

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Réf. :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
du diplôme de
Doctorat en sciences : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

**Étude de l'effet des rugosités artificielles sur
l'optimisation des performances et des
échanges thermiques par convection dans les
capteurs solaires à air**

Présentée par :
MENASRIA Fouad

Soutenue publiquement le

Devant le jury composé de :

Dr. MOUMMI Nouredine	Professeur	Président	Université de Biskra
Dr. MOUMMI Abdelhafid	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Dr. ADOUANE Belkacem	Professeur	Examineur	Université de Batna 1
Dr. CHINE Adel	Maître de conférences	Examineur	Université de M'sila
Dr. GRINE Ali	Maître de conférences	Examineur	Université de Boumerdès
Dr. BRIMA Abdelhafid	Professeur	Examineur	Université de Biskra

Au nom d'Allah, le Miséricordieux, le Compatissant
In the name of Allah, the Merciful, the Compassionate



Remerciements

*Avant tout, je remercie **ALLAH** الله le Seigneur de l'Univers de m'avoir donné le courage, la force et la patience de mener à bien ce modeste travail.*

*Je tiens à exprimer mes sincères remerciements et toute ma gratitude à Monsieur **MOUMMI Abdelhafid**, Professeur à l'Université Mohamed Khider-Biskra, qui a assuré la direction scientifique de ces travaux de thèse.*

Je le remercie pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée, son implication dans le travail et son enthousiasme.

*Mes remerciements s'adressent à Monsieur **MOUMMI Noureddine**, Professeur à l'Université Mohamed Khider-Biskra, d'avoir accepté de présider ce jury de soutenance.*

*Pareillement, Je tiens à remercier Monsieur **ADOUANE Belkacem**, Professeur à l'Université Hadj Lakhdar- Batna 1, Monsieur **CHINE Adel**, Maître de conférences à l'Université Mohamed Boudiaf- M'sila, et Monsieur **BRIMA Abdelhafid**, Professeur à l'Université Mohamed Khider-Biskra, d'avoir accepté d'évaluer mon travail de thèse.*

A tous ceux qui m'ont pleinement soutenu, je souhaite vous exprimer toute ma gratitude !

F. Menasria

Dédiée à:

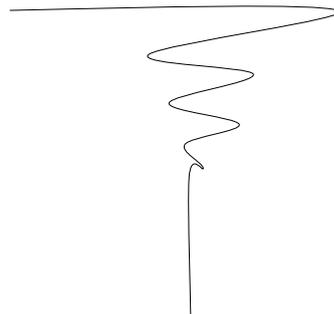
Mon père & Ma mère

Mes chers sœurs & frères

Mira-L & bib

Mes chers amis,

Tous ceux qui me sont chers ...



Fouad

Etude de l'effet des rugosités artificielles sur l'optimisation des performances et des échanges thermiques par convection dans les capteurs solaires a air

RESUME

La dégradation de l'environnement associée à l'utilisation des carburants d'origine fossile, de plus, l'augmentation des prix de ces derniers associée à l'augmentation de la demande d'énergie, sont tous des défis et des préoccupations qui ont obligé la communauté scientifique à développer des techniques efficaces d'extraction et d'utilisation des sources d'énergies renouvelables similaires à l'énergie du rayonnement solaire considérée comme une source d'énergie permanente, disponible en abondance et produisant de l'énergie propre.

La conversion thermique de cette énergie par collecteur solaire thermique est la conversion la plus simple et la plus efficace, qui nous a conduit à étudier le problème d'amélioration de l'efficacité de ces collecteurs les plus simples, à savoir le capteur solaire à air, en prévoyant le canal actif dans ce dispositif avec différents obstacles pour augmenter l'échange de chaleur entre la plaque absorbante et l'air utile pendant un certain processus d'échange thermique ; ainsi, le but de cette thèse est d'améliorer le transfert de chaleur d'un capteur solaire thermique à air en insérant des obstacles (Nervures ou Chicane) au niveau du conduit de l'air circulant.

Une étude bibliographique extensive a été réalisée pour connaître les différentes techniques adoptées dans les recherches précédentes. Certains paramètres de conception ont été déterminés et un capteur solaire thermique à air a été construit au niveau de la plateforme de l'Unité de Recherche en Energie Renouvelables en Milieu Saharien et selon ces paramètres et les mesures qui ont été collectés au moyen d'équipements disponibles, des résultats numériques prédits ont été validés.

Enfin, plusieurs études numériques ont été menées sur des conduits rectangulaires équipés de chicanes dans des conditions aux limites d'un capteur solaire thermique à air et l'influence de la géométrie de rugosité et des paramètres de fonctionnement sur les performances thermo hydrauliques ont été étudiées et comparées pour identifier les meilleures configurations bidimensionnelles de la rugosité.

Mots-clefs : conduit rectangulaire, chicanes, nervures, performance thermohydraulique, écoulement turbulent, simulation numérique.

دراسة تأثير الخشونة الاصطناعية على تحسين الأداء والتبادل الحراري بالحمل في اللواقط الشمسية الحرارية الهوائية

ملخص

التدهور البيئي المرتبط باستخدام الوقود الأحفوري، بالإضافة إلى ارتفاع أسعار هذا الأخير، مع زيادة الطلب على الطاقة كلها تحديات ومخاوف أجبرت المجتمع العلمي إلى تطوير تقنيات فعالة من أجل استخلاص واستخدام مصادر الطاقة المتجددة على غرار طاقة الإشعاع الشمسي كمصدر دائم للطاقة، متاح بوفرة لإنتاج طاقة نظيفة

التحويل الحراري لهاته الطاقة عن طريق اللواقط الشمسية الحرارية هو أبسط وأنجع تحويل، مما دفعنا من خلال هاته الدراسة إلى تناول موضوع تحسين مردودية هاته اللواقط، وبالأخص اللاقط الشمسي الهوائي عن طريق تزويد قناة السريان في هذا الجهاز بعوائق مختلفة لتحسين التبادل الحراري بين السطح الماص والهواء المستعمل في عملية تبادل و نقل الطاقة الحرارية. و من هذا المنطلق كان هدف هاته الأطروحة، هو تحسين التبادل الحراري بواسطة تجهيز قناة سريان السائل الحراري داخل اللاقط الشمسي الهوائي بحواجز (نتوءات أو عوارض).

بعد عملية مسح شامل و دقيق للعديد من الأعمال العلمية، من أجل معرفة مختلف التقنيات المعتمدة في الأبحاث السابقة حيث تم تحديد بعض معايير التصميم، و من ثم تم تشييد لاقط شمسي هوائي على مستوى منصة تجارب وحدة البحث في الطاقات المتجددة في الوسط الصحراوي وفقاً لهذه المعايير، ولقد تم تسجيل قياسات بواسطة ما أتيح من معدات للتحقق من صحة النتائج العددية المنتظرة.

وأخيراً، تم إجراء العديد من الدراسات العددية حول القنوات المستطيلة والمجهزة بعوارض تحت الشروط الحدية للاقط الشمسي الهوائي، حيث تمت دراسة تأثير هندسة العارضة المدروسة ومعلمات التشغيل على الأداء الحراري - الهيدروليكي ومقارنتها، لتحديد أفضل التكوينات ثنائية الأبعاد للخشونة.

الكلمات المفتاحية: قناة مستطيلة، عوارض، نتوء، الأداء الحراري - الهيدروليكي، سريان مضطرب، محاكاة عددية

Study of the effect of artificial roughness on the optimization of performances and thermal exchanges by convection in solar air collectors

ABSTRACT

The environmental degradation associated with the use of fossil fuels, moreover the rise in prices of the latter coupled with the increase in the demand of energy, all are challenges and concerns have been forced the scientific community to develop effective techniques in the extraction and the use of renewable energy sources similar to the solar radiation energy which considered as permanent energy source, available in abundance and provides clean energy.

Thermal conversion of this energy by solar thermal collector, is the simplest and most efficient conversion, which led us through this study to address the topic of improving the efficiency of these simplest collectors, namely solar air heater collector by providing the effective channel in this device with different obstacles to increase heat exchange between the absorber plate and the used air during a certain thermal exchange process; so, the aim of this thesis is to enhance the heat transfer of solar air heater by inserting obstacles (Ribs or baffles) at the level of the flowing air duct.

A comprehensive literature survey has been carried out to learn about different techniques adopted in previous researches. Some design parameters were determined and a solar air heater was constructed to the Renewable Energy Research Unit in Saharan medium platform according to these parameters and the measurements were provided by means of available equipments, the numerical predicted results were validated.

Finally, several numerical studies have been carried out on rectangular ducts equipped with baffles under solar air heater boundary conditions and the effect of roughness geometry and operating parameters on thermohydraulic performance has been investigated and compared to identify the best two-dimensional roughness configurations.

Keywords: Rectangular duct, Baffles, Ribs, Thermohydraulic performance, Turbulent flow, Numerical simulation

TABLE DES MATIERES

RESUME	i
ملخص.....	ii
ABSTRACT.....	iii
Table des matières.....	iv
Nomenclature.....	vii
Liste des figures	x
Liste des tableaux.....	xvi
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités et Revue Bibliographique	4
I.1. INTRODUCTION	4
II. 1.1. Les techniques passives.....	4
II. 1.2. Les techniques actives	5
I.2. Les rugosités artificielles dans les conduits rectangulaires des capteurs solaire à air : les NERVURES	8
I.2.1. Les Nervures.....	9
I.2.1.1. Effet de différents paramètres (géométriques adimensionnels) de rugosité sur le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement.....	11
I.2.1.2. Différentes géométries de rugosités utilisées dans les conduits des capteurs solaires à air.....	15
I.2.1.3. Nervures discontinues.....	15
I.2.1.4. Nervures continues	31
I.2.1.5. Combinaison entre deux types de nervures Continues-Discontinues	46
I.3. Les rugosités artificielles dans les conduits rectangulaires des capteurs solaires à air : les chicanes	48
I.3.1. Les Chicanes.....	49
I.3.1.1. Les attribues communs des chicanes.....	52
I.3.1.2. Principaux paramètres géométriques adimensionnels de caractérisation.....	52
I.3.2. Les chicanes discontinues.....	54
I.3.3. Les chicanes continues	63
I.4. Les rugosités artificielles dans les conduits rectangulaires des capteurs solaires à air : La combinaison entre les nervures et les chicanes	81
I.5. Conclusion.....	83
Chapitre II : Méthode Théorique Simplifiée	85
II.1. Introduction.....	85
II-2. Méthode de prévision du facteur de frottement.....	90
II-3. Méthode de prévision pour le transfert de chaleur	93
II-4. L'analyse thermohydraulique.....	96
II-5. Résultats et discussion	97
II-5-1. Effet du nombre de Reynolds	98

II-5-2. Effet de l'angle d'attaque.....	101
II-5-3. Effet du pas relatif	108
II-5.4. Effet de la hauteur relative	111
II-5.5. Facteur de performance Thermohydraulique	113
II-6.Conclusion	120
Chapitre III : Réalisation Expérimentale d'un Capteur Solaire Plan à Air	121
III.1. Préface	121
III.2. Introduction.....	122
III.3. Conception et réalisation du capteur plan à air	123
III.3.1 Nombre de couvertures en verre	127
III.3.1 Instrumentation	127
III.3.1.1 Mesure de température.....	127
III.3.1.2 Mesure du Rayonnement solaire	130
III.3.1.2 Mesure de débit d'air (Vitesse et Débit)	131
III.3.1.3 Mesure de pression (Perte de charge).....	131
III.3.1.4 Acquisition des données (L'enregistreur de données).....	132
III.3.1.5 Procédure expérimentale et calcul de transfert de chaleur	132
III.4. Résultat et discussion	136
III.5 Conclusion	144
Chapitre IV : Formulation Mathématique et Modélisation Numérique	146
IV.1. Formulation Mathématique :.....	146
IV.1.1. Introduction.....	147
IV.1.2. Géométrie et modèle physique.....	147
IV.1.3. Modèle mathématique.....	149
IV.1.3.1. Formulation en moyenne volumique.....	149
IV.1.4. Hypothèses simplificatrices	149
IV.1.5. Conditions aux limites	150
IV.1.6. Propriétés thermophysiques	152
IV.1.6. Conclusion	153
IV.2. Modélisation Numérique :	154
IV.2.1. Introduction.....	155
IV.2.2. Principe de la méthode des volumes finis	155
IV.2.3. Equation différentielle gouvernante.....	156
IV.2.4. Maillage et volume de contrôle.....	157
IV.2.5. Techniques de résolution en CFD	157
IV.2.6. Maillage à l'aide de GAMBIT	157
IV.2.7. Définition des frontières sous GAMBIT.....	163
IV.2.8. Invocation du solveur ANSYS® FLUENT®	164
IV.2.9. Schémas numériques de discrétisation.....	164
IV.2.10. Algorithme SIMPLE pour le découplage vitesse-pression	165
IV.2.11. Facteurs de sous-relaxation.....	165

IV.2.12. Critères de convergence, temps de calculs et optimisations	166
IV.2.13. Sensibilité de la solution au maillage.....	167
IV.2.14. Validation des résultats numériques	169
IV.2.15. Modèle choisi.....	173
IV.2.16. Conclusion	176
Chapitre V : Résultats et Discussions	177
V.1 Introduction.....	177
V.2 Le transfert de chaleur.....	182
V.2.1.Nombre Moyen de Nusselt.....	182
<i>Effet du nombre de Reynolds (Re)</i>	182
<i>Effet du taux de blocage (BR)</i>	185
<i>Effet du pas relatif (P_R)</i>	189
V.3. Caractéristique de l'écoulement de fluide (Caractéristiques de frottement).....	194
V.3.1. Facteur de friction moyen	194
<i>Effet du nombre de Reynolds (Re)</i>	194
<i>Effet du taux de blocage (B_R)</i>	197
<i>Effet du pas relatif (P_R)</i>	201
V.3.2. Performance thermohydraulique	205
V.3.3. Résultats hydrodynamiques.....	207
V.3.3.1. Zones de distribution et de recirculation de la vitesse axiale	207
V.4. Conclusion	214
Conclusion générale.....	215
Références bibliographiques	217
Annexe	232
Publication internationale	232

NOMENCLATURE

A	Sections transversales du conduit rectangulaire m^2
C_p	Chaleur massique de l'air $J/kg K$
D	Diamètre du conduit circulaire m
D_h	Diamètre hydraulique du conduit m
e	Hauteur de la Rugosité artificielle (nervure ou chicane) m
H	Hauteur du conduit d'air dynamique m
h	Coefficient de transfert thermique $W/m^2 K$
I	Intensité du rayonnement solaire W/m^2
I	Intensité Turbulente %
k	Conductivité thermique de l'air W/mK
k	Energie cinétique turbulente m^2/s^2
L	Longueur du conduit d'air dynamique m
L_r	Longueur du rattachement m
\dot{m}	Débit massique Kg/s
S	Surface du capteur conventionnel m
t	Épaisseur de la chicane m
W	Largeur du conduit rectangulaire m
w	L'espacement entre deux rugosités voisines en même ligne m
P	Pression Pa
T_f	Température moyenne de l'air K
T_e	Température de l'air à l'entrée K
T_w	Température moyenne de la paroi K
T_o	Température de l'air à la sortie K
T_b	Température de la masse fluide K
ΔP	Perte de charge Pa
u	Vitesse axiale suivant l'axe (x) m/s
u^*	Vitesse de frottement m/s
v	Vitesse verticale suivant l'axe (y) m/s
(x, y, t)	Cordonnées du centre du tourbillon m
Y	Distance verticale à la normale de la paroi m

Nombres adimensionnels

$AR \equiv (W/H)$	Le taux d'aspect du conduit rectangulaire
$B_R \equiv (e/H)$	Taux de blocage
C_f	Coefficient de frottement
(d/W)	Une position relative du passage
(d/x)	La distance relative entre les ouvertures
(e/D_h)	La hauteur relative de la nervure
f	Facteur de frottement
f/f_s	Le taux d'augmentation de facteur de friction
(g/e)	La largeur relative du passage de l'air
Nu	Nombre de Nusselt
Nu/Nu_s	Le taux d'augmentation du nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
$P_R \equiv (P/e \text{ ou } P/H)$	Pas relatif
(p'/p)	La position relative de la pièce décalée
Re	Nombre de Reynolds
(r/g)	La taille relative de la nervure décalée
THPF	Le facteur de performance thermohydraulique
y^+	Distance adimensionnée de la paroi
(w/e)	Le rapport d'aspect de la nervure
(W/w)	La largeur relative d'une forme quelconque
(W/w)	La largeur d'arc

Lettres Grecs unités

α	L'angle d'attaque
α	L'angle d'arc,
α	Coefficient d'absorption
β	Rapport de zone ouverte
θ	L'angle de perforation
Γ	Coefficient de diffusion
Γ_k	Diffusivités effectives de k
ΔP	Pertes de charge Pa
δ	Épaisseur de la couche limite m
δ'	Épaisseur de la sous-couche laminaire m
$\varepsilon, \varepsilon_p$	Taux de dissipation turbulente, Taux de dissipation turbulente à la paroi m^2/s^3
μ, μ_t	Viscosité dynamique, Viscosité dynamique turbulente N/sm^2

ν	Viscosité cinématique turbulente m^2/s^2
ρ	Densité de l'air Kg/m^3
$\tau\alpha$	Produit de transmittivité et d'absorptivité
τ_p	Contrainte de cisaillement pariétale
Φ	Flux de chaleur, w/m
\emptyset	L'angle de chanfrein
τ_w	La contrainte de cisaillement Pa

Indices et exposants

0	lisse
<i>e</i>	entrée
<i>h</i>	<i>hydraulique</i>
<i>w</i>	paroi
<i>f</i>	fluide
<i>o</i>	sortie

Abréviations utilisées dans le texte

CFD	dynamique des fluides numérique.
EDP	équation aux dérivées partielles.
SAH	capteur solaire à air

LISTE DES FIGURES

FIGURE I .1- Effet de la hauteur de rugosité sur la sous-couche laminaire [3] 7

FIGURE I .2- Différentes régions situées à proximité de la surface qui caractérise la région totalement turbulente 9

FIGURE I .3- Effet de l'élément de rugosité sur le champ d'écoulement 10

FIGURE I .4- Mécanisme de l'écoulement autour des nervures 12

FIGURE I .5- Modèles d'écoulement en fonction du Pas relatif (P/e) 13

FIGURE I .6- Géométrie de rugosité discontinue utilisée par M.M. Saha et al. [11] 15

FIGURE I .7- Variation de la position du passage (orifice) dans une disposition de nervure inclinée [12] 16

FIGURE I .8- Géométrie de surface rugueuse étudiée par Karmare and Tikekar [13] 17

FIGURE I .9- Type des nervures étudiées par Sukhmeet Singh et al. [16] [17] 18

FIGURE I .10- Disposition générale des nervures en forme d'arc discontinues avec une photo de la plaque absorbante équipée par ces nervures [24] 24

FIGURE I .11- Schéma de la disposition en quinconce des nervures étudiées [25] 25

FIGURE I .12- Vue de la plaque rugueuse [26] 26

FIGURE I .13- Géométrie de la rugosité utilisée dans l'étude [27] 26

FIGURE I .14- Géométrie de disposition des nervures en forme de creux Semi-sphériques [28] 27

FIGURE I .15- Géométrie de disposition de la rugosité étudiée sur l'absorbeur [29] 28

FIGURE I .16- Vue de la plaque absorbante [32] 29

FIGURE I .17- Diverses formes de disposition : (a) en quinconces, (b) en forme de V et (c) en forme Multi V 30

FIGURE I .18- Combinaison entre deux types de rugosités creuses semi-sphériques et bosses semi-sphériques [36] 31

FIGURE I .19- Nervures continues de forme de fils métalliques transversales 32

FIGURE I .20- Nervures continues de forme fils métalliques inclinées 33

FIGURE I .21- Nervures continues en forme de grillage métallique 34

FIGURE I .22- Nervures continues de forme d'arc de fils métalliques 34

FIGURE I .23- (a) Disposition de la rugosité sur l'absorbeur plan, (b) Vue picturale de la géométrie rugueuse 35

FIGURE I .24- Représentation Schématique de l'absorbeur utilisé [46] 36

FIGURE I .25- Vue des rugosités utilisées par M.E. Taslim et al. [41] ; (a) forme de V orientées vers l'aval de l'écoulement, (b) forme de V orientées vers l'amont de l'écoulement 37

FIGURE I .26- Nervures en forme de V Orientées vers l'amont de l'écoulement 37

FIGURE I .27- Absorbeur rugueux avec différentes valeurs de (W/w) 38

FIGURE I .28- Vue des nervures en forme de W (a) dirigeant vers l'amont (b) dirigeant vers l'aval [49] 39

FIGURE I .29- Géométrie de la surface rugueuse 42

FIGURE I .30- Coupe longitudinale d'un capteur solaire à air muni de rugosités de forme chanfreinées 42

FIGURE I .31- Géométrie de rugosité combinant rainures et nervures 43

FIGURE I .32- Modèle d'écoulement dans un canal avec une paroi rugueuse avec la technique de combinaison (Nervures-rainures) et nervures seulement [52] 44

FIGURE I .33- (a) Section de conduit avec rugosité ; (b) géométrie de nervures	45
FIGURE I .34- Maquette approximative du modèle d'écoulement pour différentes formes de rugosités : (a) nervures carrées ; (b) nervures chanfreinées (c) des nervures en forme de cales inversées	46
FIGURE I .35- Schéma descriptif de l'absorbeur adopté par l'étude de Varun et al [63]	47
FIGURE I .36- Visualisation de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire à air muni de chicanes transversales [64]	49
FIGURE I .37- Visualisation de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire à air muni de chicanes de forme triangulaire [64]	49
FIGURE I .38- (a) Visualisation de l'écoulement, (b) profile de vitesse entre deux chicanes successives au niveau du rétrécissement [65]	50
FIGURE I .39- Visualisation l'écoulement de fumée autour des chicanes [66] et [67].....	50
FIGURE I .40- Vue des tourbillons longitudinaux (en haut) et transversaux (en bas) [68].....	51
FIGURE I .41- Photographie de la plaque absorbante munie des chicanes étudiées (Cas : $B_R=0.5$, $\alpha=60^\circ$) [74]	55
FIGURE I .42- photographique des chicanes étudiées [76].....	56
FIGURE I .43- Types de plaques absorbantes [77]	57
FIGURE I .44- Chicanes ondulées [78].....	57
FIGURE I .45- Arrangement des différentes chicanes sur l'absorbeur [78].....	58
FIGURE I .46- Capteur solaire à air [79]	58
FIGURE I .47- Photographique des chicanes étudiées [80] et [81].....	59
FIGURE I .48- Configurations étudiées par Romdhane Ben Slama et al. [78]	60
FIGURE I .49- Modèles de chicanes en forme de V discontinues utilisées [83].....	60
FIGURE I .50- Chicanes types multiple-V brisées étudiées [84]	61
FIGURE I .51- Configuration de chicanes étudiées de type V-brisé. [85]	62
FIGURE I .52- Arrangement des obstacles et leurs géométries [86].....	63
FIGURE I .53- Géométrie du canal avec chicanes en forme de diamant [87]	64
FIGURE I .54- Géométrie du canal et domaine du calcul d'un écoulement périodique [88].....	65
FIGURE I .55- Géométrie du canal et domaine du calcul d'un écoulement périodique [89].....	65
FIGURE I .56- Géométrie du canal et domaine du calcul d'un écoulement périodique [90].....	66
FIGURE I .57- Géométrie du canal et domaine du calcul d'un écoulement périodique (a) disposition en ligne - (b) disposition en quinconce [91].....	67
FIGURE I .58- Photographique du comportement thermique de CLT sur la plaque absorbante avec les chicanes en forme d'arc cas : $Re=14000$ [92].....	67
FIGURE I .59- Domaine de calcul de l'étude [93].....	68
FIGURE I .60- Conduit avec chicanes en forme de V multiples ($\alpha=60^\circ$) [94].....	69
FIGURE I .61- Type de chicanes étudiées: (a) Non perforée, (b),(c),(d),(e) et (f) perforées avec différentes positions et angles d'attaques [97]	70
FIGURE I .62- (a) Chicane perforée, (b) Disposition d'une chicane dans la section droite considérée [98]	71
FIGURE I .63- Différentes dispositions des chicanes dans la section de test considérée [99]	73
FIGURE I .64- schéma du conduit avec configuration des chicanes utilisées [100]	73
FIGURE I .65- Chicanes perforées [101]	73

FIGURE I .66- protocole expérimental employé avec section de teste [102].....	74
FIGURE I .67- Photographie de la section du conduit étudié : (a) : disposition des chicanes en ligne (b) : disposition en quinconce (c) une seule surface muni de chicanes.....	75
FIGURE I .68- Section de test avec : (a) disposition en ligne (b) disposition en quinconce [106].....	76
FIGURE I .69- Section du conduit étudié avec des chicanes en forme de Z disposées en ligne et en quinconce [106].....	77
FIGURE I .70- Chicanes en forme de V perforées [107]	78
FIGURE I .71- (a) configuration de chicanes en forme de V perforées (b) vue en section longitudinale d'un conduit avec des chicanes en forme de V perforées [108]	78
FIGURE I .72- Croquis d'une chicane en forme de V avec des perforations [109]	109
FIGURE I .73- Photographie de la chicane multi-V perforée [110].....	79
FIGURE I .74- Différentes configuration de chicanes étudiées [111].....	82
FIGURE II .1- Structure de l'écoulement turbulent du fluide à travers un canal [114].....	86
FIGURE II .2- Distribution de la vitesse près de la paroi [115]	87
FIGURE II .3- Représentation du profil de vitesse dans une couche limite turbulente [1].....	88
FIGURE II .4- Les trois régions d'écoulement.....	90
FIGURE II .5- Evolution du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds comparativement au facteur de frottement d'un conduit lisse, cas : $(P/e)=10, 25$ et $(e/D_h)=0.14, 0.39$	100
FIGURE II .6- Evolution du nombre de Stanton d'un conduit rugueux cas : $((P/e)=10,(e/D_h)=0.039)$, en fonction du nombre de Reynolds comparativement au nombre de Stanton d'un conduit lisse	101
FIGURE II .7- Evolution du facteur de frottement en fonction de l'angle d'attaque, cas : (a): $(Re)=4000$, (b): $(Re)=5000$, (c): $(Re)=8000$, (d): $(Re)=12000$, (e): $(Re)=15000$, (f): $(Re)=18000$	105
FIGURE II .8- Evolution du nombre de Stanton en fonction de l'angle d'attaque, cas : $(Re)=18000$ et $(e/D_h)=0.0288$	106
FIGURE II .9- Evolution du nombre de Stanton en fonction de l'angle d'attaque, cas : $(Re)=18000$ et $(e/D_h)=0.0288$	107
FIGURE II .10- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif, cas : (a) : $(Re)=12000$	108
FIGURE II .11- Evolution du facteur de frottement en fonction de l'angle d'attaque, cas : $(Re)=12000$ et $(\alpha)=10^\circ$	109
FIGURE II .12- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif (P/e) pour différentes hauteurs relatives (e/D_h) , cas : $(Re)=18000$ et $(\alpha)=50^\circ$	110
FIGURE II .13- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif (P/e) pour différentes hauteurs relatives (e/D_h) , cas : $(Re)=8000$ et $(\alpha)=40^\circ$	111
FIGURE II .14- Effet de la hauteur relative sur le nombre de Stanton moyen (Cas : $(P/e)=10, \alpha=50^\circ$ et $Re=4000, 18000$)	112
FIGURE II .15- Effet de la hauteur relative sur le nombre de Stanton moyen (Cas : $(P/e)=10$ et $Re=4000, 18000$)	113
FIGURE II .16- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds $(P/e)=25$	114
FIGURE II .17- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds $(P/e)=10$	114
FIGURE II .18- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds $(P/e)=15$	115

FIGURE II .19- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds (P/e)=20F	115
FIGURE II .20- Variation du facteur de performance thermohydraulique pour les meilleurs cas étudiés	119
FIGURE III .1- Isolation thermique du capteur plan à air	124
FIGURE III .2- Isolation thermique des longueurs d'entrée et de sortie	124
FIGURE III .3- Forme et emplacement des chicane étudiées	125
FIGURE III .4- Schéma des différents composants du capteur solaire à air avec leur dimensionnement	126
FIGURE III .5- Emplacement du moteur souffleur	126
FIGURE III .6- Photographie de conduit conique	127
FIGURE III .7- Photographie des thermocouples (pointe originale soudée)	128
FIGURE III .8- Photographie montrant la protection des thermocouples par un film d'Aluminium	129
FIGURE III .9- Emplacement et disposition des thermocouples utilisés pour mesurer la température de l'air	129
FIGURE III .10- Schéma de principe de la configuration de test pour un capteur solaire à air d'après les recommandations [125]	130
FIGURE III .11- Photographie des différents instruments de mesure utilisés (a) Pyranomètre, (b) Anémomètre, (c) Manomètre en U	131
FIGURE III .12- (a) l'acquisition des données (b) le pc portable utilisé	132
FIGURE III .13- Photo du prototype (a) capteur solaire à air sans vitrage (b) capteur solaire à air avec vitrage installé sur le banc d'essai expérimental à la UREER/MS d'Adrar	137
FIGURE III .14- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 30 avril 2015 par un capteur solaire sans vitrage pour un débit massique 0.037815 Kg/s	138
FIGURE III .15- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 11 mai 2015 par un capteur solaire avec vitrage pour un débit massique 0.037815 Kg/s	138
FIGURE III .16- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 03 mai 2015 par un capteur solaire sans vitrage pour un débit massique 0.05561 Kg/s	139
FIGURE III .17- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 06 mai 2015 par un capteur solaire avec vitrage pour un débit massique 0.05561 Kg/s	139
FIGURE III .18- Rendement thermique des capteurs solaires (sans et avec vitrage) au cours d'une journée pour un débit massique 0.027815 kg/s	140
FIGURE III .19- Rendement thermique des capteurs solaires (sans et avec vitrage) au cours d'une journée pour un débit massique 0.05561 kg/s	141
FIGURE III .20- Influence de la vitesse d'accès sur le nombre de Nusselt	142
FIGURE III .21- Comparaison des valeurs prédites et mesurées du nombre de Nusselt moyen pour différents flux thermique	143
FIGURE IV .1- Représentation schématique du domaine d'étude (Les conduits rectangulaires et les chicane considérées)	148
FIGURE IV .2- Croquis du domaine de calcul	149
FIGURE IV .3- Domaine de calcul considéré avec les conditions physiques prescrites aux limites	150
FIGURE IV .4: Récapitulation des conditions aux limites du capteur solaire à air	151
FIGURE IV .5- Maillage en volumes quadrilatères structurés selon le pas relatif	160
FIGURE IV .6- Apparence du maillage en volumes quadrilatères structurés selon le taux de blocage	161

FIGURE IV .7- Différentes Configurations du capteur solaire à air, maillées en volumes quadrilatères structurés selon le nombre de Reynolds.....	162
FIGURE IV .8- Conditions aux limites dans GAMBIT	163
FIGURE IV .9- Critères de convergence adoptés pour les calculs avec FLUENT.....	167
FIGURE IV .10- Influence du maillage sur le comportement stationnaire du nombre de Nusselt local	168
FIGURE IV .11- Comparaison des valeurs prédites du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement pour différents modèles de turbulence $k-\varepsilon$ avec les corrélations semi-empiriques de Gnielinski et de Petukhov	173
FIGURE V. 1- Trajectoire des particules fluides colorées selon le champ de vitesse et la direction des tourbillons générés	178
FIGURE V. 2- Rapport de la longueur de rattachement par rapport au nombre de Reynolds pour les cas qui permettent leur apparition	179
FIGURE V. 3- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du Pas relatif pour différents nombres de Reynolds et pour une valeur fixe du taux de blocage.....	184
FIGURE V. 4- Effet du nombre de Reynolds sur l'épaisseur de la sous-couche laminaire ; cas ($B_R = 0.7$, $P_R = 8$ et $Re = 4000, 12000$ et 18000).....	185
FIGURE V. 5- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et pour une valeur fixe du pas relatif.....	188
FIGURE V. 6- Effet de l'extrémité de la chicane sur la sous-couche laminaire ; cas : ($B_R = 0.979$, $P_R = 2$ et $Re = 18000$)	188
FIGURE V. 7- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs du pas relatif et pour une valeur fixe du taux de blocage	191
FIGURE V. 8- Répartition des points de rattachement sur la même distance du conduit pour différents pas relatifs	192
FIGURE V. 9- (a) Evolution du nombre de Nusselt moyen et (b) le taux d'amélioration en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et différents Pas relatifs.....	193
FIGURE V. 10- Variation du Facteur de Friction moyen en fonction du pas relatif pour différents nombres de Reynolds et pour une valeur fixe du taux de blocage.....	196
FIGURE V. 11- Variation du facteur de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et pour une valeur fixe du Pas relatif.....	199
FIGURE V. 12- Contour de la pression total pour différents taux de blocage au niveau de la même région du conduit avec chicanes (Cas : $P_R = 2$, $Re = 18000$)	200
FIGURE V. 13- Variation du Facteur de Friction moyen en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs du pas relatif et pour une valeur fixe du taux de blocage	202
FIGURE V. 14- Contour de la pression totale pour différents pas relatifs au niveau de la même région du conduit avec chicanes (Cas : $B_R = 6$, $Re = 18000$).....	203
FIGURE V. 15- Variation du taux de facteur de frottement moyen (f/f_0) avec le nombre de Reynolds.....	204
FIGURE V. 16- Facteur de performance thermohydraulique du conduit avec chicanes en fonction du nombre de Reynolds.....	206
FIGURE V. 17- Description de l'écoulement entre la troisième et la quatrième chicanes (Cas : ($B_R = 0.82$, $P_R = 6$ & $Re = 15000$)) : (a) les trajectoires colorées par la vitesse x , (b) les vecteurs de vitesse axiales à diverses positions x	207
FIGURE V. 18- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : (a) les deux positions A et B	209

FIGURE V. 19- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : (b) les positions C, D, E, M, N et O 210

FIGURE V. 20- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans diverses positions x : (c) Les positions F, G, H, I et J 211

FIGURE V. 21- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : les positions K et L..... 212

FIGURE V. 22- Description de l'écoulement entre la troisième et la quatrième chicanes (Cas : ($B_R=0.82$, $P_R= 6$ & $Re=15000$)) : les trajectoires colorées par l'intensité de turbulence 213

FIGURE V. 23- Contour de l'intensité turbulente cas : $Re=15000$ 213

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Valeurs optimales du pas relatif (P/e) qui est associé aux valeurs maximales du transfert de chaleur.....	14
Tableau I.2 : Différentes formes en V discontinues adoptée.....	20
Tableau I.3 : Différentes types de chicane étudiées dans l'étude d'A.Ahmed-Zaid et al [73]	54
Tableau I.4 : Paramètres géométriques des configurations des chicanes étudiées [80] et [81].....	59
Tableau II.1 : Les différentes zones près de la paroi au sein d'un écoulement turbulent.....	89
Tableau II.2 : Facteur de performance thermohydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=10^\circ$)	116
Tableau II.3 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=15^\circ$)	117
Tableau II.4 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=30^\circ$)	117
Tableau II.5 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=40^\circ$)	118
Tableau II.6 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=50^\circ$)	118
Tableau IV.1 : Propriétés thermophysiques des composants du domaine de calcul à 303 K adoptées dans les simulations.....	152
Tableau IV.2 : Différentes quantités moyennée-volumiques et leurs termes de transport	156
Tableau IV.3 : Conditions aux limites imposées aux frontières du domaine de calcul	163
Tableau IV.4 : Paramètres de contrôle des solutions (sous-relaxation)	166
Tableau IV.5 : Tailles et attributs des différentes grilles de maillages employées dans les tests de sensibilité de la solution	168
Tableau IV.6 : Comparaison entre les résultats prédits par les modèles LRN-Yang-Shih et RNG ($k-\varepsilon$).....	172
Tableau V .1 : Diverses positions inter-chicanes pour le Cas : ($B_R=0.82$, $P_R=6$ & $Re=15000$)...	208

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

Sans aucun doute, l'énorme demande d'énergie et l'épuisement accéléré des ressources en énergies fossiles évoque l'énergie solaire pour être la meilleure alternative pendant l'avenir pour remplacer les carburants d'origine fossile. Son utilisation comme énergie renouvelable est particulièrement rendue attirant à cause de sa valeur énergétique et son utilisation réduirait l'émission de polluants dans l'environnement. Cependant, son utilisation nécessite une transformation en énergie électrique par la conversion photovoltaïque, ou une transformation en énergie thermique par la conversion thermique.

Les systèmes de la conversion thermique similaires au capteur solaires à eau et à air, considérés comme les transformateurs de l'énergie solaire les plus efficaces en raison de la conversion directe de l'énergie transportée par le rayonnement solaire en énergie thermique et transmettre cette chaleur à l'eau ou à l'air, considérés comme étant les principaux fluides caloporteurs de ces deux systèmes respectivement.

Malgré l'avantage, la gratuité et la disponibilité de l'air en quantité suffisante, le capteur solaire à air caractérisé par sa faible efficacité comparativement aux chauffe-eau solaire, en raison des faibles caractéristiques thermophysiques de l'air et particulièrement sous les conditions d'un écoulement forcé.

Par conséquent, plusieurs investigations théoriques et expérimentales dans la littérature sur les différents méthodes et techniques pour améliorer le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air ont été effectuées ces dernières années. Ces investigations montraient que les techniques de l'implantation des obstructions au niveau du conduit d'air mobile d'un capteur solaire à air offre une meilleure solution d'amélioration du rendement thermique des capteurs solaires à air, mais malheureusement les tailles (chicanes ou nervures), les formes (transversale de l'obstacle), les dispositions (en lignes, en quinconce ou sous une certaine forme (U, V, W...)), les emplacements (Sur l'absorbeur ou autre), les orientations (Selon une angle), la continuité et la discontinuités, et les natures de matériaux de fabrication de ces obstructions (Matière et milieu (Poreux, perforée, mousse ...)), créent beaucoup de diversité dans un choix judicieux, afin de concilier l'échange de chaleur et la puissance de pompage.

Les performances des capteurs solaires plans à air munis d'un type d'obstacle sont mesurées via le taux de l'échange thermique incarné dans la performance thermohydraulique du système.

La présente étude consiste en une étude expérimentale ainsi qu'une série de simulations numériques des processus du transfert de chaleur et de dynamique de fluide dans un conduit rectangulaire munis de chicane. Le comportement thermo-aéraulique de ce type d'écoulement destiné pour l'échauffement des locaux, pour le séchage ou le préchauffage au cours d'un processus industriel est considéré. Les évolutions du nombre de Nusselt en fonction des paramètres du fluide et des paramètres géométriques, de la distribution du nombre de Nusselt local, du facteur de frottement, du facteur de performance thermohydraulique, ainsi que les contours de pression, les profils de vitesse, seront examinés et analysés lors de l'écoulement de l'air au niveau du conduit rectangulaire rugueux.

La présente de thèse de doctorat est organisée en cinq chapitres, structurés et présentés de la façon suivante :

- Le premier chapitre présente une revue approfondie de la littérature de différentes techniques et des mécanismes d'amélioration de transfert de chaleur pour les deux types des obstacles : Nervures et Chicanes.

La synthèse bibliographique des travaux théoriques, expérimentaux et numériques aborde également le concept et méthodologie de la rugosité artificielle, le modèle de l'écoulement autour des rugosités et l'effet de divers paramètres géométrique de l'élément de rugosité sur le modèle d'écoulement.

- Ensuite, le deuxième chapitre aborde la caractérisation de l'écoulement turbulent dans les conduits rugueux et l'analyse théorique de la performance thermohydraulique d'un capteur solaire à air ayant un absorbeur rugueux.

La formulation du problème, le programme de calcul, les résultats et les discussions sont également inclus et un ensemble optimal de paramètres identifiés à partir de l'analyse théorique sont documentés.

- Le troisième chapitre traite les détails de la réalisation du dispositif expérimental, l'instrumentation de mesure, la procédure expérimentale, les observations et les calculs.

A partir du dispositif expérimental réalisé, des tests sont effectués sur la configuration selon les recommandations ASHRAE standard 93-2003, de nombreuses expériences sont effectuées pour un conduit rugueux avec des chicanes chanfreinées, enfin, les résultats obtenus sont tracés et comparés avec ceux prévus par FLUENT pour la validation.

- Dans le quatrième chapitre, la géométrie du problème, le modèle mathématique choisi, les équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites associées et la présentation des techniques spécifiques concernant l'application de la méthode des volumes finis, via le code commercial Fluent et la mise en œuvre de ce dernier pour la simulation numérique des phénomènes étudiés sont abordés.
- On rassemble dans le cinquième chapitre les principaux résultats numériques de cette étude. Les commentaires, les interprétations et l'analyse des divers résultats sont présentés à partir de certaines quantifications des grandeurs physiques étudiées.

Ce travail se termine par une conclusion générale présentant la contribution de la thèse et résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I
Généralités et Revue Bibliographique

CHAPITRE I : GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. INTRODUCTION

Parmi les sources d'énergie les plus importantes et prometteuses, l'énergie solaire est considérée comme étant la plus avantageuse en raison de sa propreté, sécurité, gratuité et sa disponibilité en abondance presque partout dans le monde. Le moyen le plus simple utilisé pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique, est le capteur solaire plan à air. Alors que les avantages d'être désignés comme étant le dispositif le plus couramment utilisée pour collecter cette énergie sont : la simplicité de conception, peu d'entretien, sans corrosion et sans problèmes de fuites, d'autre part il utilise les deux composantes de rayonnement solaire directe et diffuse sans orientation du capteur [1].

L'efficacité d'un capteur solaire plan à air dépend fortement du taux de conversion du rayonnement solaire en énergie thermique et le transférer à l'air traversant le conduit rectangulaire. Comparativement aux capteurs à liquide, les capteurs solaires plans à air présentent une faible efficacité due au faible coefficient de transfert thermique par convection entre l'air traversant le conduit et la plaque absorbante, d'autre part la température de la plaque absorbante se trouve augmentée ce qui conduit à des pertes de chaleur plus élevées, en outre, la résistance thermique au niveau de la normal à la plaque absorbante est attribuée à la formation d'une mince sous-couche stratifiée (La sous-couche visqueuse ou laminaire) à proximité de l'absorbeur. D'autre part, la manipulation de grands volumes d'air véhiculé est considérée comme un autre inconvénient remarquable, à cause de la puissance nécessaire pour le pompage du fluide.

De nombreuses techniques d'amélioration de transfert de chaleur sont utilisés pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur, ces techniques d'amélioration peuvent être classées suivant 03 catégories [2] : passives, actives et composées:

II. 1.1. Les techniques passives

Qui ne nécessitent pas une application directe d'une puissance externe, dans lesquels aucun des dispositifs de pompage ou de ventilation sont utilisés pour faire circuler le fluide active (l'eau, l'air ou un autre fluide de transfert de chaleur) vers un point de stockage ou à l'utilisation directe.

Cette méthode repose sur différentes techniques, que nous allons énumérer dans les points suivants :

- **Les surfaces traitées** : C'est une modification à échelle plus fine au niveau de la surface d'échange soit par finition ou revêtement.
- **Les surfaces rugueuses** : Elles sont produites en vue de favoriser la turbulence dans l'écoulement monophasé, est plutôt pour augmenter la surface d'échange de chaleur dans certaines configurations. La réalisation de ce genre de rugosité se fait par implantation de grains de sable ou par des protubérances discrètes sur la surface considérée du domaine d'étude.
- **Les surfaces étendues** : Elles sont couramment utilisés dans de nombreux échangeurs de chaleur, tels que fusionner des parties intégrant l'intérieur ou à l'extérieur du conduit, sont connues sous le nom d'ailettes, ou en augmentant les surfaces d'échange par ondulation, par déformation ou par pliage des surfaces d'échange.
- **Création des turbulences** : Par l'insertion des obstructions de différentes formes au sein de l'écoulement de fluide afin de créer la rotation ou un écoulement secondaire au sein d'écoulement de fluide.
- **Les additifs** : Ils comprennent des particules solides et des bulles de gaz pour augmenter ou réduire le transfert de chaleur au niveau du champ d'écoulement.

II. 1.2. Les techniques actives

Qui nécessitent une puissance externe permettant de déplacer le fluide active à l'intérieur du système

Une brève description des différentes techniques de la méthode active :

- **L'insertion des dispositifs mécaniques** : ce sont des moyens mécaniques insérés dans les canaux d'écoulement d'une manière directe pour remuer le fluide et améliorer le transport d'énergie à la surface chauffée.
- **Champs électrostatiques (courant continu ou alternatif)** : D'une manière générale, les champs électrostatiques peuvent être provoqués par une masse de fluides diélectriques au voisinage de la surface de transfert de chaleur à mélanger de plus en plus, ce qui améliore le transfert thermique. Il convient de noter qu'un champ électrique et un champ magnétique peuvent être combinés pour fournir une convection forcée.

- **La gazéification** : Adoptée par injection de gaz de faible résistance thermique d'une manière ou une autre au fluide en écoulement pour améliorer les caractéristiques thermiques du fluide monophasiques.
- **L'aspiration** : Implique soit l'élimination de la vapeur ou retrait du fluide à travers une surface chauffée poreuse en écoulement monophasique.

Actuellement, deux ou plusieurs de ces techniques peuvent être utilisées simultanément pour augmenter le taux de transfert de chaleur plus que celles produites par une seule technique, et sans affecter beaucoup sur la performance globale du système. La combinaison de ces techniques est appelée la méthode d'amélioration composée (La technique composée) fera l'objet de notre étude, dont cette technique a été adoptée pour améliorer la performance du fluide (l'air) sous les conditions d'utilisation d'un capteur solaire plan à air.

Dans ce travail, la technique de garnissage du conduit utile de l'insolateur (Indiquée auparavant) par des obstacles de différentes formes, positions, arrangements, tailles, et matériaux de fabrication est l'une des techniques passives, qui est utilisée principalement pour améliorer le transfert de chaleur lors de l'écoulement forcé de l'air à travers un conduit rectangulaire.

Dans ce sens et loin du régime d'écoulement S.K. Verma et al. [3] indiquent, que pour exploiter l'énergie stagnante existée au niveau de la face interne de la plaque absorbante, il ya trois voies en terme de la taille des obstacles utilisés :

- Si $e \ll \delta'$ la rugosité n'a aucun effet, ni sur le champ thermique ni sur le champ aéraulique de l'écoulement.
- Si $e \geq \delta'$ où les éléments de rugosités en forme de nervures ayant des petites hauteurs absolues, l'effet sur l'augmentation du transfert de chaleur est remarquable accompagnée d'une perte de charge (perte de pression) modérée. L'objectif ici est de briser la sous-couche laminaire (visqueuse) qui permet de réduire la résistance thermique et favoriser la turbulence dans la région proche de la surface rugueuse artificiellement.
- Si $e \gg \delta'$ ici les rugosités sont des éléments minces en forme des chicanes et des ailettes ou des éléments épais en forme des blocs, ces deux types ayant des plus grandes hauteurs absolues, conduisant à un meilleur mixage du fluide causé par des fortes turbulences créés au sein de l'écoulement et des perturbations fluctuantes des sous couches visqueuse. Ce qui est à noter dans

ce cas, est que la rugosité a une augmentation significative du transfert de chaleur accompagnée par une augmentation considérable de la perte de charge.

La figure suivante montre clairement l'efficacité de l'installation des obstacles sur la plaque chauffée ou bien au niveau de l'écoulement.

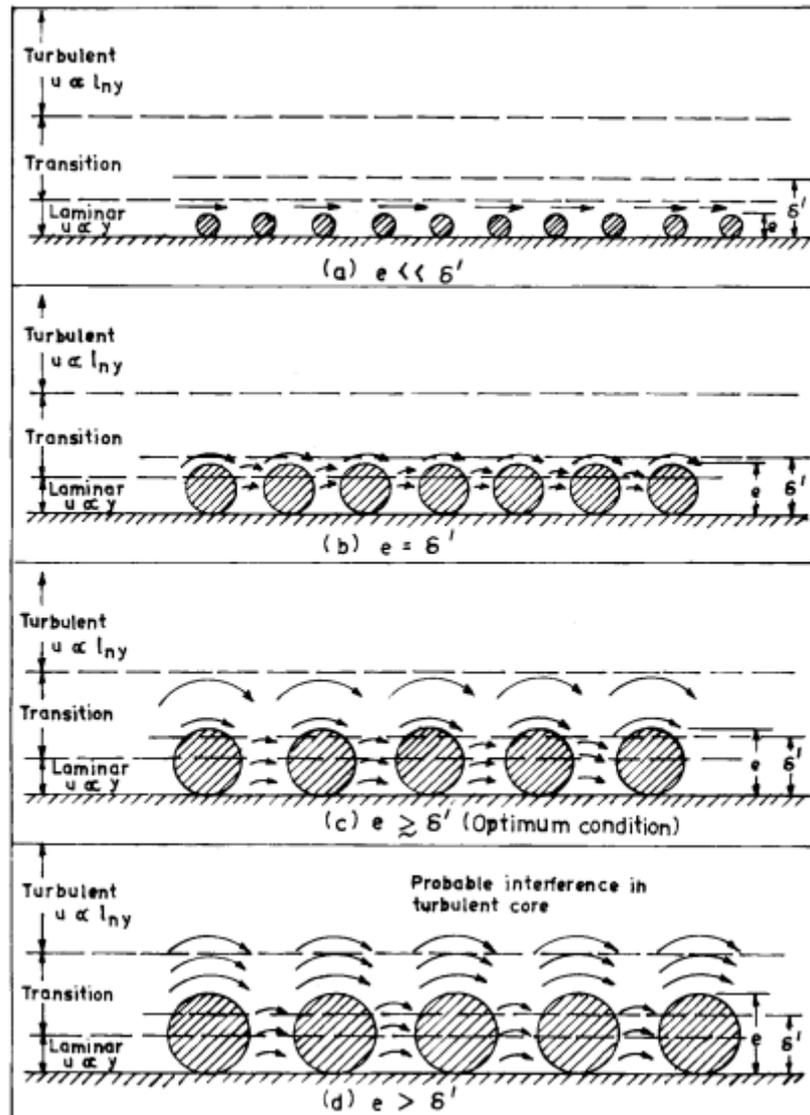


FIGURE I .1- Effet de la hauteur de rugosité sur la sous-couche laminaire [3]

Sur la base de ce qui précède nous reconnaissons que parmi les insertions, les nervures ($e \geq \delta'$) et les chicanes ($e \gg \delta'$) considérées comme l'une des techniques disponibles pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur et en particulier du gaz au refroidissement interne.

