec le rôle des plaques comme barrières rigides imposant une concentration des zones de recirculation à la proximité immédiate de leur surface sans propagation significative vers l'aval.

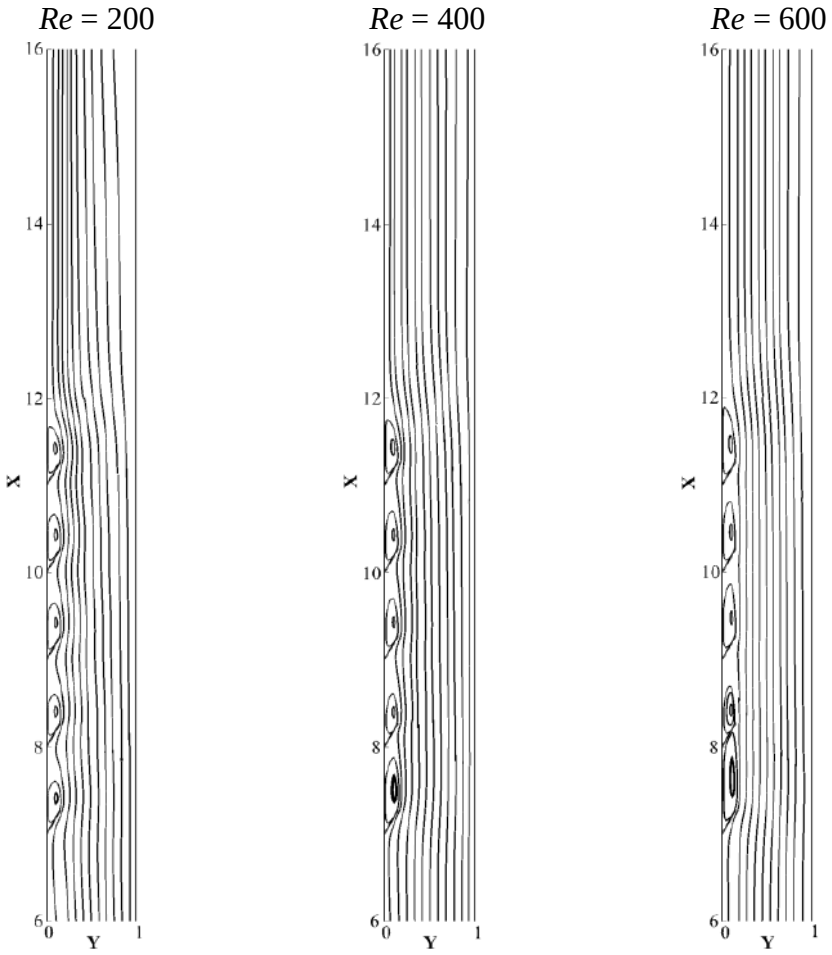


Figure 4.4. Lignes de courant en fonction du nombre de Reynolds pour *Gr* = 10^5, h_p = 0,3 et γ = 30°.

- **Champ de température**

La Figure 4.5 illustre les contours des isothermes obtenus dans les mêmes conditions opératoires. Cette figure met en évidence que l'ajout de plaques modifie à la fois la structure de l'écoulement et la distribution thermique. En effet, les plaques perturbent le profil de vitesse du fluide induisant la formation de zones de recirculation derrière chaque plaque. Ces tourbillons contiennent principalement les mêmes particules fluides, formant ainsi des régions de stagnation thermiquement isolées, où le fluide chaud est piégé. Dans ces zones à faible vitesse, le transfert de chaleur se fait principalement par conduction et traduisant par une faible valeur du nombre de Nusselt. En revanche, au niveau du point de rattachement, les isothermes deviennent plus resserrées et se concentrent dans une fine couche proche de la paroi. Cette compression accrue traduit un gradient de température plus élevé, entraînant une augmentation locale du nombre de Nusselt et donc une amélioration du transfert thermique. Par ailleurs, à mesure que le nombre de Reynolds augmente, les isothermes s'étendent plus loin en aval de chaque plaque. Ce comportement s'explique par le fait que, même à des régimes d'écoulement plus rapides, la

diffusion thermique reste relativement importante par rapport à la convection, contribuant ainsi de manière notable au transport global de chaleur dans le canal.

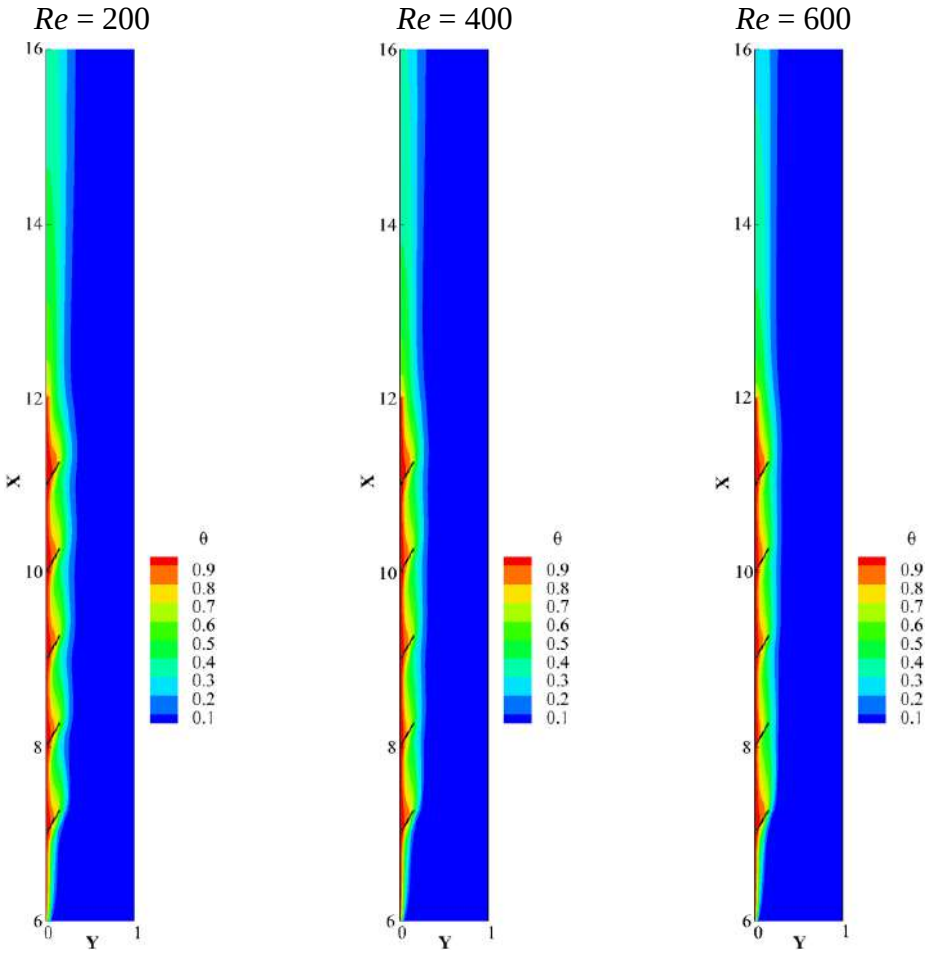


Figure 4.5. Contours des isothermes en fonction du nombre de Reynolds pour $Gr = 10^5$, $h_p = 0{,}3$ et $\gamma = 30°$.