**I.2. LES RUGOSITES ARTIFICIELLES DANS LES CONDUITS RECTANGULAIRES DES CAPTEURS
SOLAIRE A AIR : LES NERVURES**

Au cœur de l'amélioration de l'échange thermique au niveau du capteur solaires à air à simple passe en tenant compte des faibles variations au pertes de pression, de nombreux chercheurs ont eu recours à l'adoption de la première technique dont ($e \geq \delta'$)

I.2.1. Les Nervures

Elles sont des rugosités artificielles de géométries régulières enfoncées périodiquement aux surfaces chaudes et sont connues par leur modestes performances d'augmenter le transfert thermique au niveau de ces surfaces (notre cas : entre l'air et l'absorbeur). Le principe est de perturber (casser ou de d'exciter) la sous-couche laminaire qui est la principale cause responsable d'empêcher le transfert thermique à l'air circulant en régime turbulent.

Il est bien connu, d'après de nombreuses expériences que la région proche de la paroi chauffée au sein d'un écoulement turbulent peut être divisée en trois sous-couches, dont la plus interne appelée la sous couche visqueuse où l'écoulement est presque laminaire et la viscosité joue un rôle dominant à la résistance de transmission de la chaleur entre l'absorbeur et le fluide active (Air).

Il existe alors une sous-couche stratifiée ou laminaire en plus du milieu pleinement turbulent, et par l'implantation des rugosités artificielles avec approximativement les dimensions de la largeur de cette sous-couche et de la sous-couche tampon combinés ensemble, il est possible de briser la sous-couche visqueuse telle que indiquée par la FIGURE I.2.

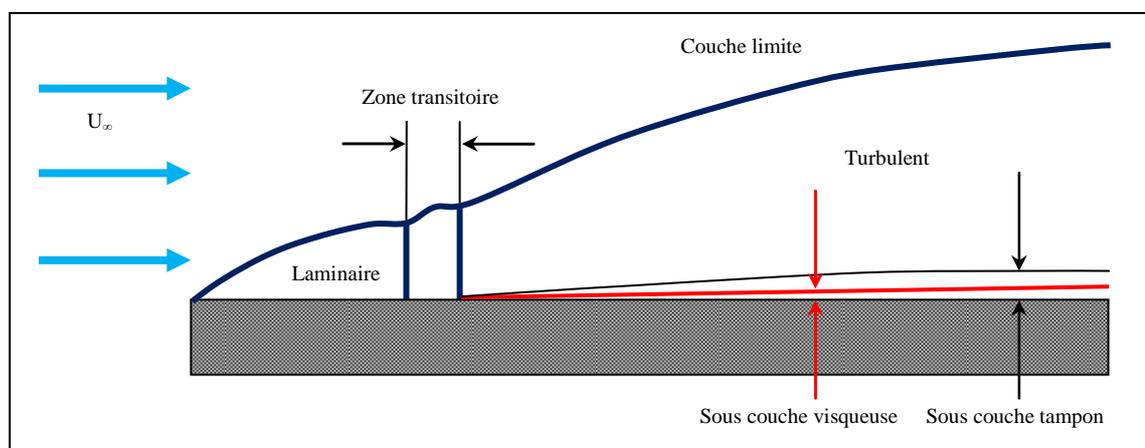


FIGURE I .2- Différente régions situées à proximité de la surface qui caractérise la région totalement turbulente.

L'utilisation de ce type de rugosité artificielle quelle que soit leur forme génère des zones de recirculations qui sont responsables de créer une turbulence locale près de la plaque absorbante due à la séparation et de rattachement de l'écoulement entre deux nervures consécutives, et par conséquent augmente le transfert thermique et la perte de pression (perte de charge). Cette recirculation de l'écoulement de l'air renforce le transfert de chaleur par convection et réduit l'épaisseur de la sous-couche stratifiée ce qui permet d'exploiter efficacement l'énergie stagnante au niveau de la face interne de la surface chaude.

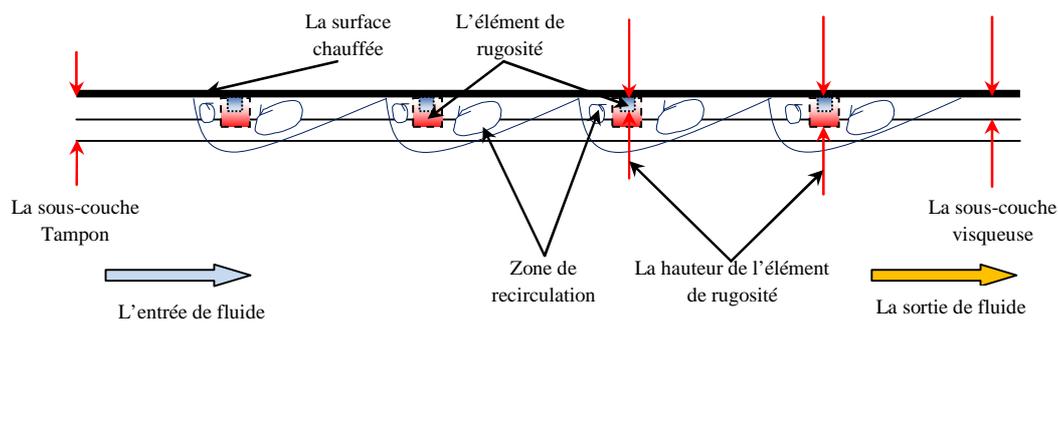


FIGURE I .3- Effet de l'élément de rugosité sur le champ d'écoulement

La géométrie de la rugosité artificielle devrait briser la sous-couche laminaire sans perturber le milieu qui est pleinement turbulent pour garder la chute de pression à bas niveau, de sorte que le besoin de la puissance de pompage peut être réduit au minimum. Cela peut se faire en gardant la hauteur de l'élément de rugosité qu'il soit très faible par rapport aux dimensions du conduit.

Tabish Alam et al. [4] ont cité que les principaux paramètres géométriques adimensionnels qui sont utilisées pour caractériser la rugosité artificielle de type nervures sont :

1)- Pas relatif (P/e) : est défini comme le rapport de la distance entre deux nervures consécutives (P) et la hauteur absolue de la nervure (e).

2)- La hauteur relative de la rugosité (e/D_h) : est définie comme le rapport entre la hauteur absolue de nervure (e) et le diamètre hydraulique du conduit (D_h) (du passage de l'écoulement d'air).

3)- L'Angle d'attaque (α) : c'est l'angle de l'inclinaison de la nervure avec la direction de l'écoulement de fluide à l'intérieur du conduit utile.

4)- L'écart relatif de rugosité (w/e) : est défini comme le rapport de l'espacement entre deux nervures (rugosités) voisines en même ligne (w) et la hauteur absolue de la nervure (e).

5)- Le rapport d'aspect de la nervure (w/e)

6)- Le taux d'aspect ou le rapport d'aspect (W/H) : est défini comme le rapport entre la largeur(H) et la hauteur du conduit (W).

7)- La forme de l'élément de rugosité : nervures transversales ou inclinées continues ou discontinues avec ou sans écart de diverses sections.

8)- La position de la nervure : Attirées vers un coté de conduit que l'autre, centrées ou attirées vers le haut.

9)- Type de rugosité : Solide, perforée ou sous forme de rainure...

I.2.1.1. Effet de différents paramètres (géométriques adimensionnels) de rugosité sur le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de frottement

La présence de la nervure peut améliorer significativement le transfert de chaleur comparativement à celle de l'augmentation de la superficie de transfert de chaleur (l'effet des ailettes) [5] due à l'effet de la turbulence de l'écoulement.

Les tourbillons remplissent presque les deux tiers de l'espacement entre les nervures et sont induites par l'interruption de la sous-couche visqueuse, ce qui permet l'apparition de régions de séparations et d'attachement entre les nervures consécutives et provoque l'échange d'énergie avec l'écoulement principal. Ces tourbillons améliorent le mélange de l'air chaud près de la paroi avec de l'air froid dans le milieu du conduit et d'augmenter ainsi le coefficient de transfert de chaleur. Ce comportement favorise le transfert de chaleur accompagné par une perte de charge (perte de pression) remarquable à cause du frottement.

Dans cette partie nous exposons l'effet de différents paramètres de l'élément de rugosité (type Nervure) indiquées ci-avant sur les caractéristiques thermiques et aérodynamiques de l'écoulement de l'air au niveau d'un capteur solaire à air étudié par divers chercheurs

Une étude détaillée a été réalisée par M.J.Lewis [6], son objectif est de clarifier le comportement de base de l'écoulement autour de la nervure.

La FIGURE I.4 montre que la présence de la nervure développe deux régions de séparation, l'un en amont et l'autre en aval de la nervure, en plus d'une troisième région formée sur la partie supérieure de la nervure. Cette dernière (La 3ème région) n'a aucune contribution significative sur l'amélioration du transfert de chaleur dès que la zone supérieure de la nervure est négligeable.

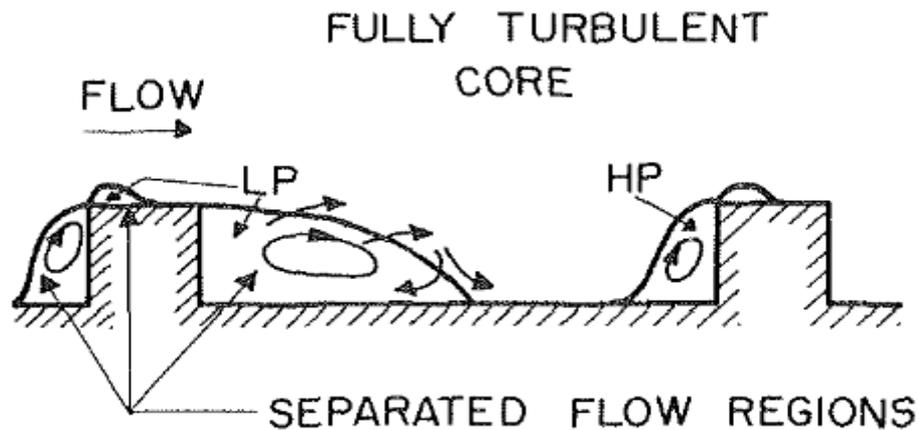


FIGURE I.4- Mécanisme de l'écoulement autour des nervures.

L'influence du pas relative de l'élément de rugosité sur le comportement de l'écoulement entre deux nervures a été l'objectif d'une étude de R.L.Webb et al. [7][8].

La FIGURE I.5 illustre que pour des petits pas relatifs de la rugosité, la zone de séparation après chaque nervure ne se rattache pas avant qu'elle n'atteigne la nervure suivante, alors que pour les plus grands pas relatifs, le point de rattachement est atteint, et une couche limite commence à croître avant la nervure suivante. La séparation et le rattachement de l'écoulement se produit entre les nervures successives ne se passe pas sauf que si le pas relatif de l'élément de rugosité surpasse la valeur de (8e).

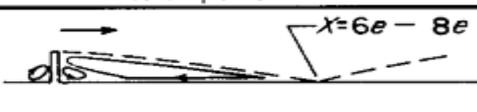
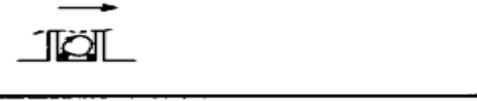
Ref	p/e	Flow pattern
[15]	$\rightarrow \infty$	
[16]	10	
[16]	8	
[16] [17]	5	
[16] [17]	2	
[16] [8]	0.75- 1.25	

FIGURE I.5- Modèles d'écoulement en fonction du Pas relatif (P/e)

D'autre part, de nombreux travaux de recherche dans ce domaine ont montré que pour certaines valeurs du pas relatif de la rugosité, le capteur solaire à air muni d'éléments de rugosité est plus performant thermo-hydrauliquement qu'un capteur solaire à air avec un conduit lisse.

Le tableau (I-1) résume les valeurs optimales du pas relatif qui est associé aux valeurs maximales du transfert de chaleur [9] [10]:

Tableau I.1 : Valeurs optimales du pas relatif (P/e) qui est associé aux valeurs maximales du transfert de chaleur

Numéro	Chercheurs	Géométrie de la nervure	Valeur optimale du Pas relatif (P /e)
1	Prasad an Saini	De forme fil transversal continu	P /e=10
2	Sahu and Bhagoria	De forme fil transversal interrompu	P /e=13.33
3	Gupta et al	De forme fil incliné continu	P /e=10
4	Varun et al	De forme fil combiné transversal-incliné	P /e=8
5	Saini and Saini	En forme d'arc	P /e=10
6	Aharwal et al	De forme continue inclinée avec interstice	P /e=10
7	Momin et al	En forme de V	P /e=10
8	Singh et al	En forme de V discrète	P /e=8
9	Hans et al	En forme de multi V	P /e=8
10	Lanjeware et al	En forme de W	P /e=10
11	Bopche and Tandale	En forme de U	P /e=10
12	Karwa et al	Nervure chanfreinée	P /e=7.09
13	Bhagoria et al	En forme d'une cale	P /e=7.57
14	Layek et al	En forme combinée chanfreinée-rainure	P /e=6
15	Jaurker et al	En forme combinée nervure – rainure	P /e=6
16	Kumar et al	W Discrètes	P /e=10
17	Saini and Verma	En forme de fossettes	P /e=17.5
18	Karmare and Tikekar	En forme de grain de métal	P /e=10

Les mesures du coefficient du transfert de chaleur local en aval de la nervure montrent que le coefficient de transfert de chaleur maximale se produit dans la région au voisinage du point de détachement, les coefficients de transfert de chaleur locaux dans la zone d'écoulement séparés sont plus grands que ceux de la limite non perturbée [8].

I.2.1.2. Différentes géométries de rugosités utilisées dans les conduits des capteurs solaires à air

L'aspect de rugosités de type nervures peut prendre différentes géométries régulières, dépendant de leurs formes, arrangement et orientations de ces éléments de rugosités sur la plaque absorbante. Pour cela, de nombreuses études expérimentales ont été effectuées dans le sens d'étudier l'effet des facteurs mentionnés ci-dessus sur le transfert de chaleur (air-absorbeur) et la perte de charge au niveau du conduit utilisé dans les capteurs solaires à air.

I.2.1.3. Nervures discontinues

La réalisation d'un écoulement turbulent avec le moins de perte de charge avec la présence de nervures, évoque la technique de rupture de ce genre d'obstruction.

Pour une hauteur de rugosité (e) fixe de 1.5mm, un rapport d'aspect (W/H) de 8mm, M.M. Saha et al. [11]. ont examiné l'effet des nervures discontinues disposées perpendiculairement à l'écoulement (FIGURE I.6) sur la performance thermique du capteur solaire à air. Les expériences ont été menées pour une gamme de nombre de Reynolds (Re) allant de 3000 à 18000, et un pas (P) compris entre 10 et 30 mm, afin de développer des corrélations de transfert thermique et de coefficient de frottement.

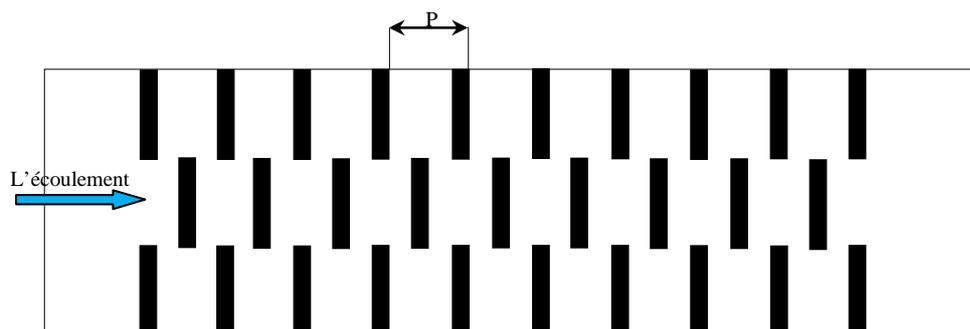


FIGURE I.6- Géométrie de rugosité discontinue utilisée par M.M. Saha et al. [11]

Ils ont observé que le nombre de Nusselt augmente fortement pour un faible nombre de Reynolds (environ de 5000) et reste constant pour des valeurs plus élevées de nombre de Reynolds (Re), leur valeur maximale est obtenue pour un pas (P) de 20 mm, ainsi que la présence de ce type de rugosité permet d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur de

1.25 à 1.4 fois par rapport au conduit rectangulaire lisse sous des conditions de fonctionnement similaires, le rendement thermique maximal de ce capteur solaire à air se situe dans la plage de 51% à 83% selon les conditions d'écoulement.

K.R. Aharwal et al.[12], ont étudié expérimentalement l'effet de la largeur et la position du passage générée par la discontinuité des nervures en fils métalliques disposées et inclinées par un angle d'attaque de (α) 60° sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement, dont le conduit est rectangulaire ayant un rapport d'aspect (W/H) de 5.84, disposé sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air, sachant que le nombre de Reynolds (Re) variant de 3000 à 18000. La hauteur de la nervure relative (e/D) est de 0.0377, le pas relatif (P/e) de 10, la largeur relative du passage carrée de l'air (g/e) varie de 0.5 à 2, et une position relative du passage de l'air (d/W) varie de 1/6 à 2/3 ; les dispositions des nervures sur la plaque absorbante sont montrées dans la FIGURE I .7.

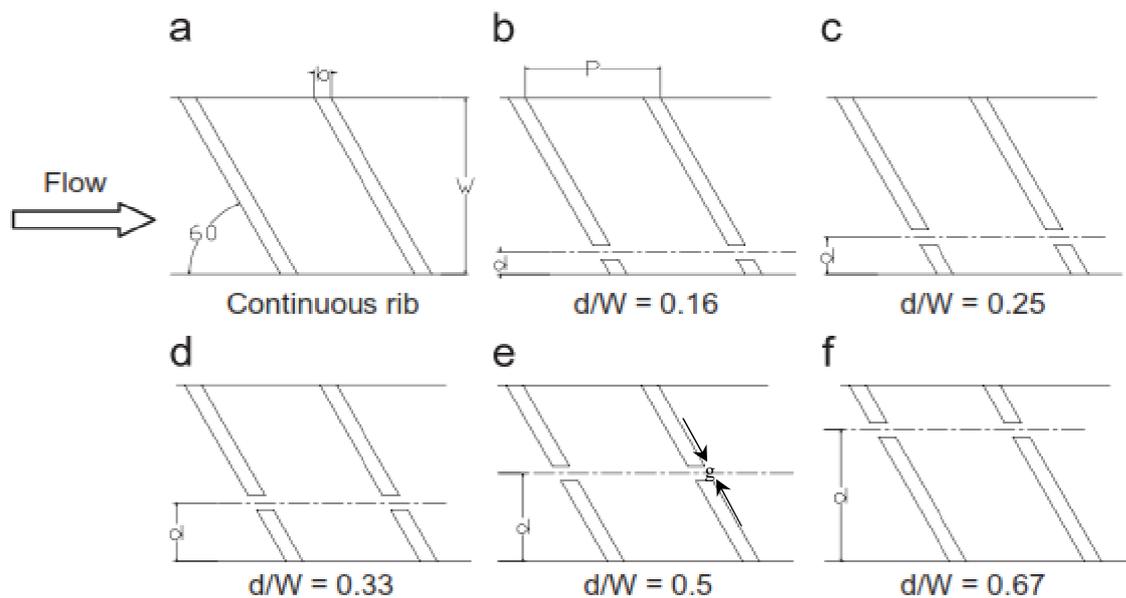


FIGURE I .7- Variation de la position du passage (orifice) dans une disposition de nervure inclinée [12]

La performance thermohydraulique (THPF), le nombre de Nusselt (Nu) et le coefficient de frottement (f) sont trouvés plus élevés correspondant à une position relative du passage (d/W) de 0.25 et une largeur relative du passage (g/e) de 1.

Ils ont observé également qu'en présence des orifices au niveau des nervures inclinées, l'écoulement secondaire le long de la nervure se rapproche de l'écoulement principal, ce qui permettra à travers ces passage d'accélérer l'écoulement derrière la nervure et motiver la couche limite retardée et améliorer le taux de transfert thermique.

Il est mentionné que l'orifice d'une largeur relative d'environ de 1, réduit la vitesse d'écoulement et libère l'écoulement secondaire ce qui entraîne une faible turbulence juste après l'orifice, ce qui à son tour, réduit le transfert de chaleur par rapport aux nervures continues ; tandis que, dans les cas où on réduit la position du passage jusqu'à la valeur de 0.25 on maximise la contribution de l'écoulement secondaire pour exciter l'écoulement principal, ce qui produit des valeurs plus élevées du nombre de Nusselt.

S.V. Karmare et al [13] ont réalisé une étude expérimentale pour déterminer les caractéristiques de l'écoulement de l'air et les distributions de transfert de chaleur au sein d'un conduit rectangulaire utile dans un capteur solaire à air, dont l'absorbeur est garni de rugosités discontinues en forme de petits fils de métal comme le montre la FIGURE I .8.

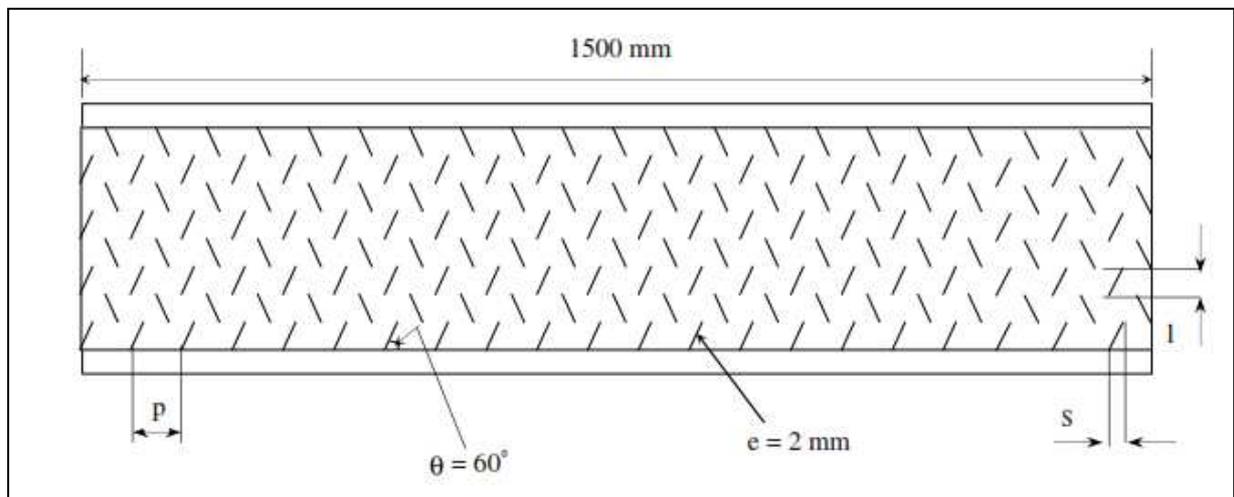


FIGURE I .8- Géométrie de surface rugueuse étudiée par Karmare and Tikekar [13]

L'enquête a été effectuée pour un nombre de Reynolds (Re) variant de 4000 jusqu'à 17000, une hauteur de rugosité relative (e/D_h) de 0.035 à 0.044, un pas relatif (P/e) variant de 12.5 à 36 et une longueur du morceau de fils relative (l/s) variant de 1 à 1.72.

L'augmentation du nombre de Nusselt et du facteur de frottement a été de 187% et 213% respectivement par rapport à l'utilisation d'un absorbeur lisse, ainsi que la performance thermohydraulique optimale a été observée pour les paramètres de rugosité (l/s)=1.72, (e/D_h)=0.044, (P/e)=17,5.

Par ailleurs, la discontinuité des nervures en forme de V était un sujet de discussion de nombreuses recherches, dont plusieurs configurations ont été testées, qui ont pour objectif de sélectionner la meilleure configuration de point de vue thermique et dynamique.

J.C.Han, et al. [14] ont démontrés que les nervures en forme de V brisées fournissent une augmentation de transfert de chaleur jusqu'à 2 à 3 fois que les nervures en forme de V continues pour le même accroissement de 7 à 8 fois de la perte de charge.

Par suite, Rajendra Karwa [15], a prouvé expérimentalement sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air, que la configuration en forme de V-discontinue et orientée vers l'aval de l'écoulement (**V-down**) donne une grande performance thermohydraulique en comparaison avec les autres configurations telle que la forme V-discontinue et orientée vers l'amont de l'écoulement (**V-up**).

En outre, la configuration **V-down** a été adoptée plus-tard par Sukhmeet Singh et al.[16][17], ensuite par Anil Kumar et al.[18], mais ils ont proposés un autre ajustement des ouvertures au niveau des nervures étudiées, l'opération a été efficace pour augmenter la performance thermohydraulique d'un capteur solaire à air.

Sukhmeet Singh et al. [16][17], dans une investigation réalisée par le biais d'une étude expérimentale des caractéristiques thermiques et dynamiques d'un écoulement rectangulaire, dont la paroi chauffée est rugueuse avec des nervures en forme de V-down discontinues comme indiquée par la FIGURE I.9.

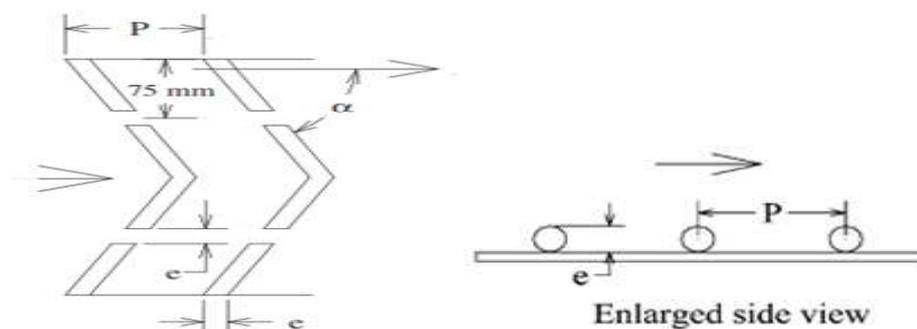
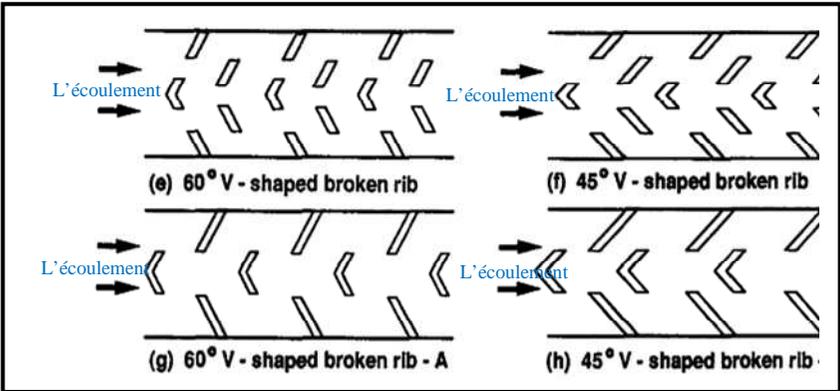
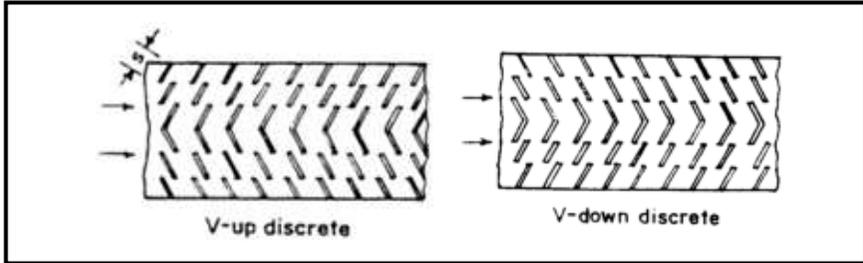


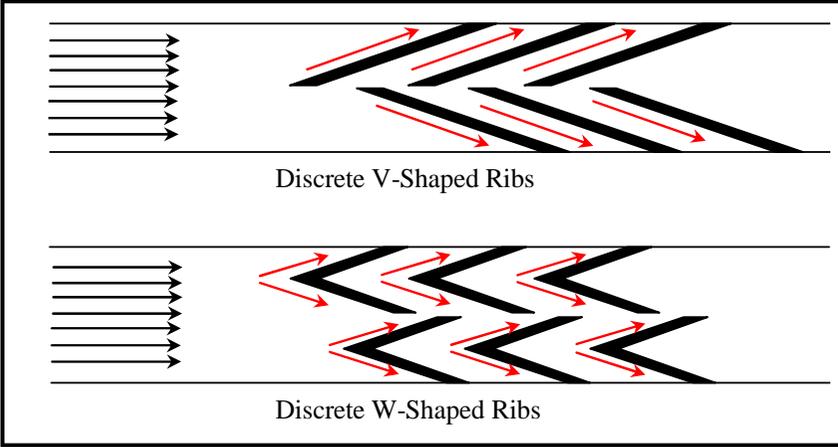
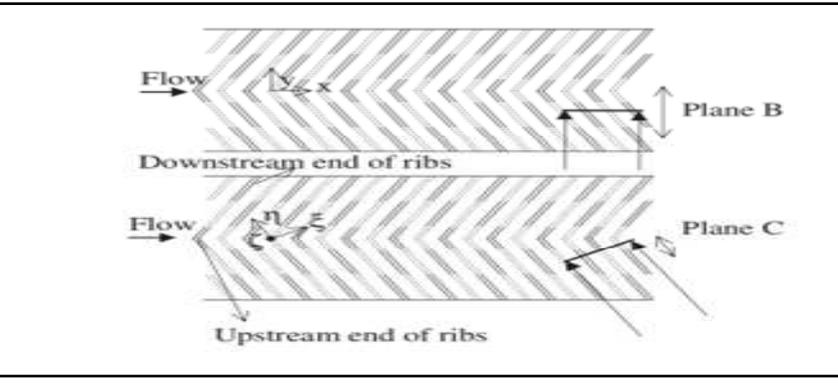
FIGURE I.9- Type des nervures étudiées par Sukhmeet Singh et al. [16] [17].

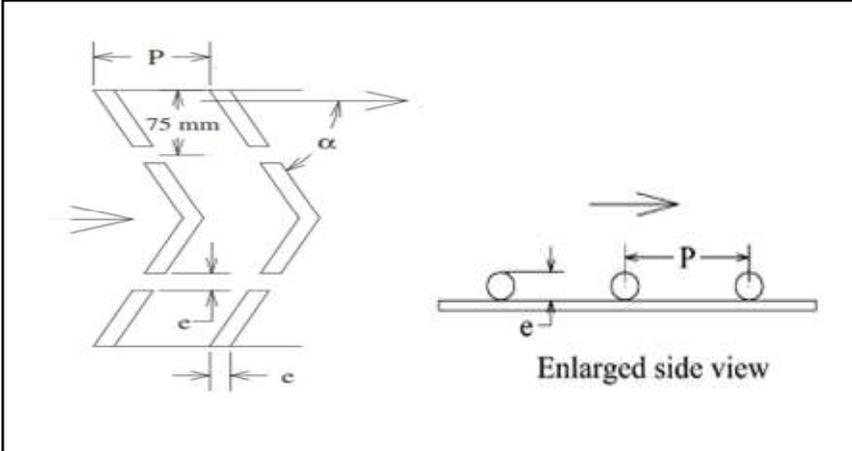
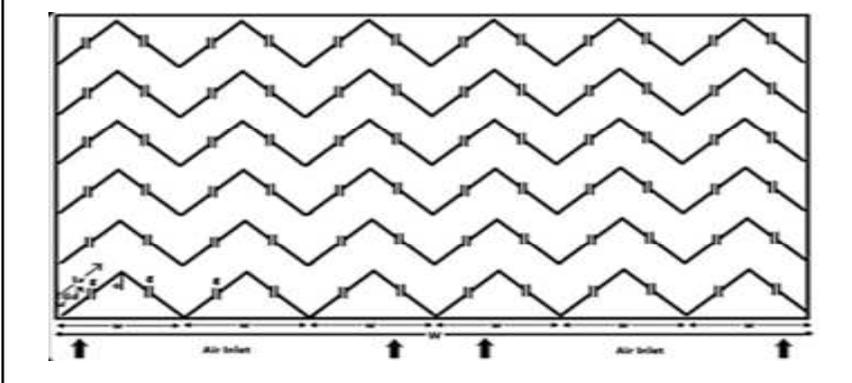
Le nombre de Reynolds a été varié de 3000 à 5000 avec une largeur relative du passage (g/e), une position relative du passage (d/W), une hauteur de rugosité relative (e/D_h), un pas relatif (P/e) et un angle d'attaque de (α) variant dans la gamme de 0.5-2.0 et 0.20-0.80, 0.015-0.043, 4-12 et 30°-75 respectivement. L'augmentation du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement était respectivement de 3.04 et 3.11 fois par rapport à un conduit lisse.

Plusieurs techniques sont utilisées pour choisir le meilleur positionnement et une largeur appropriée des ouvertures adoptées, qui ont pour objectif d'améliorer les performances des nervures en forme de **V**. Le tableau suivant montre certains développements chronologiques de cette technique.

Tableau I-2 : Différentes formes en V discontinues adoptée

L'enquêteur/(s)	Géométrie de rugosité	Gamme de paramètres	Conclusions principales
J.C. Han et al 1992 [15]		<p>Re=15000-90000 $e/D_h=0.0625$ $p/e=10$ $(\alpha)=45^\circ, 60^\circ$ et 90°</p>	<p>$(Nu/Nu_0)= 2.5-4$ $(f/f_0)=7-8$ $\eta=1.3-2$</p>
Rajendra Karwa 2003[17]		<p>Re=2800-15000 $e/D_h=0.0467-0.05$ $p/e=10$ $(\alpha)=60^\circ$ $AR=7.19-7.75$ $e^+=17-90$</p>	<p>Pour la configuration (V-up discrète) : $(Nu/Nu_0)= 1.93-2.34$ $(f/f_0)=2.35-2.47$ $\eta=1.45-1.73$ Pour la configuration (V-down discrète) : $(Nu/Nu_0)= 2.02-2.47$ $(f/f_0)=2.46-2.58$ $\eta=1.5-1.8$</p>

<p>Lesley.M.Wright et al 2004 [21]</p>	 <p>Discrete V-Shaped Ribs</p> <p>Discrete W-Shaped Ribs</p>	<p>$Re=10^4-4 \times 10^4$ $e/D_h=0.078$ $p/e=10$ $(\alpha)=45^\circ$ $AR=4$</p>	<p>Pour la configuration (V-Shaped Ribs) : $\eta=1.4-1.95$</p> <p>Pour la configuration (W-Shaped Ribs) : $\eta=1.45-1.85$</p>
<p>Lieke Wang et al 2010[16]</p>	 <p>Flow</p> <p>Downstream end of ribs</p> <p>Upstream end of ribs</p> <p>Plane B</p> <p>Plane C</p>	<p>$Re=10^3-6 \times 10^3$ $e/D_h=0.06$ $p/e=10$ $(\alpha)=60^\circ$ $AR=1/8$</p>	<p>Pour la configuration (V-down discrète) : $\eta \approx 1.45$</p>

<p>Sukhmeet Singh et al [18][19]</p>		<p>$Re=3 \times 10^3 - 15 \times 10^3$ $e/D_h=0.015 - 0.043$ $p/e=4-12$ $g/e=0.5-2$ $d/w=0.2-0.8$ $(\alpha)=30^\circ - 75^\circ$ $AR=12$</p>	<p>Pour la configuration (V-down discrète) : $\eta \approx 2.08$ pour $(\alpha)=60^\circ$, $e/D_h=0.043$, $p/e=8$, $d/w=0.65$, $g/e=1.0$, $Re=12000$</p>
<p>Anil Kumar et al 2013[20]</p>		<p>$Re=2 \times 10^3 - 20 \times 10^3$ $e/D_h=0.015 - 0.043$ $p/e=6-12$ $g/e=0.5-1.5$ $d/w=0.24-0.8$ $(\alpha)=30^\circ - 75^\circ$ $AR=12$</p>	<p>Pour la configuration où les paramètres sont : $e/D_h=0.015 - 0.043$, $p/e=8$, $g/e=1$, $d/w=0.69$, $(\alpha)=60^\circ$, $AR=12$ $(Nu/Nu_0)=6.74$ $(f/f_0)=6.37$ $\eta=3.64$</p>

<p>Rajesh Maithani 2016[22]</p>		<p>Re:4000-18000 $e/D_h=0.0433$ $p/e:6-12$ $N_g:1-5$ $(\alpha):30^\circ-75^\circ$ $AR=12$</p>	<p>$\eta \approx 2.4$ pour $Re \approx 13800$ $(\alpha)=60^\circ$ $p/e=10$</p>
<p>Anil K. Patil2011[23]</p>		<p>Re:3000-17000 $e/D_h=0.0433$ $p/e=10$ $p'/p=0.6$ $r/e=1$ $s'/s=0.2-0.8$ $(\alpha)=60^\circ$ $AR=12$</p>	<p>$\eta = 2.1$ pour $Re:13150$</p>
<p>Giovanni Tanda2011[24]</p>		<p>Re:8000-40000 $e/D_h=0.09$ $p/e=13.33$ $g/e :0.5-1.5$ $d/w=0.24-0.8$ $(\alpha)=45^\circ \text{ et } 60^\circ$ $AR=5$</p>	<p>$\eta = 1.702$ pour $(\alpha)=60^\circ$</p>

V.S. Hans et al. [24] ont mené une étude expérimentale sur un conduit utilisé dans un capteur solaire à air, ce conduit a un rapport d'aspect (W/H) de 12 et équipé par des nervures en forme d'arc discontinues avec une disposition contre-courant, (voir FIGURE I.10), l'objectif est d'examiner l'influence des paramètres de ce type de rugosités sur le nombre de Nusselt aussi bien que sur le facteur de friction.

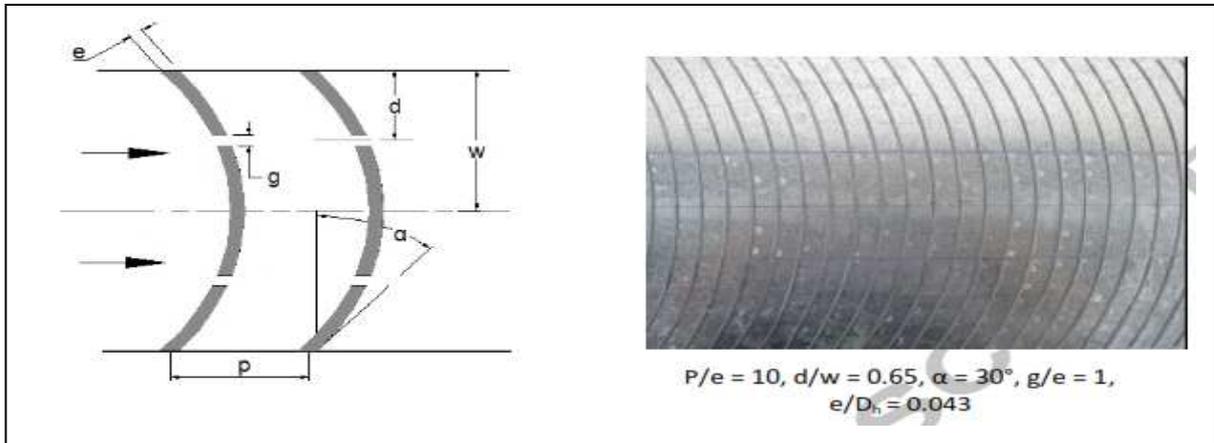


FIGURE I.10- Disposition générale des nervures en forme d'arc discontinues avec une photo de la plaque absorbante équipée par ces nervures [24].

L'investigation a été effectuée pour un nombre de Reynolds (Re), un pas relatif (P/e), une largeur relative du passage de l'air (g/e), une position relative du passage de l'air (d/W), une hauteur de rugosité relative (e/D_h), et un angle d'arc variant entre : 2000-16000, 4-12, 0.5-2.5, 0.2-0.8, 0.022-0.043 et 15° - 75° , respectivement.

Dans la même gamme des paramètres examinés, la présence des nervures en forme d'arc discontinues augmente le nombre de Nusselt et le facteur de friction jusqu'à 2.63 et 2.44 fois, par rapport à celui du conduit lisse, alors qu'avec des nervures en forme d'arc continues est révélé de 1.19 et 1.14 fois par rapport celui du conduit lisse.

Ils ont prouvé à partir d'une étude comparative au cours de cette recherche, que malgré l'amélioration du transfert de chaleur en présence des nervures en forme d'arcs discontinues est inférieure à celle des nervures inclinées discontinues et des nervures en forme de V discontinues, la performance thermohydraulique de la géométrie étudiée est meilleure pour cette gamme de nombre de Reynolds.

D'autre part, en 2017 R.S Gill et al.[25], ont trouvé par le biais d'un protocole expérimental, que le nombre de Nusselt et le facteur de friction d'un écoulement turbulent dans un conduit d'un capteur solaire à air, dont la surface interne de l'absorbeur est garni par des nervures en forme d'arc discontinues arrangées avec des pièces d'arc disposées en

quinconce, ou bien décalées (voir FIGURE I .11), sont redoublés jusqu'à les valeurs de 3.06 et 2.50 respectivement par rapport à un conduit lisse.

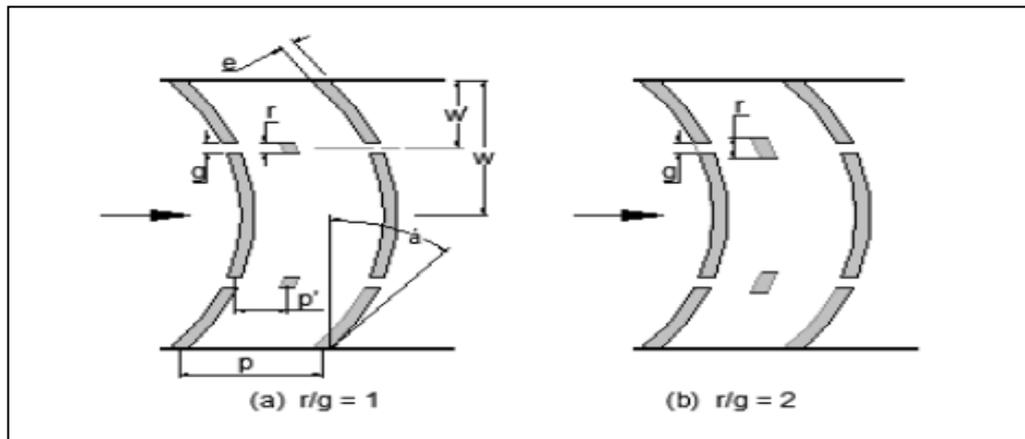


FIGURE I .11- Schéma de la disposition en quinconce des nervures étudiées [25].

L'étude a été réalisée pour une gamme de nombre de Reynolds allant de 2000 à 16000, une hauteur relative (e/D) de 0.018 à 0.045, un pas relatif (p/e) de 10, un rapport d'angle ($\alpha/90$) de 0.33, une largeur relative (W/w) variant de 0.65, une taille relative de la nervure décalée (r/g) allant de 1 à 6 et une position relative de la pièce décalée (p'/p) de 0.4.

En comparaison avec les nervures en formes d'arc discontinues et sans pièces décalées ; la pièce d'arc décalée et placée entre deux nervures d'arc discontinues a une forte influence sur le facteur de frottement et le nombre de Nusselt, cette amélioration était de l'ordre de 2.6 et 2.27 respectivement et cela pour une taille relative de 4, le facteur de performance thermohydraulique en présence de cette arrangement des nervures obtenue était de 2.27.

N.K.Pandey et al.[26] ont effectué une étude expérimentale sur l'augmentation du transfert de chaleur et le facteur de frottement en utilisant des nervures en forme de multiples arc séparés par des ouvertures implantés sur la plaque absorbante d'un capteur solaire à air comme il est indiqué sur la FIGURE I .12.

L'enquête portait sur le nombre de Reynolds (Re) variant de 2100 à 21000, une hauteur de rugosité relative (e/D_h) variant de 0.016 à 0.0444, un pas relatif (P/e) allant de 4 à 16, l'angle d'arc prend les valeur de 30° à 75° , une largeur d'arc (W/w) allant de 1 à 7 et une distance relative entre les ouvertures (d/x) allant de 0.25 à 0.85 avec une largeur relative (g/e) de ces ouvertures variant de 0.5 à 2. L'augmentation maximale du nombre de Nusselt et du facteur de frottement est de 5.85 et 4.96 fois, par rapport au conduit lisse. Les données expérimentales sont utilisées pour développer des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

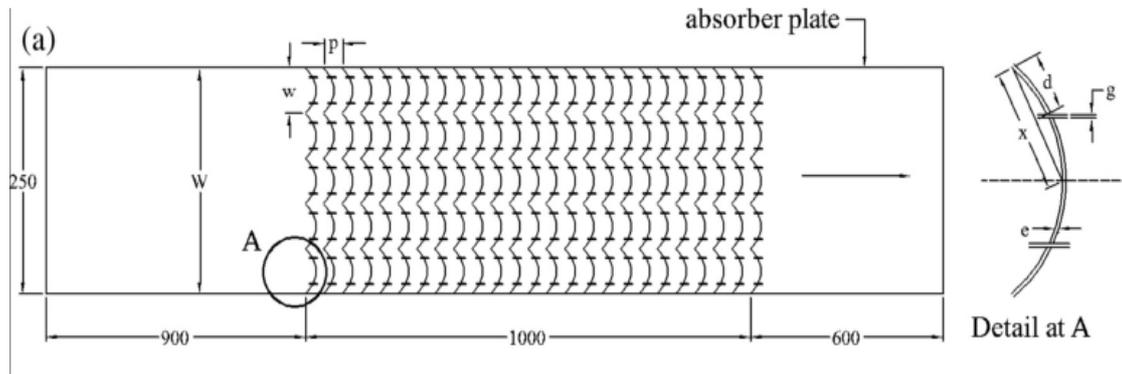


FIGURE I .12- Vue de la plaque rugueuse [26].

En outre, des nervures discrètes en formes de U inversés (voir FIGURE I.13) ont été implantés sur la surface interne de l'absorbant d'un capteur solaire à air pour étudier leur impact sur le champs thermique et dynamique au sein du conduit utile, était le sujet d'une recherche expérimentale menée par Santosh B. Bopche et al.[27].

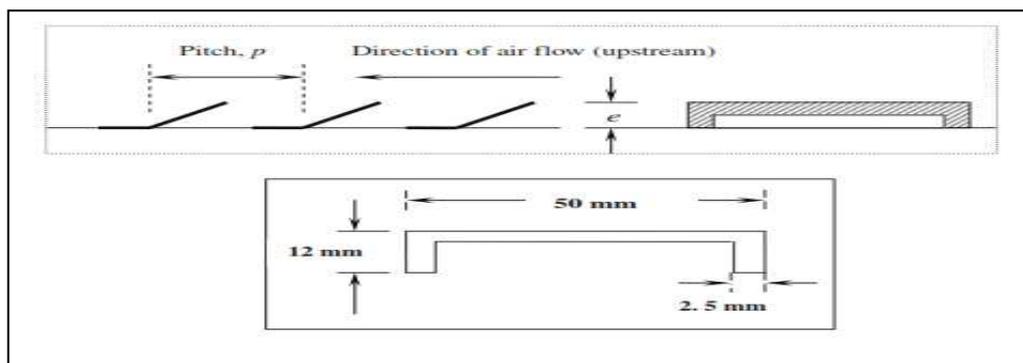


FIGURE I .13- Géométrie de la rugosité utilisée dans l'étude [27]

Avec un angle d'attaque (α) de 90° , les expériences couvrent le nombre de Reynolds de 3800 à 18000, une hauteur relative (e/D_h) de 0.0186 à 0.03986, ce qui correspond à une hauteur absolue (e) allant de 0.7 à 1.5 mm et un pas relatif (P/e) variant de 6.67 à 57.14 ($P=10$ à 40mm).

Comparativement à un capteur solaire à air avec un conduit lisse, la présence de ce type des nervures augmente le transfert de chaleur et le facteur de frottement jusqu'à 2.82 et 3.72 fois, respectivement.

L'effet des nervures en forme de fossettes (creux) semi-sphériques disposées en ligne (voir FIGURE I.14), sur le transfert de chaleur et le coefficient de perte de charge au sein d'un

conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air a été examiné expérimentalement dans une étude réalisée par R.P.Saini et al.[28].