4.3.2. Evolution temporelle de la vitesse axiale

a. Régime stationnaire

Comme l'indiquent les illustrations précédentes (Figures 4.4 et 4.5), les calculs numériques montrent que l'écoulement reste stationnaire pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds, même que les calculs sont réalisés selon une méthode transitoire. L'évolution temporelle de la vitesse à un point de contrôle ($X = 11{,}5$, $Y = 0{,}5$) pour $Re = 600$, $Gr = 10^5$ et $\gamma = 30°$ montre que la vitesse du fluide oscille avant d'atteindre une valeur stable, comme le montre la Figure 4.6. Lorsque Re dépasse une valeur critique Re_c, le régime permanent disparaît, laissant place à un écoulement instationnaire avec des oscillations auto-entretenues.

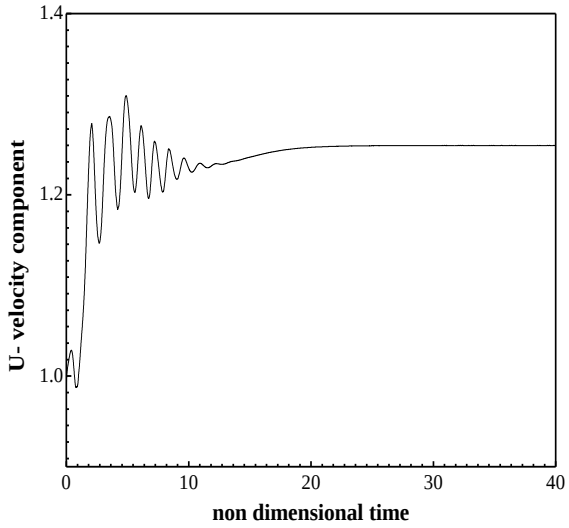


Figure 4.6. Evolution temporelle de la composante de vitesse *U* au point de référence (X = 11,5 ; Y = 0,5) pour *Re* = 600, *Gr* = 10^5 et γ = 30°.

b. Régime instationnaire

Pour toutes les valeurs du nombre de Grashof analysées dans cette étude, l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une transition du régime d'écoulement. Les effets périodiques de contraction et d'expansion dans la section transversale provoquent un passage du régime stationnaire (stable) à un comportement instationnaire (instable). L'instabilité de l'écoulement s'accentue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les résultats montrent que, dans le régime instationnaire, l'écoulement adopte un comportement oscillatoire périodique et auto-entretenu. Lorsque le nombre de Reynolds dépasse une valeur critique ($Re > Re_c$), l'écoulement devient instable et présente des oscillations temporelles régulières. Cette dynamique est illustrée par l'évolution de la composante de vitesse *U* en un point de contrôle, où l'on observe une convergence asymptotique vers un régime périodique d'amplitude constante après un certain temps, comme le montre la Figure 4.7. Ce régime oscillatoire résulte de l'apparition d'ondes de type Tollmien–Schlichting, déclenchées par des instabilités de cisaillement de Kelvin–Helmholtz, elles-mêmes induites par les phases répétées de contraction et d'expansion du fluide dues à la géométrie du canal. De plus, le phénomène est amplifié par la rotation continue et la déformation des vortex le long de la paroi. Il est à noter que la période temporelle adimensionnelle, τ_p est d'environ 1,02 unité. Pour raison de clarté, seule la phase périodique est illustrée dans cette section.

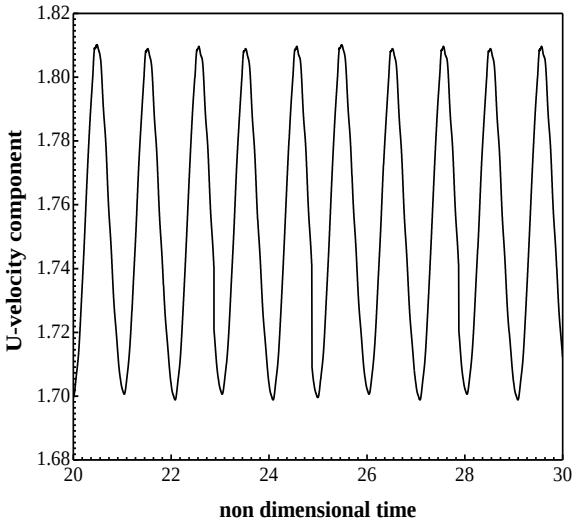


Figure 4.7. Evolution temporelle de la composante de vitesse U au point de référence (X = 11,5 ; Y = 0,5) pour Re = 1200, $Gr = 10^5$ et γ = 30°.

- **Analyse spectrale**

La Figure 4.8 illustre le diagramme en FFT (Fast Fourier Transform) ou bien le spectre en fréquences de l'évolution temporelle de la composante de vitesse U pour Re = 1200, $Gr = 10^5$, γ = 30° et h_p = 0,3. On y observe une fréquence fondamentale dominante avec une valeur adimensionnelle St = 0,973, où $St = FH/u_0$ représente le nombre de Strouhal. Ce nombre caractérise le rapport entre les forces d'inertie liées à l'accélération locale de l'écoulement et celles résultant du transport convectif. En d'autres termes, il exprime la fréquence sans dimension à laquelle les tourbillons sont générés. Une fréquence harmonique de faible amplitude est également présente, correspondant à la superposition de deux ondes de type Tollmien–Schlichting. Cependant, la fréquence principale de l'écoulement oscillatoire est associée à une onde Tollmien–Schlichting propagative. Une seule harmonique est clairement identifiable dont l'amplitude se situe légèrement à droite de la fréquence fondamentale. Enfin, il est important de souligner que la valeur exacte du nombre de Reynolds critique (Re_c), qui marque la transition entre les régimes stationnaire et instationnaire n'est pas déterminée dans cette étude. Cette valeur semble fortement dépendre de l'angle d'inclinaison des plaques et de la vitesse d'écoulement. Sa détermination précise nécessite une approche spécifique, telle que l'analyse de stabilité linéaire. Les calculs ont montré que le nombre de Strouhal diminue avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison des plaque par contre la période d'oscillation augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison des plaques. Le tableau 4.2 résume la variation du nombre de Strouhal ainsi que la période d'oscillation en fonction de l'angle d'inclinaison du plaques pour Re = 1200 et Gr

= 10^5. D'autre part les résultats montrent que l'écoulement devient instationnaire pour des valeurs de nombre de Reynolds $Re \leq 1000$ pour $\gamma = 60°$ et $\gamma = 90°$ (figure 4.9).