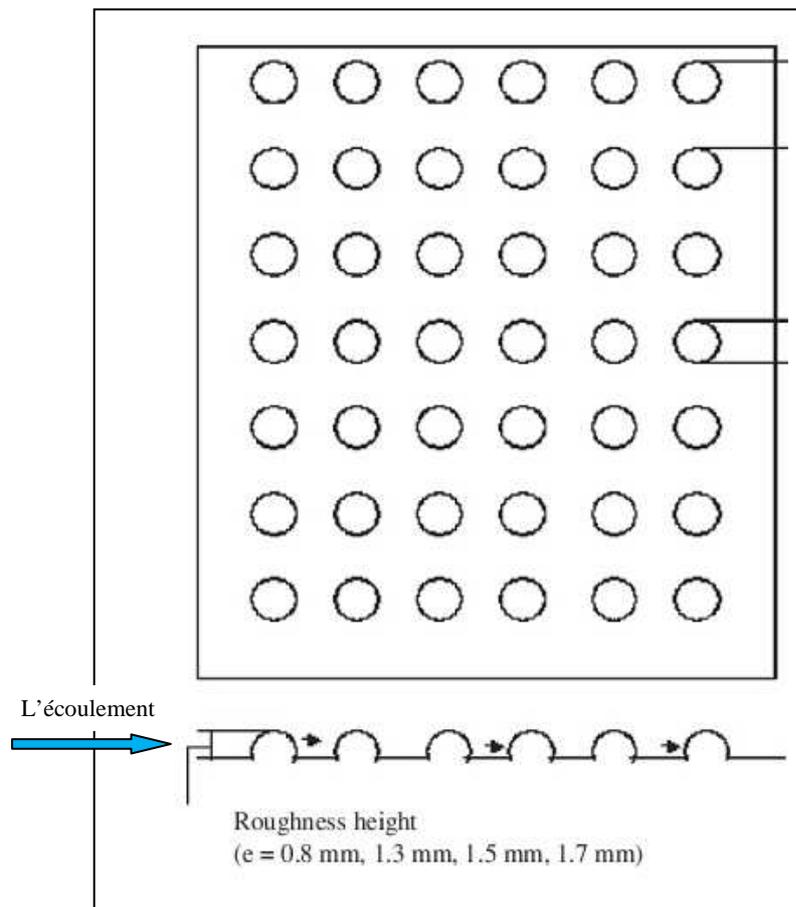


FIGURE I .14- Géométrie de disposition des nervures en forme de creux Semi-sphériques [28].

L'étude a été menée dans la gamme d'un nombre de Reynolds comprise entre 2000 et 12000, d'une hauteur relative (e/D_h) comprise entre 0.018 et 0.037 et un pas relatif (P/e) de 8 à 12. La valeur maximale du nombre de Nusselt est obtenue avec une hauteur relative (e/D_h) de 0.0379 et un pas relatif (P/e) de 10, tandis-que la valeur minimale du coefficient de frottement se trouve à une hauteur relative de rugosité (e/D_h) de 0.0289 et un pas relatif (P/e) de 10. Des corrélations du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement ont également été développées.

Brij Bhushan et al.[29] ont encore présenté une étude expérimentale similaire que celle de R.P.Saini et al [28], sauf que les nervures sont des bosses semi-sphériques disposées en quinconce sur l'absorbeur comme illustrée dans la FIGURE I .15.

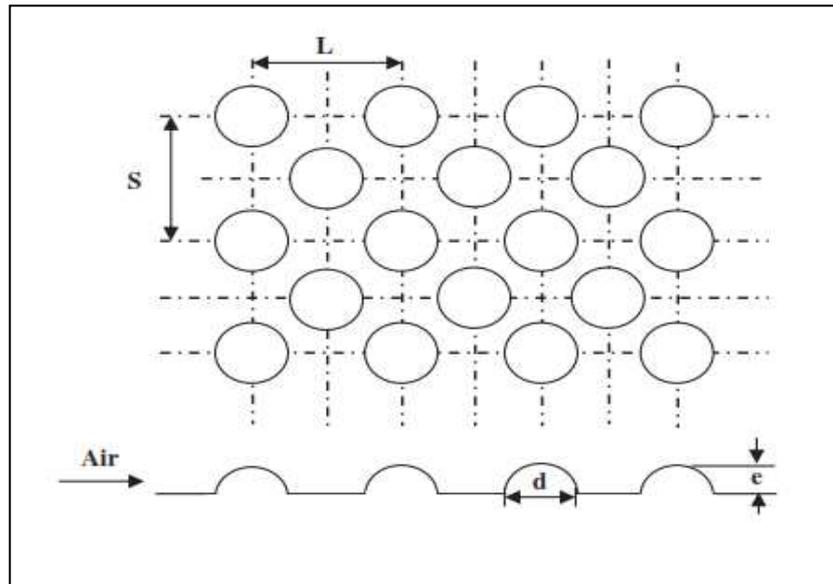


FIGURE I .15- Géométrie de disposition de la rugosité étudiée sur l'absorbeur [29]

L'objectif de cette étude était de déterminer expérimentalement le taux d'augmentation au niveau du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement. Ils ont trouvé pour la gamme des paramètres étudiés, que l'augmentation maximale du nombre de Nusselt et du facteur de friction était au environ de 3.8 et 2.8 fois, respectivement, par rapport au conduit lisse. Ceci correspond à une amélioration maximale de l'efficacité thermique pour un capteur solaire à air muni de ce type de rugosité, équivalente à 2.3 et 2.2 fois respectivement, par rapport à un capteur solaire à air avec un conduit lisse [30]. Egalement, des corrélations du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement basées sur les données expérimentales ont été développées et rapportées.

Plus tard, des bosses semi-sphériques ont été adoptées comme des nervures distribuées en forme d'arc par l'étude de Sanjay Yadav et al.[31]. L'étude menée considère que la valeur maximale du facteur thermohydraulique est estimé par la valeur de 2.01 pour cette configuration ($P/e = 12$, $e/D_h = 0.33$, $\alpha = 60^\circ$) pour le nombre de Reynolds égale à 6000.

Des nervures en forme de creux semi-sphériques comme il a été noté précédemment, disposées angulairement en forme d'arc FIGURE I.16, était l'objet d'une étude expérimentale de Muneesh Sethi et al. [32].

L'étude a été réalisé pour une gamme de paramètres de fonctionnement d'un conduit d'un capteur solaire à air, dont le conduit a un taux d'aspect (W/H) de 11, une gamme du pas relatif (P/e) de 10 à 20, une hauteur relative (e/D_h) comprise entre 0.021 et 0.036, un angle

d'arc (α) varié entre 45° et 75° et pour un nombre de Reynolds (Re) couvrant la plage de 3600 à 18000.

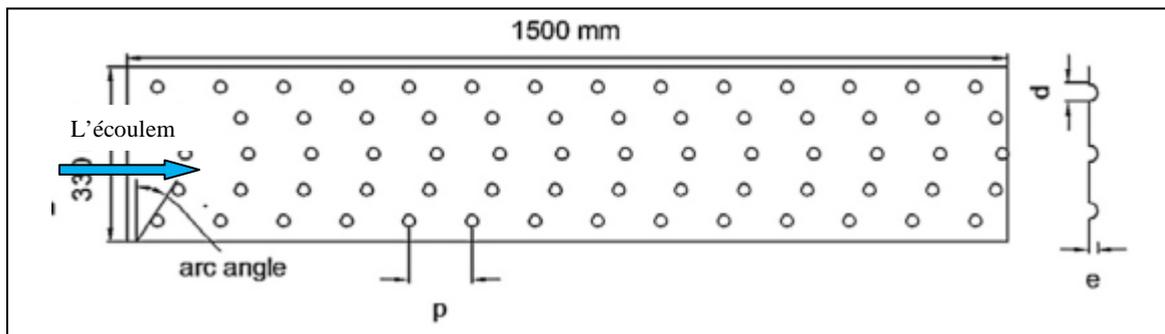


FIGURE I .16- Vue de la plaque absorbante [32].

La valeur maximale du nombre de Nusselt a été trouvée correspondante à une hauteur relative (e/D_h) de 0.036, un pas relatif (P/e) de 10 pour un angle (α) de 60° , alors que la valeur minimale du coefficient de frottement obtenue correspond à une hauteur relative (e/D_h) de 0.021 et un pas relatif (P/e) de 20 pour un angle (α) de 75° .

Autres dispositions de nervures en forme de creux semi-sphériques sur la face interne de l'absorbeur ont été proposées par de nombreux chercheurs, nous les résumerons dans les points suivants :

- **Dispositions en quinconces** (voir FIGURE I.17 (a)): était le sujet de N. Katkhw et al.[33] tandis que les principaux résultats obtenus sont de 4.09 et 4.83 fois de la valeur du nombre de Nusselt et de friction respectivement par rapport de celles d'un conduit lisse
- **Disposition en forme de V** (voir FIGURE I.17 (b)): était le sujet de A. Kumar et al.[34], la valeur maximale du paramètre de performance thermohydraulique est de 2.69 correspondant à l'angle d'attaque de 55° .
- **Disposition en forme Multi V** (voir FIGURE I.17 (c)) : était le sujet de A. Kumar et al. [35], ils ont trouvé que pour la configuration ($W_c/W_d=5$, $e/D_h=1$, $P/e=9$) le capteur donne un facteur de performance thermohydraulique estimé de 3.26 pour un nombre de Reynolds $Re=16000$.

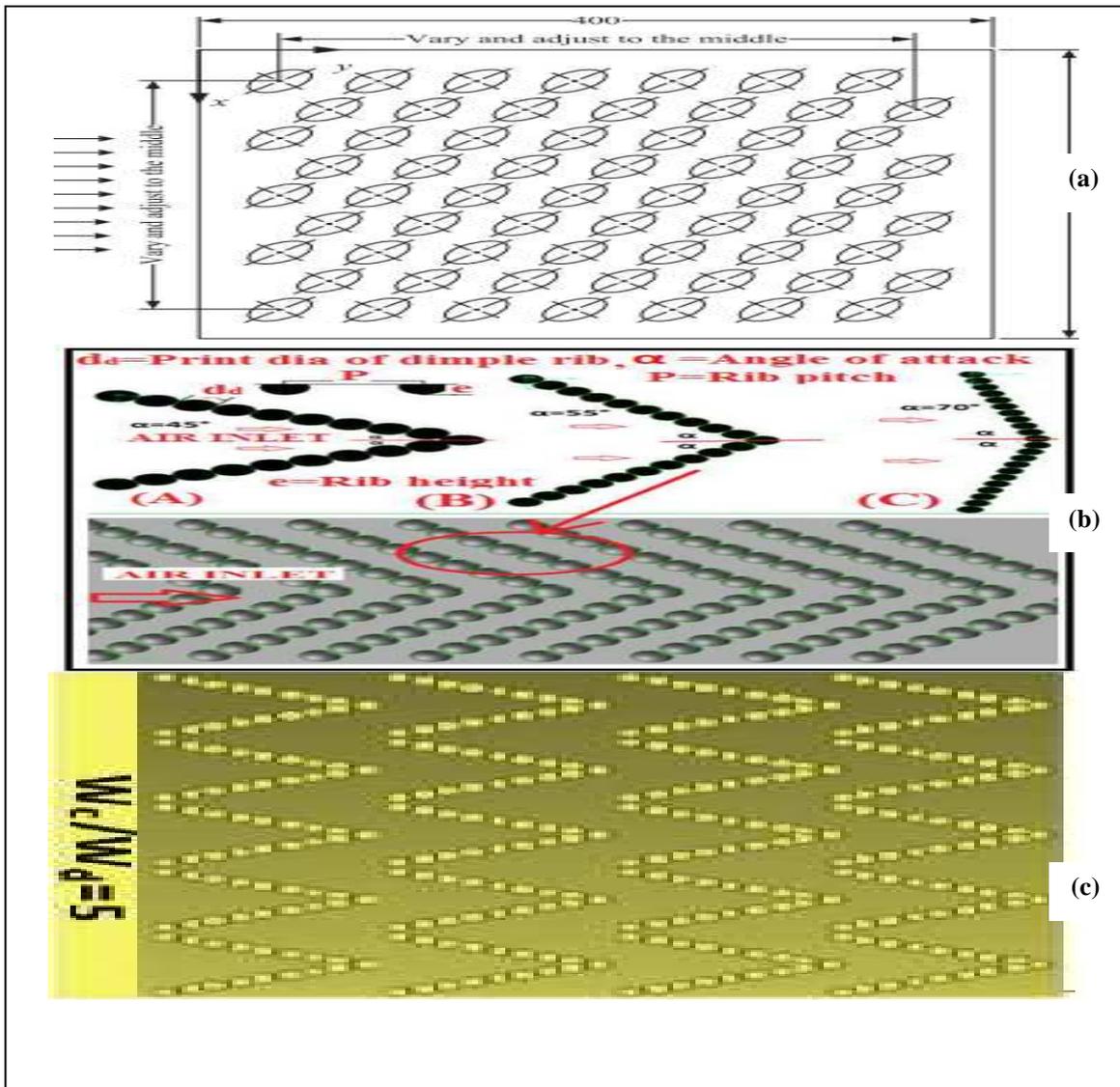


FIGURE I .17- Diverses formes de disposition : (a) en quinconces, (b) en forme de V et (c) en forme Multi V.

Par ailleurs, la combinaison entre deux types de rugosités creuses semi-sphériques et bosses semi-sphériques comme indiquée par (la FIGURE I .18) a été le sujet d'une étude de S.D. Hwang [36]. Ils ont signalés que l'augmentation peut atteindre une valeur maximale estimée par 4.16 et 5.09 fois de la valeur du nombre de Nusselt et de friction respectivement par rapport à celles d'un conduit lisse.

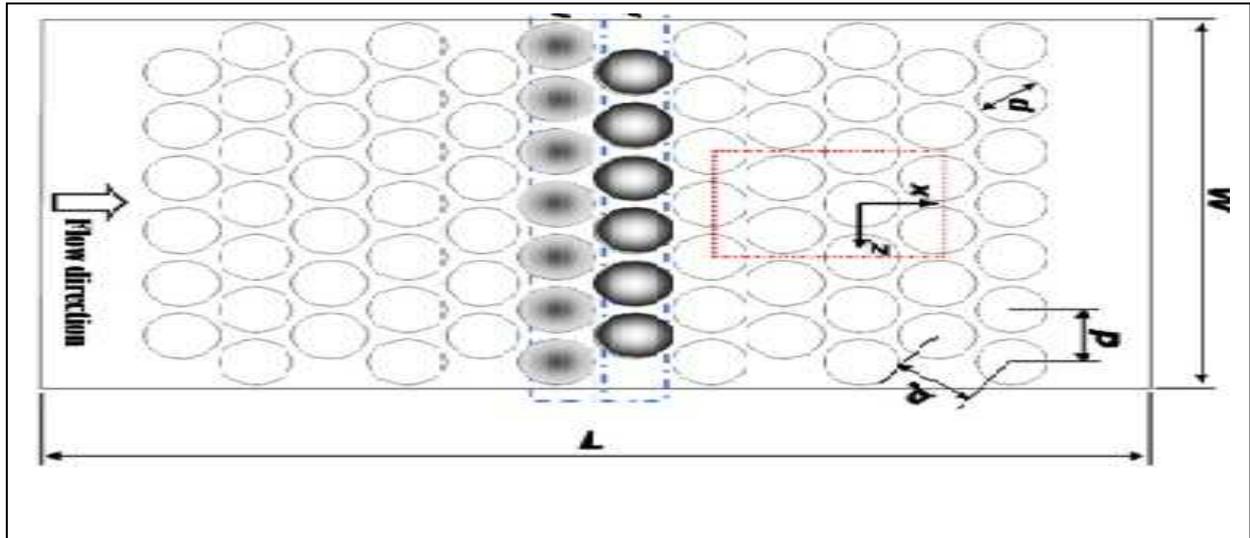


FIGURE I .18- Combinaison entre deux types de rugosités creuses semi-sphériques et bosses semi-sphériques [36].

I.2.1.4. Nervures continues

Sont des obstructions de petites dimensions, ont des hauteurs atteignant jusqu'à la limite de la sous couche tampon, leurs utilisations au niveau d'un capteur solaire à air, où elles s'étendent transversalement sur la face interne de l'absorbeur.

Dans cette partie et indépendamment de la vue de profil latérale d'une nervure ou autre, nous allons montrés à travers l'étude dans la littérature l'impact du positionnement et de distribution des différentes nervures sur la plaque absorbante, à la fois sur les champs thermiques et hydrauliques, sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air

I.2.1.3.1. Nervures continues de formes fils métalliques transversales

Cette technique se base généralement sur la fixation des fils en fer galvanisés, ont des sections circulaires de petits diamètres sur l'absorbeur d'une manière ou une autre, l'objectif est de perturber la sous couche visqueuse qui permet de libérer l'énergie stratifiée au niveau de cette couche. Cette technique se caractérise par sa simplicité et sa facilité d'accès de la matière première (fils métalliques), comme elle donne également des résultats satisfaisants concernant l'amélioration des performances du capteur solaire à air. Plusieurs chercheurs ont étudié l'amélioration de la performance en fixant des fils métalliques de petits diamètres sur la plaque absorbante, parmi ceux-ci en peut mentionner.

Afin d'améliorer le rendement thermique au cours du processus de séchage d'un produit agricole K. Prasad, S.C. Mullick. [37] ont fixé des lignes de fils en fer galvanisé de diamètre

Imm, sur la face interne de l'absorbeur et perpendiculairement au sens principal de l'écoulement turbulent au sein du conduit d'un capteur solaire à air sans vitrage. Ils ont révélé que l'amélioration de l'efficacité thermique d'un capteur avec absorbeur rugueux est considérable qu'un capteur avec absorbeur lisse, et peut atteindre la valeur de 14% pour un nombre de Reynolds de 40000, ont noté que les améliorations deviennent élevées lorsque la vitesse d'écoulement est réduite.

Sous des conditions similaires à l'étude précédente et pour un écoulement pleinement turbulent B.N. Prasad and J.S.Saini [38] ont développé des corrélations semi-empiriques pour le transfert de chaleur (Nombre de Nusselt Nu) et le coefficient de frottement (f) en fonction d'un pas relatif variant entre 10 et 20 ainsi qu'une hauteur relative entre 0.02 et 0.033. Ils ont trouvé que les valeurs du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement maximales, lors de l'utilisation d'un absorbeur rugueux sont 2.38 à 4.25 fois successivement, que celles d'un conduit lisse et ceci pour un pas relatif $(P/e) = 10$ et une hauteur relative $(e/D) = 0.0333$.

Des investigations expérimentales ont été réalisées par D. Gupta et al.[39], pour étudier l'effet de la fixation du fil transversal au niveau de l'absorbeur d'un capteur solaire à air sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement, tel que le coefficient de frottement (f) (FIGURE I.19). L'objectif est de développer des corrélations pour le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt en fonction des paramètres géométriques des rugosités, de la section de passage et du nombre de Reynolds. Ces corrélations sont utilisées pour prédire les valeurs de nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, ils ont constatés que la déviation de ces deux derniers est de 10% et 15%, respectivement.

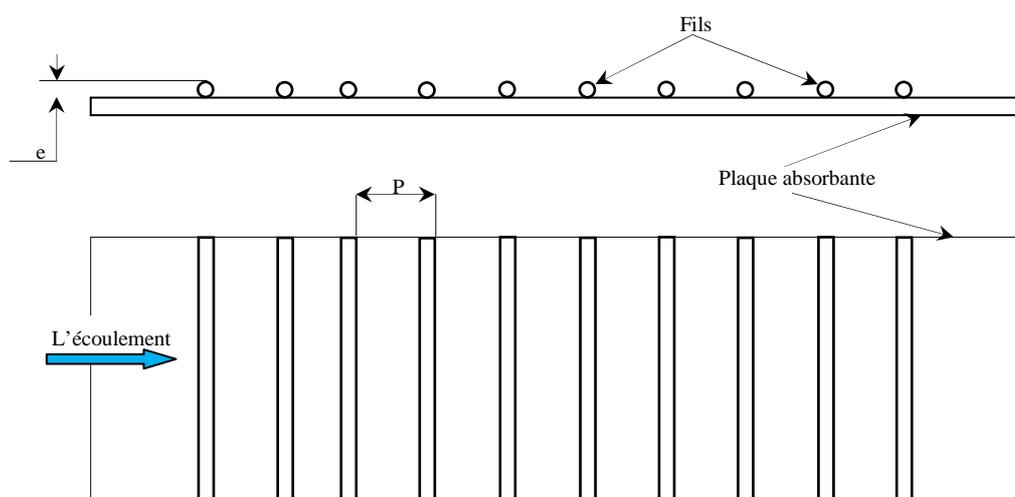


FIGURE I .19- Nervures continues de forme de fils métalliques transversales.

I.2.1.3.2. Nervures continues de formes fils métalliques inclinées

La fixation des fils inclinés au niveau de l'absorbeur du conduit utile d'un capteur solaire à air, en vue d'améliorer la performance thermohydraulique, était l'objectif d'une étude expérimentale réalisée par Gupta et al. [40]. La géométrie de la plaque absorbante rugueuse est représentée sur la FIGURE I .20. Des corrélations pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour cette configuration sont développées par les auteurs, où ils ont obtenu un transfert de chaleur optimal avec un angle d'attaque de 60° et un pas relatif de 10. La configuration qui a une rugosité avec une hauteur relative de 0.3 et correspond au nombre de Reynolds de 14000 a donnée la meilleure performance thermohydraulique.

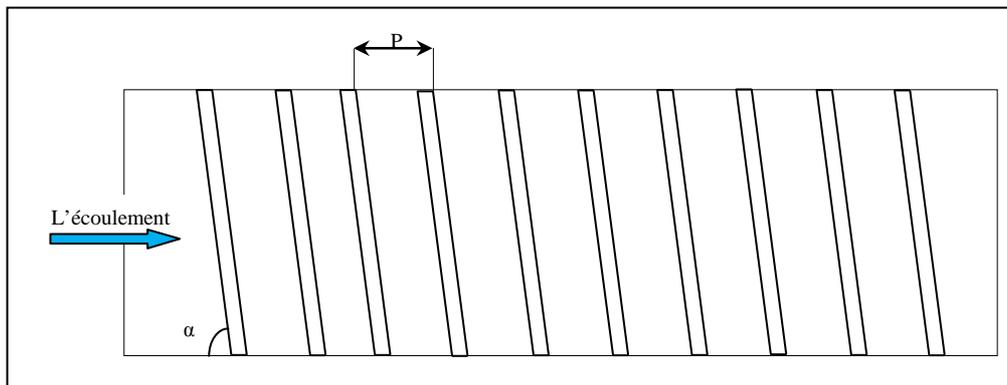


FIGURE I .20- Nervures continues de forme fils métalliques inclinées.

Dans une étude expérimentale menée par M.E. Taslim et al. [41], ont comparés les deux configurations mentionnées auparavant (transversale et inclinée) pour un taux de blocage (e/H) variant de 0.083, 0.125 et 0.167 avec un pas relatif (P/e) de 10. Ils ont trouvés que la performance thermique en présence des nervures inclinée de 45° est la configuration la plus optimale que celles où les nervures sont disposées perpendiculairement à l'écoulement (transversal) quelque soit le taux de blocage ou la hauteur relative.

I.2.1.3.3. Nervures continues de forme grillage métallique

R.P.Saini et al [42] et par le même principe, sauf qu'ils ont croisés les fils d'une manière qui permettra de former une grille comme indiquer par la FIGURE I .21.

Ils ont développé des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de friction, où ils ont trouvés que l'amélioration maximale au niveau de nombre de Nusselt et le coefficient de friction peut être de l'ordre de 4 et 5 respectivement, par rapport à un conduit lisse sous les mêmes conditions de fonctionnement.

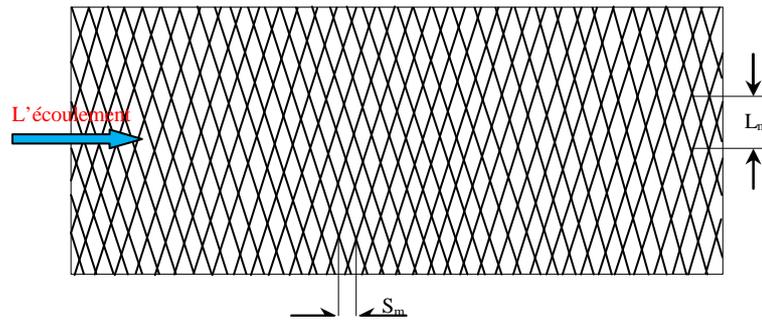


FIGURE I .21- Nervures continues en forme de grillage métallique.

I.2.1.3.4. Nervures continues en forme d'arc de fils métalliques

Des éléments de rugosités considérées comme des fils en fer galvanisé métallique, parallèles de forme d'arc comme indiqué par la FIGURE I.22 était le sujet d'une étude expérimentale de Saini S.K, Saini R.P [43]. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées, l'objectif toujours est d'étudier l'effet de ce type de nervures sur la performance thermohydraulique d'un capteur solaire à air, pour une gamme de nombre de Reynolds variant de (Re) 2000 à 17000, une hauteur relative (e/D) variant de 0.0213 à 0.0422 et un rapport d'angle ($\alpha/90$) allant de 0.333 jusqu'à 0.666. Ils ont obtenus une amélioration maximale du nombre de Nusselt atteignant la valeur de 3.8 fois à celle de la surface lisse correspondant au rapport d'angle relatif de 0.333 et une hauteur relative de 0.0422. Cependant, le coefficient de frottement prend la valeur de 1.75 fois seulement pour la même configuration.

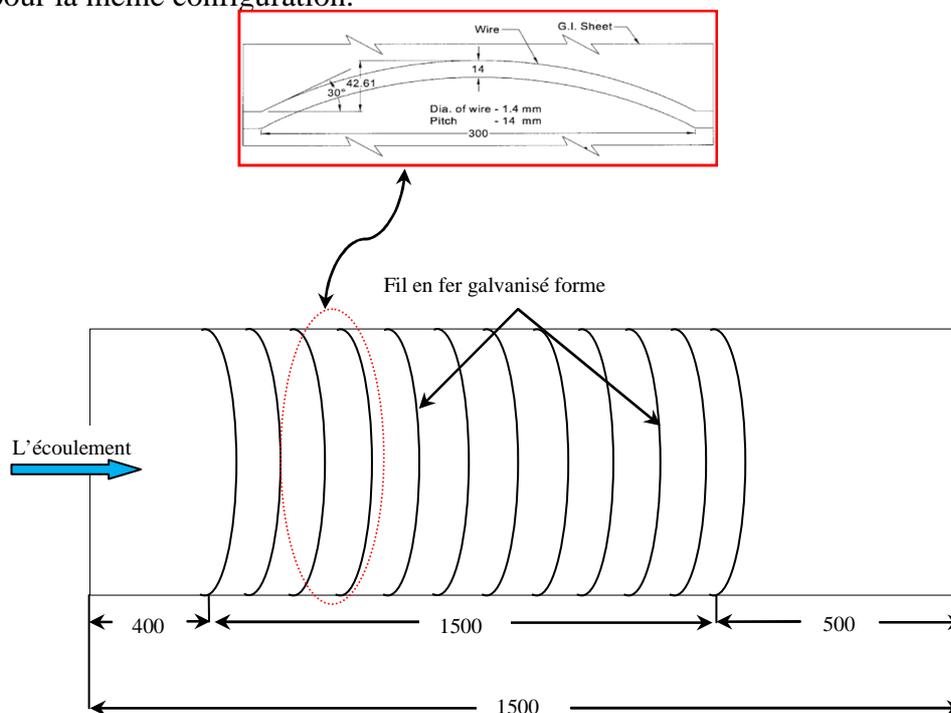


FIGURE I .22- Nervures continues de forme d'arc de fils métalliques.

Ensuite, exactement en 2014 Anil P.Singh et al. [44-45] (voir FIGURE I .23), ont utilisé des fils métalliques en forme de multi arc comme une rugosité artificielle adhérente sur la face interne de l'absorbeur. L'objectif est d'étudier l'impact de cette disposition de rugosité sur les caractéristiques du transfert de chaleur et de frottement dans un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air.

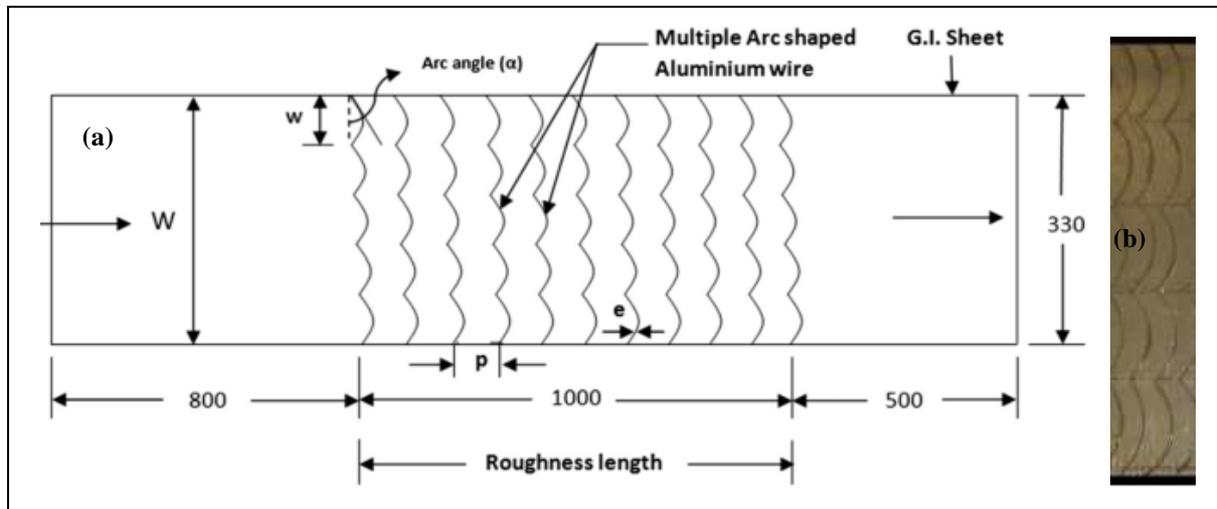


FIGURE I .23- (a) Disposition de la rugosité sur l'absorbeur plan, (b) Vue picturale de la géométrie rugueuse

L'étude a été menée pour une gamme du nombre de Reynolds allant de 2200 à 22000, une hauteur relative (e/D) de 0.018 à 0.045 et un rapport d'angle ($\alpha/90$) allant de 0.33 à 0.83, une largeur relative (W/w) variant de 1 à 7 et un pas relatif allant de 4 à 16. Ils ont évalué les valeurs d'augmentation maximale du nombre de Nusselt et le facteur de frottement par rapport à un conduit lisse de l'ordre de 5.07 et 3.71 respectivement, d'autre part, ils ont trouvés pour les paramètres : ($\alpha/90=0.66$, $(Re)=22300$, $(W/w)=5$, $(e/D)=0.045$, $(P/e)=8$) et ($\alpha/90=0.66$, $(Re)=22300$, $(W/w)=7$, $(e/D)=0.045$ et $(P/e)=8$) respectivement, que la performance thermo hydraulique s'est révélée être la meilleure d'une valeur de 3.4 pour les caractéristiques suivantes ($\alpha/90=0.66$, $(Re)=22300$, $(W/w)=5$, $(e/D)=0.045$ et $(P/e)=8$).

Plus tard, en 2016 Khushmeet Kumar et al. [46] ont adopté dans une étude expérimentale des fils métalliques configurés en forme de 'S' répétés transversalement comme une rugosité artificielle au niveau de l'absorbeur d'un capteur solaire à air. L'écoulement été turbulent pleinement développé dont le nombre de Reynolds varie dans une plage de 2400-20000, avec un pas relatif (P/e) variant de 4 à 16, un angle d'attaque (α) allant de 30° à 75° et une hauteur relative (e/D) variant de 0.022 à 0.054, ainsi ces formes sont répétées transversalement sur l'absorbeur jusqu'à $(W/w) = 4$ fois.

L'augmentation du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement était respectivement 6.22 et 5.35 fois par rapport au conduit rectangulaire lisse sous les mêmes conditions de fonctionnement. Ces résultats sont repérés dans le cas où $(e/D)=0.043$, $(P/e)=8$, $(\alpha)=60^\circ$ pour un nombre de Reynolds $Re = 20000$ et quand ces formes sont répétées 03 fois.

Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été développées dans les conditions de travail mentionnées ci-dessus, montrent une forte concordance avec les données expérimentales de la configuration étudiée.

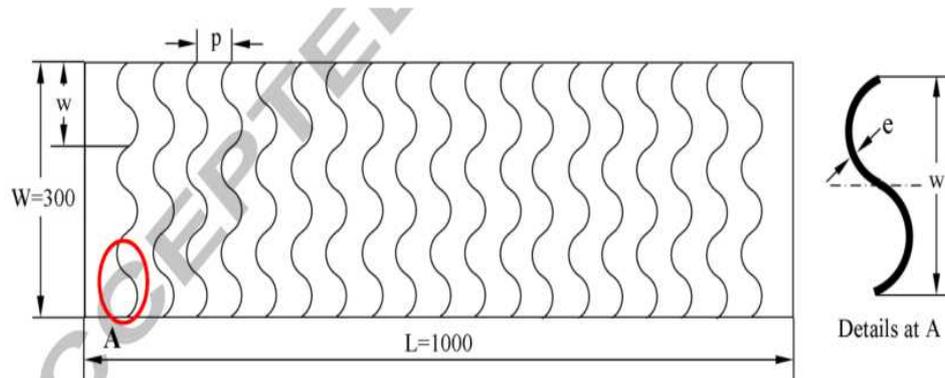


FIGURE I .24- Représentation Schématique de l'absorbeur utilisé [46].

I.2.1.3.5. Nervures continues en forme de V, multi-V et en forme de W

La possibilité d'accroître encore le transfert thermique d'une paroi avec des nervures en forme de V est basée sur les études expérimentales faites par M.E. Tslim et al .[41]. L'objectif est de créer des écoulements secondaires, les tests sont faites pour deux configurations de nervures, l'une est une nervure lorsque le pontet de la forme de V est orienté vers l'amont de l'écoulement, l'autre lorsque le pontet de la forme de V est orienté vers l'aval comme illustrée d'après la FIGURE I .25.

Ils ont constatés que la configuration où les nervures en forme de V dont leurs pontets sont orientés vers l'aval fournissent un transfert de chaleur plus élevé par rapport à ceux avec des pontets orientés vers l'amont, et cela a été confirmé plus tard par Rajendra Karwa [15], dans une étude expérimentale d'un conduit garni par des nervure en forme de V sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air.

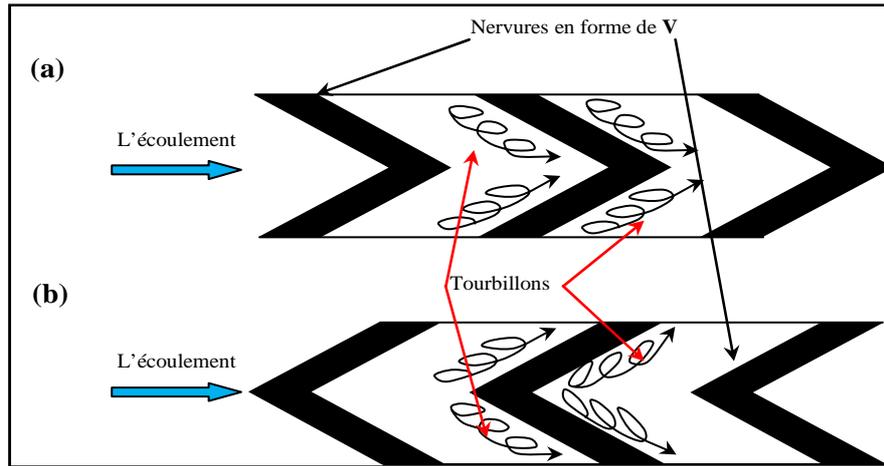


FIGURE I .25- Vue des rugosités utilisées par M.E. Taslim et al. [41] ; (a) forme de V orientées vers l'aval de l'écoulement, (b) forme de V orientées vers l'amont de l'écoulement.

Abdul-Malik Ebrahim Momin et al. [47] avaient mené des études expérimentales sur l'écoulement turbulent à travers le conduit d'un capteur solaire à air, ayant des nervures en forme de V attachées sur la surface interne de l'absorbeur FIGURE I.26. L'étude a été effectuée pour un pas relatif (P/e)=10, le nombre de Reynolds (Re) variant entre 2500-18000, une hauteur relative (e/D) qui varie de 0.02 à 0.034 et un angle d'attaque (α) compris entre 30° et 90° .

Cette étude conclut que la présence des nervures en forme de V permettant d'observer que pour une augmentation du nombre de Reynolds (Re), le nombre de Nusselt (Nu) augmente, alors que le coefficient de frottement (f) diminue. La performance thermohydraulique augmente avec l'augmentation de l'angle d'attaque de l'écoulement et atteint leur valeur maximale à un angle d'attaque (α) de 60° .

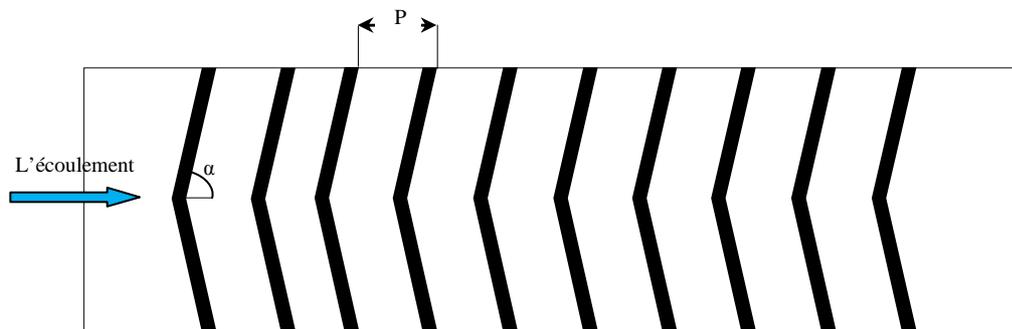


FIGURE I .26- Nervures en forme de V Orientées vers l'amont de l'écoulement [47]

Ils ont constatés aussi que pour la nervure en forme de V d'une hauteur relative (e/D) de 0.034 et un angle d'attaque (α) de 60° , la valeur du nombre de Nusselt augmente jusqu'à 1.14

et 2.3 fois plus, que celles en présence des nervures inclinées et pour le conduit lisse, respectivement pour un nombre de Reynolds (Re) de 17034.

Les capteurs solaires à air avaient un absorbeur équipé par des nervures en forme de W et des nervures en forme de **multi-V** (FIGURE I.27), étaient le sujet d'une étude expérimentale de V.S.Hans et al. [48].

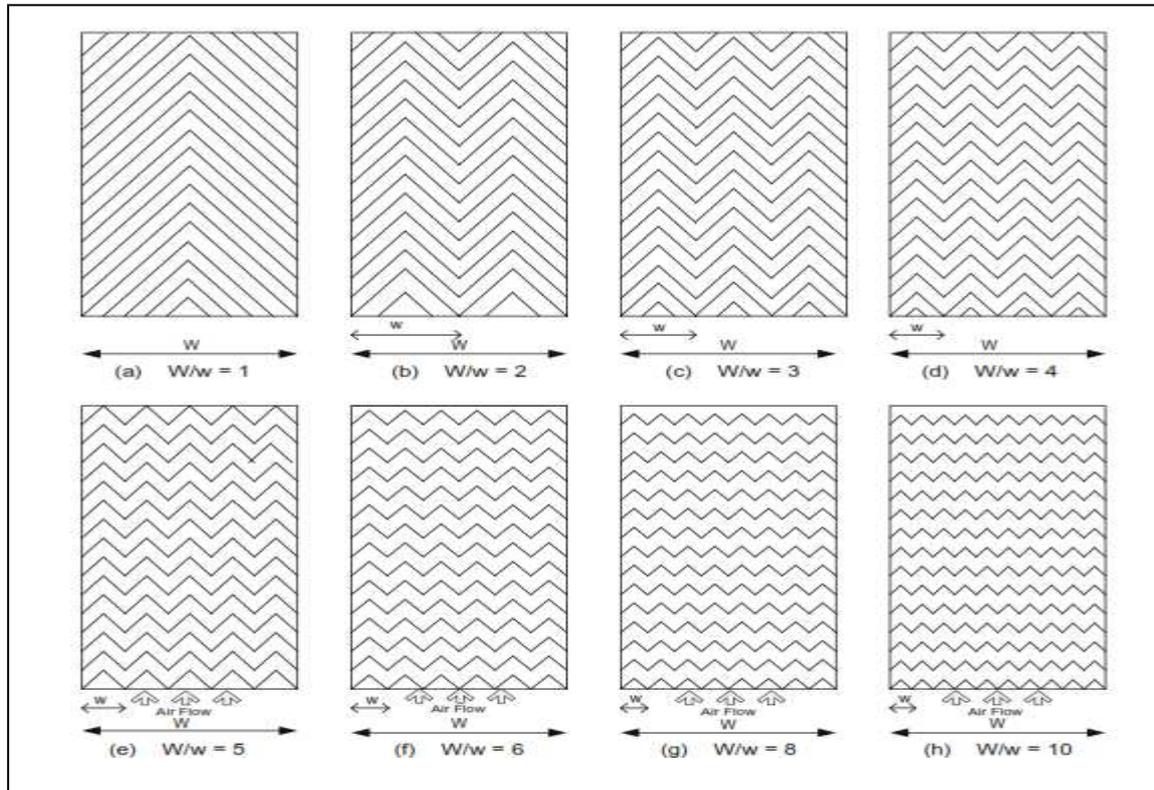


FIGURE I.27- Absorbeur rugueux avec différentes valeurs de (W/w)

L'objectif est de collecter les données pour évaluer le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement du conduit rugueux. L'augmentation du nombre de Nusselt (Nu) et le coefficient de frottement (f), peut atteindre les valeurs maximales de 6 et 5 fois respectivement, en comparaison avec celles d'un conduit lisse.

L'amélioration maximale du nombre de Nusselt (Nu) obtenue correspond à une largeur de rugosité relative de 6, tandis que le coefficient de frottement (f), atteint sa valeur maximale si la largeur de rugosité relative prend la valeur de 10. Il convient de noter que les valeurs maximales pour les deux paramètres (Nu , f) sont obtenues lorsque l'angle d'attaque est de 60° .

Ensuite, dans une étude expérimentale d'un capteur solaire à air, A. Lanjewar et al.[49] ont encore évalués les caractéristiques du transfert de chaleur et du coefficient de frottement (f) pour un écoulement turbulent au sein d'un conduit rectangulaire avec des nervures en

forme de W attachées sur la plaque absorbante, dont la plage du nombre de Reynolds varie de 2300 à 14000, comme le montre la FIGURE I .28, dont le rapport d'aspect (W/H) est de 8, la hauteur relative de rugosité (e/D) est de 0.033, le pas relatif (P/e) est de 10 et un angle d'attaque(α) variant de 30° jusqu'à 75° .

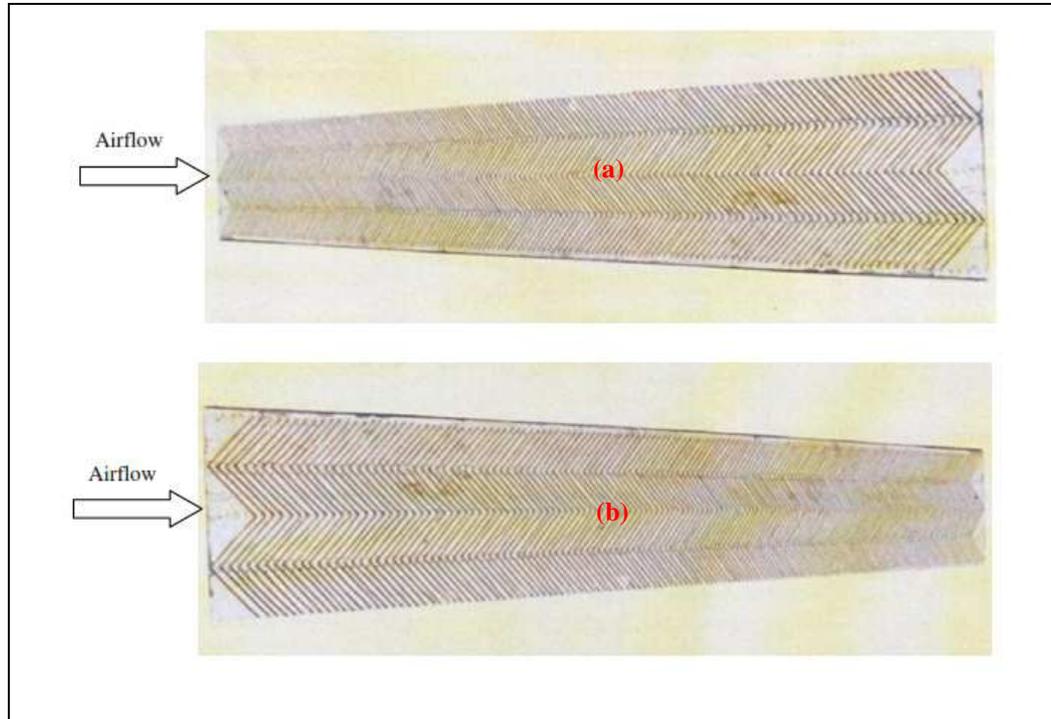


FIGURE I .28- Vue des nervures en forme de W (a) dirigeant vers l'amont, (b) dirigeant vers l'aval [49].

La présence de ce type des nervures avec un angle d'attaque(α) de 60° améliore le transfert de chaleur de 1.32 à 1.92 fois en comparaison avec celui d'un conduit lisse. La performance thermo hydraulique maximale pour les nervures en forme de **W-down** est de 1.98 pour les nervures **W-up** dans l'intervalle des paramètres examinés.

I.2.1.3.6. Nervures avec des sections latérales de différentes formes

Les études ont été unanimes à tout ce qui est venu dans la littérature, en ce qui concerne la forme de la coupe transversale des nervures, qui signifie en particulier des nervures continues.

Généralement, la forme de la coupe transversale des nervures peut être classés en 4 groupes principaux sont [50] [6] :

I.2.1.3.6.1. Les obstacles plans

Sont des obstacles ayants des surfaces planes et des arêtes vives, dont la face amont de l'obstacle est normale à l'écoulement ; la hauteur et la face avale peuvent varier.

I.2.1.3.6.2. Les obstacles en formes de Rampes

La face amont est plane mais inclinée en sens inverse du courant. La caractéristique essentielle est l'angle α d'inclinaison de cette face amont sur l'horizontale.

I.2.1.3.6. 3. Les obstacles évolués

Ces obstacles ont des formes géométriques simples et ne présentent aucune arête vive.

I.2.1.3.6.4. Les obstacles ont formes hybrides

Sont des obstacles recueillis sous la forme de leurs coupes latérales, des arêtes vives et des coins arrondis.

De nombreuses études ont été réalisées comparant l'aptitude de la présence des nervures ayant différentes formes latérales. Le but de ces comparaisons est d'optimiser la forme souhaitable, lors de certains échanges thermiques au niveau du canal, en prenant en compte la minimisation autant que possible de la puissance de pompage. Parmi ces études, nous nous mentionnons les plus importantes.

I.2.1.3.7. A propos de ces formes et la combinaison avec les rainures**I.2.1.3.7.1. La forme carrée**

Tong-Miin Liou et al.[51.] ont démontré que la présence des nervures de forme carrée sur la paroi chaude permettant de redistribuer et de réduire la température de la paroi en raison de l'accélération de l'écoulement et de l'augmentation de l'intensité de la turbulence près de la paroi chaude. Les études [6][42] et [52], se sont convenu que la présence des nervures de forme carré augmente les vitesses moyennes de l'écoulement, qui permet d'évoluer des rouleaux tourbillonnaires, le point d'attachement s'éloigne de la nervure en laissant un sillage perturbé, puis demeure relativement stable par la suite . Les perturbations venant de l'amont, et les tourbillons secondaires des lignes de séparations s'amplifient en aval du point d'attachement et créent une grande agitation : des fluctuations de vitesse sont accrochées à l'arrête en amont des nervures, ce qui produit les plus fortes contraintes turbulentes, la turbulence est intense et des fortes valeurs de l'intensité sont observées sur le pontet de la nervure et sur son aval immédiat. Ils ont conclu que la grande vitesse et l'intensité turbulente élevées sont les principales causes pour produire un transfert de chaleur élevée et en occurrence avec une importante perte de charge.

Une étude expérimentale a été effectuée par Y.M.Zhang et al. [52], afin d'étudier l'augmentation du transfert de la chaleur dans un écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit rectangulaire muni de nervures ayant une forme latérale carrée, ont proposé une nouvelle technique adoptée sur la combinaison des nervures et des rainures, ayant pour objectif d'améliorer le transfert de chaleur au niveau d'un conduit lisse. Ils ont prouvé sous les mêmes conditions de fonctionnement que cette technique améliore le transfert de chaleur jusqu'à 3.4 fois plus qu'un conduit lisse, tandis que la présence des rugosités carrées fournit une amélioration de 2.4 fois plus qu'un conduit lisse.