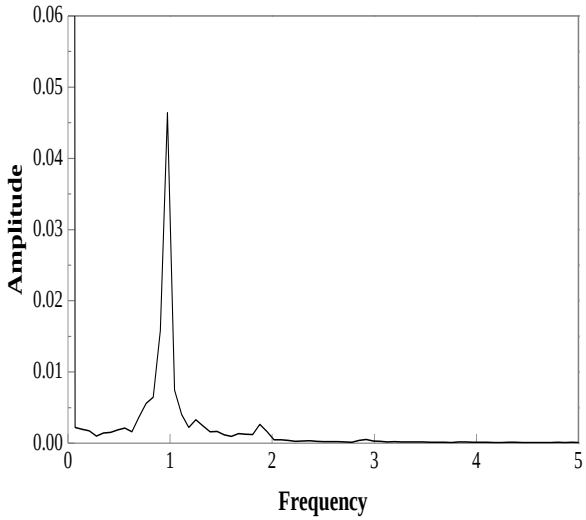
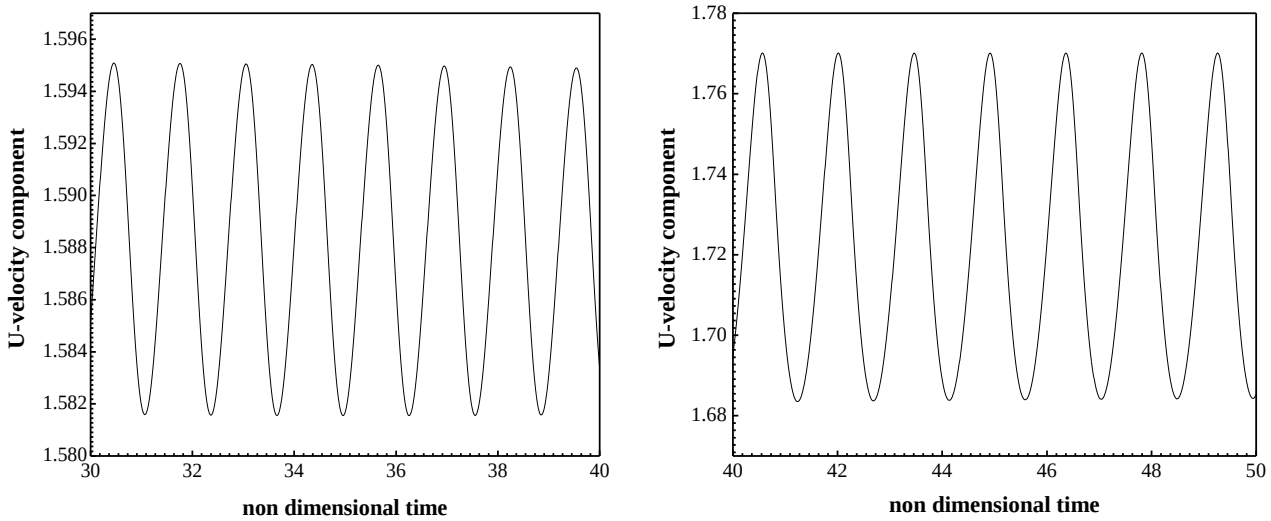


Figure 4.8. Analyse en FFT de l'évolution de la composante de vitesse (U) pour $Re = 1200$, $Gr = 10^5$, $h_p = 0{,}3$.

Tableau 4.2: Nombre de Strouhal et période d'oscillation en fonction de γ pour Re = 1200 et $Gr = 10^5$

γ	***St***	τ_p
30°	0.973	1.02
60°	0.698	1.15
90°	0.534	1.20



(a) (b)

Figure 4.9. Evolution temporelle de la composante de vitesse U au point de référence ($X = 11{,}5$; $Y = 0{,}5$) pour $Re = 1000$, $Gr = 10^5$: (a) $\gamma = 60°$ et (b) $\gamma = 90°$.

4.3.3. Transfert thermique (Nombre de Nusselt local)

La figure 4.10 présente la variation du nombre de Nusselt local en fonction de différentes valeurs d'angles d'inclinaisons des plaques pour $Gr = 2\times10^5$: (a) $Re = 600$ (stationnaire) et (b) $Re = 1400$ (instationnaire). Dans les deux cas, on remarque une évolution semblable: la valeur maximale du Nusselt correspond à l'entrée libre du fluide, puis elle décroît progressivement au cours de l'écoulement pour atteindre son minimum à la base de la première plaque. Ensuite, le nombre de Nusselt croit le long de la plaque et atteint son maximum aux cavités entre chaque deux plaques. On note également que la valeur maximale se manifeste au niveau des points de rattachement de l'écoulement, caractérisé par un gradient de température plus accentué. En revanche, la valeur minimale est enregistrée aux bases des plaques, où le transfert thermique se produit exclusivement par conduction à travers la phase solide. D'autre part, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison.

Pour les deux types d'écoulement (stationnaire et instationnaire) une variation importante du nombre de Nusselt est observée lorsque l'écoulement se déplace d'une section à l'autre. Une augmentation de *Nu* est observée en aval de la première plaque ce qui correspond à une couche limite plus fine comparées aux autres sections. Cette augmentation est observée en aval de la deuxième plaque pour $\gamma = 90°$. Une intensification notable du transfert thermique, avec des pics de Nusselt plus élevés est obtenue pour le cas de l'écoulement instationnaire (figure 4.10b) comparée à l'écoulement stationnaire. Cette augmentation résulte du renforcement des forces inertielles qui favorisent la formation et le développement de structures tourbillonnaires aptes à renouveler efficacement la couche limite thermique.

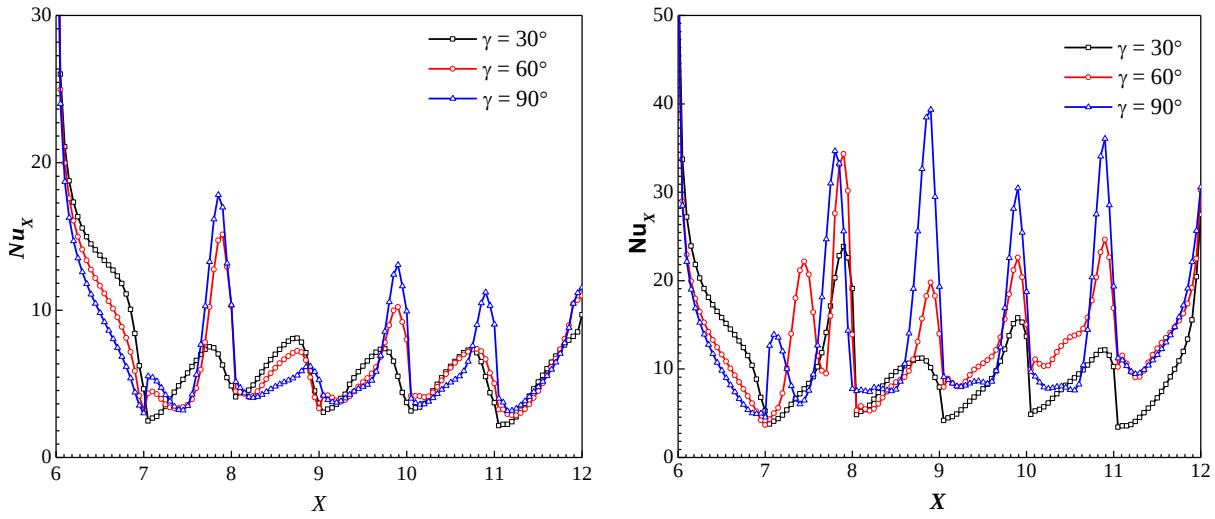


Figure 4.10. Evolution du nombre de Nusselt local à différentes angles d'inclinaison pour $Gr = 2\times10^5$ (a) $Re = 600$, (b) $Re = 1400$.

4.3.3. Analyse paramétrique

Après avoir caractérisé la nature de l'écoulement et le transfert thermique, ainsi que le gain d'échange de chaleur dans un canal équipé de plaques inclinées, nous analysons l'influence de plusieurs paramètres indépendants : l'angle d'inclinaison des plaques (γ), le nombre de Reynolds (*Re*) et le nombre de Grashof (*Gr*) pour un hauteur des plaques fixe (h_p = 0.3). Cette analyse examine l'évolution du rapport entre le nombre de Nusselt moyen (Nu/Nu_s) et le facteur de frottement (f/f_s).

a. Etude de l'effet de *Re* et *Gr*

- **Nombre de Nusselt moyen**

Le taux de transfert thermique est évalué en calculant le nombre de Nusselt local le long de la zone chauffée, pour différentes combinaisons des nombres de Reynolds et de Grashof. Par ailleurs, le nombre de Nusselt moyen, calculé sur une période de temps, est déterminé en fonction des valeurs de *Re* et *Gr* pour chaque configuration étudiée.

L'évolution du rapport du nombre de Nusselt moyen (Nu/Nu_s) en fonction du nombre de Reynolds pour un rapport de blocage h_p = 0,3 à différents angles d'inclinaison des plaques (γ = 30°, 60° et 90°) et pour deux valeurs du nombre de Grashof est représentée dans les figures 4.11a-4.11c. Le terme Nu_s désigne ici le nombre de Nusselt moyen correspondant à un canal dépourvu de plaques. Ces figures montrent que, dans le régime stationnaire observé à faible Reynolds et pour l'ensemble des valeurs du nombres de Grashof considérées, le taux de transfert thermique peut atteindre respectivement 1,05, 1,1 et 1,15 pour γ = 30°, 60° et 90°. Lorsque l'écoulement devient instationnaire, une amélioration notable du transfert thermique est constatée, avec des valeurs pouvant atteindre 1,18, 1,54 et 1,6 à nombre de Reynolds élevé pour ces mêmes angles. Il est à noter que cette amélioration est plus marquée pour de faibles valeurs du nombre de Grashof, en raison d'une moindre influence des forces de poussée par rapport aux forces d'inertie. A proximité des plaques, la vitesse d'écoulement augmente, favorisant ainsi les interactions entre le fluide principal et la paroi. Cela réduit le temps de séjour des particules fluides, entraînant une diminution plus rapide de leur gradient thermique et intensifiant le transfert de chaleur dans ces zones. En revanche, à nombre de Grashof élevé, les forces de flottabilité les plus importantes et la faible vitesse de l'écoulement favorisent un écoulement d'assistance sous les plaques, perturbant le contact direct entre le fluide principal et la surface chauffée. En régime instationnaire, l'amélioration du transfert thermique résulte de la

perturbation continue et de la déformation de la couche limite dues aux oscillations du fluide. Cet effet devient plus significatif avec l'augmentation du nombre de Reynolds. L'apparition d'ondes autoentretenues renforce le mélange du fluide, ce qui abaisse la température près de la paroi chauffée.

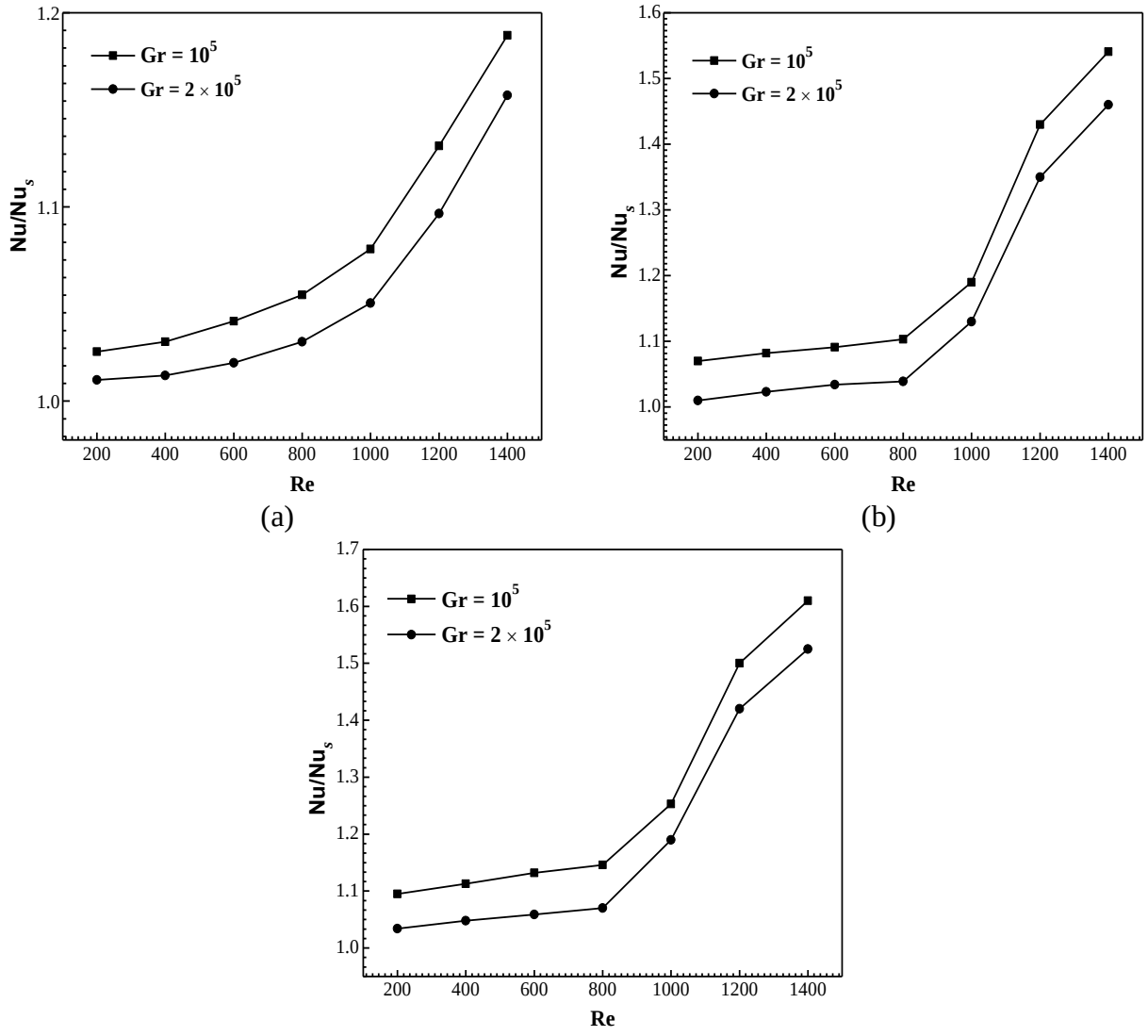


Figure 4. 11. Variation du rapport Nu/Nu_s en fonction de Re, pour un rapport de blocage h_p = 0,3 et divers nombres de Grashof : (a) γ = 30°, (b) γ = 60° and (c) γ = 90°.