A.R. Jaurker et al [53], ont traités expérimentalement deux types d'absorbeurs utiles dans un capteur solaire plan à air, l'un rugueux avec des nervures de sections transversales carrées, dans le second, ont combinés entre les nervures précédentes mentionnées (nervures de section transversale carrée) et rainures de formes triangulaires comme il est montré dans la FIGURE I.29. Les expériences ont été réalisées dans un intervalle du nombre de Reynolds allant de 3000 à 21000, une hauteur relative (e/D) de 0.0181 à 0.0363, un pas relatif (P/e) de 4.5 à 10 et une position relative (g/P) des rainures de 0.3 à 0.7. Des corrélations ont été développées pour les deux configurations, l'objectif est d'étudier l'effet de chaque configuration sur le champ thermique et le champ aérodynamique. En comparaison d'un absorbeur lisse, les deux configurations sont efficaces de point de vue d'amélioration d'échange de chaleur compte tenu de la légère élévation de la perte de charge, sauf que la technique de combinaison fournit une meilleure performance thermohydraulique d'une valeur de 1.8 pour un nombre de Reynolds proche de 21000.

I.2.1.3.7.2. Nervures chanfreinées

Rajendra Karwa et al [55] ont mené une étude expérimentale pour évaluer les performances thermohydraulique d'un conduit rectangulaire ayant un rapport d'aspect (W/H) de 4.8, 6.1, 7.8, 9.66 et 12, dans un capteur solaire à air rugueux avec des nervures chanfreinées implantées sur l'absorbeur, perpendiculairement à l'écoulement d'air pleinement turbulent, où le nombre de Reynolds varie de 3000 à 20000, comme le montre la FIGURE I.29. Cette technique donne jusqu'au double et triple augmentation du nombre de Stanton et du coefficient de frottement respectivement, pour la plage de l'angle de chanfrein (θ) allant de -15° à 18° , avec une hauteur de rugosité relative (e/D) variant de 0.0141 à 0.0328.

Ils ont trouvé que le transfert de chaleur et le coefficient de frottement les plus élevés se produisent pour un angle de chanfrein de 15° , en plus que le nombre de Stanton et le

coefficient de frottement augmentent avec l'augmentation de l'angle de chanfrein de -15° à 15° .

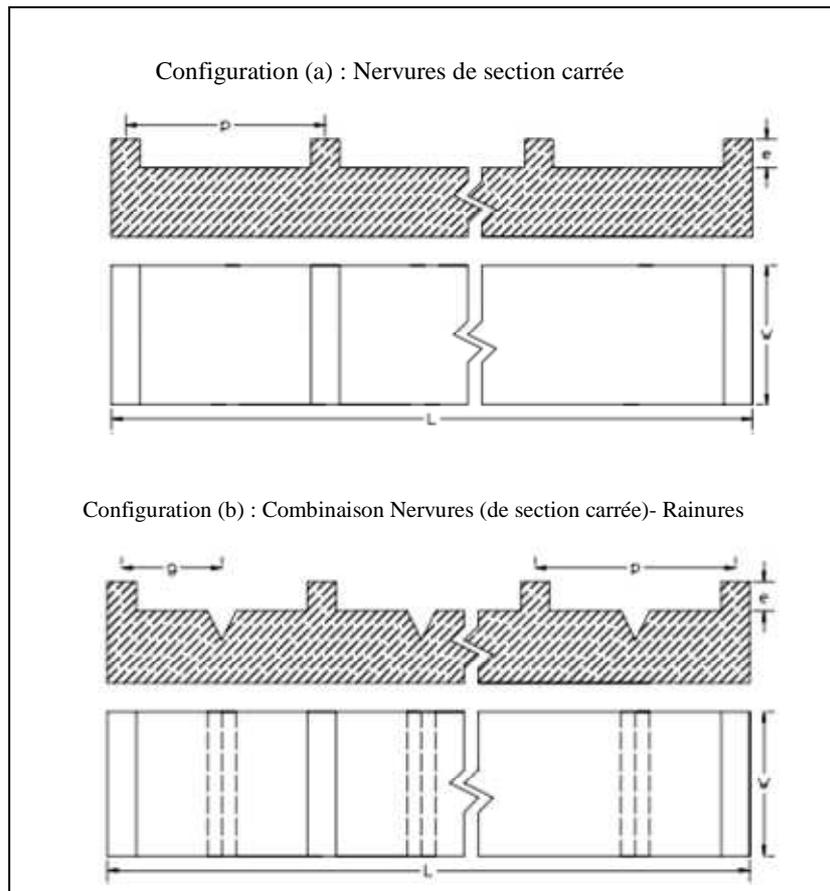


FIGURE I .29- Géométrie de la surface rugueuse

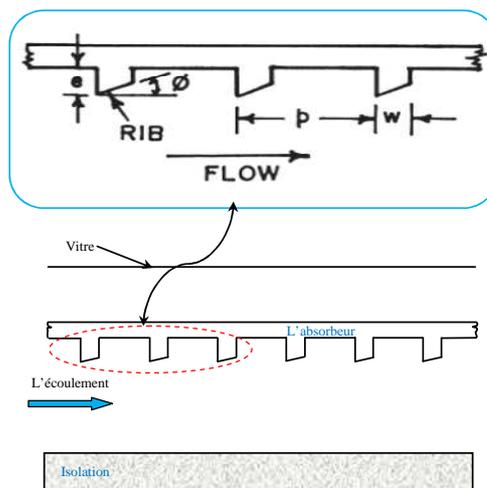


FIGURE I .30- Coupe longitudinale d'un capteur solaire à air muni de rugosités de forme chanfreinées.

Comme ils ont constaté que l'angle de chanfrein positif permis d'obtenir mieux les tourbillons, ce qui provoque une plus grande évacuation de la chaleur de l'absorbeur et plus de pertes de charge, tandis que, dans les cas où l'angle de chanfrein est négatif, le nombre de Stanton et le coefficient de frottement sont réduits en raison du manque des tourbillons.

Plus tard, la technique de couplage de la rugosité artificielle avec les rainures a été adoptée par Apurba Layek et al [55][56], où ils ont utilisés les nervures chanfreinées avec des rainures triangulaires au niveau de l'absorbeur d'un capteur solaire à air comme indiquée par la FIGURE I . 31.

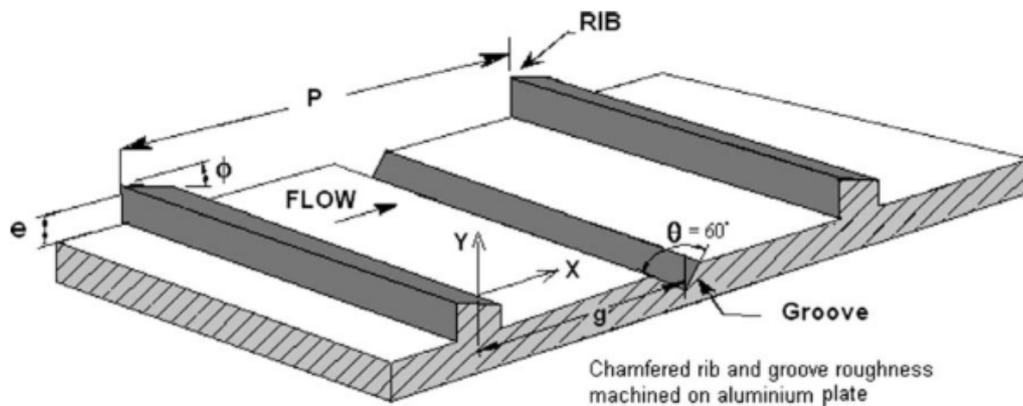


FIGURE I .31- Géométrie de rugosité combinant rainures et nervures

L'objectif est de développer des corrélations empiriques permettant d'évaluer le transfert thermique et la perte de charge en présence de ce type de combinaison nervure-rainures.

Cette disposition a abouti à un nombre de Nusselt maximal et un coefficient de frottement d'environ de 2.6 fois et 3.35 fois respectivement que celle d'une surface libre. Ces valeurs maximales sont obtenues avec à un angle de chanfrein de 18° , la performance thermohydraulique réalisée est de 1.4 et 1.76 pour la gamme des paramètres étudiés. Cette augmentation est expliquée par la présence des rainures créant un tourbillon supplémentaire comme il est schématisé sur la FIGURE I .32, ce tourbillon entraîne plus de dissipation de la chaleur comparativement avec la configuration où les nervures sont chanfreinées, dont l'augmentation du nombre de Nusselt avec un nombre de Reynolds $Re=16500$ et un angle de chanfrein $\theta=15^\circ$, atteint les valeurs $Nu/Nus = 2.42$ pour la configuration combinée de type nervure chanfreinée-rainures, et la valeur $Nu/Nus=2$ pour la configuration où la nervure est chanfreinée, il convient de noter que pour l'augmentation de friction a la même valeur $f/fs=3.05$ pour les deux configurations.

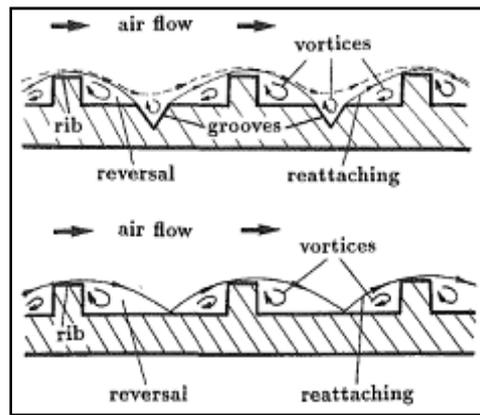


FIGURE I .32- Modèle d'écoulement dans un canal avec une paroi rugueuse avec la technique de combinaison (Nervures-rainures) et nervures seulement [52].

I.2.1.3.7.3. Nervures Rampes

Des nervures en forme de Rampes (cales inversées) ont été appliquées transversalement à la face interne de l'absorbeur d'un capteur solaire plan à air par Bhagoria et al .[57] comme il est schématisé d'après la FIGURE I .33. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement on été développées pour un nombre de Reynolds (Re) variant de 3000 jusqu'à 18000, une hauteur relative de la rugosité (e/D) variant de 0.015 à 0.333, angle de chanfrein (\emptyset) compris entre 8° et 15° et un pas relatif dans la plage de $60.17 \emptyset - 1.0264 < P/e < 12.12$. Ils ont montrés que la présence des nervures de forme mentionnée ci-dessus permet d'obtenir une valeur maximale du nombre de Nusselt de 2.4 fois plus par rapport à celle d'un conduit lisse pour un pas relatif d'environ 7.57, tandis que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du pas relatif jusqu'à atteindre une valeur maximale de l'ordre de 5.3 fois de celle d'un conduit lisse pour un pas relatif (P/e)=12.12.

Le nombre de Nusselt augmente jusqu'à atteindre une valeur maximale avec un angle de chanfrein de 10° , après il diminue fortement avec l'augmentation de l'angle, cependant, le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation de l'angle de chanfrein. Les nervures en forme de cale inversée ont montrés une amélioration significative du transfert de chaleur plus que les nervures carrées et chanfreinées en raison de la faible formation de tourbillons en aval des nervures de forme de cale comme indiqué par la FIGURE I .34.

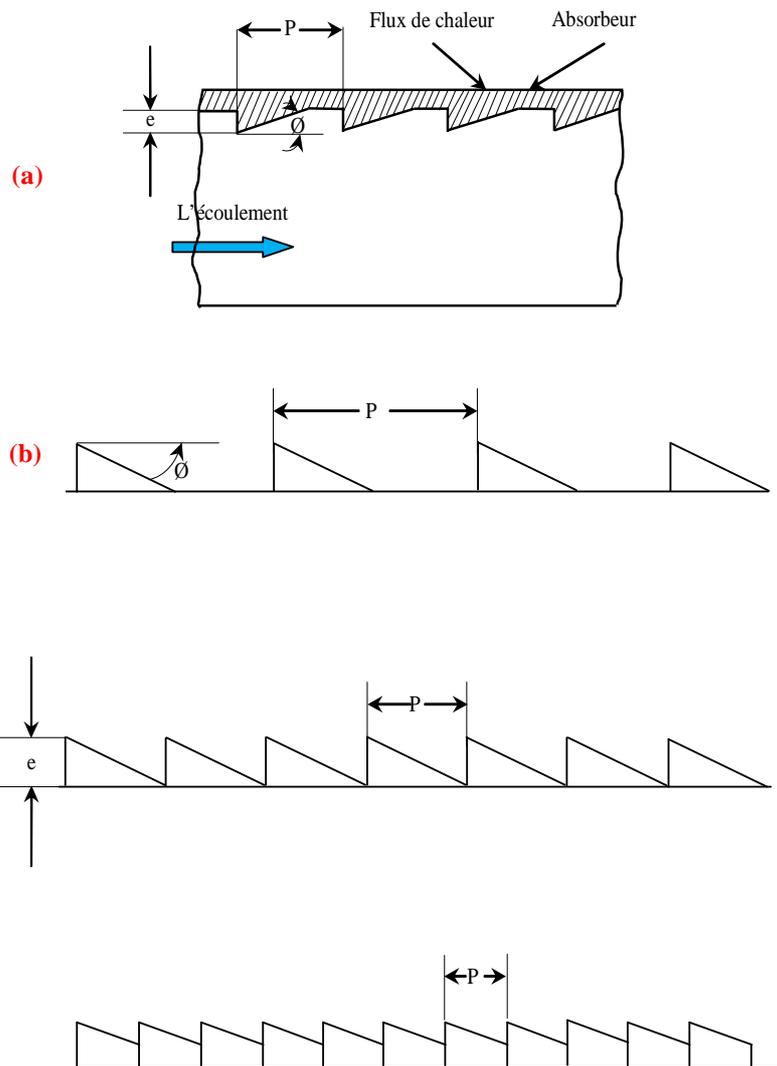


FIGURE I .33- (a) Section de conduit avec rugosité ; (b) géométrie de nervures

M.E. Taslim et al. [58] ont mené une étude expérimentale en vue d'optimiser la forme d'une nervure. Ils ont démontré que il existe des valeurs optimales pour chacun des paramètres suivants : (P/e) , (e/W) et le profile extérieur (Tolérance de fabrication) des nervure qui ont fournit une meilleure performance. L'étude montre que les nervures ayant des arêtes vives permettent d'améliorer sensiblement le transfert de chaleur que les nervures possédant des coins.

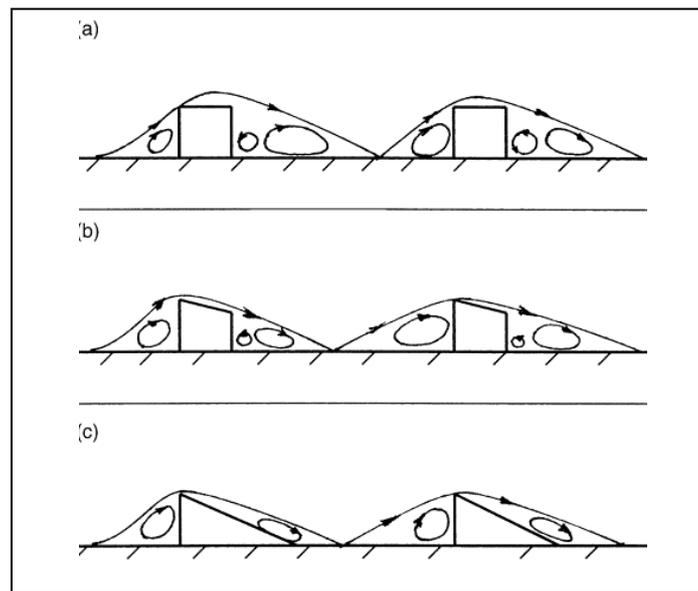


FIGURE I .34- Maquette approximative du modèle d'écoulement pour différentes formes de rugosités : (a) nervures carrées ; (b) nervures chanfreinées (c) des nervures en forme de cales inversées.

Pour objectif d'atteindre une forme optimal de point de vue d'un bon transfert de chaleur accompagné par une perte de charge minimale que possible, beaucoup d'autres formes sont examinées à savoir : la forme triangulaire [10], la forme semi-circulaire [59], la forme trapézoïdale [60], la forme pentagonal[61] et la forme hyperbolique [62] ...etc. Ces formes et d'autres feront l'objet de futures études afin d'inventorier ces formes et essayer d'obtenir une forme contribuant à améliorer la performance thermohydraulique d'un capteur solaire à air.

I.2.1.5. Combinaison entre deux types de nervures Continues-Discontinues

Vu que la méthode d'amélioration combinée permet d'avoir le meilleur impact sur les performances des systèmes thermiques, ainsi que la possibilité de raccourcir des multiples techniques au sein d'un système thermique unique. Peu de recherches expérimentales ont été réalisées pour combiner les deux types des nervures précédemment étudiées, continues et discontinues, et de vérifier leurs influences sur les performances thermiques et dynamiques des conduits utiles dans les captateurs solaires à air.

Varun et al.[63] ont proposé une nouvelle conception de l'absorbeur d'un capteur solaire à air, par la combinaison de nervures transversales continues et des nervures inclinées discontinues comme le montre la FIGURE I .35.

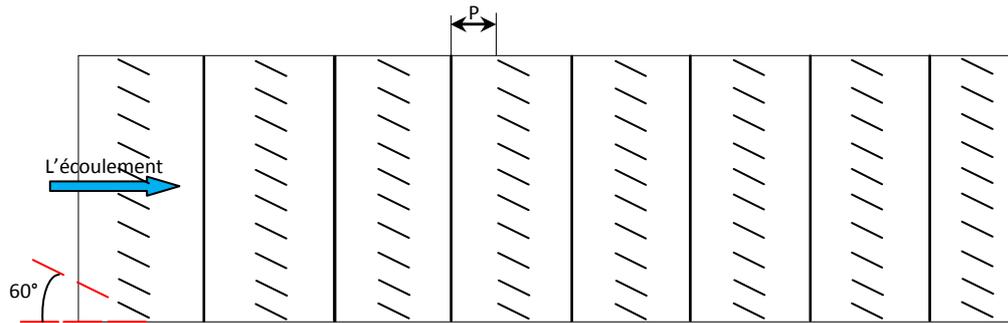


FIGURE I .35- Schéma descriptif de l'absorbeur adopté par l'étude de Varun et al [63]

Le but est d'examiner les performances thermiques du système pour un nombre de Reynolds allant de 2000 à 14000, un pas relatif (P/e) variant de 3 à 8, une hauteur relative fixe (e/D_h)=0.030, un angle d'attaque (α) de 60° et un taux d'aspect (W/H) de 10. Les résultats montrent que le capteur solaire équipé par ce type de rugosités fournit de meilleures performances thermiques si le pas relatif prend la valeur de 8.

**I.3. LES RUGOSITES ARTIFICIELLES DANS LES CONDUITS RECTANGULAIRES DES CAPTEURS
SOLAIRES A AIR : LES CHICANES**

I.3.1. Les Chicanes

Elles sont des obstacles de faibles épaisseurs comparativement à ces hauteurs ; elles sont insérés au niveau des dispositifs de transfert de chaleur en vue d'augmenter le transfert de chaleur, en prolongeant le parcours de fluide caloporteur pour exploiter la plus grande surface d'échange thermique possible [64], comme il est indiqué par la figure suivante :

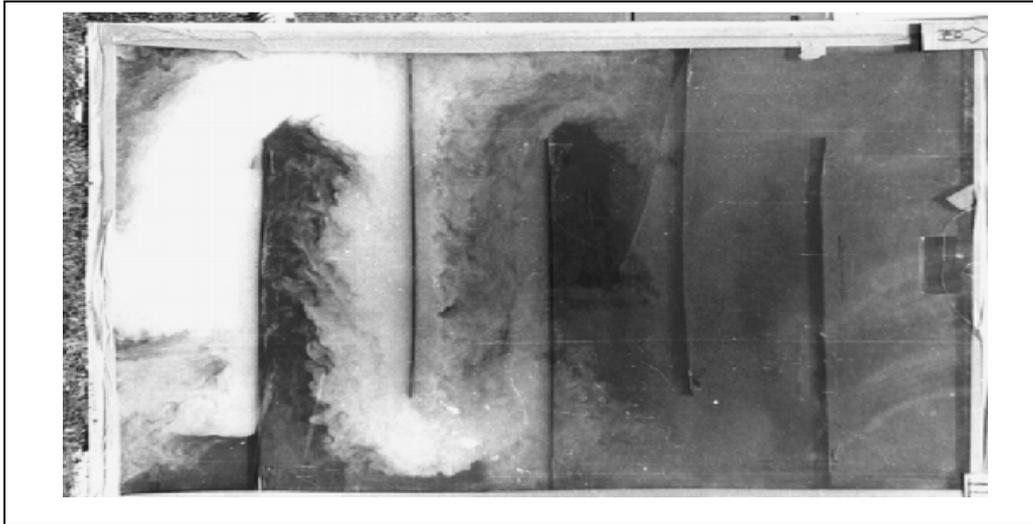


FIGURE I .36- Visualisation de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire à air muni de chicanes transversales [64].

Encore une fois, pour diriger le fluide caloporteur vers les zones mortes afin de minimiser et activer ces zones en termes d'échange de chaleur [64], on introduit plusieurs rangées de chicanes, comme il est montré par la figure suivante :

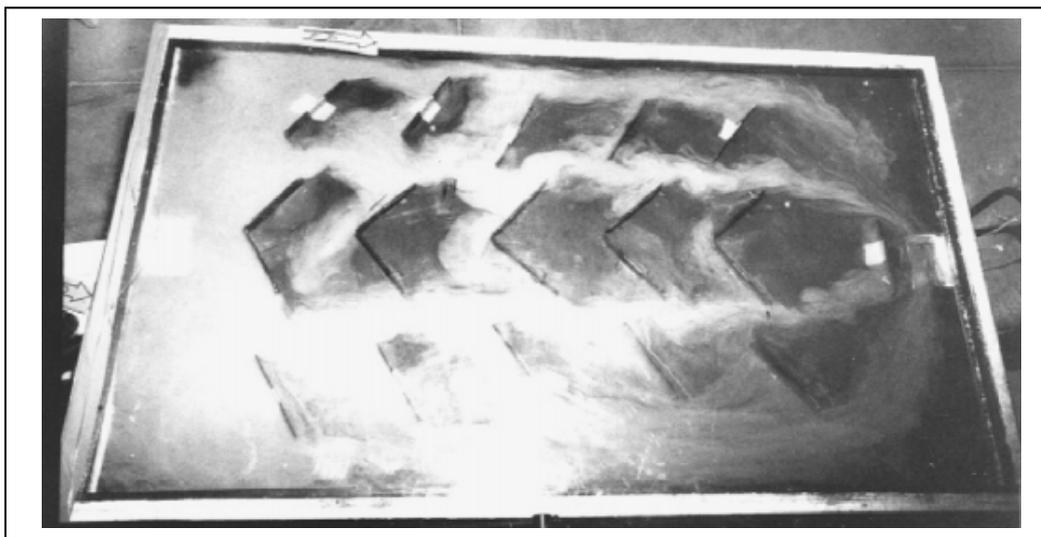


FIGURE I .37- Visualisation de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire à air muni de chicanes de forme triangulaire [64]

D'autre part la présence de ces insertions permettent aussi d'orienter le fluide caloporteur vers le rétrécissement existant entre les bords de ces obstacles et les parois opposées, cela conduirait à accélérer l'écoulement près des zones de stratification de l'énergie, en augmentant ainsi le transfert de chaleur en perturbant d'avantage ces zones [65].

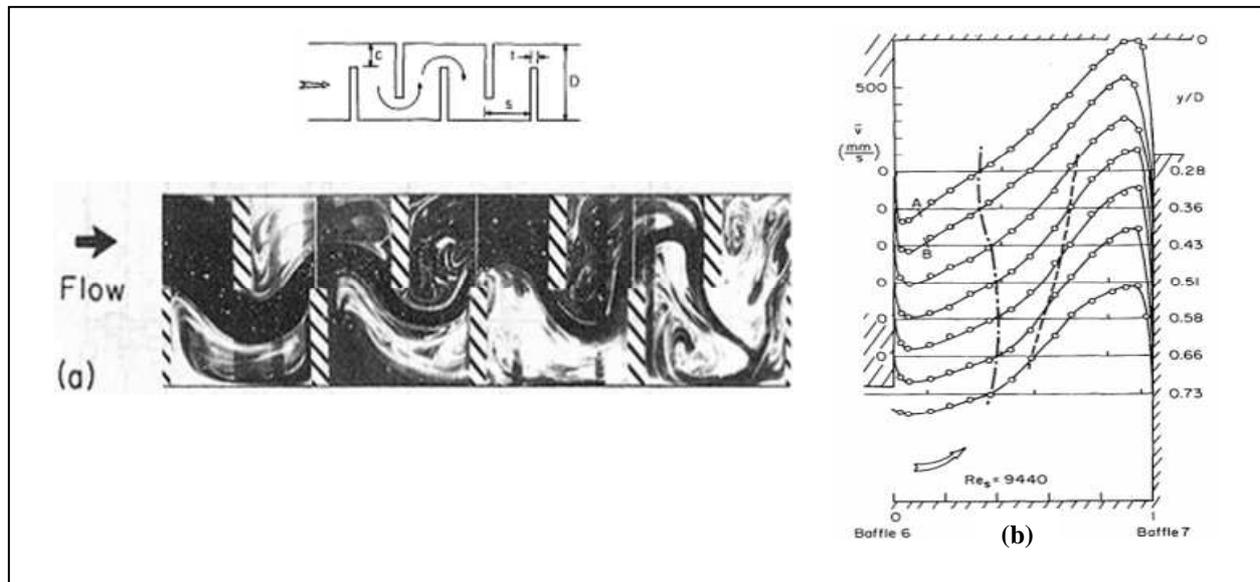


FIGURE I .38- (a) Visualisation de l'écoulement, (b) profile de vitesse entre deux chicanes successives au niveau du rétrécissement [65].

Ainsi, pour créer des zones de recirculation et une distorsion significative de l'écoulement même si l'écoulement est laminaire, les chicanes permettront de favoriser le mélange entre les différentes zones de fluide, tel qu'il est montré par la visualisation du comportement de l'écoulement dans les conduits avec des chicanes d'après la figures suivante [66] et [67].

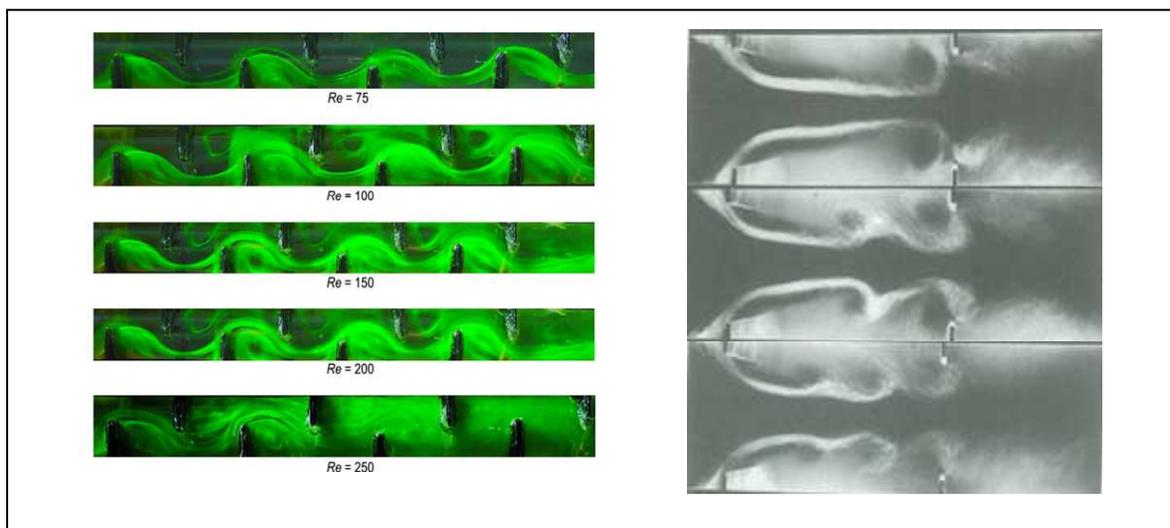


FIGURE I .39- Visualisation de l'écoulement de fumée autour des chicanes [66] et [67].

En outre, en déstabilisant l'écoulement on crée des tourbillons longitudinaux et autres transversaux (Voir FIGURE I.39), ce qui permet de favoriser le mélange et augmenter le transfert de chaleur, et développer la couche limite en perturbant les sous-couches près de la paroi chaude (la sous-couche laminaire et la sous-couche tampon) ainsi que le cœur d'écoulement, dont ces obstacles se prolongent jusqu'au cœur de l'écoulement qui est pleinement développé (l'effet des nervures) [68].



FIGURE I .40- Vue des tourbillons longitudinaux (en haut) et transversaux (en bas) [68].

Finalement, la présence de chicane au niveau d'un échangeur de chaleur permet d'augmenter la rigidité du système par l'empêchement de l'effet de vibration qui augmente à la fois avec la vitesse et la longueur des échangeurs.

Contrairement aux nervures, il est important de mentionner que l'utilisation de ce type d'obstacles convient dans les deux modes d'écoulements laminaire et turbulent. D'ailleurs, l'insertion de chicane peut se faire sur les deux surfaces ; chaudes et froides, par contre les ailettes ne peuvent être collées que sur la surface à refroidir (Surface chaude).

Auparavant, G.J.Rowley et al [69] ont prouvé que la présence des chicane donne une augmentation de recirculation de fluide dans l'espace entre deux chicane successives, et l'écoulement devient périodique entièrement développé, après avoir traversé un certain nombre d'obstacles, et le champ de vitesse se répète dans des régions intermédiaires successives ; bien que, l'écoulement de recirculation aide à mélanger le fluide ce qui augmente le transfert de chaleur. Ils ont également mentionné que pour un nombre de

Reynolds quelconque, certains facteurs géométriques affectant ce type d'écoulement tel que l'hauteur de l'obstacle et l'espacement entre ces obstacles.

Ensuite, de nombreuses études expérimentales ont été réalisées par M. A. Habib et al. [70][71], afin d'évaluer à la fois l'influence du nombre de Reynolds, l'effet de l'espacement entre les chicane et l'effet de changement de la conductivité thermique des chicanes disposées en quinconce sur le transfert de chaleur, au sein d'un écoulement turbulent à l'intérieur d'un conduit rectangulaire subissant les conditions de fonctionnement d'un conduit d'un capteur solaire plan à air. Les études ont montré que l'écoulement doit passer de trois à six chicanes avant qu'il devient périodique et entièrement développé. D'autre part, les résultats ont révélé que l'amélioration du transfert de chaleur a été obtenue avec l'augmentation du nombre Reynolds, l'augmentation de la conductivité thermique des chicanes ainsi qu'avec la diminution du pas entre deux chicanes successives.

La sélection des chicanes est déterminée généralement sur la base de la taille, le coût et la chute de pression disponible ainsi que le nombre de passage dans l'échangeur.

I.3.1.1. Les attributs communs des chicanes

- **La Forme** : la plupart des chicanes trouvées dans la littérature ont les formes : carrées, rectangulaires, triangulaires, hélicoïdales, ondulées et la forme de cales.
- **La Hauteur** : les chicanes de faible hauteur sont préférées pour minimiser la chute de pression (L'effet de Nervures).
- **L'Espacement** : il s'agit de la distance entre deux chicanes soit en même ligne ou en même colonne.
- **Les perforations** : sont des cannelures ou des trous dans la chicane lui-même, ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur et de minimiser la chute de pression.
- **La porosité** : est la propriété que le matériau de la chicane contient des pores ou cavités de petites tailles (ces pores peuvent contenir des fluides).

I.3.1.2. Principaux paramètres géométriques adimensionnels de caractérisation

Les principaux paramètres géométriques adimensionnels qui sont utilisés pour caractériser la rugosité artificielle de type nervure sont :

- 1) Le taux de blocage B_R : est défini comme le rapport de la hauteur absolue de la chicane (e) et la hauteur du conduit (H).
- 2) Pas relatif P_R : est défini comme le rapport entre la distance entre deux chicanes consécutives (P) et la hauteur du conduit (H).

- 3) Pas relatif entre deux rangées de chicane : est défini comme le rapport du pas entre des chicanes en même ligne et la hauteur du conduit utile.
- 4) L'Angle d'attaque (α) : c'est l'angle de l'inclinaison de la chicane par rapport à la direction de l'écoulement de fluide à l'intérieur du conduit utile.
- 5) Le rapport d'aire ouverte (β) : est défini comme le rapport de la surface des trous à la surface frontale de la chicane (Cas des chicanes perforées).
- 6) Un autre rapport pourrait faire un impact, c'est le rapport entre l'épaisseur et la hauteur absolue de la chicane symbolisé par (δ/e).
- 7) La porosité si les chicanes sont poreuses : est défini comme le rapport entre le volume de solide et le volume de vide.

Un grand nombre de géométries de chicanes a été proposé pour l'utilisation dans un canal d'échangeur de chaleur, l'implantation des chicanes se fait sur la base du coût, taille, et leurs aptitudes de supporter un écoulement direct, et cela est relié à la chute de pression disponible, la taille et le nombre de passes dans l'échangeur.

Pour mener des expériences sur les capteurs solaires à air, diverses formes de chicanes ont été adoptées, ayant pour objectif de déterminer l'effet de ces différentes formes sur l'échange thermique au niveau du conduit actif du dispositif sont :

Chicanes transversales (continues ou discontinues ou combinés)

Chicanes en forme de diamant

Chicanes en forme de DELTA

Chicanes ondulées quelque soit la forme

Chicanes en forme de **Z**

Chicanes en forme de **V** et multi **V**

Chicanes inclinées

Chicanes perforées

Chicanes poreuses

Les chicanes peuvent être classées en deux grandes catégories: chicanes continues et discontinues.

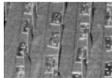
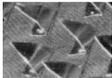
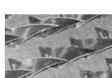
I.3.2. Les chicanes discontinues

Dans les capteurs solaires à air, l'insuffisance de l'échange thermique entre l'absorbeur et l'air, oblige l'utilisateur à améliorer cet aspect. Ce faible échange thermique ne permet pas à ces systèmes d'obtenir de meilleures performances et efficacités thermiques.

Pour cela, une étude théorique a été menée par Ho-Ming Yeh [72], montre que l'insertion des chicanes dans le conduit de l'air mobile au niveau d'un capteur solaire à air peut créer une turbulence de l'air et prolonger la zone du transfert de chaleur, ce qui conduit à une amélioration considérable de l'efficacité du capteur solaire à air.

Ensuite, A. Ahmed-Zaid et al.[73] ont démontré expérimentalement que l'utilisation des chicanes en tant que moyen d'amélioration du transfert de chaleur du capteur solaire à air est considérée comme une bonne solution. L'étude a examiné cinq types d'obstacles discontinus insérés sur le plan d'écoulement inférieur (paroi non chauffée), dont les caractéristiques sont résumées d'après le Tableau (I.2), ensuite une comparaison a été faite entre les performances des capteurs solaires à air en présence de ces types de chicanes avec celles d'un capteur solaire à air avec un conduit lisse. A partir des résultats obtenus pour différents types de capteurs solaires examinés, ils ont révélé que l'introduction des obstacles dans le conduit dynamique des capteurs solaires à air est un facteur très important pour l'amélioration des performances thermiques des capteurs.

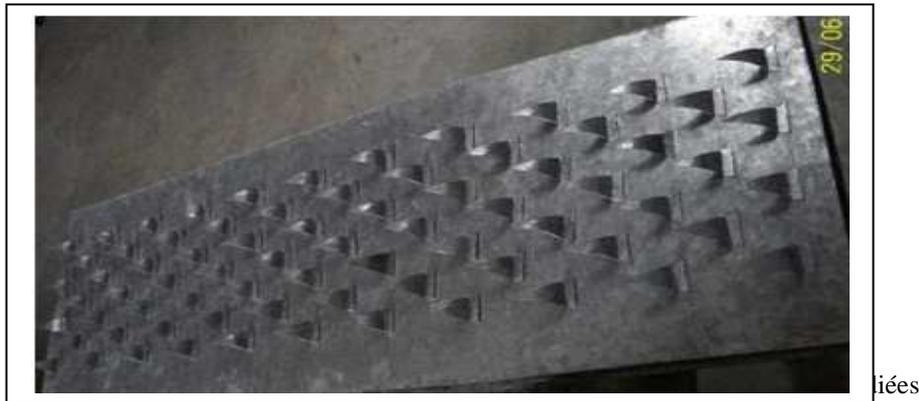
Tableau I.3 : Différentes types de chicanes étudiées dans l'étude d'A.Ahmed-Zaid et al [73]

Configuration Paramètre	OT	OTF1	WT	WDL1	WOL1
					
$B_R = e/H$	0.8	0.548	1	0.588	0.588
$P_1 = E_1/e$ <small>E_1: pas entre deux rangées de chicanes successive.</small>	1	1.46	0.8	2.38	2.38
$P_R = E_R/e$ <small>E_R: pas entre deux chicanes en même rangée.</small>	1.15	1.68	0	1.56	1.36

La forme, les dimensions, l'orientation et la disposition des obstacles influent considérablement sur l'efficacité thermo-aéraulique des capteurs, d'autre part les auteurs ont

montrés que la configuration **TL** et **WDL1** entraîne une amélioration significative de la performance thermique et la réduction du temps de séchage du produit.

Adisu Bekele et al. [74] ont mené une étude expérimentale sur l'écoulement convectif turbulent de l'air dans un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air ayant des chicanes discontinues, en forme de delta montées sur l'absorbeur, sont soumises à un flux de chaleur uniforme, dont le rapport d'aspect (AR) du conduit est de 6. La figure suivante montre la configuration étudiée :



(Cas : $B_R B_R = 0.5$, $\alpha = 60^\circ$) [74]

Pour une large gamme de nombre de Reynolds, allant de 2100 à 30000 et pour une hauteur relative de l'obstacle qui varie entre 0.25 à 0.75, un pas relatif entre deux rangées de chicanes successives allant de 3/2 à 11/2, un pas relatif entre deux chicanes de même rangée variant entre 1 à 7/3 et un angle d'attaque α compris entre 30° et 90° , les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'un conduit lisse sous des conditions similaires, afin de déterminer les caractéristiques des performances thermo-aérauliques.

Ils ont observés que :

- La présence des chicanes discontinues montre un THFP plus haut que celui de chicanes continues due à la diminution des pertes de charge et l'augmentation du transfert de chaleur grâce à la création des tourbillons horizontaux et d'autres verticaux qui améliorent le transfert de chaleur.
- L'utilisation des chicanes discontinues au lieu des chicanes continues, montre de bonnes performances thermo-aérauliques du conduit rectangulaire du capteur solaire à air, puisque la discontinuité des chicanes se traduit par des pertes de charge minimales avec un échange de chaleur modéré.
- Le pas entre deux rangées de chicanes successives a un effet significatif sur l'efficacité thermo-aéraulique du conduit muni de ce type de chicanes.

- Le meilleur coefficient thermo-aéraulique est d'une valeur presque de 4, obtenu en présence avec la configuration ($\alpha=30^\circ$, $B_R=0.5$).

Ensuite, Adisu Bekele et al.[75] ont effectué un travail expérimental pour la même configuration, sauf qu'ils ont fixé la valeur de l'angle d'attaque (α) à une valeur de 90° . Les résultats ont révélé que l'amélioration maximale du nombre de Nusselt par rapport à celui d'un conduit lisse est de 3.6 avec la configuration ($B_R=0.75$, $P_R=3/2$), tandis que le meilleur coefficient thermo-aéraulique est de 2.14, obtenu pour la configuration ($B_R=0.5$, $P_R=3/2$, $Re=9757.4$).

Une autre investigation expérimentale a été réalisée par Guobing Zhou et al.[76], ayant pour objectif de comparer la performance d'une chicane trapézoïdale courbée (FIGURE I.42) avec les chicanes traditionnelles : rectangulaires, triangulaires (Delta) et trapézoïdales. Les résultats ont montré que malgré que la chicane triangulaire est plus performante que les autres chicanes, particulièrement avec un régime d'écoulement laminaire et transitoire, où la présence des chicanes trapézoïdales courbées présente les meilleures performances thermo-aérauliques dans la région entièrement turbulente en raison de la faible chute de pression, et à cause de la forme aéraulique de la chicane courbée. En outre, l'étude a révélé que plus l'angle d'attaque est plus petit ($\beta=0^\circ-15^\circ$), l'angle d'inclinaison est plus grand ($\alpha=20^\circ$), où la courbure est plus grande ($b/a=1/2$) et un espacement approprié entre les bords d'attaques. La configuration adoptée donne une meilleure performance thermohydraulique pour un nombre de Reynolds de $Re=18000$.

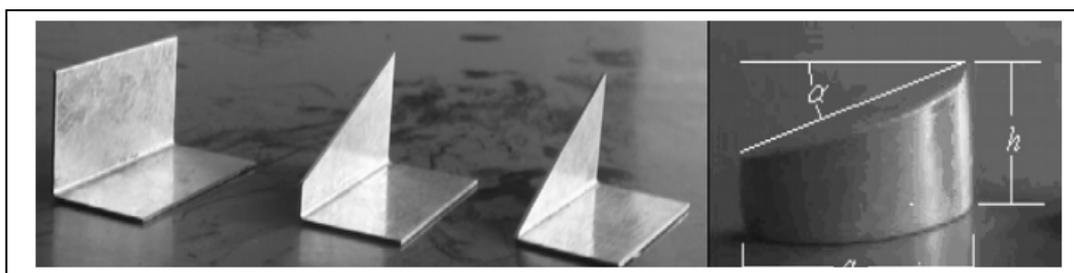


FIGURE I.42- photographique des chicanes étudiées [76].

En outre, l'adhésion des trois types d'obstacles sur l'absorbeur (FIGURE I.43) était l'objet d'un travail de recherche expérimental réalisé par Hikmet Esen [77]. Il a prouvé comme il a été indiqué par l'étude précédente [75], que l'utilisation des chicanes courbées offre de meilleures performances thermiques aux capteurs solaires à air.

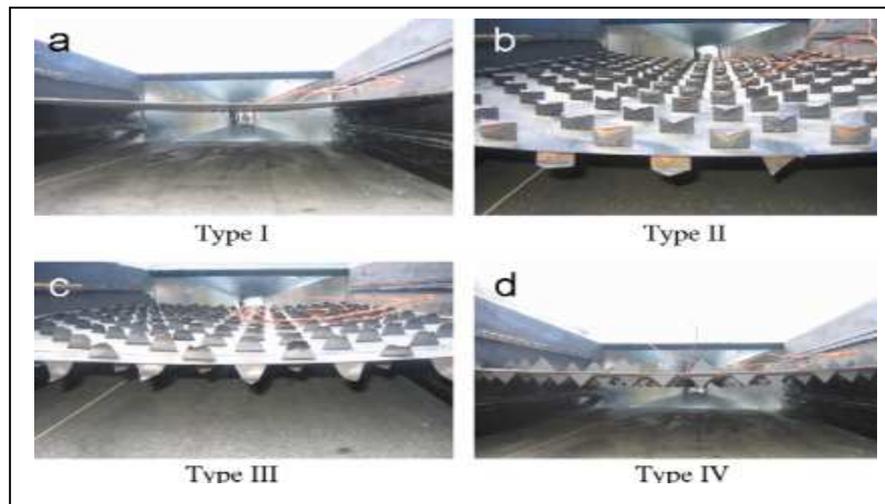


FIGURE I .43- Types de plaques absorbantes [77].

Une étude expérimentale réalisée par J.S. Sawhney et al.[78] afin de tester l'influence des chicanes discontinues disposées sur l'absorbeur d'un capteur solaire à air sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement. Les chicanes sont de forme delta et delta ondulées (l'ondulation peut être répétée jusqu'à 7 ondes) comme illustrée dans la FIGURE I .44, avec un taux de blocage $B_R = 0.5$ et un angle d'attaque $\alpha=60^\circ$, sont présentés dans la figure ci-dessous.

La comparaison entre les performances des conduits avec des chicanes en forme de delta et delta ondulés (FIGURE I .45), confirme que cette dernière présente la meilleure efficacité.

Entre deux chicanes de même rangées de $0.72H$, les résultats obtenus montrent que le coefficient de performance thermohydraulique maximal est de 2.09 obtenu avec un nombre de Reynolds de 4000 et un nombre d'ondes égales à 5.

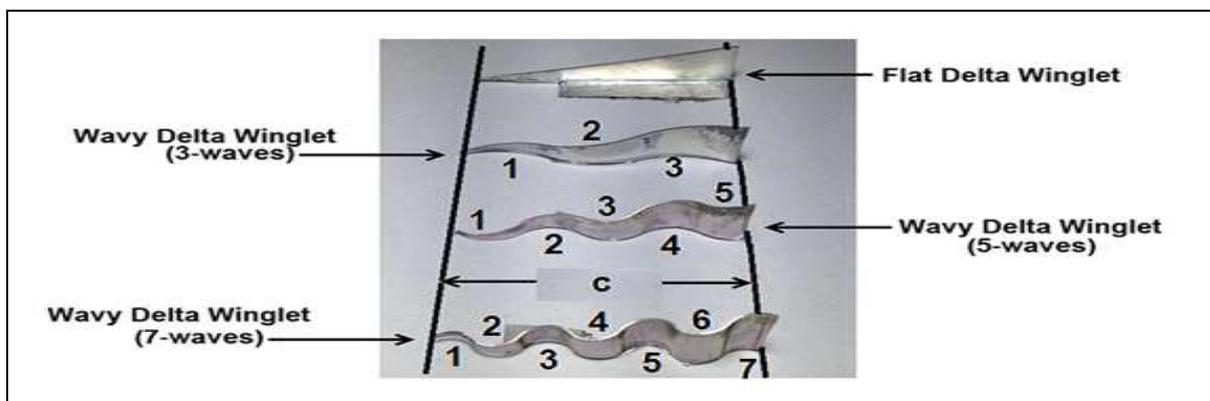


FIGURE I .44- Chicanes ondulées [78].

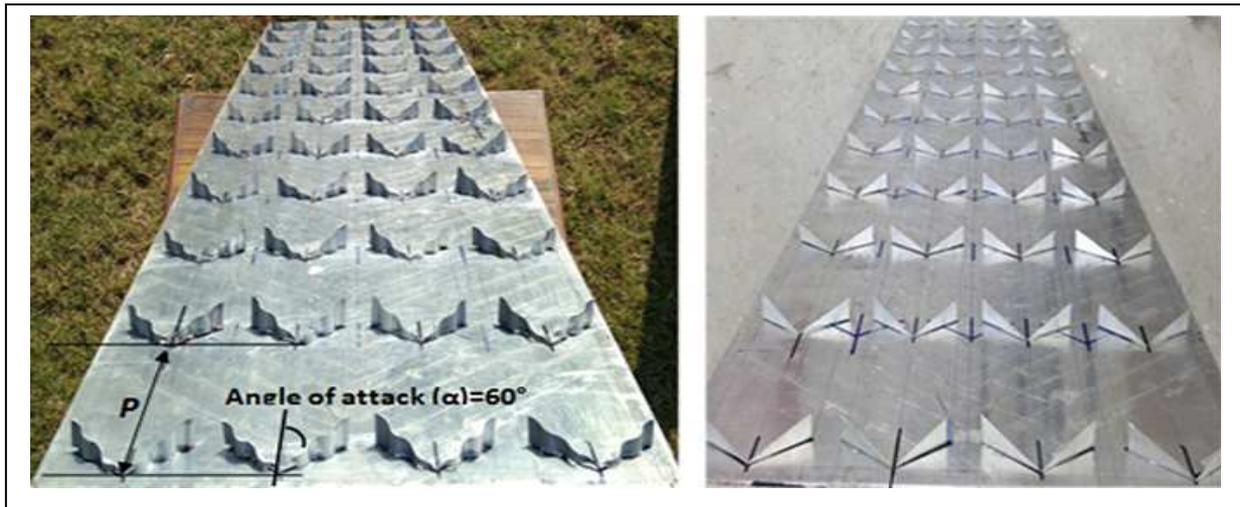


FIGURE I .45- Arrangement des différentes chicanes sur l'absorbeur [78].

Jianjun Hu et al.[79] ont réalisé une étude numérique validée par une autre étude expérimentale, l'objectif est de montrer l'effet des chicanes rectangulaires sur les performances thermiques du capteur solaire plan à air comme il est indiqué par la FIGURE I .46.

Ils ont constaté que l'installation des chicanes dans la veine d'air mobile prolonge le parcours de l'air et modifie sa trajectoire afin d'augmenter le temps de séjour de l'air dans le collecteur, réduire les zones mortes et renforcer la perturbation interne, ce qui améliore le transfert de chaleur entre l'air et la plaque absorbante.



FIGURE I .46- Capteur solaire à air [79].