- **Facteur de frottement**

Dans le but d'évaluer les gains en transfert thermique, il convient également de prendre en compte les pertes de charge générées, celles-ci reflétant la puissance de pompage requise pour maintenir l'écoulement. Pour évaluer l'énergie nécessaire à l'écoulement dans ce contexte, la variation du rapport du facteur de frottement (f/fs) est analysée dans des conditions identiques et présentée dans les figures 12a à 12c. Ces figures indiquent que le rapport (f/f_s) augmente avec le

nombre de Reynolds, tandis qu'il tend à diminuer lorsque le nombre de Grashof s'accroît. Pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds, ce rapport peut atteindre 2,4; 4,7 et 5,4 pour $\gamma = 30°$, 60° et 90° respectivement par comparaison au canal sans plaques. L'intégration de plaques favorise le mélange du fluide au sein de la couche limite, mais entraîne également une augmentation des interactions entre le fluide et les parois, ainsi qu'entre les particules du fluide, ce qui se traduit par une élévation des pertes de pression. En revanche, pour des valeurs élevées du nombre de Grashof, la diminution du facteur de frottement est due à l'effet des forces de flottabilité qui atténuent les interactions dans l'écoulement et réduisent ainsi les pertes de charge même à des nombres de Reynolds importants.

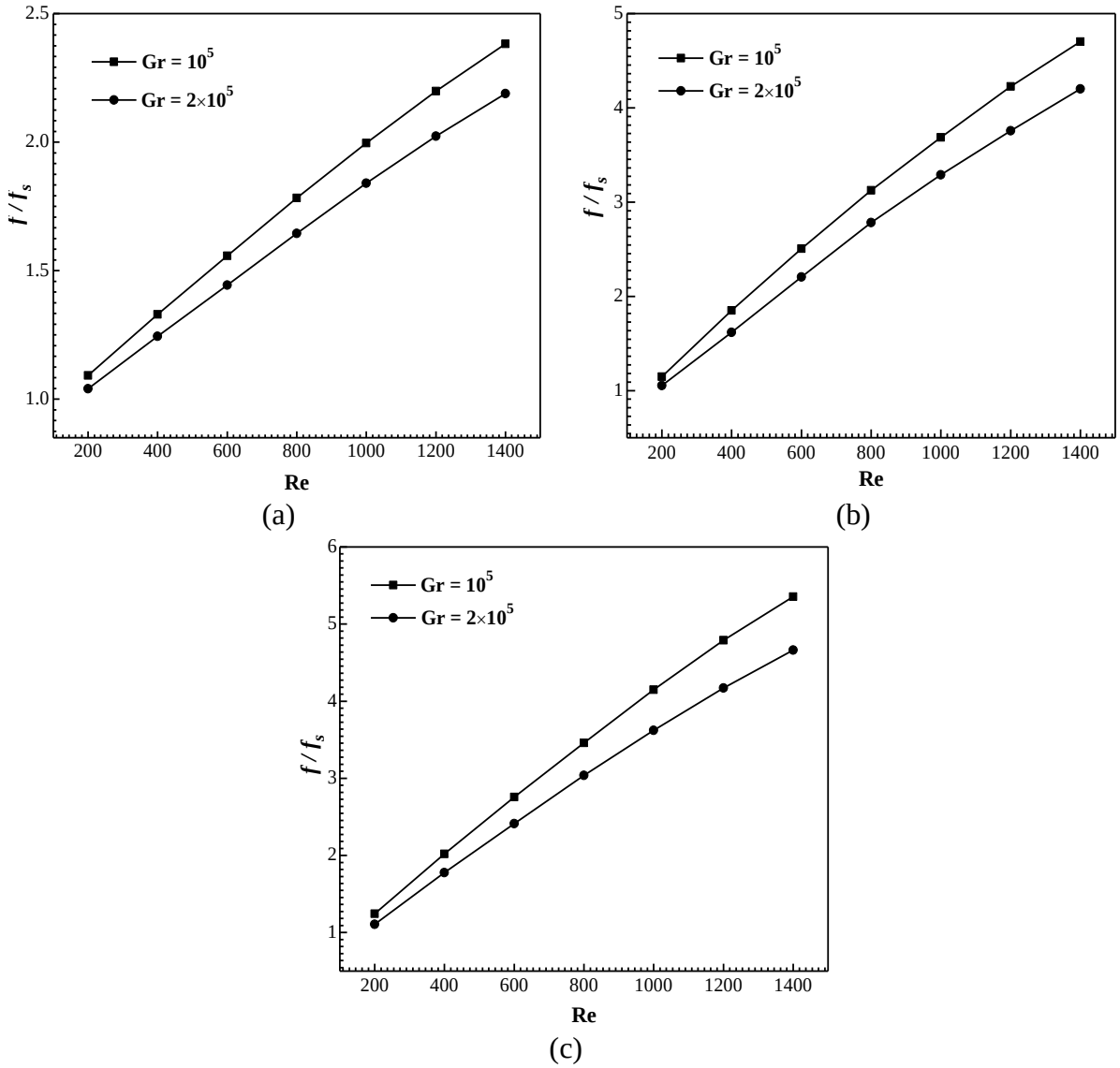


Figure 4.12. Variation du rapport f/f_s en fonction de *Re* pour un rapport de blocage $h_p = 0,3$ et divers nombres de Grashof : (a) $\gamma = 30°$, (b) $\gamma = 60°$ and (c) $\gamma = 90°$.

b. Effet de l'angle d'inclinaison

Afin d'analyser plus en détail l'influence de l'inclinaison des plaques sur l'efficacité du transfert thermique, une série de simulations a été menée pour différentes configurations géométriques (γ = 30°, 60° et 90°) en combinant plusieurs valeurs des nombres de Reynolds et de Grashof.

- **Nombre de Nusselt moyen**

La Figure 4.13 présente l'évolution du rapport du nombre de Nusselt moyen pour divers angles d'inclinaison des plaques avec $Gr = 2 \times 10^5$ et un rapport de blocage $h_p = 0{,}3$. Il apparaît que le rapport du nombre moyen de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds ainsi qu'avec celui de l'angle d'inclinaison. A faible nombre de Reynolds, l'écoulement demeure stationnaire pour l'ensemble des angles considérés, avec une légère amélioration du transfert thermique. En revanche, lorsque le nombre de Reynolds augmente, un régime instationnaire se développe, caractérisé par des oscillations auto-entretenues dont l'intensité dépend du nombre de Reynolds. Ce comportement oscillatoire contribue à renforcer significativement le transfert thermique et atteint plus de 1,5 fois la valeur de référence pour γ = 90° et Re = 1400 comme le montre la Figure 4.12.

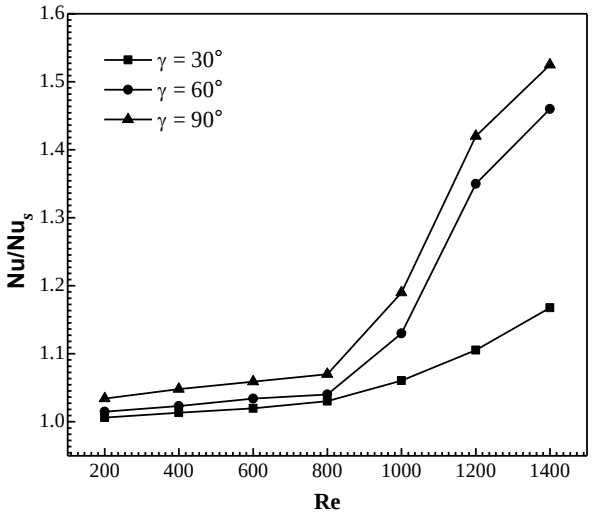


Figure 4.13. Variation du rapport Nu/Nu_s en fonction de Re pour $Gr = 2 \times 10^5$, $h_p = 0{,}3$ et divers angles d'inclinaison des plaques.

- **Facteur de frottement**

La variation du rapport du facteur de frottement (f/f_s) est illustrée dans la Figure 4.14. Cette figure montre que ce rapport tend à augmenter avec l'accroissement du nombre de Reynolds

ainsi qu'avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison des plaques. Par exemple, pour un angle γ = 90°, il peut atteindre entre 1 et 4,6 fois la valeur observée dans un canal sans plaques. Les résultats soulignent une forte dépendance du rapport (f/f_s) par rapport au nombre de Reynolds et à l'inclinaison des plaques. Ainsi, l'ajout de plaques avec des angles plus élevés contribue significativement à l'augmentation de l'énergie nécessaire à l'écoulement.

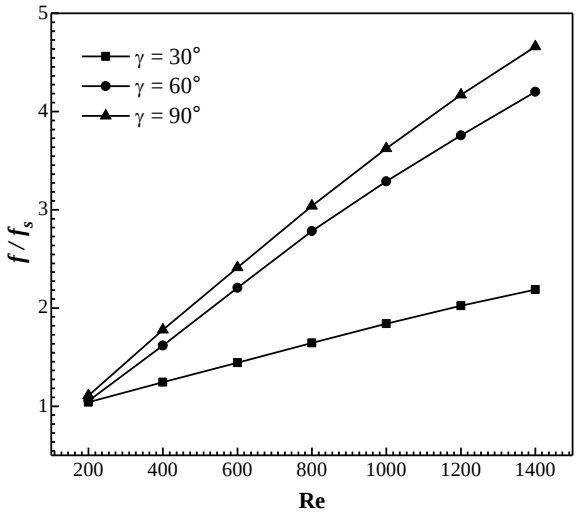
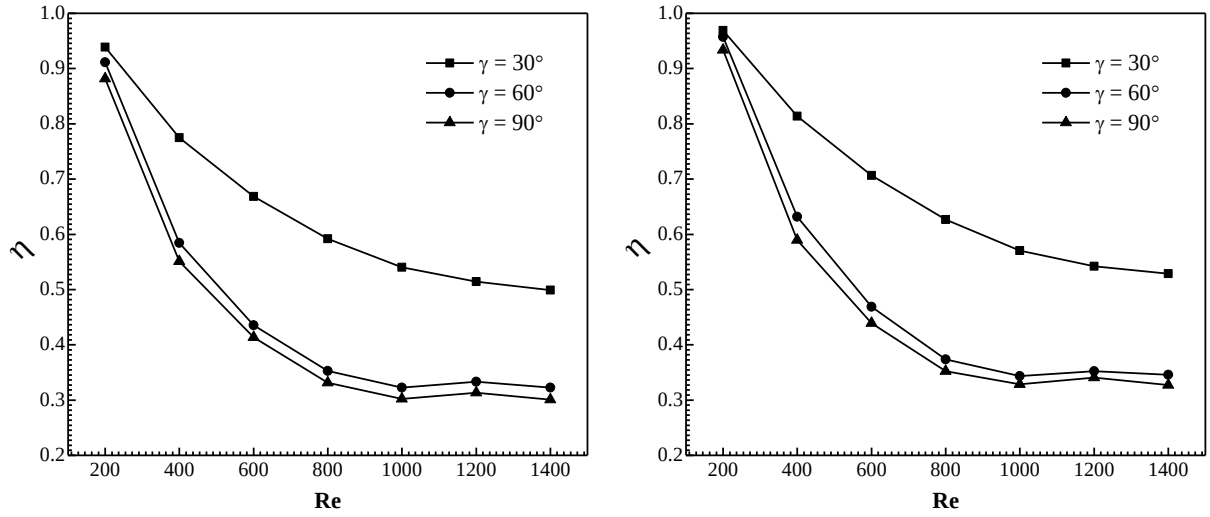


Figure 4.14. Variation du rapport f/f_s en fonction de *Re*, pour $Gr = 2 \times 10^5$, $h_p = 0{,}3$ et divers angles d'inclinaison des plaques.

- **Facteur de performance**

Dans cette étude, le facteur de performance η est formulé comme le rapport entre le gain en transfert de chaleur (Nu/Nu_s) et l'accroissement de l'énergie d'écoulement (f/f_s). La figure 15 illustre l'évolution de η en fonction du nombre de Reynolds pour diverses inclinaisons des plaques, et ce, pour deux valeurs du nombre de Grashof ($Gr = 2 \times 10^5$ et $Gr = 10^5$). Il apparaît que, pour de faibles nombres de Reynolds, le facteur de performance demeure élevé quelle que soit l'inclinaison considérée. En revanche, l'augmentation du nombre de Reynolds s'accompagne d'une chute de pression notable pour toutes les inclinaisons, ce qui se traduit par une réduction progressive de η. Le facteur de performance diminue également lorsque l'angle d'inclinaison de la plaque augmente, en raison de l'effet défavorable de la zone de recirculation qui se forme en aval de la partie chauffée. De plus, cet effet négatif s'accentue à mesure que le nombre de Reynolds et l'angle d'inclinaison s'élèvent. Il en résulte une augmentation du facteur de frottement et, par conséquent, une baisse du facteur de performance. À l'inverse, lorsque l'angle d'inclinaison est réduit, le facteur de performance tend à s'améliorer. Ainsi, il ressort qu'un angle d'inclinaison de γ = 30° représente un compromis optimal entre l'intensification du transfert thermique et la limitation de l'énergie d'écoulement.



(a) (b)

Figure 4.14. Facteur de performance η en fonction de Re pour différents angles d'inclinaison des plaques : (a) $Gr = 10^5$ et (b) $Gr = 2 \times 10^5$.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Le travail présenté dans cette thèse a porté sur l'analyse numérique du comportement thermo-hydrodynamique d'un écoulement en régime laminaire et l'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte dans un canal vertical chauffé, muni de cinq plaques inclinées placées sur la paroi chaude, en vue d'optimiser les performances de transfert thermique.

L'approche adoptée s'est appuyée sur la méthode des volumes finis implémentée dans le code open-source OpenFoam **e**n utilisant l'algorithme PIMPLE, adapté au traitement des écoulements transitoires couplés à des contraintes de stabilité numérique, permettant une modélisation détaillée des champs d'écoulement et de température, ainsi qu'une analyse approfondie de l'influence des paramètres géométriques et dynamiques.

La validation du code de calcul a été effectuée par une confrontation systématique des résultats numériques obtenus avec des données expérimentales et numériques issues de la littérature. Parallèlement, une analyse de la sensibilité au maillage a été réalisée par l'approche d'indépendance des résultats par rapport au maillage ; un accord satisfaisant a été constaté, attestant de la robustesse de la modélisation et de la fiabilité de l'outil de simulation.