Pour un régime laminaire de l'écoulement de l'air dans le conduit utile d'un capteur solaire à air, ayant un rapport d'aspect de 6, Ebru Kavak Akpınar et al.[80] et [81], ont examiné expérimentalement l'effet de l'adjonction de trois types de chicanes dont la configuration et la géométrie de disposition sont présentées d'après la FIGURE I .47:

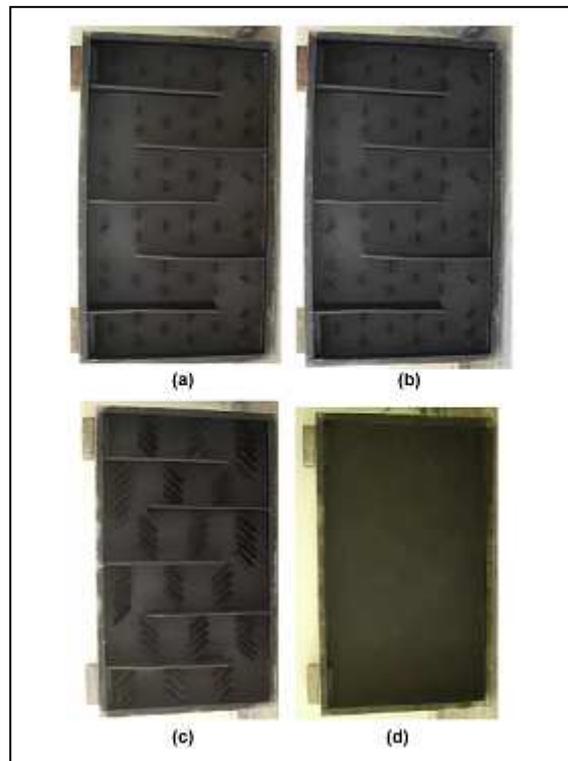


FIGURE I .47- Photographique des chicanes étudiées [80] et [81]

Les paramètres géométriques des configurations des chicanes étudiées sont résumés d'après le tableau suivant :

Tableau I.4: Paramètres géométriques des configurations des chicanes étudiées [80] et [81]

Paramètre Configuration	Formes et dimensions	Pas entre deux chicanes de même rangée	Pas entre deux rangées successives de chicanes
Type (a)	Triangle: 5×5cm	3.5cm	10 cm
Type (b)	Feuille : 5×5cm	3.5cm	10cm
Type (c)	Rectangle : 10×10cm Inclinée par 45°	2.5cm	10 cm

Une étude comparative entre les quatre types a été faite, les résultats obtenus pour un nombre de Reynolds de 700 et de 1000, montre que l'utilisation de la configuration type (Feuille : 5x5 cm) donne de meilleures performances thermiques.

En outre, Pour une application de séchage thermique solaire indirect d'un produit alimentaire utilisant les capteurs solaires à air, Romdhane Ben Slama et al. [82] ont proposé une étude expérimentale introduisant deux types de chicanes au niveau du capteur solaire à air, dans le but d'accélérer le processus de séchage. Les deux configurations qui ont été étudiés sont présentées par la figure suivante :

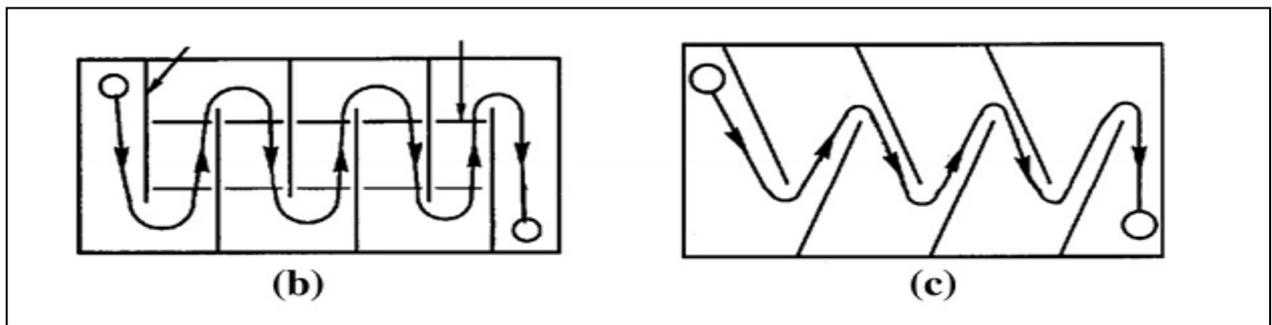


FIGURE I .48- Configurations étudiées par Romdhane Ben Slama et al. [78]

Les expériences ont révélé que les chicanes obliques offrent une meilleure efficacité thermo- aéraulique, du fait qu'ils prolongent le parcours avec un minimum de pertes de charge.

Un conduit rectangulaire ayant un rapport d'aspect $AR=10$ d'un capteur solaire a fait l'objet d'un travail expérimental en présence des chicanes en forme de V discontinues (V-brisées) comme le montre la figure ci-dessous [83].

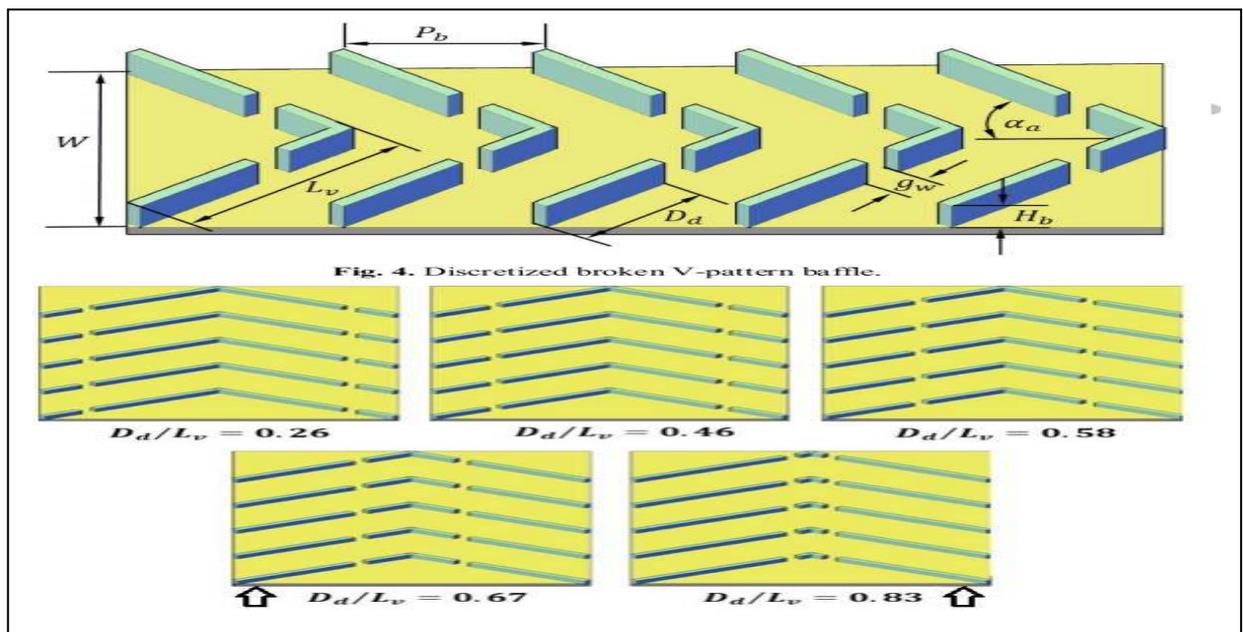


FIGURE I .49- Modèles de chicanes en forme de V discontinues utilisées [83].

Pour un taux de blocage (B_R) allant de 0.25 à 0.8, un pas relatif variant de 0.5 à 2.5, et un pas relatif entre deux parties de la même chicane allant de 0.5 à 1.5. Les chicanes ont une longueur relative comprise entre 0.26 à 0.83 en forme de V-discontinues sont attachées sur la plaque absorbante avec un angle d'attaque allant de 30° à 70° , les expériences menées sont faites pour une gamme de nombre de Reynolds allant de 3000 à 21000. L'amélioration maximale est observée avec la configuration D_d/L_v de 0.67, g_w/H_b de 1.0, H_b/H de 0.50, P_b/H de 1.5, et α_a de 60° . Des corrélations de transfert de chaleur et de frottement ont été développées pour le canal d'air ayant des chicanes en forme de V-discontinues sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air.

Raj Kumar et al.[84] ont proposé une disposition des chicanes en forme de V et multi V discontinues (brisés) implantées sur la surface interne de l'absorbeur d'un capteur solaire à air avec un angle d'attaque $\alpha=60^\circ$. La forme de chicane étudiée est schématisée par la FIGURE I.49.

L'objectif est d'étudier expérimentalement l'impact de la répétitions de ces chicanes en même ligne transversale ($W_D/W_B=1$ à 6) sur le comportement thermo-aéraulique de l'air, dont le régime d'écoulement est turbulent au niveau de la veine rectangulaire active d'un capteur solaire à air, dont le rapport d'aspect est de 10, pour un nombre de Reynolds allant de 3000 à 8000, un taux de blocage B_R de 0.5, un pas relatif de 10 et un pas relatif entre deux parties de la même chicane de 1.

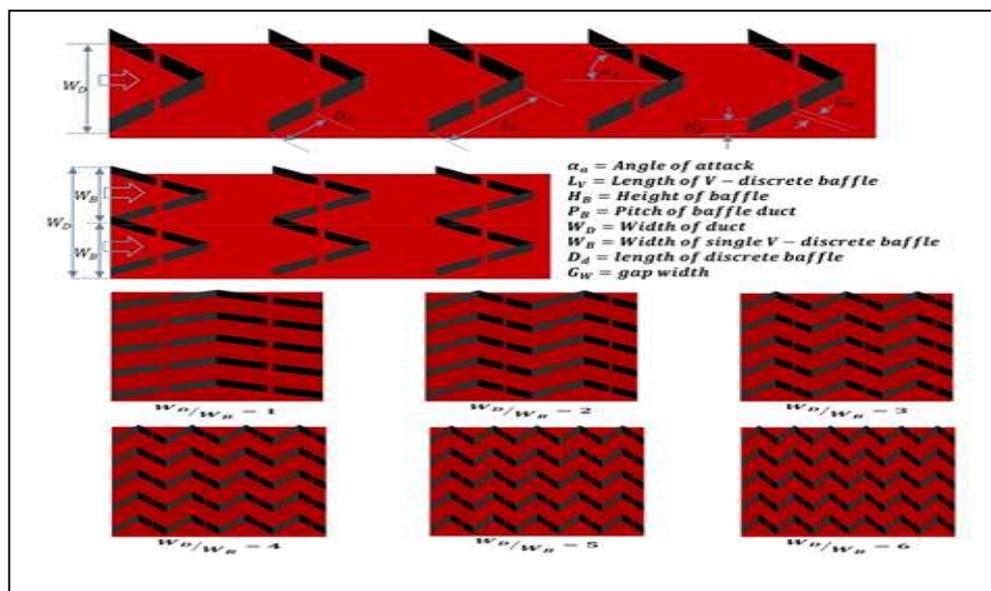


FIGURE I.50- Chicanes types multiple-V brisées étudiées [84].

Les résultats expérimentaux obtenus ont montré que pour un flux solaire $\Phi=1000\text{W/m}^2$, la performance thermohydraulique la plus élevée obtenue est d'environ 4, s'est produite avec une largeur de chicane de 1/5 : ($W_D/W_B=5$) par rapport à la largeur du conduit utile pour un nombre de Reynolds le plus bas.

Ensuite, Raj Kumar et al.[85] ont analysé expérimentalement le facteur de performance thermohydraulique du conduit d'un capteur solaire à air muni de chicanes en forme de V-discontinues, sont attachées sur la face interne de l'absorbeur dont le rapport d'aspect AR est de 10 (FIGURE I .51).

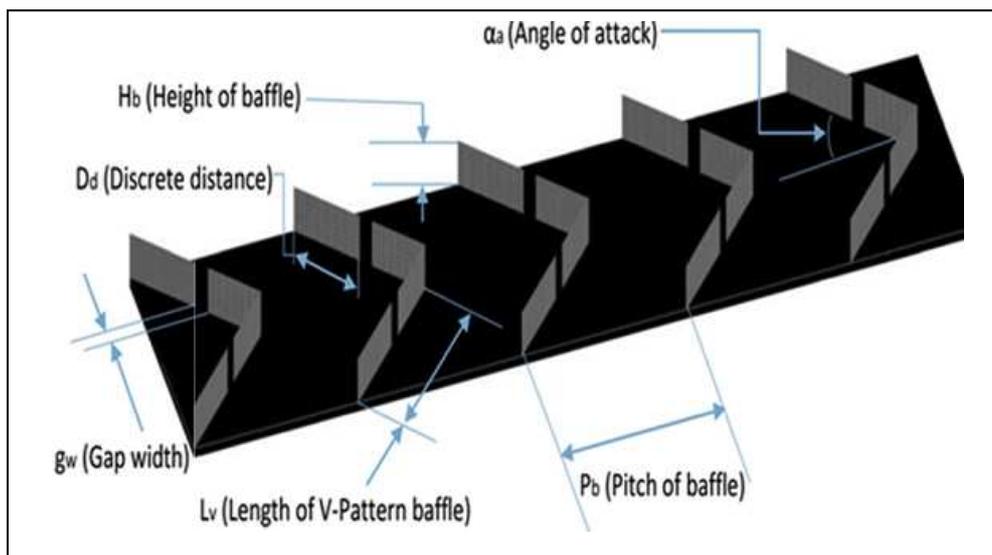


FIGURE I .51- Configuration de chicanes étudiées de type **V-brisé**. [85].

Les chicanes sont disposées le long de l'absorbeur avec un angle d'attaque α variant de 30° à 70° , avec un pas relatif (P_b/H_d) allant de 0.5 à 2.5, un taux de blocage (H_b/H_d) compris entre 0.25 à 0.8, dont l'emplacement relatif de l'écart (D_d/L_v) entre deux parties de même ligne de chicane est situé entre 0.26 et 0.83, une largeur relative de l'écart de chicane (g_w/H_b) comprise entre 0.5 et 1.5. L'étude a été réalisée pour une gamme de nombre de Reynolds de 3000 à 21000, où s'est révélée que la performance thermohydraulique maximale obtenue est de l'ordre de 3.14 par la configuration étudiée ($Re= 3000$, $\alpha=60^\circ$, (P_b/H_d)=1.5, (H_b/H_d)=0.6, (D_d/L_v)=0.7, (g_w/H_b)=1).

Tabish Alam et al [86] ont entamé une étude de simulation numérique en 3D à l'aide d'un modèle de turbulence RNG K- ϵ , pour étudier le comportement thermo-aéraulique de l'écoulement turbulent de l'air au niveau d'un conduit rectangulaire muni des chicanes discontinues de forme semi-elliptique, qui ont un taux de blocage $B_R =0.5$ (FIGURE I .52),

dont le nombre de Reynolds varie de 6000 à 18000. Les chicanes sont placées sur l'absorbteur d'une manière permettant de former la lettre V dirigée vers l'aval de l'écoulement, dont l'angle d'attaque allant de 30° à 90° . Les deux dispositions en ligne et en quinconce sont testées numériquement. Les résultats montrent que les chicanes disposées en quinconce donnent le meilleur coefficient thermo-aéroulque avec une valeur de 1.07 pour l'angle d'attaque $\alpha=75^\circ$ et un nombre de Reynolds $Re=18000$.

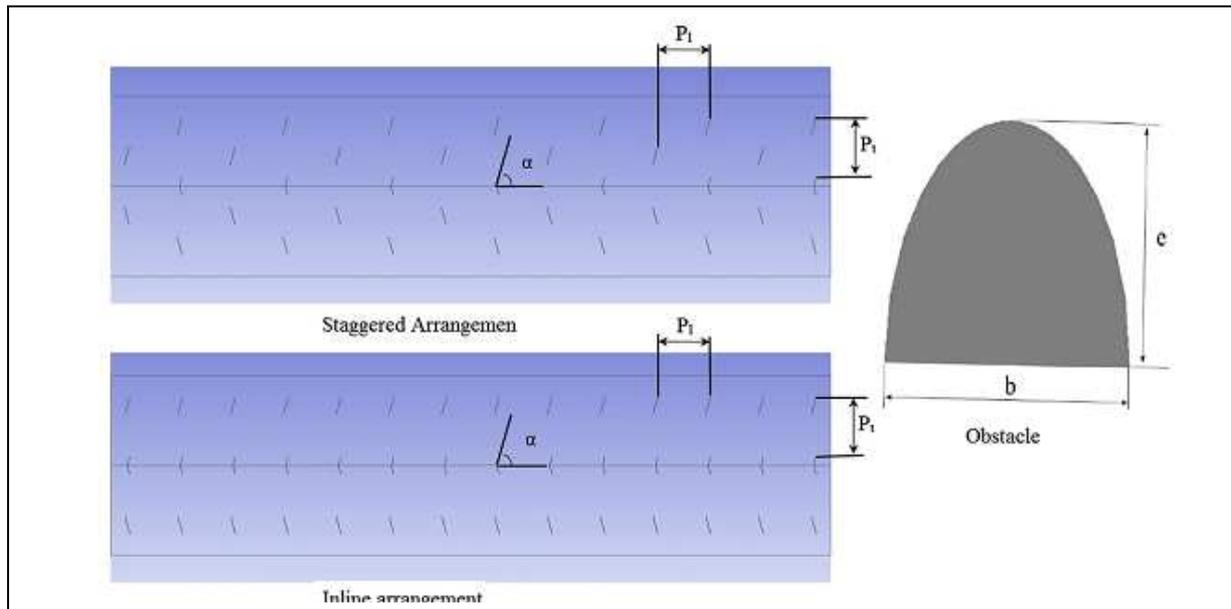


FIGURE I .52- Arrangement des obstacles et leurs géométries [86].

I.3.3. Les chicanes continues

L'étude de faisabilité d'insertion des chicanes continues sous les conditions turbulentes d'un capteur solaire à air était l'idée maîtresse de nombreuses études expérimentales et de simulations. Dans cette partie, nous examinerons certains travaux parues dans la littérature en relation avec notre thème de recherche.

Très peu d'études qui ont abordé l'insertion des chicanes dans les capteurs solaires fonctionnant en régime d'écoulement laminaire, qui pour ces conditions d'utilisation il est déconseillé dans les applications pratiques en raisons de leurs performances médiocres.

Parmi ces études effectuées en régime laminaire, on cite les plus importantes :

L'influence de la forme latérale de la chicane sur le comportement thermo-aéroulque de l'écoulement convectif laminaire entre deux plans parallèles, était le sujet d'une étude numérique de S. Sripattanapipat et al. [87]. Les chicanes ont un profil de forme de diamant

comme indiqué par la FIGURE I .53, sont insérées périodiquement et en quinconce sur les deux plans d'écoulement du conduit dynamique inférieur et supérieur.

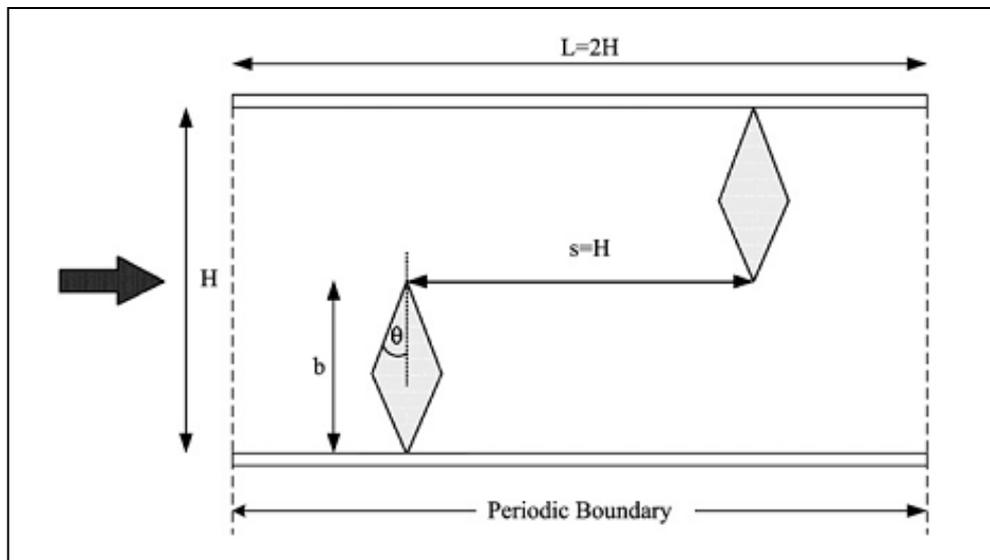


FIGURE I .53- Géométrie du canal avec chicanes en forme de diamant [87].

Pour un nombre de Reynolds allant de 100 à 600, l'angle de la demi-pointe des chicanes varie entre 5° et 35° , tandis que le taux d'espacement entre deux chicanes successives et le taux de blocage sont conservés, avec les valeurs constantes ($B_R = 0.5$, $P_R = 1$), les résultats obtenus sont comparés avec celles d'une chicane plate.

Les chicanes découpées en forme de diamant, dont l'angle de la demi-pointe entre 5° et 10° donne un coefficient thermo-aéraulique supérieur que ceux des chicanes en formes de lamelles pour la gamme du nombre de Reynolds étudié.

Pour un écoulement laminaire convectif dans un conduit carré, dont les parois sont soumises à une température constante de 310 K P.Promvonge et al.[88] ont étudié numériquement le comportement thermo-aéraulique de l'écoulement similaire à celui indiqué auparavant, en présence des chicanes continues implantées périodiquement en ligne sur les deux surfaces supérieure et inférieure du conduit utile, ces chicanes sont inclinées avec un angle $\alpha = 30^\circ$ dans la direction de l'écoulement.

Pour un nombre de Reynolds allant de 100 à 2000, un taux de blocage varie entre $B_R = 0.1$ à 0.3 et un taux d'espacement entre deux chicanes successives allant de $P_R = 1$ à 3 , ils ont trouvés que la valeur maximale du coefficient thermo-aéraulique est de 4 obtenue pour un taux de blocage $B_R = 0.15$ et pour $P_R = 2$.

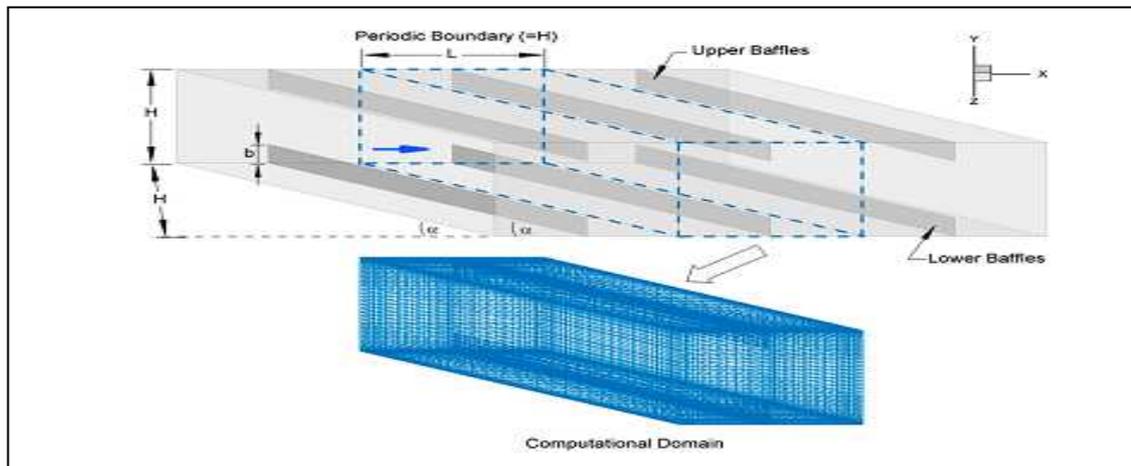


FIGURE I .54- Géométrie du canal et domaine du calcul d' un écoulement périodique [88]

Pour les mêmes conditions de fonctionnement, sauf que le taux de blocage est fixé pour la valeur de 0.2 et le taux d'espacement entre deux chicanes successives allant de $P_R = 0.5$ à $2.5 W$. Jedsadaratanachai et al. [89], ont examiné numériquement le champ thermique et aéraulique pour déterminer le meilleur arrangement parmi les configurations étudiées. Les résultats obtenues montrent que la configuration où $P_R = 2.5$ offre le coefficient thermo-aéraulique le plus haut avec une valeur de 3.78 pour la gamme du nombre de Reynolds étudié.

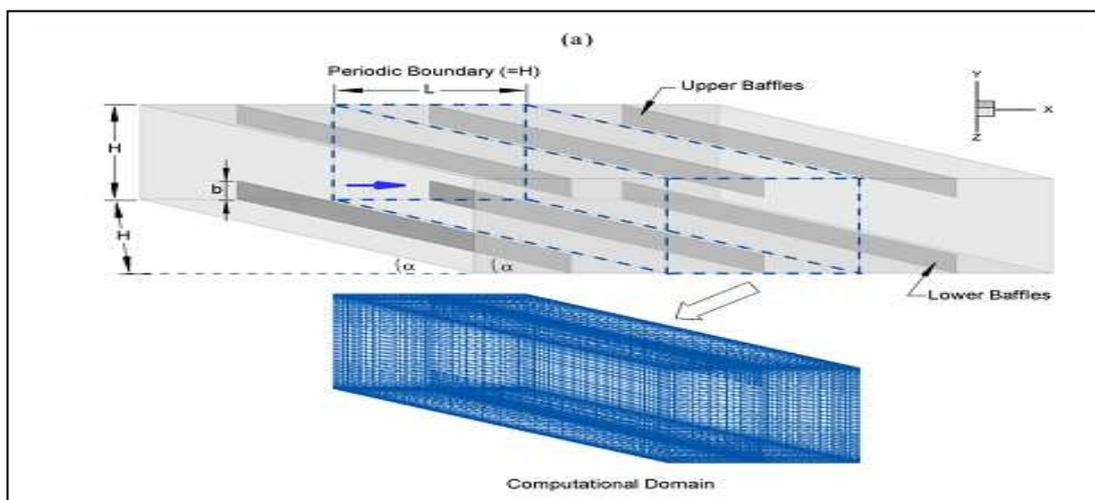


FIGURE I .55- Géométrie du canal et domaine du calcul d' un écoulement périodique [89]

Dans une autre étude, pour des conditions similaires au cas cité auparavant, sauf que les chicanes sont insérées sur une seule paroi, des études numériques ont été menés par P.Promvongse et al. [90] pour définir la meilleure hauteur qui donne un coefficient thermo-aéraulique optimal.

Les résultats montrent que le coefficient thermo-aéraulique optimal est obtenu cette fois-ci pour un taux de blocage $B_R = 0.4$.

La présence des chicanes au niveau des conduits présente une technique efficace parmi les méthodes d'optimisation du transfert de chaleur par convection au sein d'un écoulement convectif laminaire, étant donné qu'il permet un mélange rapide et chaotique qui se dégage entre le noyau d'écoulement et les zones proches des parois du conduit.

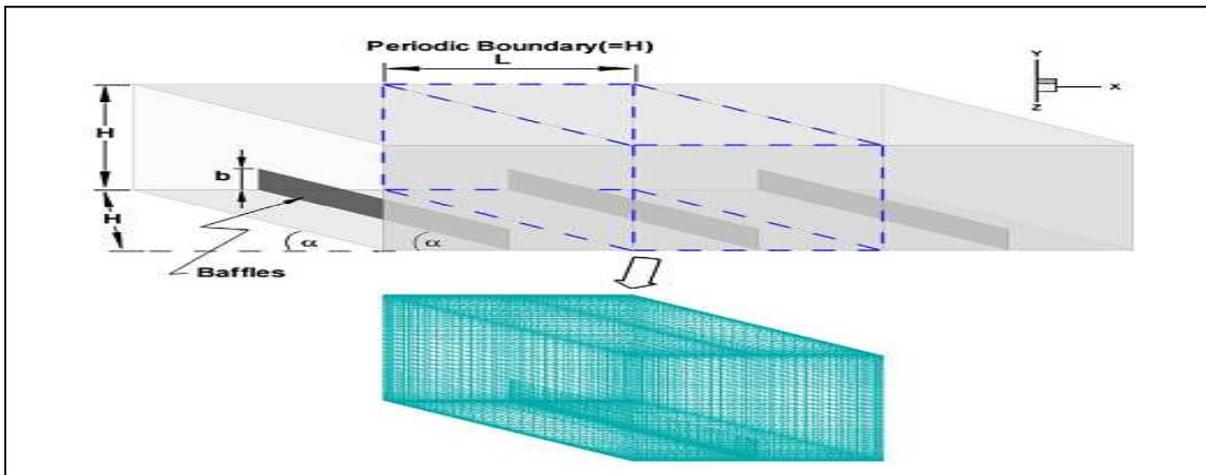


FIGURE I .56- Géométrie du canal et domaine du calcul d' un écoulement périodique [90]

Trois investigations numériques ont été réalisées par P. Promvonge et son équipe de recherche [91], pour étudier l'impact des chicanes continues inclinées sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement au sein d'un conduit carré. Des chicanes continues d'un taux de blocage B_R allant de 0.05 à 0.3 sont implantées en ligne ainsi qu'en quinconce sur deux surfaces d'un conduit carré, dont la température est maintenue constante sur toutes les parois de 310 K. L'étude a été réalisée pour un nombre de Reynolds variant de 100 à 1000 afin de comprendre le mécanisme qui contrôle le transfert de chaleur et la perte de charge.

Les résultats de calcul révèlent que le coefficient thermo-aéraulique optimal est de 2.6, presque 2 fois supérieure que celui d'une chicane perpendiculaire obtenue pour un taux de blocage ($B_R = 0.2$), respectivement pour les deux dispositions en ligne et en quinconce pour un pas relatif entre deux rangées successives.

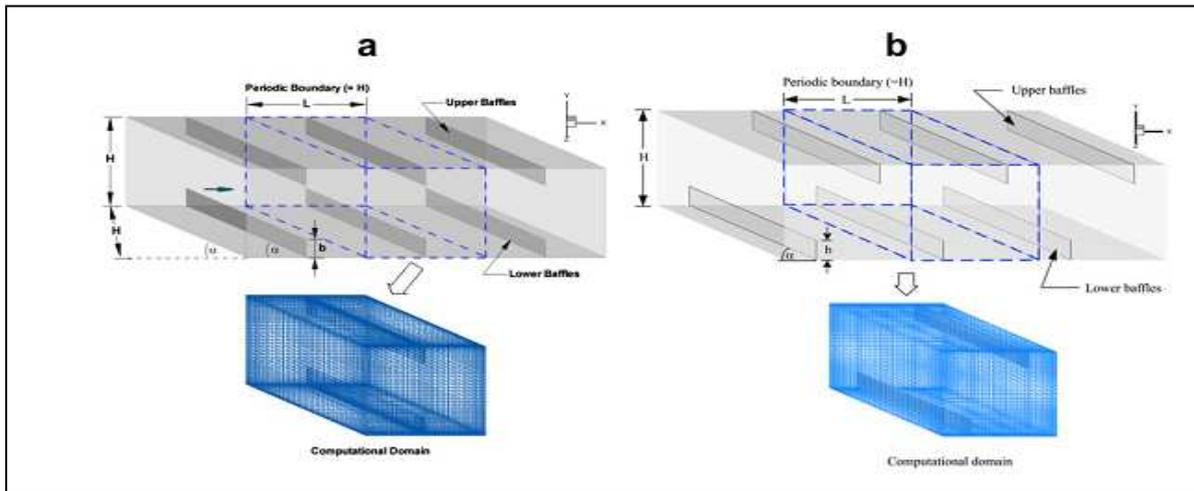


FIGURE I .57- Géométrie du canal et domaine du calcul d' un écoulement périodique (a) disposition en ligne - , (b) disposition en quinconce [91].

L'influence des chicanes en forme d'arc sur le comportement thermo-aéraulique, dans un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air a fait l'objet d'une étude expérimentale par Narin Koolnapadol et al.[92]. La FIGURE I .58 montre les configurations étudiées pour un nombre de Reynolds allant de 6000 jusqu'à 22000.

Les chicanes ont un taux de blocage fixe $B_R=0.2$ et un espacement relatif allant de 6 à 8 dans trois valeurs, sont placées sur l'absorbeur pour générer une plus forte intensité turbulente dans le conduit utile.

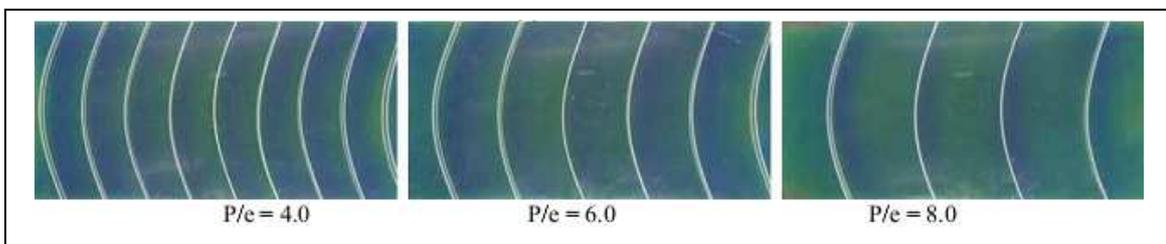


FIGURE I .58- Photographique du comportement thermique de CLT sur la plaque absorbante avec les chicanes en forme d'arc cas : $Re=14000$ [92].

Une technique de visualisation (à l'aide d'un cristal liquide thermo-chromique) permet d'observer que le transfert de chaleur augmente avec la diminution de (P_R) due à l'effet d'un tourbillon longitudinal. Cette augmentation peut prendre les valeurs de 116%, 120% et 127% pour ($P_R = n4, 6$ et 8) respectivement en fonction du nombre de Reynolds.

Une simulation numérique de la convection turbulente dans un canal carré équipé par des chicanes continues en forme de V (voir FIGURE I .59) a été effectuée par H.E.Fawaz et al.[95].

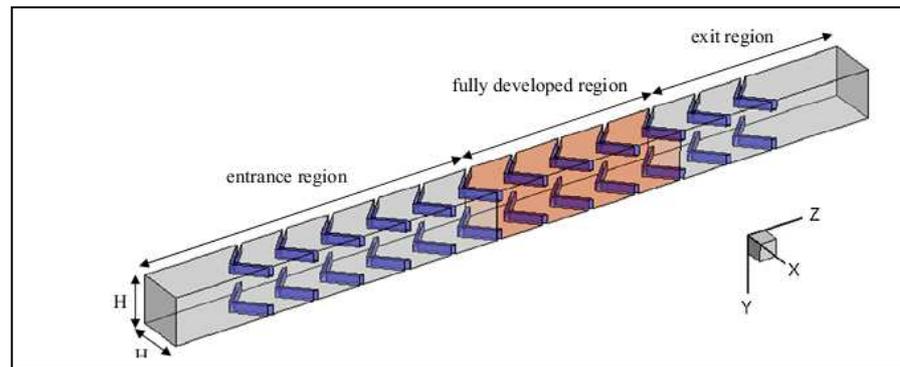


FIGURE I .59- Domaine de calcul de l'étude [93].

L'effet des paramètres géométriques tel que le taux de blocage ($B_R = 0.2, 0.4$ et 0.6) et le pas relatif ($P_R = 0.5, 1$ et 1.5) sur le comportement d'écoulement et le transfert de chaleur sont étudiés. Les résultats montrent que la disposition des chicanes en forme de V génère quatre tourbillons, ce qui conduit à un meilleur mélange entre l'air près de la paroi et le noyau d'écoulement. Un meilleur coefficient thermo-aéraulique d'une valeur de 0.78 est donné par la configuration en forme de V où $B_R = 0.2, P_R = 0.5$ avec un nombre de Reynolds $Re=5000$.

Pour un taux de blocage allant de 0.1 à 0.3 , un nombre de Reynolds allant de 5000 à 25000 et sous des conditions similaires à celles de fonctionnement d'un capteur solaire à air, de P. Promvongse [94] a effectué un travail expérimental pour évaluer le comportement du transfert de chaleur et les pertes de charge pour un écoulement forcé turbulent de l'air dans un canal rectangulaire, ayant un taux d'aspect $AR=10$ équipé par des chicanes en forme de V dirigées vers l'aval de l'écoulement FIGURE I .60, dont l'angle d'attaque $\alpha=60^\circ$ et un taux d'espacement entre $P_R = 1,2$ et 3 . Les résultats expérimentaux révèlent que la présence de ce type de chicane d'un par relatif $P_R = 1$ offre un meilleur coefficient thermo-aéraulique d'une valeur de 1.87 pour le plus bas nombre de Reynolds considéré.

Une étude expérimentale menée par Shivani T et al.[95], pour étudier l'impact d'insertion des chicanes rectangulaires dans un canal carré sur la structure de l'écoulement pleinement turbulent. Les résultats de la comparaison obtenus avec la structure d'écoulement en l'absence des chicanes montrent que les vitesses turbulentes sont augmentées jusqu'à trois fois et les taux de production d'énergie et la dissipation sont améliorés. Une amélioration significative de la turbulence a été observée dans la région qui s'éloignée immédiatement de l'aval des chicanes presque deux fois de la hauteur de cette dernière.

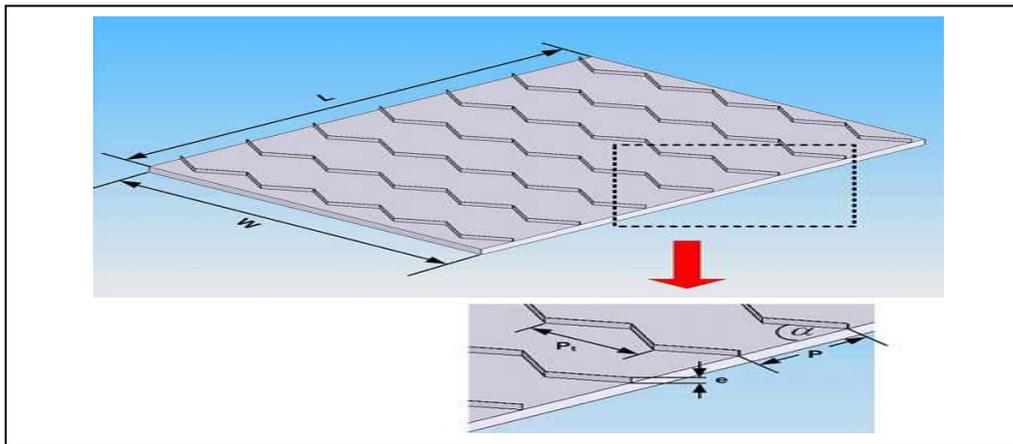


FIGURE I .60- Conduit avec chicanes en forme de V multiples ($\alpha=60^\circ$) [94].

L'utilisation des chicanes perforées a été le sujet de nombreux travaux, dont le plus important est celui réalisé par D.Sahel et al.[96] récemment publié, qui s'est intéressé à l'effet du nombre de trous et de la distribution au niveau haut ou bas de la chicanes. Les résultats obtenus montrent que la présence des trous au niveau de la chicane contribue à agiter l'écoulement stagnant dans la région aval des chicanes, ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur et en l'occurrence, abaisser les pertes de charge.

Dans une autre étude expérimentale et numérique menée par de C.Nuntadusit et al.[97], qui a pour objectif d'examiner l'effet des chicanes perforées sur le champ thermo-aéraulique de l'écoulement de l'air dans le conduit dynamique d'un capteur solaire FIGURE I .61. Les chicanes sont implantées transversalement sur la surface chauffée (L'absorbeur), du conduit ayant un rapport d'aspect $AR=4$, dont le taux de blocage est $B_R=0.3$, l'emplacement vertical des trous et l'angle de perforation ont les valeurs respectives ($h=0.2H, 0.5H$ et $0.8H$) et ($\theta=0^\circ, 15^\circ$ et 30°).

Pour un nombre de Reynolds fixe $Re=60000$ et un rapport de la surface du trou par rapport à celle de la chicanes de 0.131 , les résultats obtenus montrent que les chicanes perforées avec un angle améliorent considérablement le transfert de chaleur immédiatement en aval de celles-ci par rapport aux chicanes perforées droites et les chicanes solides, ce qui entraîne une performance supérieure de transfert de chaleur global. L'amélioration de l'échange de chaleur la plus importante est réalisée avec un angle de perforation ($\theta=30^\circ$).

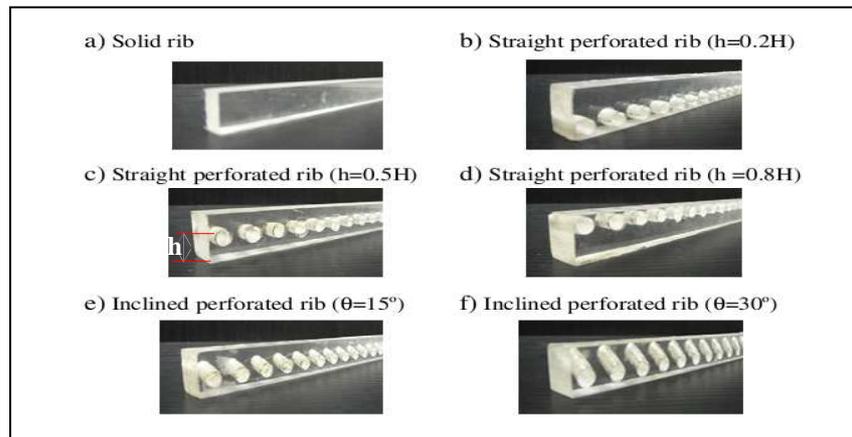


FIGURE I .61- Type de chicanes étudiées: (a) Non perforée, (b),(c),(d),(e) et (f) perforées avec différentes positions et angles d'attaques [97].

Pour un nombre de Reynolds fixe $Re=60000$ et un rapport de la surface des trous par rapport à celle de la chicane de 0.131 , les résultats obtenus montrent que les chicanes perforées avec un angle améliorent considérablement le transfert de chaleur immédiatement en aval de celles-ci par rapport aux chicanes perforées droites et les chicanes solides, ce qui entraîne une performance supérieure de transfert de chaleur global. L'amélioration de l'échange de chaleur la plus importante est réalisée avec un angle de perforation ($\theta=30^\circ$).

Prashanta Dutta et al. [98], ont mené une étude expérimentale pour étudier l'impact de la présence des chicanes solides et perforées sur l'écoulement turbulent de l'air, ainsi que le transfert de chaleur dans un conduit rectangulaire, dans des conditions de fonctionnement similaires à celles de conduit d'un capteur solaire à air.

Des chicanes de différentes tailles, positions, orientations et densités de perforation attachées sur la surface chauffée FIGURE I .62 ont été testées, dont le principal objectif est d'obtenir la configuration optimale qui permis de maximiser le transfert de chaleur tout en gardant le coefficient de friction au niveau plus bas possible.

La présentation du nombre de Nusselt local pour un nombre de Reynolds allant de 33000 à 50800 , a conduit les chercheurs aux conclusions suivantes :

- Les chicanes perforées inclinées peuvent combiner quelques techniques majeures de transfert de chaleur tel que :
 - a) l'effet de nervures (perturbation de la sous couche visqueuse et la séparation de la couche limite)
 - b) l'effet de la disposition (création des tourbillons internes),
 - c) l'impact du jet

- Malgré que le facteur de frottement diminue avec la décroissance de l'angle de l'inclinaison de la chicane et la croissance de la densité de perforation, le taux de facteur de frottement augmente avec l'augmentation du taux de nombre de Nusselt moyen pour une configuration donnée.

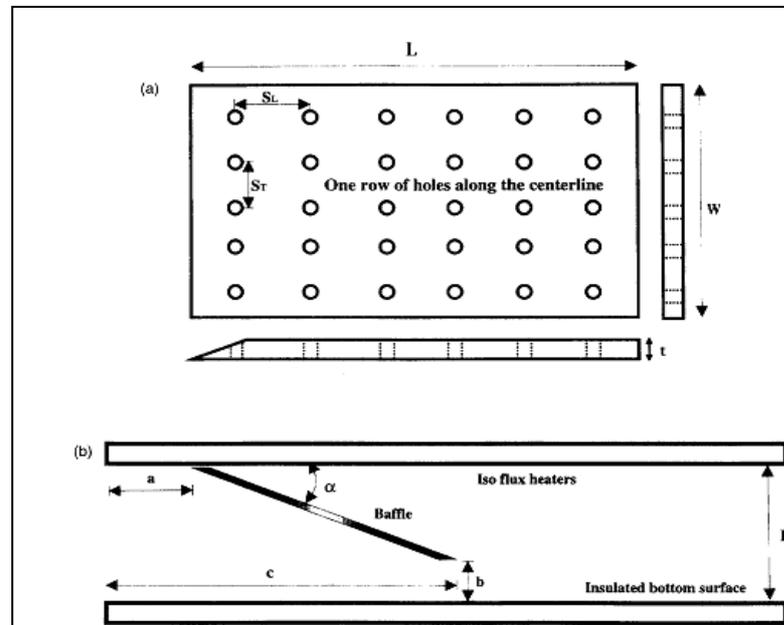


FIGURE I.62- (a) Chicane perforée, (b) Disposition d'une chicane dans la section droite considérée [98].

Par la suite, une étude expérimentale menée par Pranshanta Dutta et al. [99], a porté sur trois facteurs influençant sur la performance des chicanes au sein d'un conduit rectangulaire, à savoir : le repositionnement sur la surface chaude ou froide, l'inclinaison et la perforation, ceci étant, sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire à air d'écoulement turbulent et un flux de chaleur superficiel constant appliqué sur la surface supérieure.

L'objectif de cette recherche est d'étudier les caractéristiques locales du transfert de chaleur et de friction avec présence des chicanes inclinées solides et perforées en même temps. Une combinaison des deux chicanes de même taille, dont la première est attachée à la surface chaude, tandis que la position, l'orientation et la forme sont variées pour identifier la configuration optimale pour un meilleur transfert de chaleur.

Pour un nombre de Reynolds variant entre 12000 et 41000, dont le rapport d'aspect du conduit $AR=5$, la combinaison des deux types de chicanes solides et perforées dans neuf arrangements différents ont été étudiés FIGURE I.63, les conclusions principales issues de cette étude sont les suivantes :

- Le nombre de Nusselt local avec présence des chicanes inclinées dépend significativement avec l'orientation, la perforation et la position des chicanes utilisées.
- L'échange est plus élevé avec deux chicanes qu'avec une chicane unique placé dans ce même conduit.
- Le nombre de Nusselt moyen peut être aussi élevé 5 fois que celui d'un conduit lisse
- La présence des chicanes perforées peut efficacement refroidir les zones de stratification de l'énergie.
- Le coefficient de frottement est plus grand si la deuxième chicane est fixée à la plaque inférieure au lieu du dessus chauffée.

Ensuite, Rajendra Karwa et al.[100] ont mené une étude expérimentale très intéressante qui se porte sur l'influences de chicanes complètement perforées et des autres qui ils sont partiellement comme le montre la FIGURE I .64.

Sous des conditions similaires que celles de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air, tel que le régime d'écoulement turbulent, où le nombre de Reynolds varie de 2700 à 11150, les chicanes sont perforées soit : entièrement (Rapport de surface vide de 46,8%) ou partiellement (la moitié) (26%) avec un pas relatif allant de 7.2 à 28.8.

L'étude montre que la présence des chicanes entièrement perforées augmente le nombre de Nusselt de 79 à 169% par rapport à un conduit lisse, tandis que la présence des chicanes semi perforées augmente le nombre de Nusselt de 133 à 274% par rapport à un conduit lisse. Par contre le facteur de frottement augmente respectivement de 2.98 à 8.08 et 4.42 à 17.5 pour les chicanes entièrement perforées et les chicanes partiellement perforées par rapport à un conduit lisse. En générale, les chicanes partiellement perforées offrent les meilleures performances thermo-aérauliques, qui peuvent atteindre des valeurs maximales en présence de la configuration avec un pas relatif de 7.2.

Une autre étude expérimentale et numérique réalisé par B.K. Ary et al.[101] a été réalisée, afin d'examiner l'effet des chicanes perforées avec des trous en forme de diamant FIGURE I .65, dont la densité et la disposition des perforations sur la chicane affectent de manière significative le transfert de chaleur, également le nombre des chicanes et des trous augmente le nombre de Nusselt.

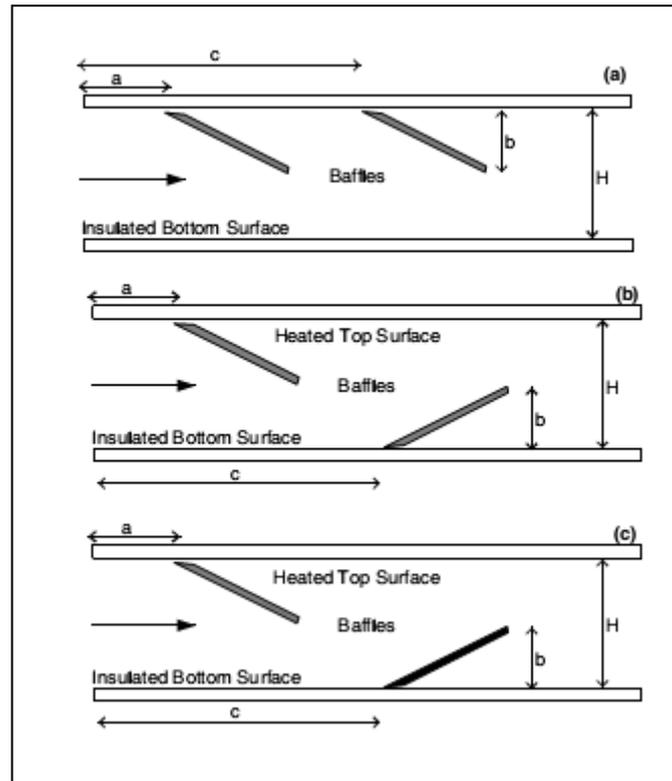


FIGURE I .63- Différentes dispositions des chicanes dans la section de test considérée [99].