Les investigations menées dans cette étude ont permis de mettre en évidence plusieurs résultats marquants :

- L'ajout de plaques induit une modification significative de la structure de l'écoulement, engendrant des recirculations locales qui favorisent le mélange fluide et, par conséquent, intensifient les échanges thermiques dans les zones proches de la paroi.
- L'analyse paramétrique a montré que l'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que de l'angle d'inclinaison des plaques améliore les performances thermiques, tandis que l'accroissement du nombre de Grashof tend à atténuer cet effet bénéfique.
- Il a été observé que l'écoulement devient instable à partir de $Re \leq 1200$ pour $\gamma = 30°$ et adopte un comportement oscillatoire périodique et auto-entretenu qui influence fortement le transfert thermique.
- L'accroissement du nombre de Reynolds entraîne une augmentation des rapports du nombre de Nusselt et du facteur de frottement.
- Le rapport du nombre moyen de Nusselt (Nu/Nu_s) s'élève avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison et peut atteindre jusqu'à 1,6 fois pour $\gamma = 90°$ à $h_p = 0{,}3$ et $Gr = 10^5$ comparé au canal lisse, toutefois ce gain s'accompagne d'un coût énergétique important : le facteur

de frottement (f/fs) peut atteindre 4,6 fois celui du canal lisse, traduisant une chute de pression notable.

- L'augmentation du nombre de Grashof entraîne une diminution du facteur de frottement (f/f_s) ainsi que du nombre moyen de Nusselt (Nu/Nu_s), et ce, même pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds.
- Le facteur de performance (η) croît avec l'augmentation du nombre de Grashof, tandis qu'il décroît lorsque le nombre de Reynolds et l'angle d'inclinaison augmentent.
- Ainsi, il a été démontré qu'un angle d'inclinaison de $\gamma = 30°$ représente un compromis optimal entre l'intensification du transfert thermique et la limitation de l'énergie d'écoulement.

Au vu des résultats obtenus dans le cadre de ce travail, plusieurs recommandations peuvent être formulées :

- Exploration du régime turbulent à l'aide de modèles numériques avancés, en considérant une plage étendue de nombre de Grashof, afin de mieux appréhender la dynamique complexe des structures tourbillonnaires et leur impact sur le transfert thermique.
- Approfondissement numérique : étendre l'étude à d'autres paramètres (le rapport de blocage, l'épaisseur et le nombre de plaques…etc.) afin de déterminer leur influence sur les performances thermiques et les caractéristiques de l'écoulement. Considérer un domaine tridimensionnel pour assurer une meilleure compréhension du phénomène thermique.
- Étude de nouvelles géométries : Les plaques inclinées ont montré leur efficacité, mais d'autres configurations pourraient offrir des performances plus équilibrées. L'exploration de plaques perforées**,** ondulées, rainuré…, permettre d'intensifier le transfert de chaleur tout en réduisant les pertes de charge.
- Validation expérimentale : compléter les résultats numériques par des essais expérimentaux ciblés, permettant de confirmer les tendances observées et d'améliorer la fiabilité des modèles.
- Examiner l'effet d'autres valeurs du nombre de Prandtl, en particulier pour des fluides différents de l'air.

On peut conclure enfin que, cette thèse a permis d'approfondir la compréhension des mécanismes d'interaction entre l'écoulement et le transfert thermique en convection mixte dans des canaux à géométrie bien définie, contribuant ainsi à enrichir la base de connaissances nécessaire à la conception de systèmes thermiques performants, fiables et viables.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

[1] Promvonge P, Sripattanapipat S, Tamna S, Kwankaomeng S, Thianpong C. (2010), Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37, pp. 170–177.

[2] Kwankaomeng S, Promvonge P. (2010), Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37, PP. 857–866.

[3] Promvonge P, Sripattanapipat S, Kwankaomeng S. (2010), Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45 inline baffles on two opposite walls, International Journal of Thermal Sciences, 49 ,pp. 963-975.

[4] Promvonge P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S, Thianpong C. (2012), 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel, International Communications in Heat and Mass Transfer, 49, pp .963-975.

[5] Ary B, Lee M, Ahn S, Lee D. (2012), The effect of the inclined perforated baffle on heat transfer and flow patterns in the channel, International Communications in Heat and Mass Transfer ,39, PP.1578-1583.

[6] Eiamsa-ard S, Promvonge P. (2012), Laminar Periodic Flow and Heat Transfer in a Rectangular Channel with Triangular Wavy Baffles, Journal of Thermal Science, 21(3), pp. 250−261.

[7] Eiamsa-ard S, Promvonge P. (2013), Influence of triangular wavy baffles on heat and fluid flow characteristics in a channel, Journal of Mechanical Science and Technology, 27 (7), pp. 2199–2208.

[8] Saim R, Benzenine H, Oztop H. K, Al-Salem. K. (2013), Turbulent flow and heat transfer enhancement of forced convection over heated baffles in a channel Effect of pitch of baffles, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 23, pp. 613-633.

[9] Heshmati A, Hussein A. M, Parsazadeh M, Fathinia F, Mazlan A.W, Sies. M, Aminuddin . S. (2013), Effect of Vertical Baffle Installation on Forced Convective Heat Transfer in Channel Having a Backward Facing Step, Applied Mechanics and Materials, 388, pp. 169-175.

[10] Hossein A. M, Alawi O. A, Mazlan A. W. (2014), Mixed convective nanofluids flow in a channel having backward-facing step with a baffle, Powder Technology, 275, pp. 329-343.

[11] Yinxiao Z, Park T. S. (2014), Effect of Insulated Oblique Plates on Heat Transfer and Recirculating Flow in a Channel, Journal of Applied Mathematics and Physics, 2, pp. 405-410.

[12] Jedsadaratanachaia W, Boonloib A. (2014), Effects of blockage ratio and pitch ratio on thermal performance in a square channel with 301 double V-baffles, Case Studies in Thermal Engineering, 4, pp.118-128.

[13] Nemitallah M. A, Zohir A. E. (2016), Investigations of heat transfer entropy generation and pressure build up for upward flow in a vertical channel equipped with a fin array , Heat Mass Transfer, 52, pp.1953-1961.

[14] Sharma A. K, Mahapatra P. S, Manna N. K, Ghosh K. (2015), Mixed convection in a baffled grooved channel, Indian Academy of Sciences Sadhana, 40 (3), pp. 835-849.

[15] Zhang H. J, Zou Z. P, Shao F, Song S. H. (2015), Investigations of Heat Transfer Enhancement in a Channel with Staggered Porous Ribs by the Preconditioned Densitybased Algorithm, Num. Heat Transfer A, 67, 350 pp. 1370-1385.

[16] Chang T. (2015), Enhanced Three dimensional Mixed Convection in a Horizontal Channel Using a Baffle, Heat Transfer Engineering, 36, pp.1426-1435.

[17] Belmiloud M. A, chemloul N. S. (2015), Effect of baffle number on mixed convection within a ventilated cavity, Journal of Mechanical Science and Technology 29 (11), pp.4719-4727.

[18] Menni Y, Azzi A, Zidani C , Benyoucef C. (2016), Numerical Analysis Of Turbulent Forced-Convection Flow In A Channel With Staggered L-Shaped Baffles, Journal of New Technology and Materials, 6 (2), pp.44-55.

[19] Mohammed H. A, Alawi O. A, Che Sidik N. A. (2016), Mixed Convective Nanofluids Flow in a Channel having Forward-Facing Step with Baffle, Journal of Advanced Research in Applied Mechanics, 24 (1), pp.1-21.

[20] Almsloki H. H, Abood F. A, Khazal E. A. (2017), Numerical Study Of The Laminer Mixed Convecton In A Ventilated Square Cavity With Baffles, Thi_Qar University Journal for Engineering Sciences, 8 (1), pp. 93-107.

[21] Henniche R, Korichi A. (2017), Heat transfer enhancement in self-sustained oscillatory flow in a staggered baffled vertical channel under the buoyancy effect, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 71, pp. 1189-1204.

[22] Belmiloud M. A, Sad_Chemloul N. (2017), Guemmour.M, Effect of baffle length on mixed convection coupled to surface radiation in a rectangle cavity, Revue des Energies Renouvelables, 20 (1), PP. 81-89.

[23] Andrzejczyk R, Muszynski T. (2017), Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles, Applied Thermal Engineering,121, pp.115-125.

[24] Menni Y, Azzi A. (2018), Numerical Analysis of Thermal and Aerodynamic Fields in a Channel with Cascaded Baffles, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 62 (1), pp.16-25.

[25] Menni Y, Azzi A, Chamkhac A. J. (2018), Developing heat transfer in a solar air channel with arc-shaped baffles: effect of baffle attack angle, Journal of New Technology and Materials (JNTM) J. New Technol. Mater, 08 (01), pp. 58-67.

[26] Menni Y, Azzi A. (2017), Effect of fin spacing on turbulent heat transfer in a channel with cascaded rectangular-triangular fins, Journal of New Technology and Materials(JNTM), 7 (2), pp.10-21.

[27] Lafta H.A. (2018), Numerical investigation of flow and heat transfer in a channel with different configurations and alternately order obstacles, university of Thi-Qar Jornal, 13 (1), pp.57-73.

[28] Boruah M. P, Randive P. P, Pati S. (2018), Hydrothermal performance and entropy generation analysis for mixed convective flows over a backward facing step channel with baffle, International Journal of Heat and Mass Transfer,125, pp. 525-542.

[29] Benzenine H, Saim A. R, Abboudi S, Imine O. (2018) Comparative study of the thermo-convective behavior of a turbulent flow in a rectangular duct in the presence of three planar baffles and/or corrugated (waved), Journal of Engineering Science and Technology, 13 (1), pp. 35-47.

[30] Ameur H. (2019), Effect of the baffle inclination on the flow and thermal fields in channel heat exchangers, Results in Engineering, 3, PP. 1-2.

[31] Sandip S, Pankaj B, Lokendra S, (2020), Numerical simulations of Newtonian fluid flow through a suddenly contracted rectangular channel with two different types of baffle plates, Soft Computing.25,pp. 9873-9885.

[32] Menni Y, Azzi A, Chamkhac A. J, Harmand S. (2019) Effect of wall-mounted V-baffle position in a turbulent flow through a channel Analysis of best configuration for optimal heat transfer, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 29 (10), pp. 3908-3937.

[33] Menni Y, Azzi A, Chamkhac. A. J. (2019), Modeling and analysis of solar air channels with attachments of different shapes, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 29, pp. 1815-1845.

[34] Ameur H, Menni Y. (2019), Laminar cooling of shear thinning fluids in horizontal and baffled tubes Effect of perforation in baffles, Thermal Science and Engineering Progress, 14, 100430.

[35] Menni Y, Chamkha A, Zidani C, Benyoucef B. (2020), Baffle orientation and geometry effects on turbulent heat transfer of a constant property incompressible fluid flow inside a

rectangular channel, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 30 (6), pp. 3027-3052.

[36] Menni. Y, Azzi. A, Chamkhac. A. J, Harmand. S. (2019), Analysis of Fluid Dynamics and Heat Transfer in a Rectangular Duct with Staggered Baffles, Journal of Applied and Computational Mechanics, 5 (2), pp. 231-248.

[37] Menni Y, Ameur. H, Yao S. W, Amraoui M. A, Inc M, Lorenzini G, Hijaz A. (2021), Computational fluid dynamic simulations and heat transfer characteristic comparisons of various arc-baffled channels,open physics,19, pp. 51-60.

[38] Menni Y, Ghazvini M, Ameur H, Ahmadi M. H, Sharifpur M, Sadeghzadeh M. (2021), Numerical calculations of the thermal aerodynamic characteristics in a solar duct with multiple V-baffles, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 14 (1), pp.1173-1197.

[39] Sandip S. (2021), Numerical Study of Air-Flow Phenomena Through a Baffled Rectangular Micro-Channel, Journal of Modeling and Optimization, 13 (2), pp. 51-57.

[40] Ali M. M, Akhter R, Miah M. M. (2021), Hydromagnetic mixed convective flow in a horizontal channel equipped with Cu-water nanofluid and alternated baffles, International Journal of Thermofluids, 12, pp.1-11.

[41] Medjahed D. M, Ameur H, Rebhi R, Inc. M, Hijaz A, Menni Y , Lorenzini G , Bayones F. S, Aldhabani M. (2021), Details on the Hydrothermal Characteristics within a Solar-Channel Heat-Exchanger Provided with Staggered T-Shaped Baffles, Energies, 14, 6698.

[42] Kumar A, Birla C, (2022) Numerical Analysis of the Effects of Baffle orientation and shape factor on Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in tube Heat Exchanger, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 9 (12) pp. 701-708.

[43] El Habet M. A, Ahmed S. A, Saleh M. A. (2021), Thermal/hydraulic characteristics of a rectangular channel with inline/ staggered perforated baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer,128,105591.

[44] El Habet M. A, Ahmed S. A, Saleh M. A. (2022), The effect of using staggered and partially tilted perforated baffles on heat transfer and flow characteristics in a rectangular channel, International Journal of Thermal Sciences,174, 107422.

[45] Sivasankaran. S, Janagi. K. (2022) Numerical Study on Mixed Convection Flow and Energy Transfer in an Inclined Channel Cavity: Effect of Baffle Size, Mathematical and Computational Applications, 27(1), 9.

[46] Alwatban A, Alwatban A, Hesham O. (2024), Vortex Generators Heat Transfer Enhancement of Rectangular Channel with Vertical Baffles: A Numerical Study, International Journal of Heat and Technology, 42 (2), pp. 379-389.

[47] Karabulut K. (2024), Heat transfer and thermal–hydraulic evaluations of cross-circular grooved rectangular flow ducts depending on rectangular baffle design parameters, the european Physical jornal Plus, 139 (227).

[48] Ziane F, Henniche R, Trad N (2025), Unsteady Fluid Flow and Heat Transfer Behavior in a Baffled Channel. doi.10.1080/01457632.2025.2511452

[49] Moukalled F, Mangani L, Darwish M. (2016), The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics, Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London.

[50] Çengel Y. A, Cimbala J. A. (2018), Fluid mechanics fundamentals and applications fourth, McGraw-Hill Education. 2 Penn Plaza, New York.

[51] Çengel Y. A, Ghajar J. A. (2015), Heat and mass transfer: Fundamentals and applications, Fifth edition. McGraw-Hill Education, New York.

[52] White F. M. (2006), viscous fluid flow, Third ed. McGraw-Hill Education, New York.

[53] Patankar S.V. (1980), Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York.

[54] OpenFoam Programmer guide (2024).

[55] Marić T, Höpken J, Mooney K. G. (2021), The OpenFOAM® Technology Primer, Edition: OpenFOAM-v2012.1.

[56] OpenFOAM V12 user guide (2024).

[57] Armaly B. F, Durst F, Pereira J. C. F, Schonung B.(1983), Experimental and theoretical investigation of backward-facing step flow, J. Fluid Mech, 127, pp. 473–496.

[58] Cheng C.H, Huang W.H, (1991). Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays. Int. J. Heat Mass Transfer, 34(11), pp. 2739–2749.