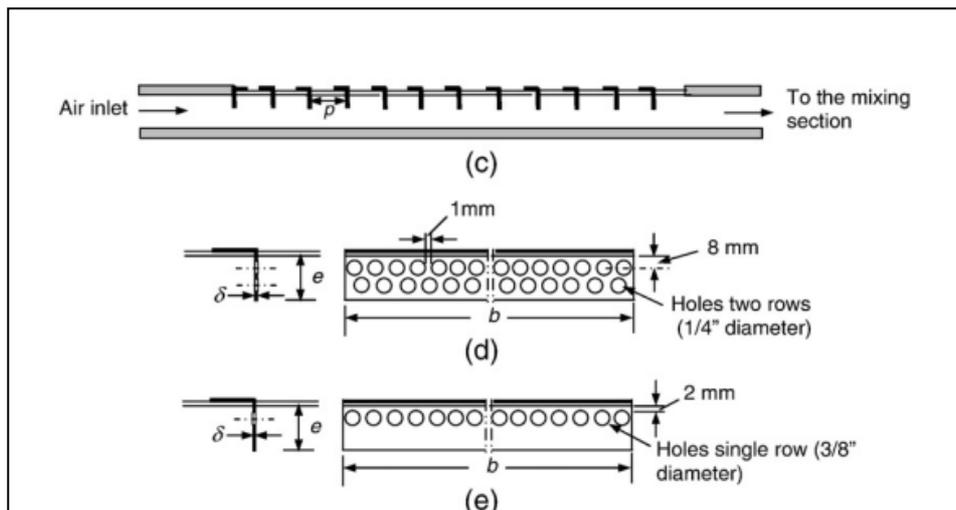


FIGURE I .64- schéma du conduit avec configuration des chicanes utilisées [100].

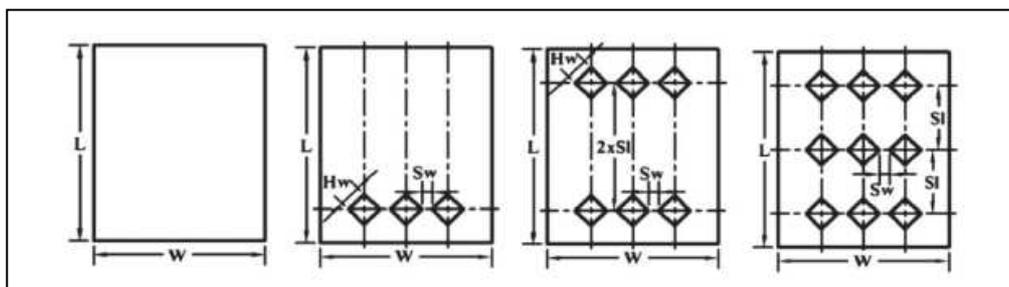


FIGURE I .65- Chicanes perforées [101].

Jenn-Jiang Hwang [102] a réalisé des expériences qui ont été menés pour examiner l'effet de chicanes poreuses disposées en quinconce sur les parois inférieures et supérieures d'un canal rectangulaire sur le transfert de chaleur et les pertes de charge pour un écoulement turbulent. Le protocole expérimental employé est indiqué par la FIGURE I .66.

L'étude a été faite pour un nombre de Reynolds allant de 10^4 à 5×10^4 , le taux de vide et l'espacement entre deux chicanes successives sont fixés pour des valeurs de 0.42 et 1 respectivement, tandis que le taux de blocage varie de 0.25 à 0.75. Il a pu montrer que le modèle d'écoulement autour d'une chicane poreuse et une autre solides est entièrement différent, d'autre part, et comparativement au canal muni de chicanes de type solide, le canal équipé par des chicanes poreuses présente des pertes de charge plus faible, par conséquent, ce dernier donne une meilleure performance thermique sous une puissance de pompage constante.

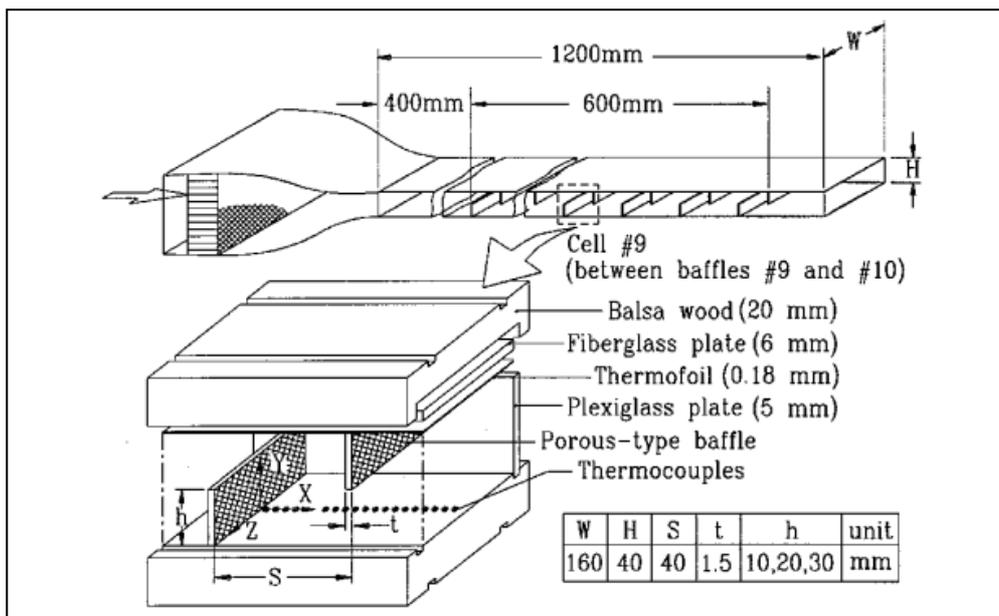


FIGURE I .66- protocole expérimental employé avec section de teste [102].

En conséquence, une étude numérique a été réalisée par Yue-Tzu Yang et al.[103], son but était d'expliquer le mécanisme d'échange thermique dans un écoulement pleinement turbulent développé au sein d'un conduit rectangulaire équipé par des chicanes poreuse comme indiquer dans l'étude [102]. Ils ont souligné que la perte de charge d'un conduit muni des chicanes poreuses est inférieure de celle d'un conduit équipé par des chicanes pleines, en raison de la diminution du taux de blocage, malgré que l'échange de chaleur est presque le même pour les deux configurations.

Sombat Tamna et al. [104], ont réalisé une étude expérimentale et une numérique pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans un conduit d'un capteur solaire à air équipé par des chicanes en formes multi-V disposées en ligne et en quinconce sur les deux surfaces inférieure et supérieure (L'absorbeur), une troisième disposition sur la surface chaude seulement avec un angle d'attaque $\alpha = 45^\circ$ comme le montre FIGURE I.67.

Les caractéristiques de transfert de chaleur sont présentées pour les configurations dont le taux de blocage B_R est de 0.25, tandis que le taux d'espacement P_R varie entre 0.5 et 2, pour un nombre de Reynolds allant de 4000 à 21000.

Quand ils ont comparé entre les performances de la disposition en ligne et en quinconce, ils ont trouvé que la disposition en ligne est plus efficace thermo-aérauliquement que la disposition en quinconce dans l'intervalle des paramètres considérés. En outre, la disposition de ce type de chicane sur une surface unique avec un $P_R = 0.5$ produit une performance thermohydraulique la plus élevée d'une valeur de 1.83 avec un bas nombre de Reynolds.

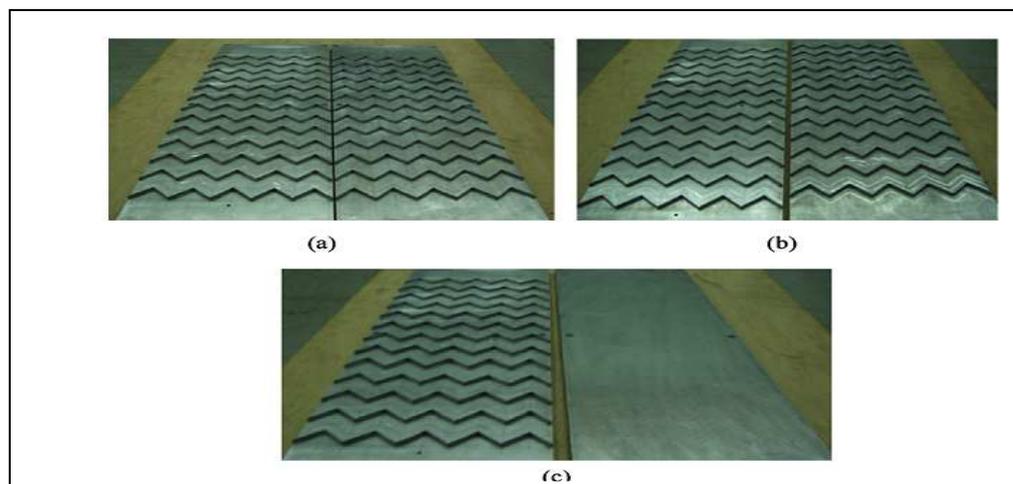


FIGURE I.67- Photographie de la section du conduit étudié : (a) : disposition des chicanes en ligne, (b) disposition en quinconce, (c) une seule surface munie de chicanes.

Dans une étude expérimentale Sompol Skullong et al.[105] ont combiné entre les chicanes et les rainures sur les deux surfaces internes du conduit utile rectangulaire ($AR=10$) d'un capteur solaire à air. La disposition des chicanes était en ligne et en quinconce FIGURE I.68 avec un angle d'attaque $\alpha = 45^\circ$, dont le taux de placage B_R est fixé à une valeur de 0.25 et le taux d'espacement entre deux chicanes successives P_R varie entre 0.5 et 2.

Ils ont trouvés que malgré la disposition en ligne est mieux que la disposition en quinconce de point de vue thermo-aéraulique, cependant, la disposition des chicane uniquement sur l'absorbeur avec un taux d'espacement $P_R = 0.5$ donne la plus haute performance thermohydraulique avec une valeur de 1.75 pour un plus bas nombre de Reynolds.

L'influence de l'insertion des chicane en forme de Z sur le comportement thermo-aéraulique au sein d'un écoulement convectif turbulent d'un conduit rectangulaire, dont le rapport d'aspect est de 10, était le sujet d'une étude expérimentale et numérique menée par Parkpoom Sriromreun et al. [106].

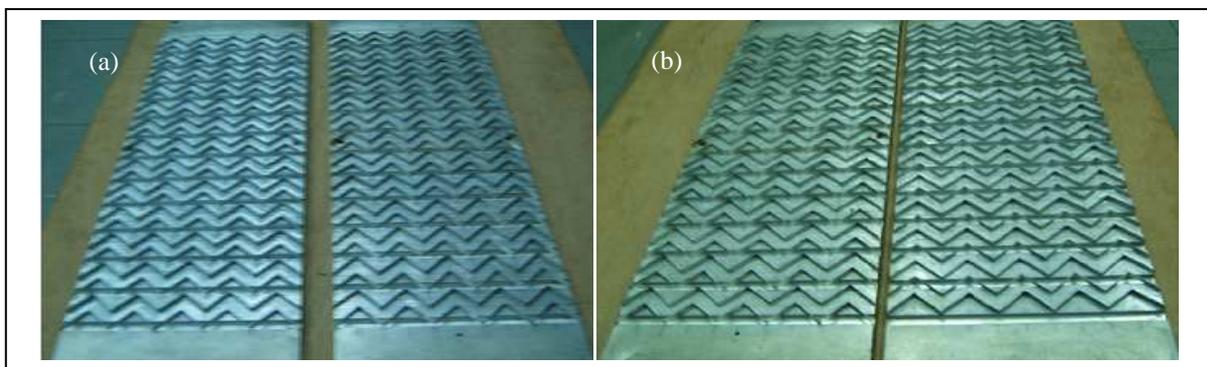


FIGURE I.68- Section de test avec : (a) disposition en ligne (b) disposition en quinconce [106].

Dans l'étude expérimentale les chicane sont placées sur l'absorbeur de telle sorte à obtenir la forme Z inclinée avec un angle d'attaque $\alpha=45^\circ$, comme indiqué par la FIGURE I.69. L'objectif est de créer des tourbillons secondaires ayant une influence significative sur l'intensité turbulente, ce qui a permis d'obtenir une amélioration sensible du transfert de chaleur dans le conduit dynamique étudié. Tandis que l'étude numérique à été menée pour mieux comprendre le mécanisme de l'amélioration thermo-aéraulique.

Les effets combinés de la hauteur ($B_R = 0.1, 0.2, 0.3$) et l'espacement entre deux chicane ($P_R = 1.5, 2$) ont été examinés afin de trouver la performance thermique optimale pour un nombre de Reynolds allant de 4400 à 20400, dont les chicane sont implantées de deux manières en ligne et en quinconce (voir FIGURE I.69).

Ils ont noté que la disposition en ligne fonctionne mieux que celle en quinconce de point de vue thermo-aéraulique, tandis que la performance thermohydraulique la plus élevée obtenue est environ de 2.2 enregistrée pour la configuration (Z- en ligne, $B_R = 0.1, P_R = 1.5$) et ceci pour le plus bas nombre de Reynolds.

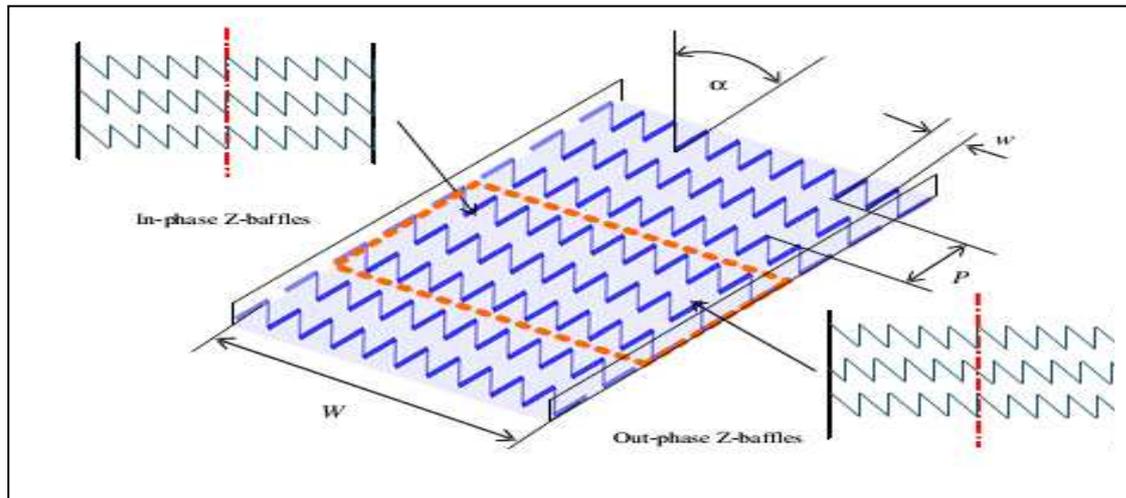


FIGURE I .69- Section du conduit étudié avec des chicanes en forme de Z disposées en ligne et en quinconce [106].

A partir d'une étude expérimentale réalisée sur un capteur solaire à air, et sur la base des caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'un conduit rectangulaire avec un rapport d'aspect $AR=12$, des chicanes en formes de V perforées, insérées sur la surface chauffée dont l'angle d'attaque $\alpha=60^\circ$ (FIGURE I .70), pour un nombre de Reynolds allant de 2000 à 20000, un flux de chaleur uniforme constant d'une valeur $\Phi=1000 \text{ w/m}^2$, un taux de blocage B_R allant de 0.4 à 1, un taux d'espacement entre deux chicanes successives P_R allant de 4 à 12 et un rapport de zone ouverte β variant de 5 à 25%, T.Alam et al.[107] ont établis les conclusions suivantes :

- L'amélioration maximale du Nombre de Nusselt et de facteur de frottement obtenue est de 6.76 et 28.84 fois respectivement par rapport au conduit lisse.
- L'amélioration du nombre de Nusselt pour les chicanes en forme de V-perforées est supérieure de 33% par rapport aux chicanes solides, tandis que le facteur de frottement pour les chicanes perforées est diminué de 32% que pour les chicanes solides.
- Le meilleur coefficient thermo-aéraulique est de 3.1 obtenu pour la configuration $\beta=20\%$, $P_R=8$, $B_R=0.8$, $Re=2000$ avec une amélioration qui atteint la valeur de 50% par rapport aux chicanes solides.

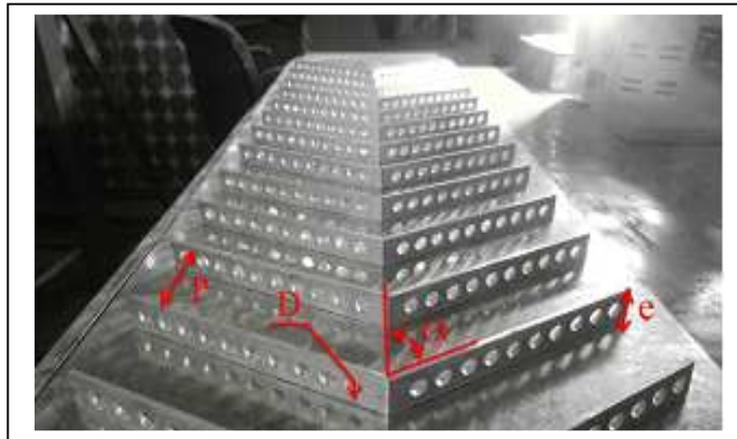


FIGURE I .70- Chicanes en forme de V perforées [107]

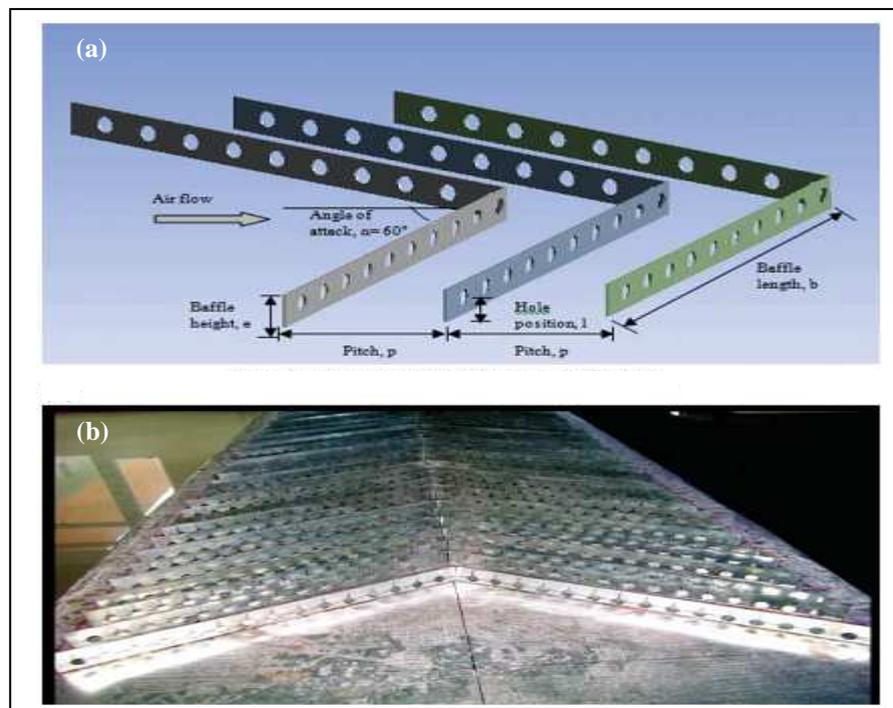


FIGURE I .71- (a) configuration de chicanes en forme de V perforées (b) vue en section longitudinale d'un conduit avec des chicanes en forme de V perforées [108].

Sunil Chamoli et al.[108] ont mené des expériences sur l'écoulement convectif turbulent autour des chicanes perforées en forme de V insérées avec un angle d'attaque $\alpha=60^\circ$, au niveau d'un conduit rectangulaire ayant un rapport d'aspect $AR=10$, utilisé dans un capteur solaire à air. L'étude a été effectuée pour un nombre de Reynolds qui varie de 3800 à 19000, un taux de blocage B_R allant de 0.285 à 0.6, un taux d'espacement entre deux chicanes successives P_R allant de 1 à 4 et un rapport de zone ouverte β variant entre 12 et 44%, dont le flux de chaleur est uniforme d'une valeur fixe $\Phi=1000 \text{ w/m}^2$. Des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de friction ont été développées pour la configuration étudiée, ils ont

constaté qu'il existe une forte relation entre le nombre de Nusselt, le facteur de friction avec le pas relatif et le taux de blocage. Le maximum nombre de Nusselt est observé pour un P_R entre 1.5 et 3 et B_R inférieur à 0.51.

Ensuite, grâce à une étude similaire [109], sauf que cette fois, ils ont fixé le taux de blocage et le taux d'espacement pour les valeurs 0.4 et 5 respectivement, en modifiant la position verticale des trous sur la superficie des chicanes, dont la position relative du trou l/e varie entre 0.429 et 0.571 (Voir FIGURE I .72).

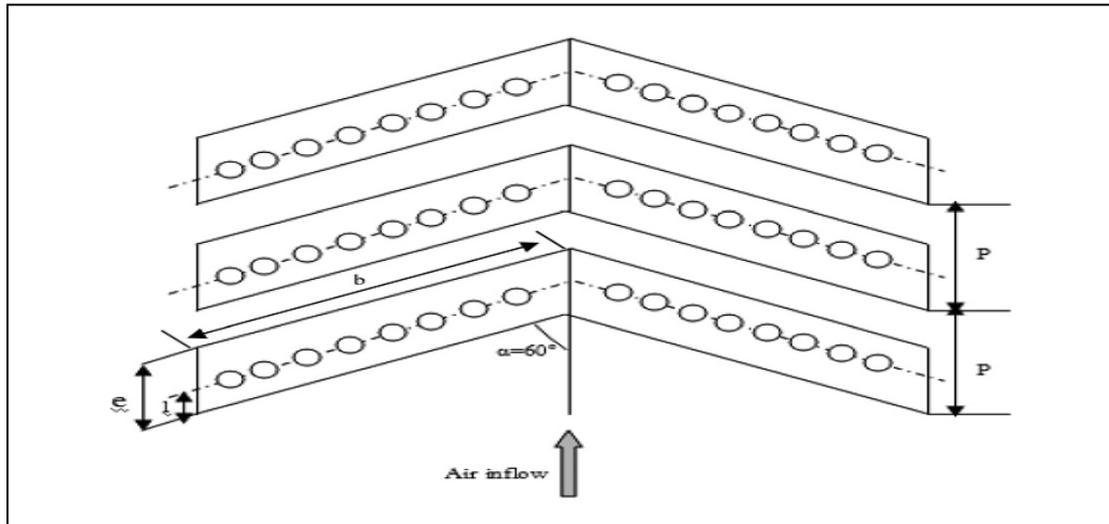


FIGURE I .72- Croquis d'une chicane en forme de V avec des perforations [109].

Les résultats ont révélé que par rapport au conduit lisse, le nombre de Nusselt et le facteur de friction maximums sont obtenus respectivement de l'ordre 2.2 et 5.2 avec la configuration ($l/e=0.429$, $\beta=12\%$), tandis que la valeur maximale du facteur de friction est observée en présence de la configuration ($l/e=0.429$, $\beta=24\%$).

De nombreux autres travaux ont testé numériquement et proposé d'autres formes de chicanes, parmi elles, on cite la forme **V** et **multi-V** perforées proposée par Anil Kumar et al.[110].

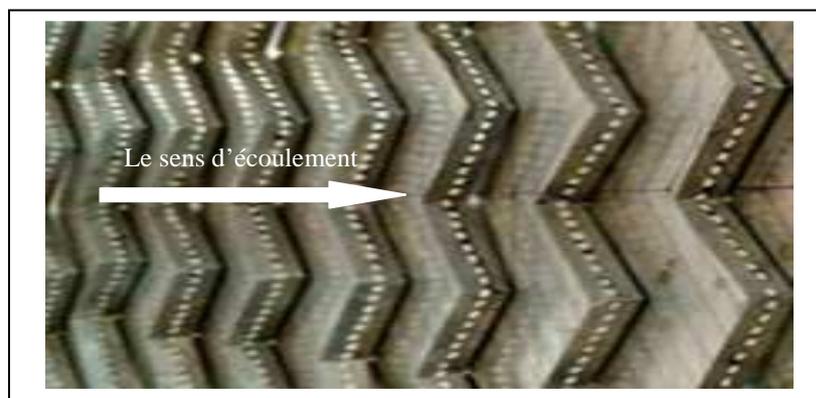


FIGURE I .73- Photographique de la chicane **multi-V** perforée [110].

Ils ont confirmé que les résultats numériques sont en bon accord avec l'expérimentation, qui montre que l'utilisation de cette forme de chicanes produit de bonnes performances thermo-hydrauliques que celles mentionnées dans les études suivantes : [75], [100], [104], [105], [106] et [108].

**I.4. LES RUGOSITES ARTIFICIELLES DANS LES CONDUITS RECTANGULAIRES DES CAPTEURS
SOLAIRES A AIR : LA COMBINAISON ENTRE LES NERVURES ET LES CHICANES**

Finalement, très peu d'études qui se sont intéressées à l'amélioration du transfert de chaleur et de frottement dans les conditions similaires de celles d'un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air par le couplage ou la combinaison entre les deux types d'obstacles (Chicanes + Nervures), Nous mentionnerons dans cette partie l'étude la plus célèbre dans ce sens.

Un travail expérimental dans les conditions de fonctionnement similaires à celles d'un capteur solaire à air a été réalisé par Jamil A. Khan et al [111], l'idée tourne autour de l'amélioration de transfert de chaleur entre l'air et la plaque chauffée (absorbeur) par fixation de chicanes et de nervures en même temps, au sein d'un écoulement turbulent.

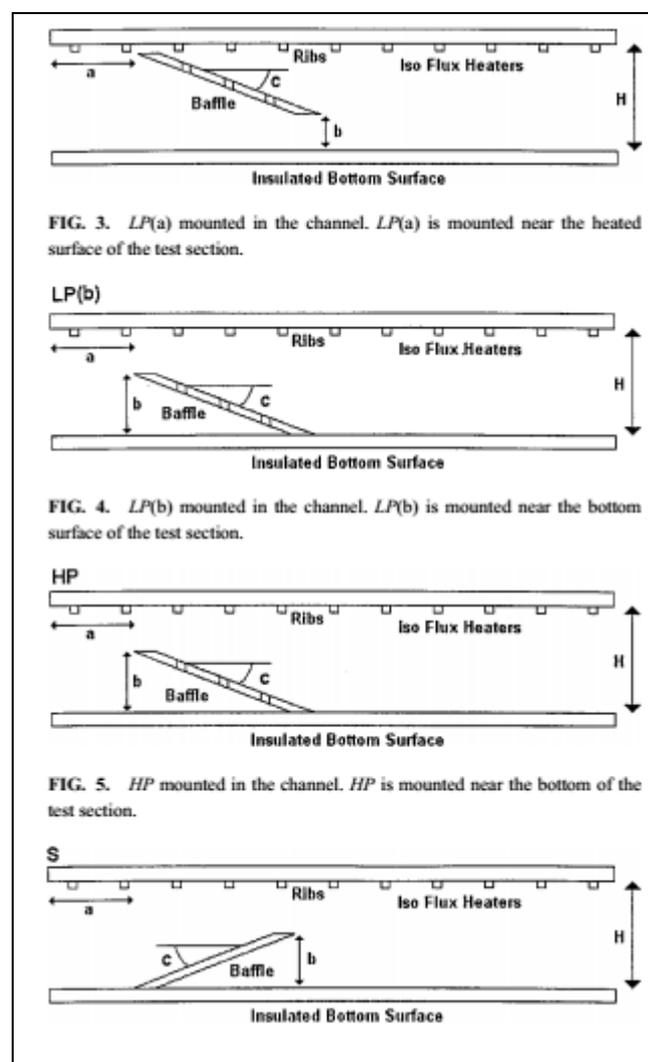


FIGURE I .74- Différentes configuration de chicanes étudiées [111].

Ils ont étudiés l'impact de l'angle d'attaque et du nombre de perforation de trois types différentes de chicanes perforées en termes de dimensions et positionnement par rapport à la

plaque chauffée sur le transfert de chaleur et la perte de charge, les résultats sont ensuite comparés avec ceux d'une chicane pleine comme il est décrit dans la FIGURE I .74.

Les résultats ont révélés que la performance thermohydraulique dans le cas d'une chicane moins perforée est beaucoup mieux que celle d'une chicane pleine, d'autre part, l'augmentation de l'angle d'attaque et la diminution du nombre de perforation donne un effet significatif sur l'amélioration de la performance thermohydraulique du système.

Malgré que le gain obtenu en termes d'amélioration de transfert de chaleur en présence des nervures est relativement modeste, cependant, la combinaison entre les deux obstacles produit des chutes de pression plus élevées, du fait que les chicanes génèrent des perturbations considérables dans l'écoulement comparativement avec celles créés par les nervures.

I.5. CONCLUSION

A travers cette revue bibliographique, on constate que quasiment tous les travaux annoncent que les études concernant le comportement dynamique, la conception et la performance d'un conduit rectangulaire rugueux, se réduisent à l'étude des deux paramètres :

- Thermique à savoir le nombre de Nusselt moyen
- Dynamique à savoir la friction moyenne

On a observé à partir de cette recherche documentaire que les rugosités artificielle utilisées dans les conduits rectangulaires dans les capteurs solaires à air sont divisées en deux groupes principaux : continues et discontinues dont les facteurs qui aident à déterminer leurs types sont :

1) La taille

- La hauteur : Chicanes ou Nervures
- L'épaisseur : Chicanes ou des blocs
- La longueur : Continue ou Discontinue

2) La disposition

- L'un Par rapport à l'autre : L'arrangement en quinconce ou en ligne
- Par rapport à l'absorbeur : sur la face interne de l'absorbeur, sur la face opposée ou entre eux.

3) L'orientation

- Généralement l'angle d'orientation s'ajuste selon la direction de l'écoulement principal connue par l'angle d'attaque.
- 4) La forme
- Forme transversale : Rectiligne, arc, Multi-arcs, en forme de **V**, en forme Multi-**V**, en forme **W**, en forme Multi-**W**, en forme **S**, en forme **Z**, en forme de fossettes (Creux), en forme de bosses...etc.
 - Forme latérale : Ronde, rectangulaire, triangulaire, trapézoïdale, hyperbolique...etc.
- 5) La nature de la matière : un milieu solide, perforée partiellement, une mousse, un milieu poreux...etc.
- 6) La combinaison entre deux types de rugosités en eux-mêmes (Chicanes+Nervures), ou la combinaison entre la rugosité et les rainures

L'étude bibliographique montre que l'amélioration du transfert de chaleur par la présence de la rugosité continue est mieux que celle d'une rugosité discontinue tandis que l'amélioration du facteur de frottement agit au contraire.

En outre, malgré que l'amélioration de transfert de chaleur si la rugosité est définie comme chicane est élevé, sauf que le facteur de performance thermohydraulique si la rugosité est de type nervure est plus grande en raison des petites valeurs de perte de charge enregistrés.

Et sur cette base on peut remarquer que si :

$[Nu_r/Nu_0] \geq [f_r/f_0]$ la rugosité utilisée est de type nervure

$[Nu_r/Nu_0] < [f_r/f_0]$ la rugosité utilisée est de type chicane

La forme et la disposition des rugosités jouent un rôle important dans l'amélioration des échanges thermique, alors que l'amélioration de friction n'est pas toujours assurée.

Dans le présent thème de recherche, nous ont proposé de faire une étude théorique sur les paramètres qui affectent la performance thermohydraulique des conduits avec des nervures, ainsi une étude expérimentale sur l'effet de la présence des obstacles sur le transfert de chaleur au niveau d'un capteur solaire à air pour valider le modèle numérique ; et enfin une étude numérique permettant d'étudier extensivement le mécanisme de transfert de chaleur et le dynamique de fluide au sein d'un conduit rectangulaire munis de chicanes similaires que celles mentionnées dans l'étude [112].

Chapitre II
Méthode Théorique Simplifiée

CHAPITRE II : METHODE THEORIQUE SIMPLIFIEE

II.1. INTRODUCTION

Dans un procédé de chauffage, séchage ou des procédés industriels, il est généralement préféré d'utiliser les capteurs solaires à air en régime turbulent pour accélérer ces opérations. Pour cela, Gupta et al. [113], ont recommandé que le nombre de Reynolds ne doit pas dépasser la valeur de 20000 et cela dépend du taux d'aspect afin de permettre une évolution de température suffisante.

L'écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit d'un capteur solaire à air accompagné par la formation d'une couche limite turbulente, peut être distinguée en quatre régions différentes (voir FIGURE II .1), dont la plus proche de la paroi est très mince et dite la sous couche visqueuse (ou laminaire) où les effets visqueux sont dominants.

L'écoulement est purement laminaire sans aucune turbulence, les fluctuations turbulentes sont amorties au niveau de cette région, ce qui implique que les particules fluides se déplacent d'une manière ordonnée et parallèle à la paroi solide lisse du conduit, ainsi que le profil de vitesse et de température (sous-couche laminaire dynamique ou thermique) dans cette sous-couche sont pratiquement linéaires, les contraintes de cisaillement visqueuses qui dominant dans cette couche sont constantes, en outre, cette région est caractérisée par une stratification d'énergie, ce qui nécessite l'utilisation des nervures pour extraire cette énergie

A côté de la sous-couche visqueuse, se trouve la couche tampon où les effets turbulents deviennent significatifs, l'écoulement est dominé à la fois par des effets visqueux et la turbulence ; des structures tourbillonnaires appelées structures cohérentes sont concentrées dans cette région, ces structures cohérentes sont responsables de régénérer les contraintes de cisaillement turbulentes et de mélanger le fluide. L'épaisseur de cette couche est environ cinq fois plus épaisse que celle de la sous-couche laminaire, le profile de vitesse obéit à la loi logarithmique suivante :

$$u^+ = 5 \ln y^+ + 3.5 \quad \text{(II-1)}$$

La couche de chevauchement (Overlap Layer) ; est une couche contenue dans la couche transitoire et en contacte directe avec le cœur de l'écoulement qui est pleinement turbulent, la contrainte de cisaillement turbulente est prédominante et la contrainte de cisaillement visqueuse est effectivement négligeable, cette couche est également connue sous le nom de

couche logarithmique, et le profile de vitesse est donné par la loi logarithmique d'une forme générale suivante :

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{yu_*}{\nu} + B \quad (\text{II-2})$$

Où $k = 0.4$ représente la constante de Kármán et $B \approx 5.0$.

La couche externe ou la couche turbulente où les molécules du fluide se déplacent dans un modèle totalement chaotique provoquant un mélange intense du fluide, la vitesse est presque invariante avec la distance verticale due à la présence de gros tourbillons, qui produisent un fort mélange de fluide au sein de l'écoulement.

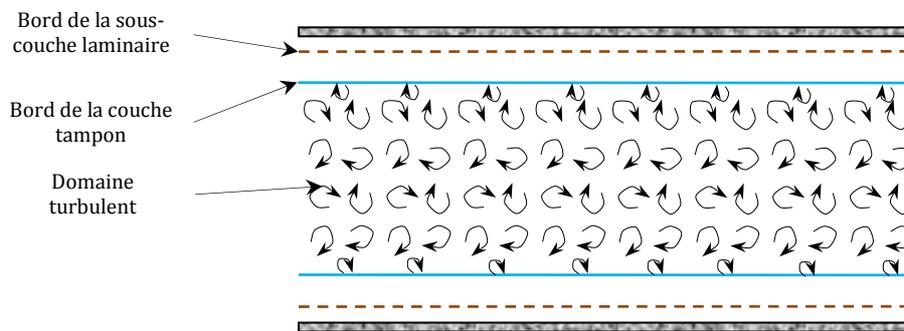


FIGURE II .1- Structure de l'écoulement turbulent du fluide à travers un canal [114]

La FIGURE II.2 représente le profile de vitesse (ou bien température) dans un écoulement turbulent, au niveau du cœur de l'écoulement, ces profiles sont presque des lignes droites et à n'importe quel gradient significatif de vitesse.

Malgré que la sous-couche visqueuse a une très faible épaisseur (1% du diamètre hydraulique), cette dernière joue un rôle dominant sur les caractéristiques d'écoulement en raison du grand gradient de vitesse à côté de la paroi, ce qui implique que la paroi amortit toute fluctuation turbulente, donc l'écoulement dans cette couche est essentiellement laminaire et la contrainte de cisaillement consiste en une contrainte de cisaillement laminaire qui est proportionnelle à la viscosité du fluide.

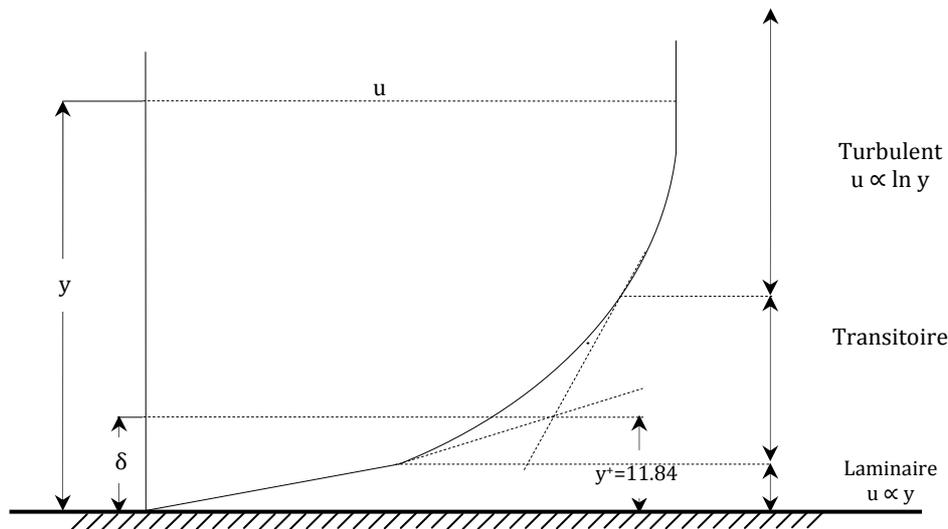


FIGURE II .2- Distribution de la vitesse près de la paroi [115]

La vitesse de fluide près de la paroi et exactement à travers la sous-couche laminaire, a changé presque linéairement de la valeur zéro jusqu'à la vitesse du cœur de l'écoulement, alors le gradient de vitesse reste constant et la contrainte de cisaillement de la paroi peut être exprimée comme suite :

$$\frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y} \quad (\text{II-3})$$

Où, \$y\$ est la distance de la paroi.

A partir de cette équation on peut conclure que le profil de vitesse dans la sous couche laminaire peut être exprimé comme suit :

$$\frac{u}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{II-4})$$

Ou bien sous forme adimensionnel

$$u^+ = y^+ \quad (\text{II-5})$$

Cette équation est connue sous le nom de la loi de paroi.

Car il n'y a pas de ligne bien définie de démarcation entre l'écoulement laminaire et turbulent, l'épaisseur de la sous-couche laminaire présente arbitrairement la distance à partir de la limite à laquelle l'écoulement passe d'être principalement laminaire à être principalement turbulent.

Il est important de connaître l'épaisseur de cette sous couche, puisque la hauteur de rugosité doit être comparable avec cette épaisseur pour objectif d'améliorer le transfert de chaleur.

La valeur de δ' définit la limite de l'épaisseur de la sous couche laminaire ce qui aide à déterminer la hauteur de rugosité nécessaire pour casser ou interrompre la sous-couche visqueuse pour un diamètre hydraulique et un nombre de Reynolds donné.

B.N.Prasad et al. [115] ont démontrés que la valeur de $y^+=11.84$ est défini autant qu'épaisseur de la couche de transition comme suit :

$$\delta' = 11.84 \nu \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{-\frac{1}{2}} \tag{II-6}$$

La FIGURE II .3 montre le profile typique de la vitesse par rapport à la normal distance adimensionnelle y^+ près de la paroi, en cordonnées semi-logarithmiques pour un écoulement turbulent pleinement développé, on voit clairement que la vitesse est linéaire jusqu'à $y^+=5$ et logarithmique au-delà de $y^+=60$ selon l'expression de Oosthuizen and Naylor (1999) [116] suivante :

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5$$

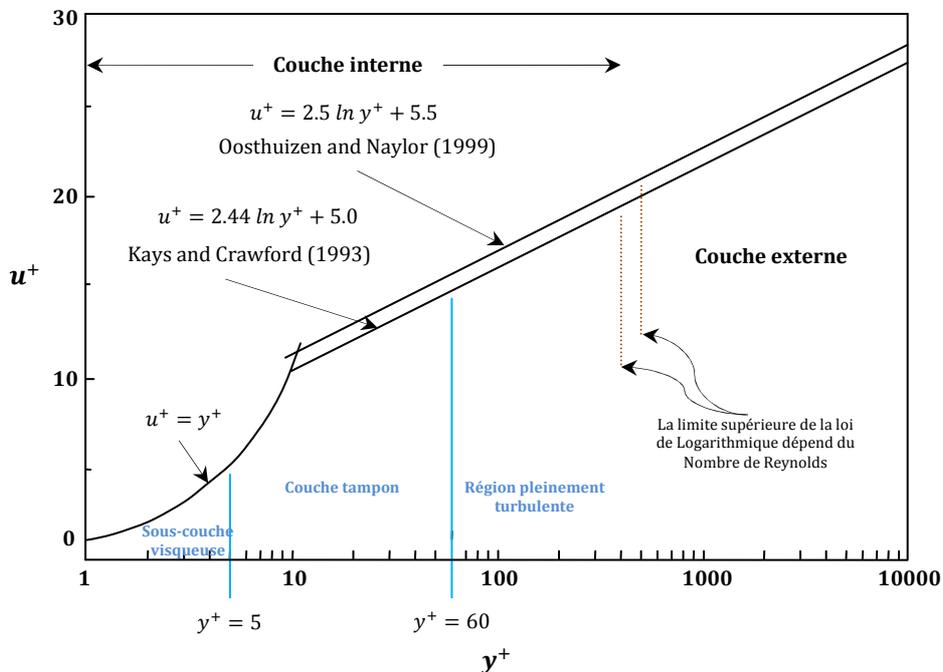


FIGURE II .3- Représentation du profile de vitesse dans une couche limite turbulente [1]

Cette figure montre clairement que le champ d'écoulement turbulent près de la paroi d'un conduit peut être classé en différentes couches, dont ces épaisseurs sont divisées selon une distance verticale non dimensionnée par rapport à la paroi solide comme :

- a) Sous-couche visqueuse (Laminaire, linéaire...) : $y^+ \leq 5$.
- b) La couche tampon (Transition) : $5 \leq y^+ \leq 60$.
- c) La couche de chevauchement (couche logarithmique, couche de cisaillement turbulent) $60 \leq y^+ \leq 300$.
- d) La couche turbulente $y^+ > 300$.

Le tableau suivant résume l'ensemble des régions et les couches près de la paroi et leurs propriétés

Tableau II.1 : Les différentes zones près de la paroi au sein d'un écoulement turbulent

Région	Division	Location	Propriétés
La couche interne	Sous-couche visqueuse (Région visqueuse)	Adjacente à la paroi	$u^+ = y^+$ $y^+ \leq 5$
	Couche tampon (Région de transition)	Entre la sous couche laminaire et la sous couche logarithmique	$u^+ = 2.44 \ln y^+ + 5.0$ $5 < y^+ \leq 60$
La couche externe	La couche de chevauchement (La région logarithmique)	Au-dessus de la sous-couche tampon	$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5$ $60 < y^+ \leq 300$
	Le noyau turbulent	Le cœur de l'écoulement	$y^+ > 300$

La distribution de vitesse logarithmique est applicable à la fois à la couche tampon et la couche externe turbulente, d'autre part, la limite de rugosité joue un rôle important dans la distribution de la vitesse à la normale de paroi, ceci étant observée pour la première fois par Johann Nikuradse [117] dans les écoulements des tuyaux où il a introduit le concept de

rugosité équivalente (rugosité équivalente de Nikuradse ou rugosité de sable équivalente), sur la base des résultats expérimentaux de rugosités, les régimes d'écoulement sont classifiés comme des écoulements hydrauliquement lisses, rugueux et transitoires. Dans ce contexte, le nombre de Reynolds de cisaillement (nombre sans dimension) $R_* = u_* (e/\nu) = y^+$ joue un rôle décisif dans la définition des régimes d'écoulement, pour les conduits industriels où on introduit souvent la distinction suivante :

- Ecoulement hydrauliquement lisse FIGURE II .4.a.
- Ecoulement transitoirement rugueux FIGURE II .4.b.
- Ecoulement entièrement rugueux FIGURE II .4.c.

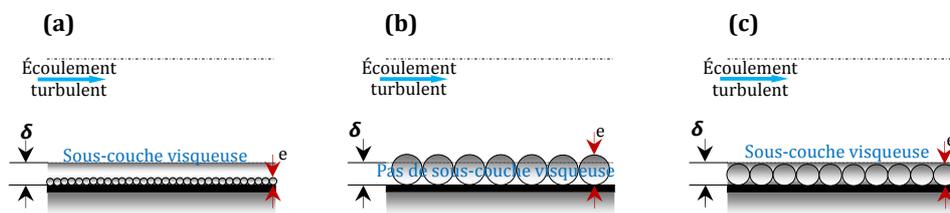


FIGURE II .4- Les trois régions d'écoulement

II-2. METHODE DE PREVISION DU FACTEUR DE FROTTEMENT

Comme mentionné ci-dessus, la hauteur de l'élément de rugosité artificielle est complètement liée par l'épaisseur de la sous-couche laminaire, reliant également le taux d'aspect et le nombre de Reynolds

D'après le travail de J.C.Han [118], le coefficient de frottement (friction factor coefficient ou skin-friction coefficient or fanning friction) pour un écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit rectangulaire lisse peut être défini par :

$$Cf_0 = \frac{\tau_0}{0.5 \rho \bar{V}_0^2} \quad (\text{II-7})$$

De même, le coefficient de frottement pour un écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit rectangulaire rugueux peut être défini également par :

$$Cf_r = \frac{\tau_r}{0.5 \rho \bar{V}_r^2} \quad (\text{II-8})$$

Cette analyse concerne un écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit rectangulaire avec une seule paroi nervurée.

Dans ce cas, le coefficient de frottement moyen peut être exprimé par l'équation suivante :

$$\overline{Cf} = \frac{\bar{\tau}}{0.5 \rho \bar{V}^2} \quad (\text{II-9})$$

Dans cette équation et pour notre cas où nous avons seulement la paroi supérieure (L'absorbeur) nervurée, la contrainte moyenne de cisaillement $\bar{\tau}$ peut être liée aux contraintes de cisaillement produites par les trois parois lisses et une seule paroi nervurée.

$$\bar{\tau}(2W + 2H)L = \tau_0(W + 2H)L + \tau_r(H)L \quad (\text{II-10})$$

Combinant ces équations et en supposant que l'énergie dynamique du fluide pour chaque conduit soit à peu près identique, autrement on peut écrire :

$$\frac{1}{0.5 \rho \bar{V}_0^2} = \frac{1}{0.5 \rho \bar{V}_r^2} = \frac{1}{0.5 \rho \bar{V}^2} \quad (\text{II-11})$$

Alors, le coefficient de frottement moyen peut être exprimé comme suit

$$\overline{Cf} = \frac{Cf_0(W+2H)+WCf_r}{2(W+H)} \quad (\text{II-12})$$

L'équation (II-12) donne le coefficient de frottement moyen en tant que moyenne pondérée du facteur de frottement du conduit à une seule paroi lisse.

$$\overline{Cf} = \frac{Cf_0(AR+2)+AR Cf_r}{2(AR+1)} \quad (\text{II-13})$$

Enfin, le facteur de frottement (the friction factor or Darcy friction factor) s'écrit comme suit :

$$\bar{f} = \frac{f_0(AR+2)+AR f_r}{2(AR+1)} \quad (\text{II-14})$$

Telle que AR représente le taux d'aspect du conduit utile désigné par la relation :

$$AR = W/H \quad (\text{II-15})$$

Le facteur de frottement pour un écoulement turbulent pleinement développé dans un conduit rectangulaire lisse peut être déterminé à partir de la première équation explicite de Petukhov [119] comme suit :

$$f_0 = [0.7904 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \text{ Pour } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (\text{II-16})$$

La loi de près de la paroi peut être exprimée par le profil normal à la paroi de la vitesse adimensionnelle

$$u^+ = 2.5 \ln \left(\frac{y}{e} \right) + R_M(e^+) \quad (\text{II-17})$$

Tel que $R_M(e^+)$ est la fonction de frottement de rugosité de transfert qui représente la vitesse adimensionnelle u^+ .

L'intégration de l'équation (17) à travers une section transversale du conduit d'écoulement donne :

$$\begin{aligned}\overline{u^+} &= \frac{1}{S} \int_0^l \left[2.5 \ln \left(\frac{y}{e} \right) + R_M(e^+) \right] dS \\ &= \frac{1}{S} \int_0^l 2.5 \ln \left(\frac{y}{l} \right) dS + 2.5 \ln \left(\frac{l}{e} \right) + R_M(e^+)\end{aligned}$$

$$u^+ = -2.5 + 2.5 \ln \left(\frac{l}{e} \right) + R_M(e^+) \quad (\text{II-18})$$

Où l est la distance entre la paroi rugueuse et la position zéro de la contrainte de cisaillement. Pour un écoulement pleinement développé l est donnée par la relation suivante :

$$l = H/2 \quad (\text{II-19})$$

D'autre part, la vitesse adimensionnelle moyenne dans un conduit avec des nervures à une paroi peut s'écrire en fonction du facteur de frottement comme suit :

$$\overline{u^+} = \sqrt{\frac{2}{f_r}} \quad (\text{II-20})$$

En remplaçant l'équation (II-20) dans (II-18), la similarité de frottement pour l'écoulement dans un conduit à nervures sur une seule paroi donne :

$$R_M(e^+) = \sqrt{2/f_r} + 2.5 \ln \left(\frac{e}{l} \right) + 2.5 \quad (\text{II-21})$$

Et comme :

$$l = \frac{H}{2} = \frac{W+H}{4W} D_h \quad (\text{II-22})$$

Par l'insertion de l'expression de l dans l'équation (II-21), nous obtenons :

$$R_M(e^+) = \sqrt{2/f_r} + 2.5 \ln \left(\frac{2e}{D_h} \right) + 2.5 \ln \left(\frac{2W}{W+H} \right) + 2.5 \quad (\text{II-23})$$

Comme indiqué par M. Dalle Donne et al.[120], le paramètre $R_M(e^+)$ est indépendant de la géométrie macroscopique (Tube ou conduit), et dépend uniquement de la géométrie microscopique de la rugosité. Par conséquent, les valeurs de $R_M(e^+)$ mesurées dans un tube à nervures à quatre faces peuvent être appliquées à un conduit avec des nervures à une seule face avec le même type de géométrie de nervure.

D'autre part R.L. Webb et al.[121] ont obtenu une corrélation bien connue pour $R_M(e^+)$ pour un écoulement dans un tube nervuré avec des rugosités artificielles tel que :

$$0.01 \leq e/Dh \leq 0.04$$

$$R_M(e^+) = 0.95(P/e)^{0.53} \quad (\text{II-24})$$

Pour : $P/e \geq 10$, $e^+ \geq 35$

La corrélation ci-dessus peut être utilisée pour obtenir une relation entre différentes données de la présente étude, tandis que le facteur de frottement dans un conduit à une seule face rugueuse peut être prédit en combinant les équations (II-23) et (II-24), en tenant compte de l'angle d'attaque de l'écoulement et en utilisant la loi de puissance telle que donnée par D.L. Gee et al.[122] comme suit :

$$f_r = \frac{2}{\left[0.95\left(\frac{P}{e}\right)^{0.53} \left(\frac{\alpha}{50}\right)^{-0.16} - 2.5 \ln\left(\frac{2e}{Dh}\right) - 2.5 \ln\left(\frac{2W}{W+H}\right) - 2.5\right]^2} \quad (\text{II-25})$$

L'angle d'attaque (α) est un paramètre non dimensionnel en divisant par la condition optimale a prévalu de l'étude expérimentale de D.L. Gee et al [122], ce qui prend la valeur de 50°

II-3. Méthode de prévision pour le transfert de chaleur

La méthode de prédiction pour le transfert de chaleur sera très similaire à celle du facteur de frottement tel que décrit précédemment, si l'analogie de moment de transfert thermique est appliquée.

Pour un écoulement turbulent pleinement développé au sein des conduits lisses ou bien des conduits rugueux, le nombre de Stanton correspondant, peut être défini par l'équation (II-26) et l'équation (II-27) [118].

$$St_0 = \frac{q_0}{G Cp (T_w - T_f)_0} \quad (\text{II-26})$$

$$St_r = \frac{q_r}{G Cp (T_w - T_f)_r} \quad (\text{II-27})$$

Les indices '0' et 'r' sont utilisés pour le conduit lisse et rugueux respectivement.

G et Cp représentent le produit de la masse volumique de l'air ρ [Kg/m^3] avec la vitesse moyenne de l'air V [m/s] et la chaleur spécifique respectivement.

D'une manière similaire, pour un conduit rectangulaire avec une seule paroi rugueuse, le nombre de Stanton peut être exprimé comme suite :

$$\bar{St} = \frac{\bar{q}}{GCp(T_w - T_f)} \quad (\text{II-28})$$

Où :

$$\bar{q}(2W + 2H)L = [q_0(W + 2H) + q_r(W)]L \quad (\text{II-29})$$

Par la combinaison des équations (II-26), (II-27), (II-28) et (II-29), en supposant que le gradient de température dans chaque cas est à peu près le même, c'est-à-dire :

$$(T_w - T_f) = (T_w - T_f)_0 = (T_w - T_f)_r \quad (\text{II-30})$$

Nous obtenons :

$$\bar{St} = \frac{St_0(AR+2) + AR St_r}{2(AR+1)} \quad (\text{II-31})$$

Sachant que le nombre de Stanton est défini par le rapport :

$$St = \frac{Nu}{RePr} \quad (\text{II-32})$$

Une modification a été établie au niveau de la corrélation du nombre de Nusselt de Dittus-Boelter, en utilisant une longueur de rayon moyenne afin de calculer le nombre de Stanton pour un conduit lisse comme suit [118] :

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (2R_{av}/D_h)^{-0.2} \quad (\text{II-33})$$

Soit :

$$\frac{2R_{av}}{D_h} = (1.156 + \frac{H}{W-1}) / (H/W) \quad (\text{II-34})$$

Par conséquent, le nombre de Stanton pour un conduit lisse s'écrit comme suit :

$$St_0 = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-0.6} (2R_{av}/D_h)^{-0.2} \quad (\text{II-35})$$

L'expression du nombre de Stanton du conduit rugueux peut être obtenue à partir de l'analyse suivante.

La loi de similarité de transfert de chaleur est développée afin de donner une corrélation pour les données du transfert thermique pour un écoulement pleinement développé dans des tubes avec revêtement de sable.

On suppose que la même méthode peut être appliquée pour l'écoulement au sein d'un conduit, dont les quatre faces sont rugueuses avec des nervures. En utilisant l'analogie de transfert de chaleur et du moment, donnant un profil de température adimensionnelle normal à la paroi nervurée comme suit :

$$T^+ = 2.5 \ln\left(\frac{y}{e}\right) + G_H(e^+, Pr) \quad (\text{II-36})$$

Où par définition :

$$T^+ = \frac{(T_w - T)_r \rho c_p u^*}{q_r} \quad (\text{II-37})$$

T_w : C'est la température de la paroi rugueuse, T c'est la température du fluide à la distance y de la paroi rugueuse et q_r c'est le flux de chaleur de la paroi rugueuse vers le fluide.

L'intégration de l'équation (II-36) sur la section transversale du conduit d'écoulement et la combinaison avec les équations (II-18) et (II-20) produisent :

$$\overline{T^+} = \sqrt{2/f_r} - R_M(e^+) + G_H(e^+, Pr) \quad (\text{II-38})$$

Et $G_H(e^+, Pr)$, est défini par la fonction du transfert thermique de rugosité.

Le profil de la température adimensionnelle moyenne est exprimé par :

$$\overline{T^+} = \frac{\sqrt{f_r/2}}{st_r} \quad (\text{II-38})$$

La substitution de l'équation (II-38) dans l'équation (II-37) nous donne :

$$G_H(e^+, Pr) = R_M(e^+) + \frac{\left(\frac{f_r}{2st_r}\right)^{-1}}{\sqrt{f_r/2}} \quad (\text{II-39})$$

Comme nous prenons en compte l'angle d'attaque, l'équation de $G_H(e^+, Pr)$ devienne [122] :

$$G_H(e^+, Pr) = \left[R_M(e^+) + \frac{\left(\frac{f_r}{2st_r}\right)^{-1}}{\sqrt{f_r/2}} \right] \left(\frac{\alpha}{50}\right)^j \quad (\text{II-40})$$

$$j = 0.37 \text{ for } \alpha \leq 50^\circ$$

$$j = -0.15 \text{ for } \alpha \geq 50^\circ$$

D'autre part, en supposant que la fonction du transfert thermique de rugosité $G_H(e^+, Pr)$ est indépendante de la section transversal du conduit d'écoulement et dépend uniquement de la géométrie des nervures, une corrélation de $G_H(e^+, Pr)$ a été développée à partir des données expérimentales exprimées par la relation [118] :

$$G_H(e^+, Pr) = 4.5(e^+)^{0.28} Pr^{0.57} ; e^+ \geq 25 \quad (\text{II-41})$$

Enfin, le nombre de Stanton pour un conduit rugueux peut être prédit en combinant les équations (II-40) et (II-41) afin de donner la relation suivante :

$$St_r = \frac{f_r/2}{1 + \sqrt{f_r/2} \left[4.5(e^+)^{0.28} Pr^{0.57} (\alpha/50)^{-j} - 0.95(P/e)^{0.53} \right]}$$

$$Nu_r = Re * Pr \left[\frac{f_r/2}{1 + \sqrt{f_r/2} \left[4.5(e^+)^{0.28} Pr^{0.57} (\alpha/50)^{-j} - 0.95(P/e)^{0.53} \right]} \right]$$

II-4. L'ANALYSE THERMOHYDRAULIQUE

En 1972, R.L. Webb [123] a défini l'expression du paramètre de l'efficacité pour chaque conduit avec des obstructions ayant des formes et des dimensions différentes. Ce paramètre facilite la prise en compte simultanée des performances thermiques et hydrauliques [124]. Ce dernier paramètre est défini comme étant le facteur de performance thermohydraulique THPF. Le THPF représente le rapport entre les performances thermiques et dynamiques.

Dans ce travail, le THPF a été utilisé pour estimer à quel point le conduit rugueux d'un capteur solaire à air peut augmenter le transfert de chaleur sous une puissance constante de soufflage.

Le facteur de performance thermohydraulique 'THPF' est exprimé par la relation :

$$THPF = (Nu/Nu_0)/(f_r/f_0)^{1/3} \quad (\text{II-33})$$

Où :

Nu , Nu_0 et f_r , f_0 sont les nombres de Nusselt et le facteur de frottement d'un conduit rugueux et lisse respectivement.

Comme nous l'avons précédemment noté, que le facteur contrôleur pour mettre en évidence la configuration appropriée du conduit rugueux parmi tous les cas étudiés, ceci en termes de performances thermiques et hydrauliques, c'est le facteur de performance thermohydraulique.

II-5. RESULTATS ET DISCUSSION

Malgré que cette méthode n'ait pas été prise en considération, l'impact de la forme latérale (Le profile) sur les champs thermiques et dynamiques, mais elle reste tout à fait efficace pour estimer théoriquement les valeurs approximatives de l'échange de chaleur ainsi que le frottement.

À partir des corrélations ci-dessus, on peut observer que seuls quatre paramètres affectent le transfert de chaleur, le facteur de frottement et le facteur de performance thermohydraulique. Pour un conduit rectangulaire avec une section transversale de dimensions ($W \times H$) \equiv (0.88 m \times 0.025 m), le diamètre hydraulique prend la valeur ($D_h = \frac{2WH}{W+H} = 0.0486$), tandis que la rugosité artificielle de ce type de nervure a une hauteur absolue (e) varie entre 0.0007 m jusqu'à 0.0019 m et l'angle d'attaque (α) allant de 10° à 50° , bien que les paramètres dominant sont :

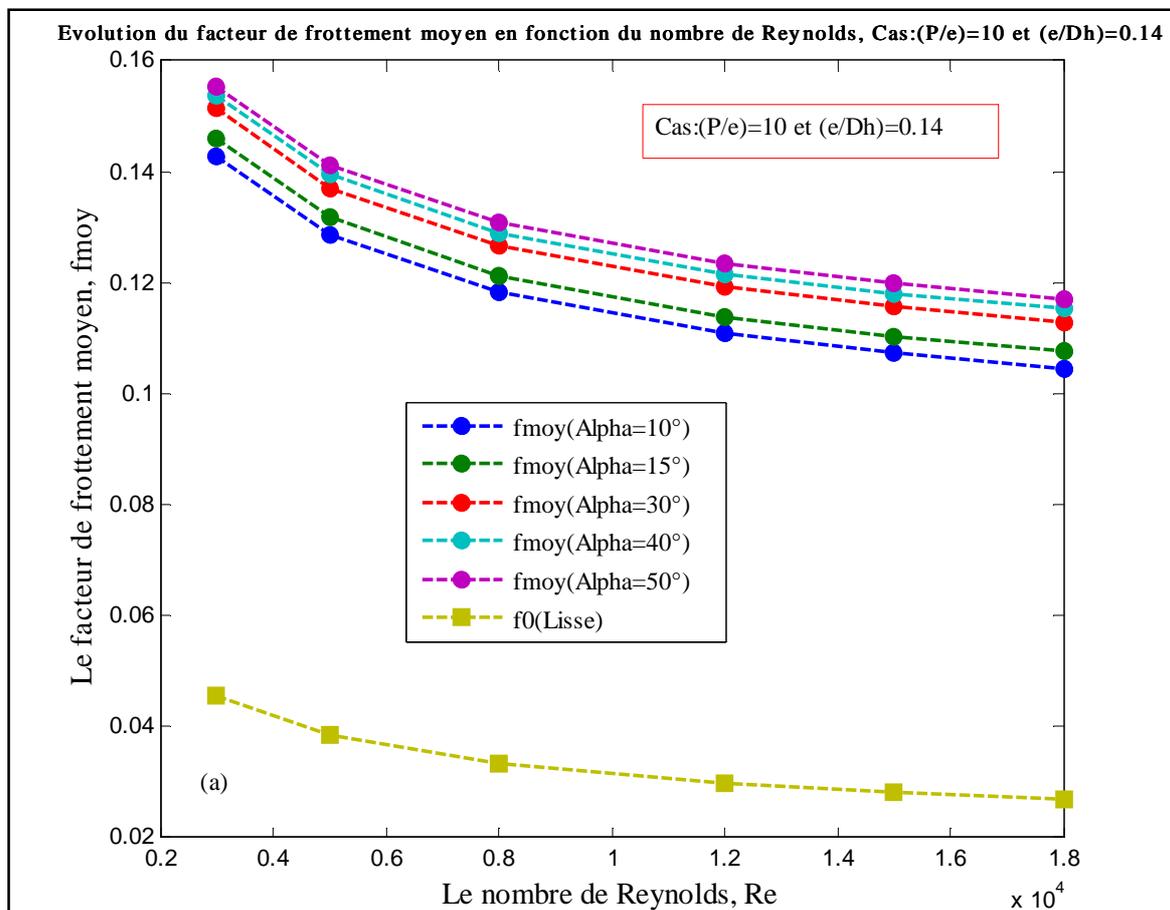
- Le nombre de Reynolds (Re): 4000, 5000, 8000, 12000, 15000 et 18000.
- L'angle d'attaque (α): 10° , 15° , 30° , 40° , et 50° .
- Le pas relatif (P/e): 10, 15, 20 et 25.
- L'hauteur relative (e/D_h): 0.014, 0.02, 0.028, 0.039.
- $Pr=0.71$ et $e^+ \geq 25$

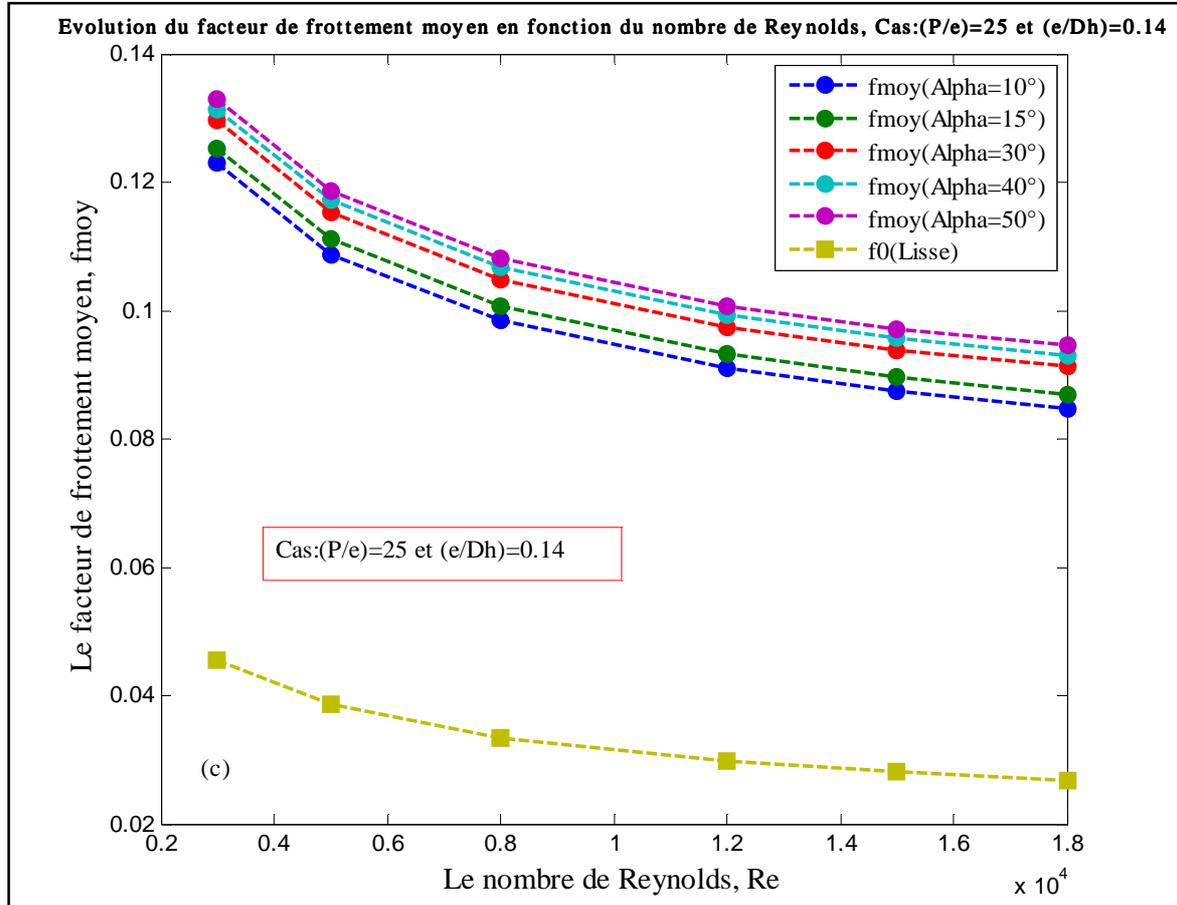
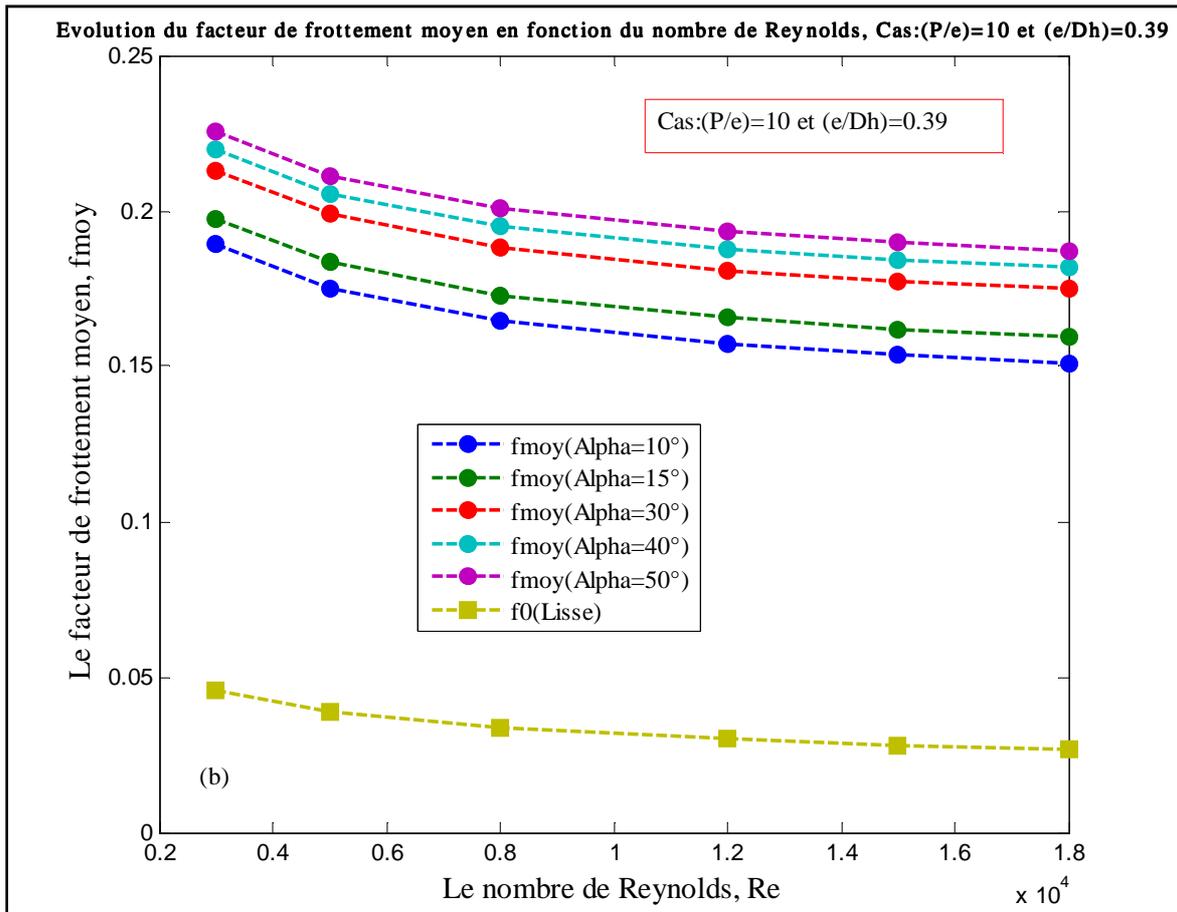
Un programme de calcul informatique sous l'environnement MATLAB a été réalisé, ce qui nous a permis d'avoir plusieurs informations sur l'influence de tous les paramètres étudiés sur le champ thermique et aéraulique dans un conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air muni de rugosités artificielles de type nervure.

II-5-1. Effet du nombre de Reynolds

Observation : ce qui nous a conduits à étudier le facteur de frottement est essentiellement en raison de son impact direct sur l'échange thermique, où il a été démontré théoriquement par les équations précédentes, l'existence d'une corrélation entre le facteur de frottement et le transfert de chaleur dans le conduit dynamique d'un capteur solaire plan.

L'effet du nombre de Reynolds (Re) sur le facteur de frottement pour un absorbeur lisse et un autre rugueux (nervuré) (f_0 , f_r) est montré sur la FIGURE II.5. Il est observé que les facteurs de frottement pour un conduit rugueux avec différents angles d'attaques ($\alpha=10^\circ$, 15° , 30° , 40° , 50°), sont beaucoup plus élevés que ceux d'un conduit lisse sur toute la gamme du nombre de Reynolds. Egalement pour tous les angles d'attaques de l'écoulement, les valeurs les plus élevées du facteur de friction se produisent à la valeur la plus basse du nombre de Reynolds, c'est-à-dire à $Re=4000$. Le facteur de friction pour les conduits, lisse et rugueux est inversement proportionnel au nombre de Reynolds, ces valeurs diminuent au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente.





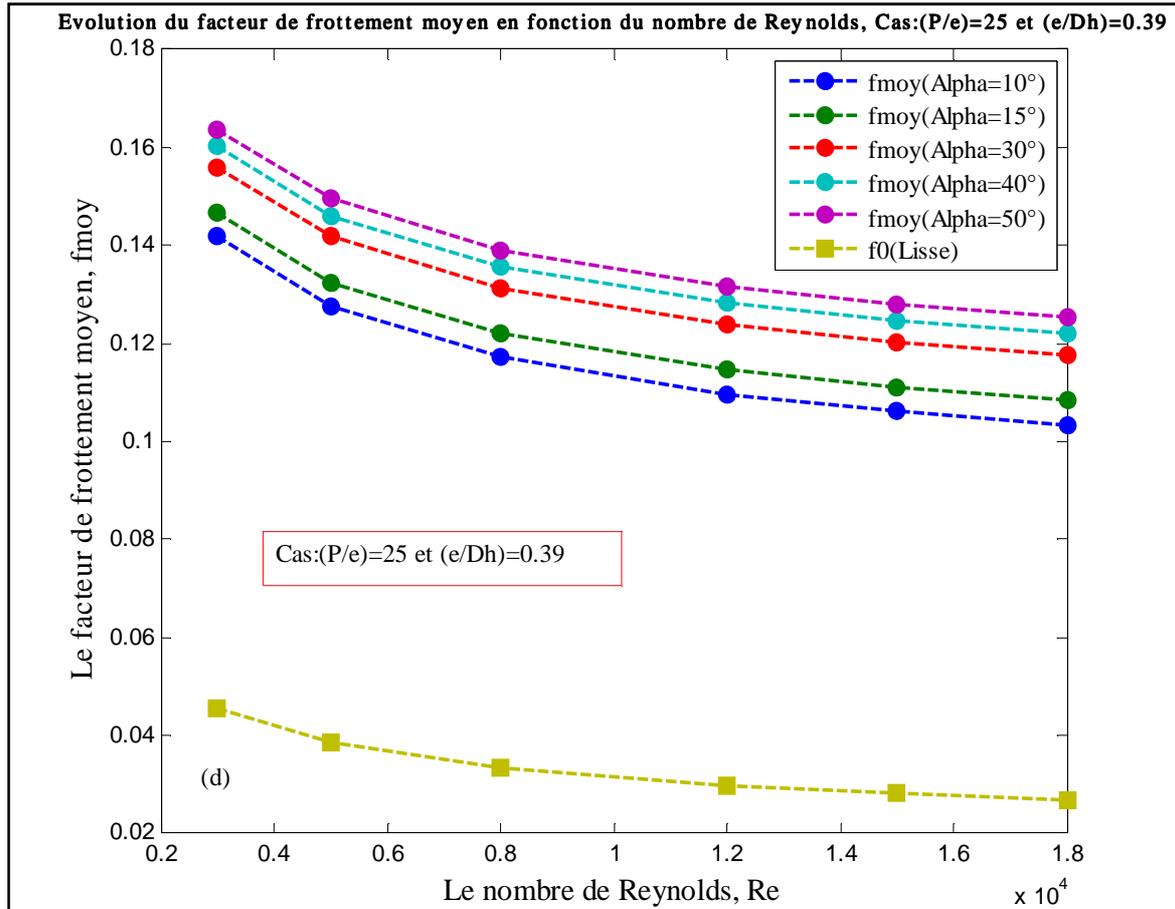


FIGURE II .5- Evolution du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds comparativement au facteur de frottement d'un conduit lisse, cas : (P/e)=10, 25 et (e/Dh)= 0.14, 0.39

L'effet du nombre de Reynolds (Re) sur le nombre de Stanton pour un absorbeur lisse (St_0) rugueux (nervuré) (St_r) pour le cas extrême de ((P/e)=10,(e/Dh)=0.039) et pour différentes valeurs de l'angle d'attaque (α) sont montrés sur la FIGURE II .6.

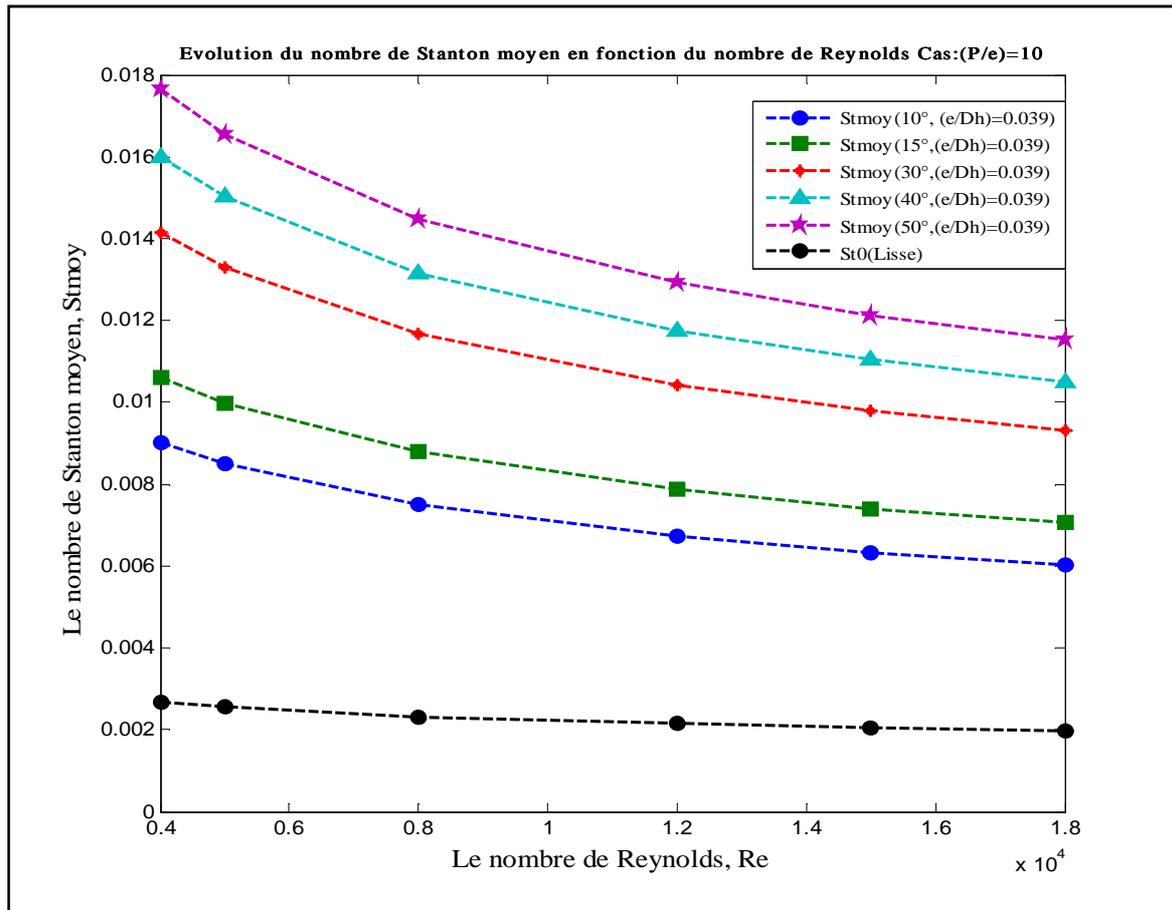


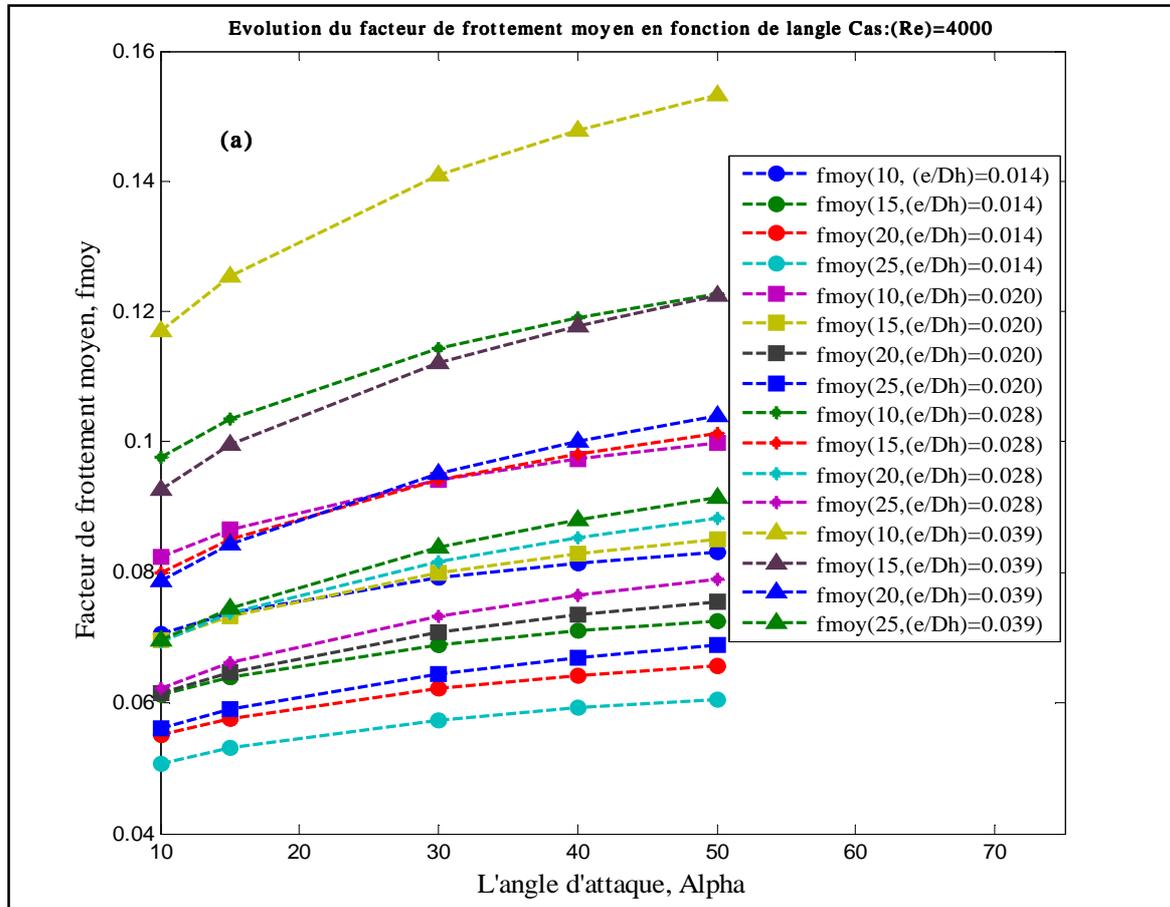
FIGURE II .6- Evolution du nombre de Stanton d’un conduit rugueux cas: ((P/e)=10,(e/Dh)=0.039), en fonction du nombre de Reynolds comparativement au nombre de Stanton d’un conduit lisse.

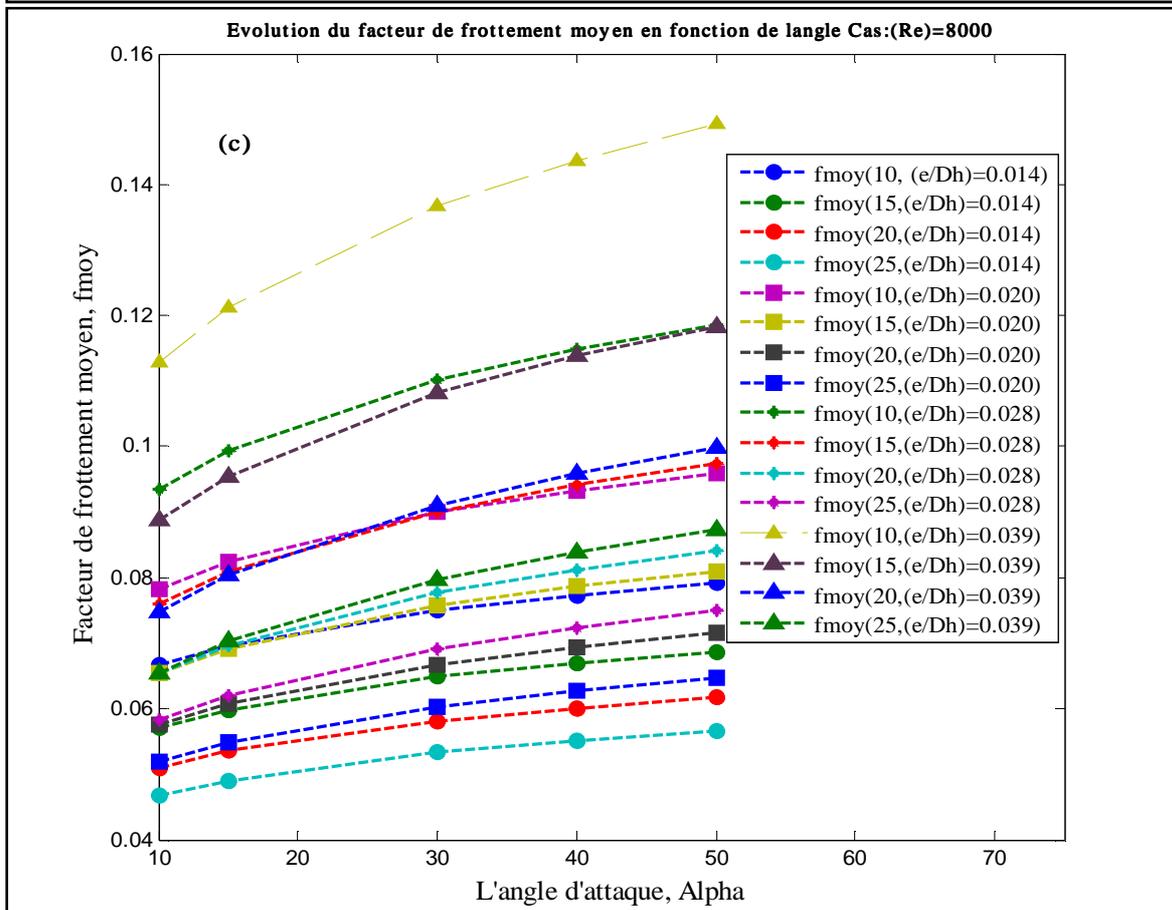
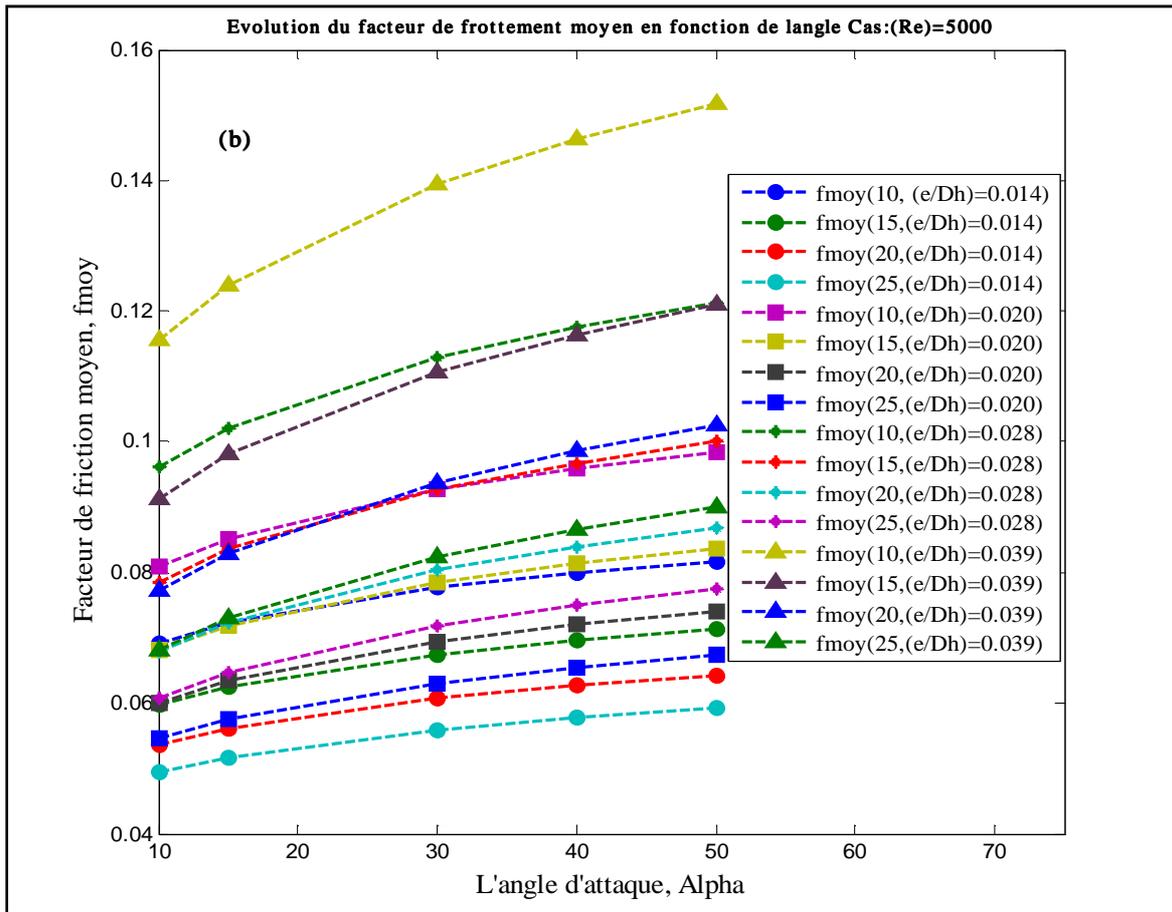
Le nombre de Stanton est affecté de manière similaire au facteur de frottement car il est inversement proportionnel au nombre de Reynolds. Il est observé que le nombre de Stanton pour le conduit rugueux avec différents angles d’attaques ($\alpha = 10^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$) sont beaucoup plus élevés par rapport au conduit lisse sur toute la gamme du nombre de Reynolds. L’amélioration la plus élevée du nombre de Stanton en présence des nervures avec différents angles d’attaques se produit à une valeur plus basse du nombre de Reynolds ($Re = 4000$).

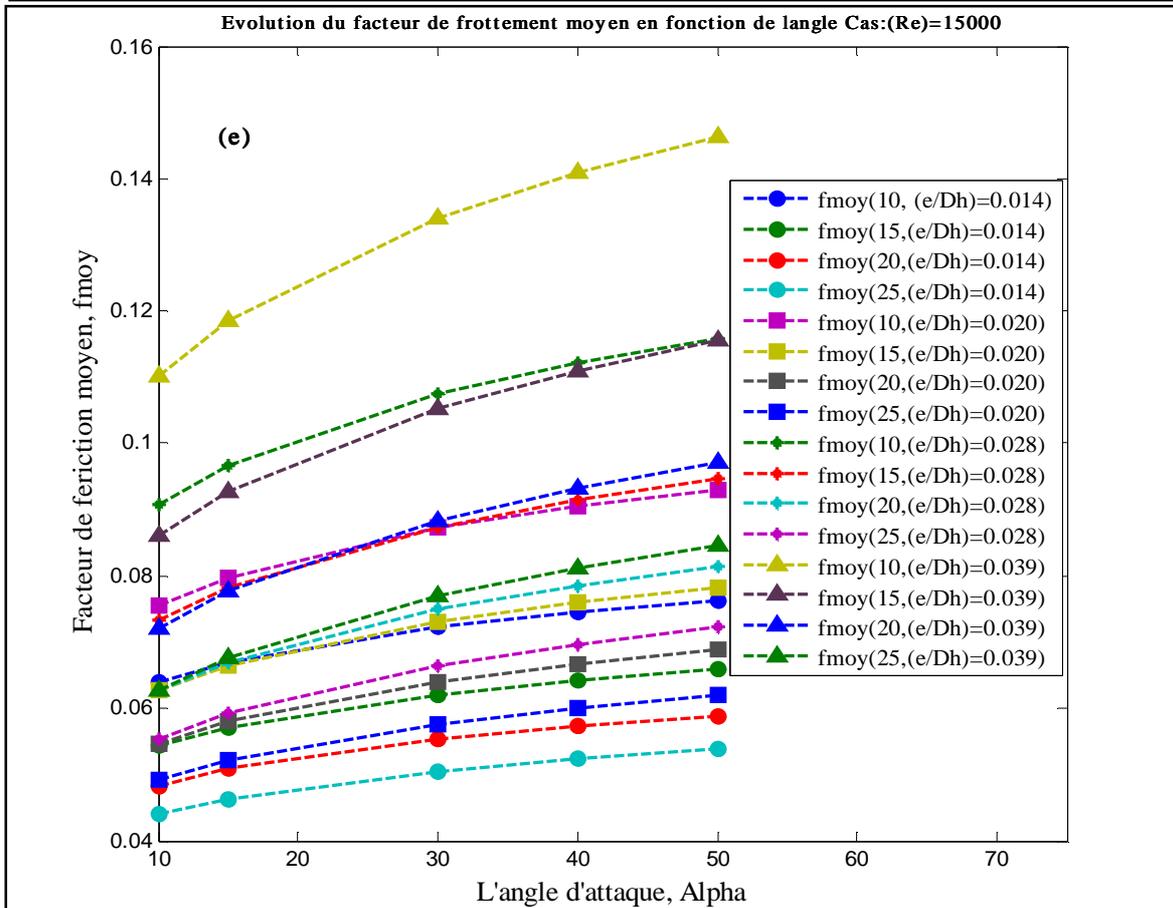
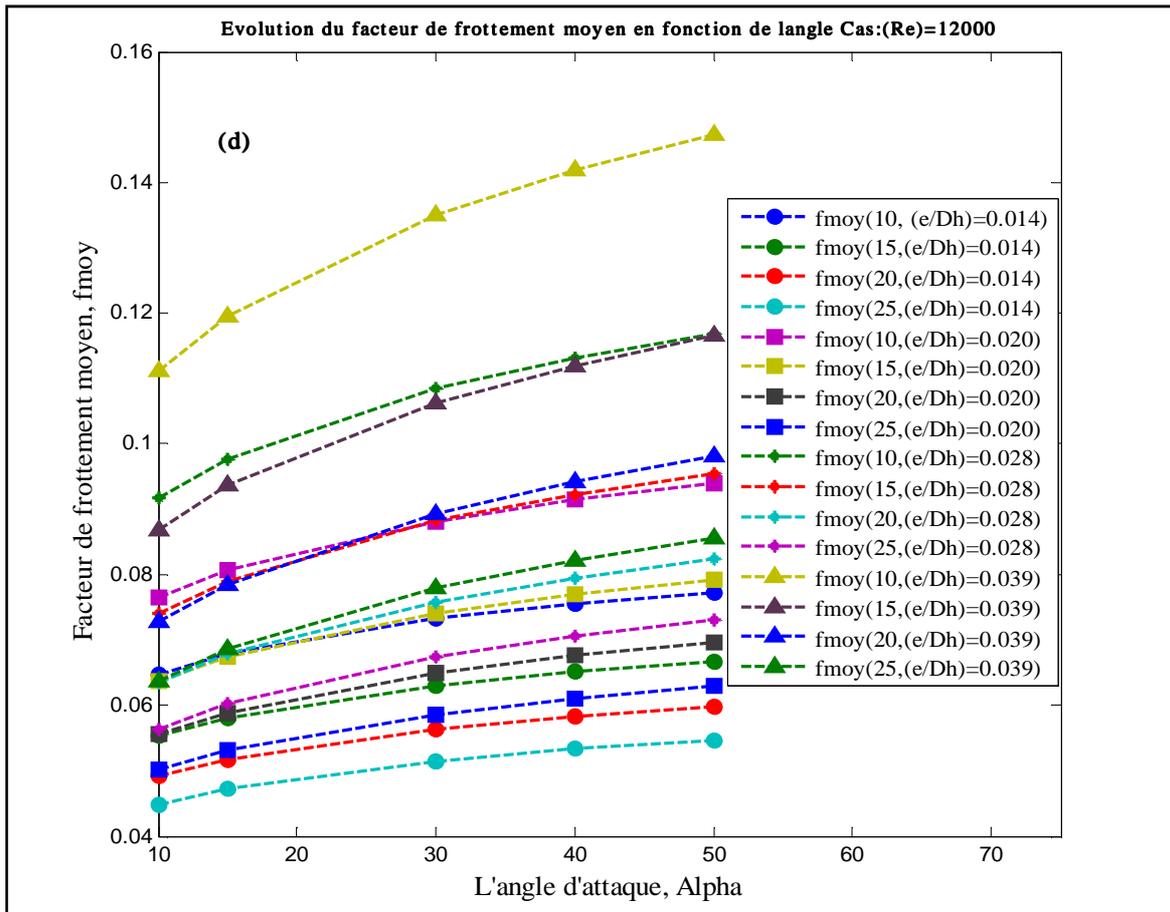
II-5-2. Effet de l’angle d’attaque

La FIGURE II .7 représente l’évolution du facteur de friction pour un conduit rugueux (f_r) pour différents pas relatifs ((P/e)=10, 15, 20, 25). Pour les conduits rugueux, on observe une augmentation progressive non linéaire du facteur de frottement lorsque l’angle d’attaque (α) augmente pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds étudiés. Les facteurs de friction pour un conduit rugueux avec différents pas relatifs (P/e), sont beaucoup plus élevés par rapport au conduit lisse sur toute la gamme de l’angle d’attaque étudiée. Il est observé que

pour un conduit rugueux, le facteur de frottement le plus élevé a été trouver avec un angle d'attaque atteignant sa valeur maximale ($\alpha=50^\circ$) pour toutes les valeurs du pas relatif et du nombre de Reynolds étudiés.







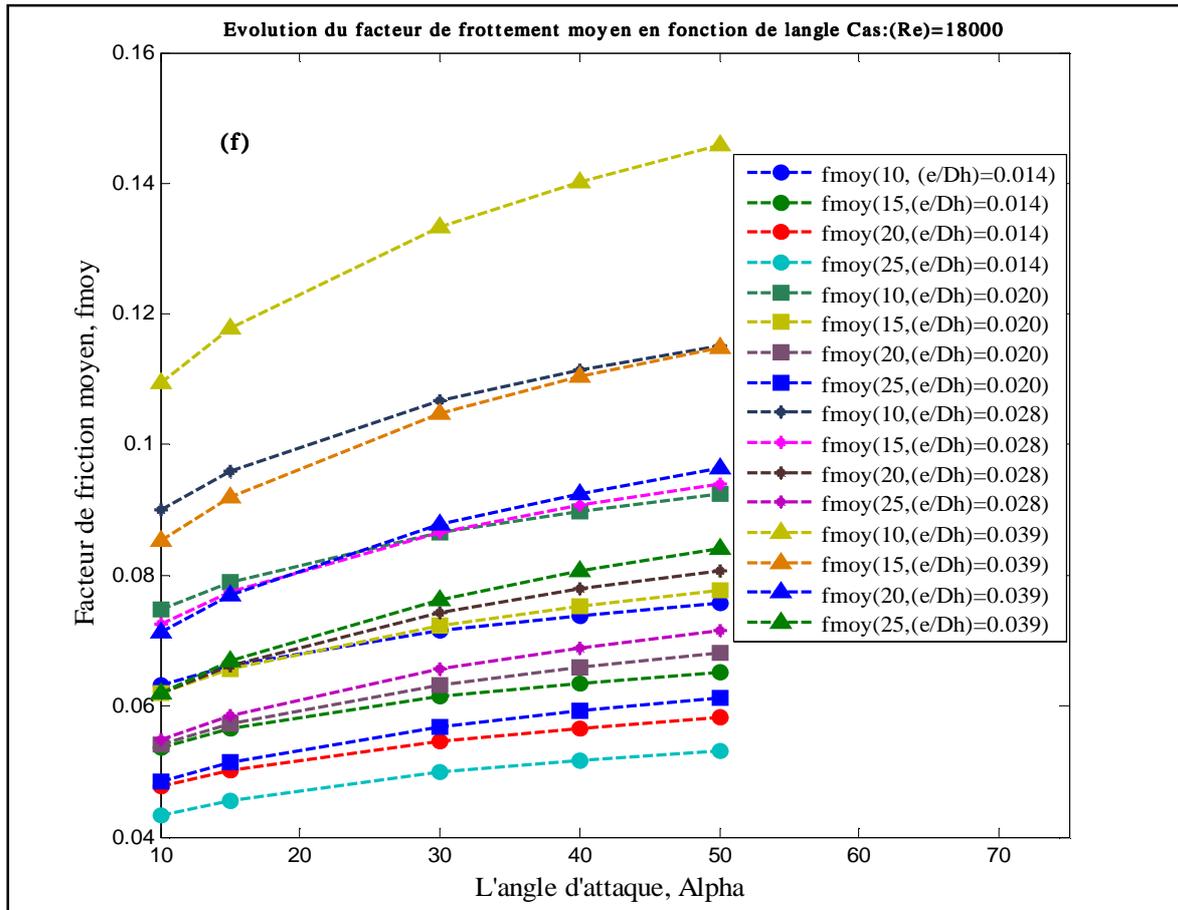


FIGURE II .7- Evolution du facteur de frottement en fonction de l’angle d’attaque, cas : (a): (Re)=4000, (b): (Re)=5000, (c): (Re)=8000, (d): (Re)=12000, (e): (Re)=15000, (f): (Re)=18000.

La comparaison entre les composantes de la FIGURE II .7 :(a), (b), (c), (d), (e) et (f) mène à conclure que lorsqu’ on augmente le nombre de Reynolds, le facteur de friction diminue tandis que le facteur de friction moyen augmente pour atteindre des valeurs plus importantes avec de faibles nombres de Reynolds dans l’intervalle de la gamme étudiée.

L’effet de l’angle d’attaque (α) sur le nombre de Stanton pour un absorbeur rugueux (nervuré) (St_r)(Cas :Re=18000 et (e/Dh)=0.028), pour différents pas relatifs ((P/e)=10, 15, 20, 25) est montré sur la FIGURE II .8.

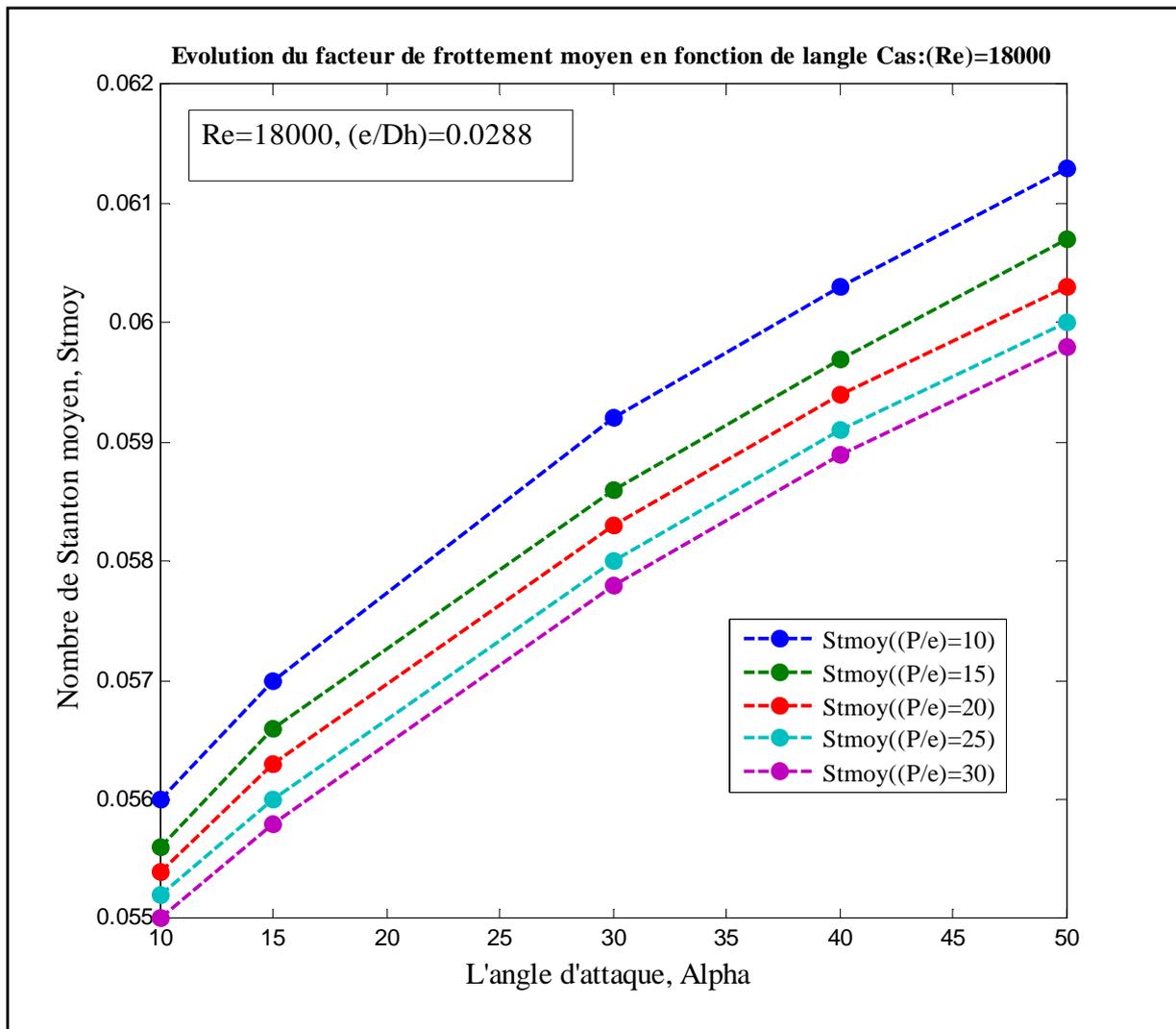


FIGURE II .8- Evolution du nombre de Stanton en fonction de l'angle d'attaque, cas : (Re)=18000 et (e/Dh)=0.0288.

La première observation permet de dire que la croissance de l'angle d'attaque augmente le nombre de Stanton jusqu'à atteindre sa valeur maximale, si l'angle d'attaque prend sa valeur maximale $\alpha=50^\circ$. Les valeurs maximales du nombre de Stanton ont été trouvées avec un pas relatif ((P/e)=10) et un angle d'attaque ($\alpha=50^\circ$).

La FIGURE II .9 représente une comparaison du nombre de Stanton moyen entre deux cas extrêmes du pas relatif (P/e) et pour différentes valeurs de l'hauteur relative (e/Dh).

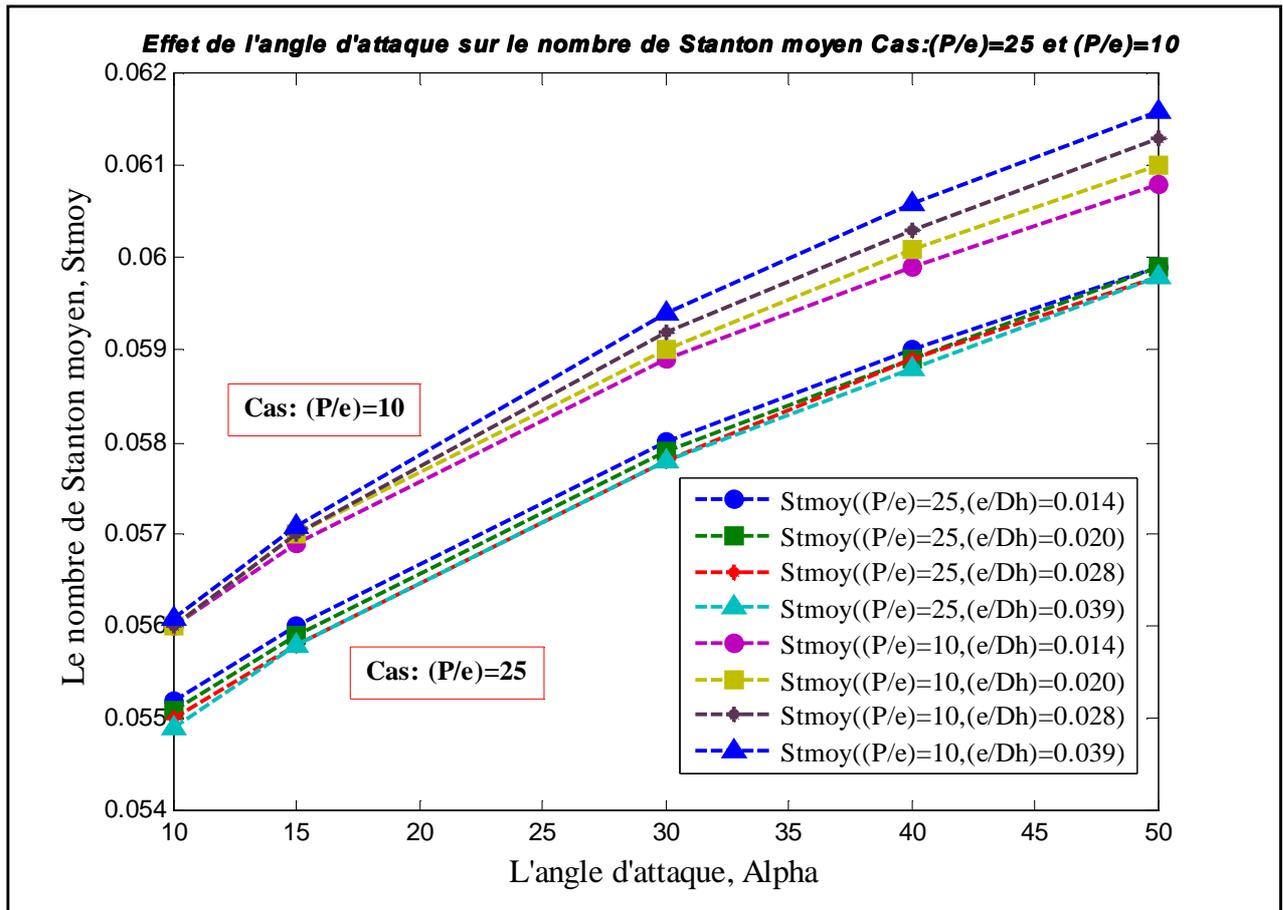


FIGURE II .9- Evolution du nombre de Stanton en fonction de l'angle d'attaque, cas : (Re)=18000 et (e/Dh)=0.0288.

On remarque que les nombres de Stanton moyens sont plus grands quand les valeurs du pas relatif (P/e) est plus bas (c.à.d. : (P/e)=10), et particulièrement si l'hauteur relative prend sa valeur maximale ((e/Dh)=0.039) sur toute la gamme de l'angle d'attaque considérée.

II-5-3. Effet du pas relatif

L'effet du pas relatif de la nervure ((P/e)=10, 15, 20, 25) sur le facteur de frottement pour un absorbeur rugueux (nervuré) (f_r) pour différentes hauteurs relatives ((e/D_h)=0.0144, 0.02, 0.029, 0.039) et un nombre de Reynolds fixe ($Re=12000$), est illustré sur la FIGURE II .10, comme il convient de noter que la valeur fixe du facteur de frottement d'un conduit lisse est présenté tant que comparateur.

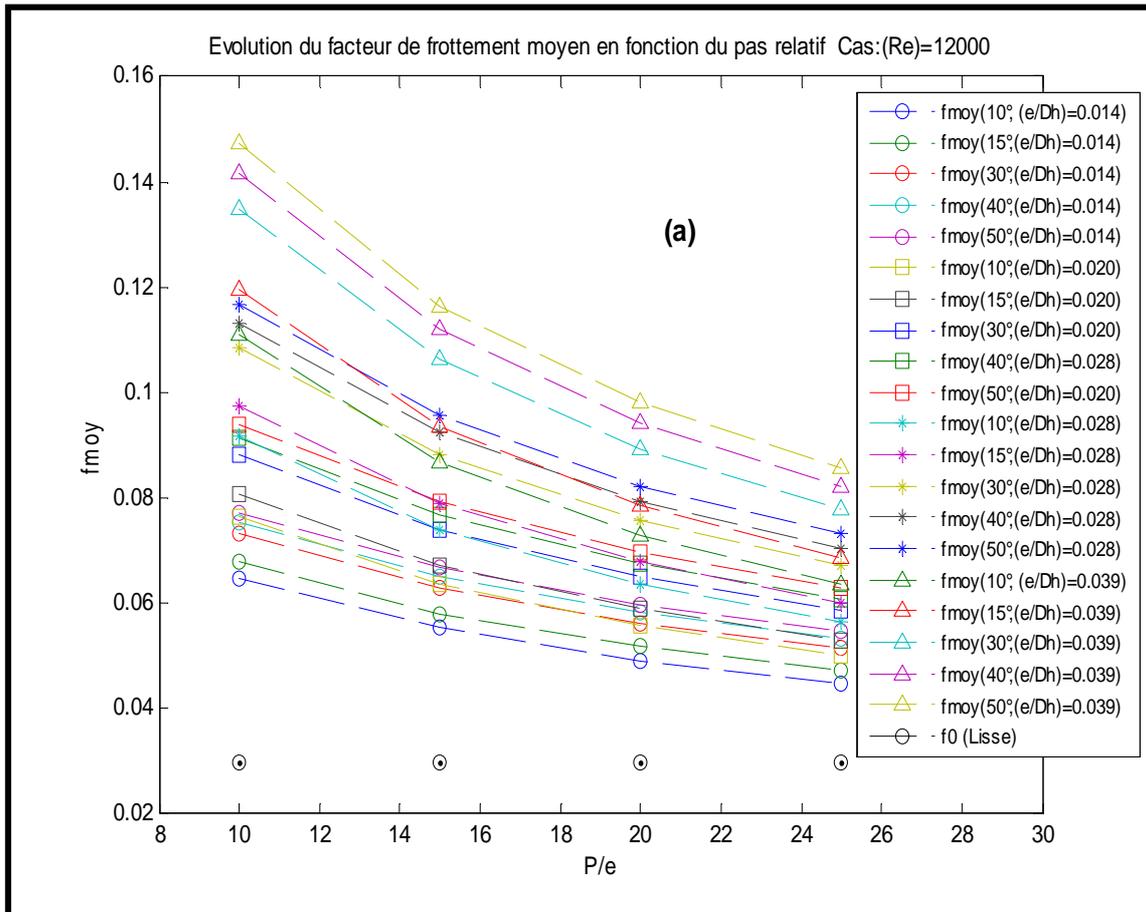


FIGURE II .10- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif, cas :
(a) :(Re)=12000

D'après la FIGURE II .10, il est observé que les facteurs de frottement avec différentes hauteurs relatives (e/D_h) pour un conduit rugueux sont élevés par rapport à ceux d'un conduit lisse sur toute la gamme du pas relatif (P/e) étudié.

La croissance du pas relatif entre les valeurs (P/e)=10 et (P/e)=15, est accompagnée par une diminution significative au niveau du facteur de frottement pour un conduit rugueux pour toute la gamme du pas relatif étudié, tandis-que, pour un pas relatif entre les valeurs (P/e)=10 et (P/e)=25, cette diminution devienne un peut graduelle, ce qui permet à noter que la forte

baisse est située entre les deux valeurs du pas relatif $(P/e)=10$ et $(P/e)=15$, ce qui indique que la valeur recommandée se trouve entre ces deux dernières valeurs. D'autre part, on observe que chaque fois que la valeur du pas relatif (P/e) augmente, on se dirige graduellement et lentement vers des petites valeurs de facteur de frottement qui convient à un conduit lisse.

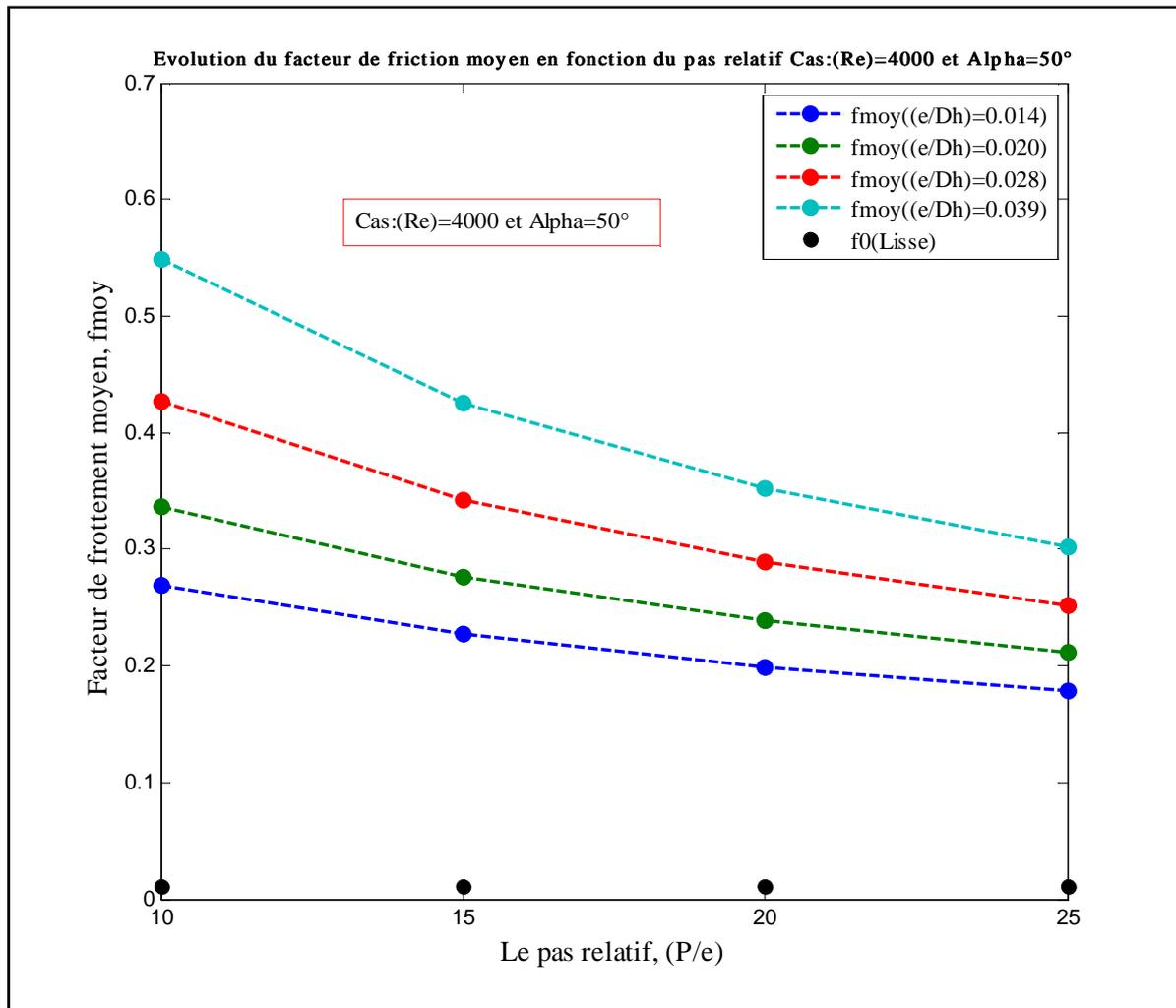


FIGURE II .11- Evolution du facteur de frottement en fonction de l'angle d'attaque, cas : $(Re)=12000$ et $(\alpha)=10^\circ$.

La FIGURE II .11 représente les valeurs maximales que peut atteindre le facteur de frottement pour une valeur minimale du nombre de Reynolds ($Re=4000$) et la valeur maximale de l'angle ($\alpha=50^\circ$) d'entrée de différentes hauteurs relatives, où la figure a révélée les valeurs de friction les plus élevées correspondent également à la plus grande valeur d' hauteur ($(e/Dh)=0.39$) et la valeur la plus basse du pas relatif ($(P/e)=10$).

L'effet du pas relatif entre deux nervures successives (P/e), sur le nombre de Stanton moyen pour un conduit rugueux (Cas : $Re=18000$, $\alpha=50^\circ$) et autre lisse ((St_0, St_0)), pour différentes hauteurs relatives (e/D_h), est illustré dans la FIGURE II .12. Il est a noté que le nombre de Stanton pour un conduit rugueux est toujours supérieure à celui d'un conduit lisse sur toute la gamme de l'hauteur de rugosité relative ;

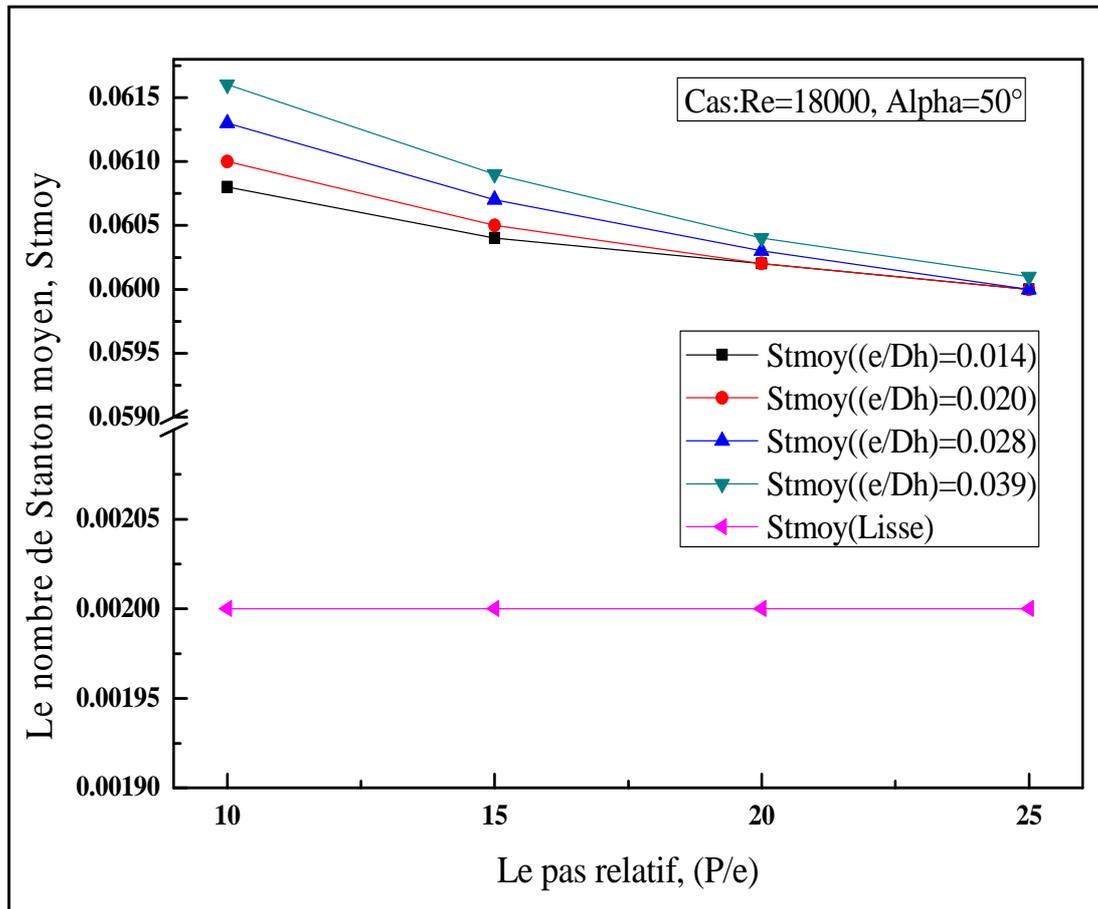


FIGURE II .12- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif (P/e) pour différentes hauteurs relatives (e/D_h), cas : (Re)=18000 et (α)=50°.

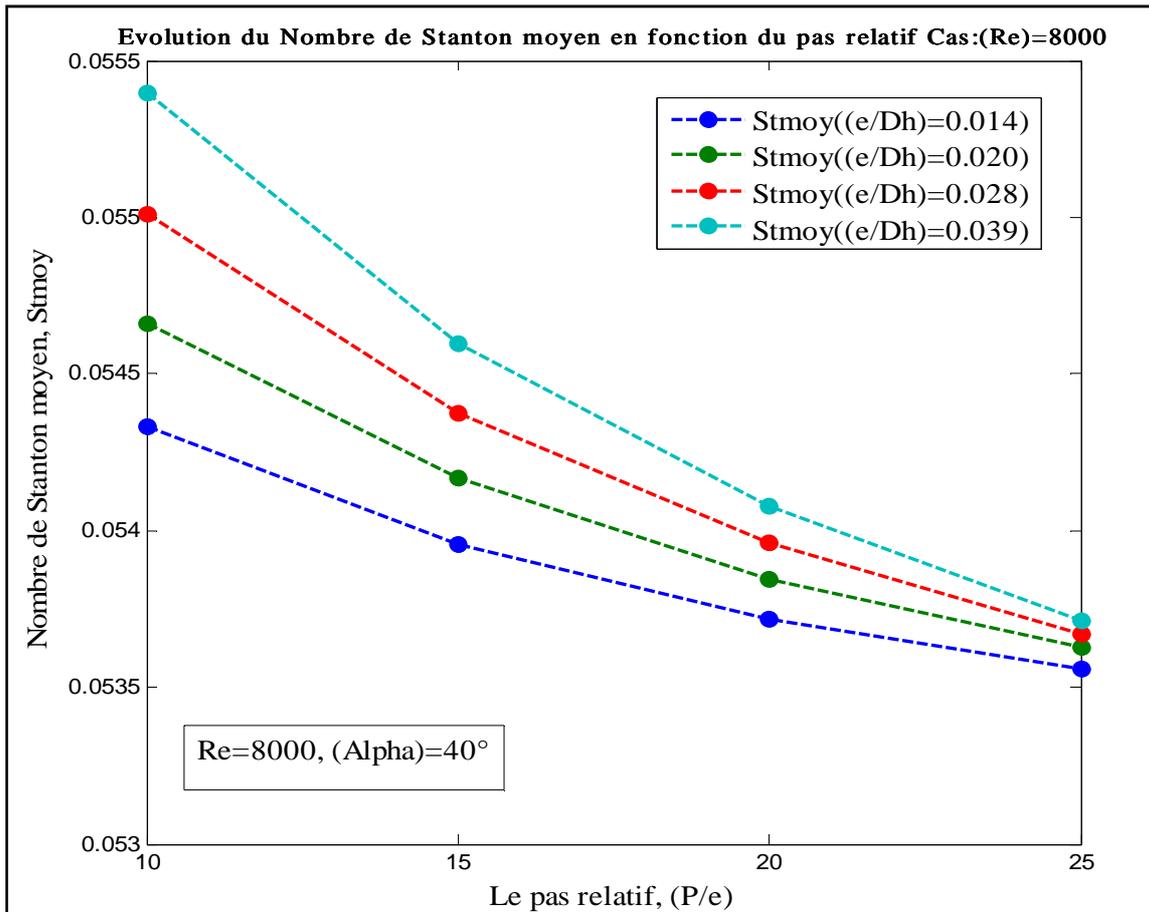


FIGURE II .13- Evolution du facteur de frottement en fonction du pas relatif (P/e) pour différentes hauteurs relatives (e/D_h), cas : (Re)=8000 et (α)=40°.

II-5.4. Effet de la hauteur relative

La FIGURE II .14 illustre l'effet de la hauteur relative de la rugosité sur le facteur de frottement moyen pour les deux cas critiques suivants (P/e)=10, α =50° et Re=4000, 18000 où la friction atteint ses limites maximales comme nous l'avons déjà vu.

Les facteurs de frottement pour le conduit rugueux augmentent brusquement à mesure que la hauteur relative de la rugosité augmente, de la même manière pour toutes les caractéristiques de l'écoulement (Nombre de Reynolds) et les paramètres géométriques de rugosités ((P/e) et α), tandis que les valeurs les plus élevées du facteur de frottement apparaissent à la valeur la plus élevée de la hauteur relative de rugosité chez le nombre de Reynolds le plus bas (c.-à-d. le cas : ((p/e)=10, α =50°, Re=4000 et (e/Dh)=0.039).

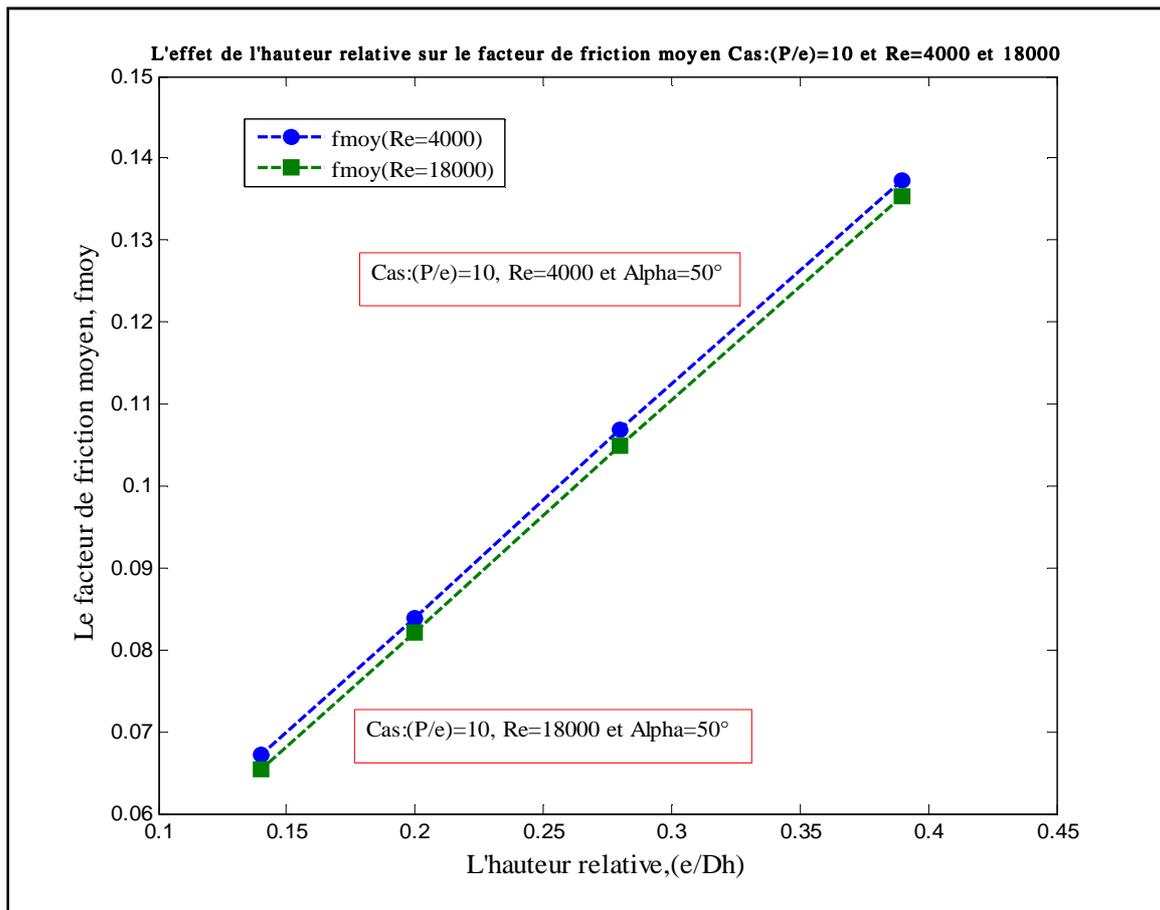


FIGURE II .14- Effet de la hauteur relative sur le nombre de Stanton moyen (Cas : (P/e)=10, $\alpha=50^\circ$ et Re=4000, 18000)

Une forte augmentation du nombre de Stanton moyen d'un conduit rugueux est notée si l'hauteur relative de la rugosité augmente entre les valeurs 0.010 et 0.028, ensuite, toute augmentation de l'hauteur relative de 0.028 à 0.039 montre une augmentation moins sévère du nombre de Stanton FIGURE II .15. Pour tous les paramètres étudiés de l'écoulement de l'air dans un conduit rugueux, les valeurs les plus élevées du nombre de Stanton moyen se produisent à la valeur la plus élevée de la hauteur relative de rugosité (c.-à-d. le cas : ((p/e)=10, $\alpha=50^\circ$, Re=4000 et (e/Dh)=0.039).

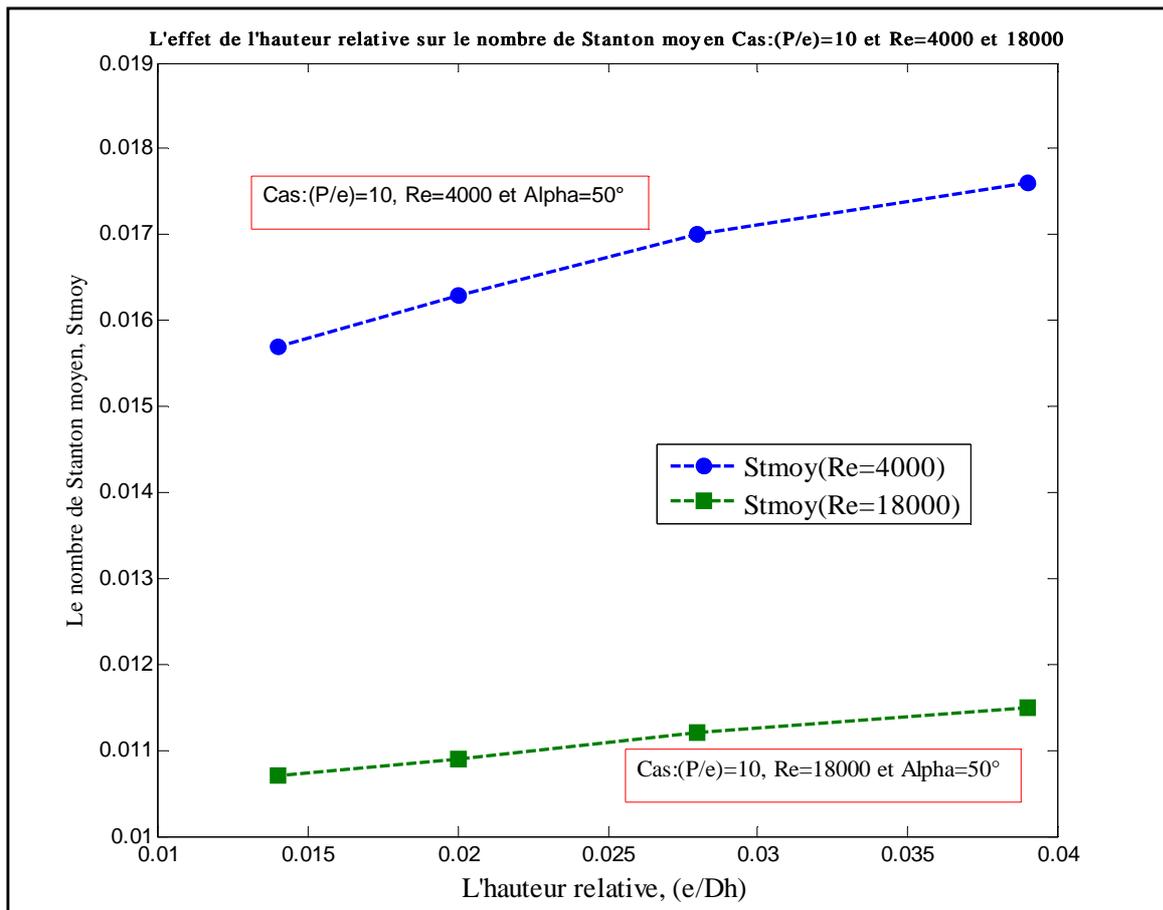


FIGURE II .15- Effet de la hauteur relative sur le nombre de Stanton moyen (Cas : (P/e)=10 et Re=4000, 18000)

II-5.5. Facteur de performance Thermohydraulique

La FIGURE II .16 montre la variation du facteur de performance thermohydraulique avec le nombre de Reynolds pour le cas ((P/e)=25, (e/D_h)=0.039) pour tous les angles d'attaques (α).

Une forte diminution du facteur de performance thermohydraulique est notée si le nombre de Reynolds est entre 4000 et 8000 ainsi qu'entre 15000 et 18000, tandis que cette diminution devient moins sévère si le nombre de Reynolds se trouve entre les valeurs de 8000 et 15000.

Pour tous les cas étudiés les valeurs les plus élevées du facteur de performance thermohydraulique se produisent à la valeur la plus basse du nombre de Reynold (c.-à-d. le cas : Re= 4000) comme indiqué par les figures (II .16-17-18 et 19).

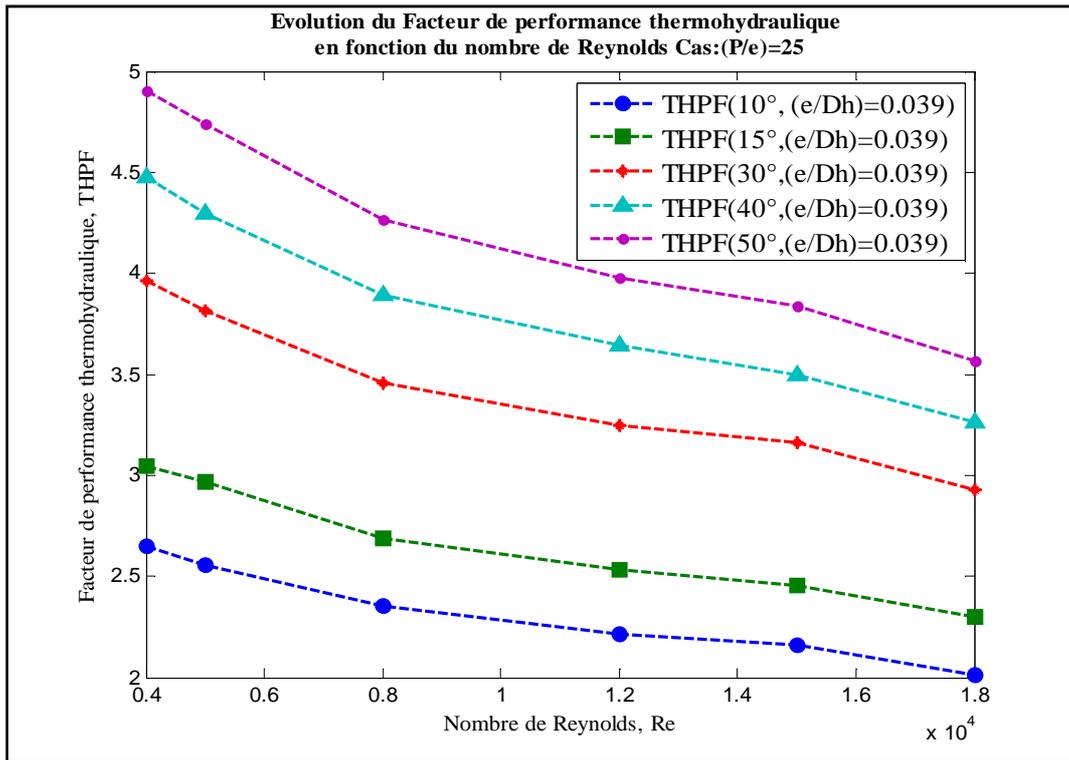


FIGURE II .16- Evolution du facteur de performance thermo-hydraulique en fonction du nombre de Reynolds (P/e)=25.

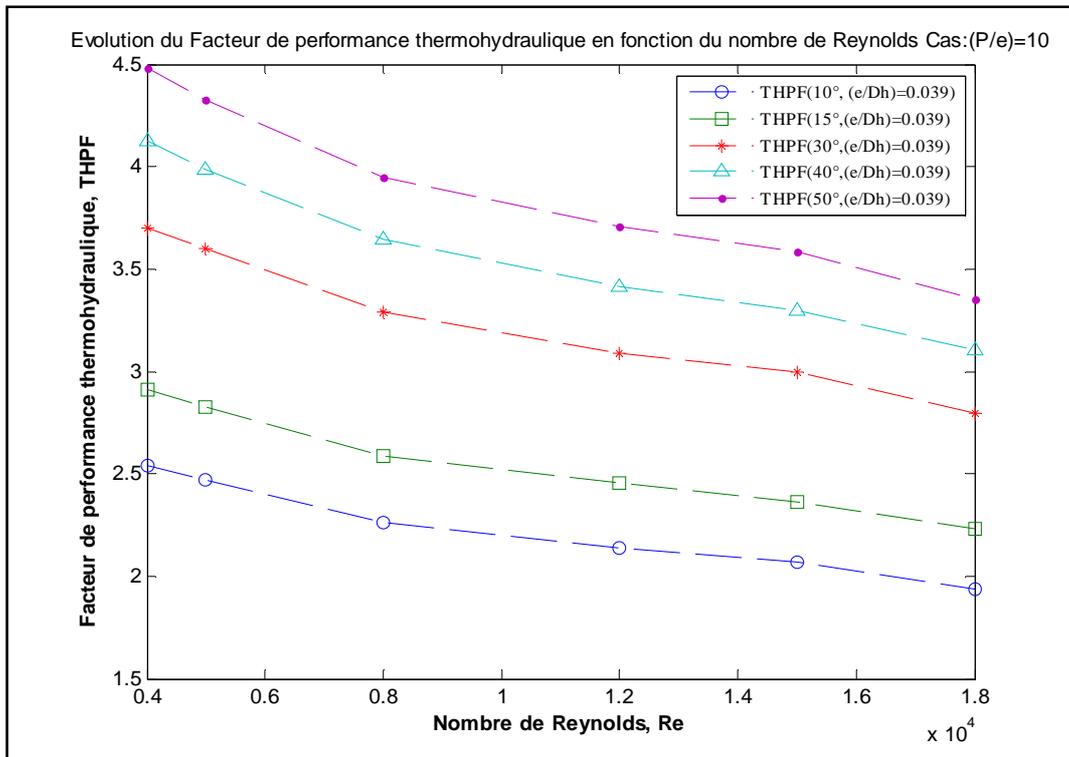


FIGURE II .17- Evolution du facteur de performance thermo-hydraulique en fonction du nombre de Reynolds (P/e)=10.

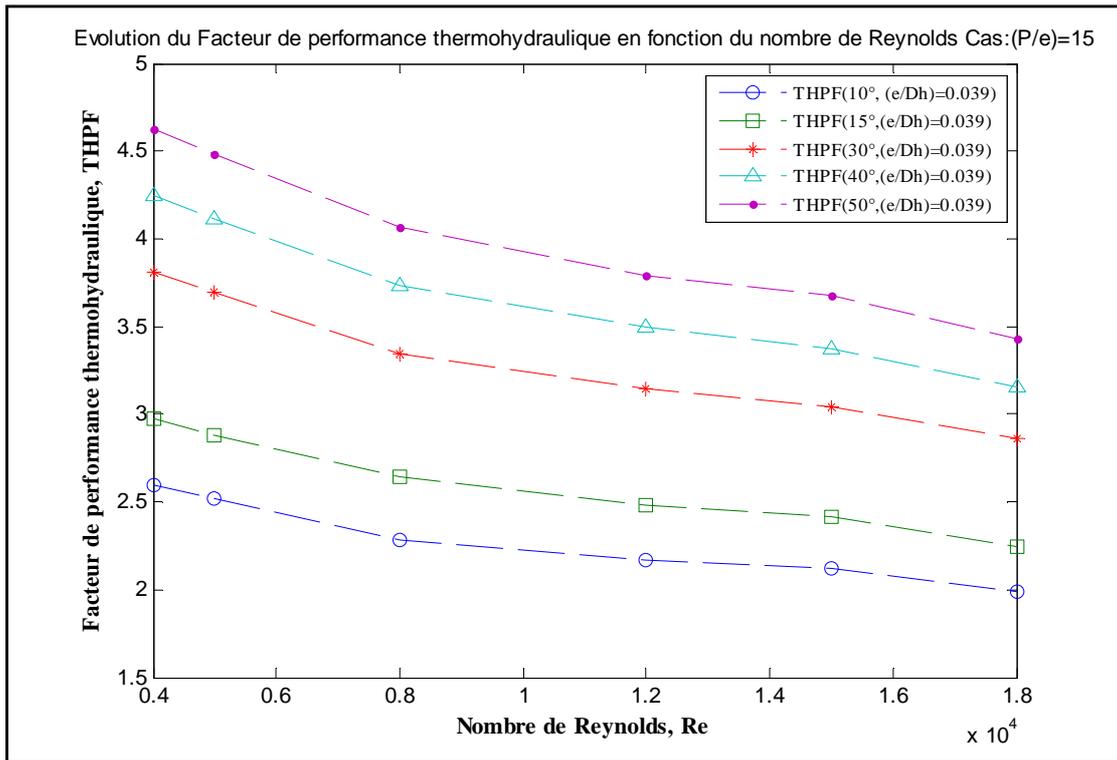


FIGURE II .18- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds (P/e)=15.

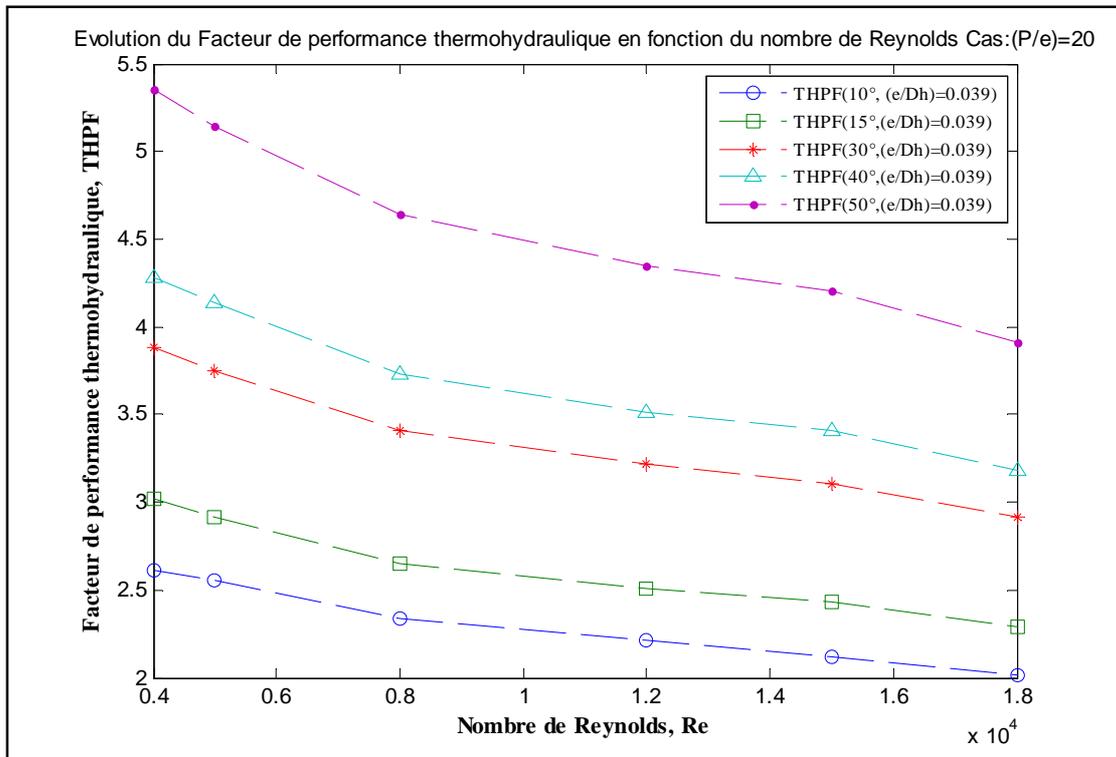


FIGURE II .19- Evolution du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds (P/e)=20.

L'étude des caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement du conduit rectangulaire rugueux montre qu'une amélioration du transfert de chaleur s'accompagne d'une pénalité de puissance de pompage dû à une augmentation considérable du facteur de frottement. La présente analyse montre que le conduit rugueux avec un pas relatif de $((P/e)=10)$ et une hauteur relative de la rugosité de $((e/D_h)=0.039)$ et un angle d'attaque de $(\alpha=50^\circ)$ chez le nombre de Reynolds de $(Re=18000)$ donne la valeur maximale du nombre de Nusselt, tandis que le plus faible facteur de frottement est obtenu pour un pas relatif de $((P/e)=25)$, une hauteur relative $((e/D_h)=0.014)$, un angle d'attaque $(\alpha=10^\circ)$ et un nombre de Reynolds $(Re=18000)$.

Les tableaux (II.2-3-4-5-6) résument les valeurs du facteur de performance thermohydraulique pour les 80 cas étudiés. On observe que les valeurs du facteur de performance thermohydraulique du modèle théorique adopté se situent entre : 1.9394 et 5.6212, pour lesquels ont été calculés dans les deux cas : $((P/e)=10, (e/D_h)=0.039, \alpha=10^\circ)$ et $Re=18000)$ et $((P/e)=25, (e/D_h)=0.014, \alpha=50^\circ)$ et $Re=4000)$, respectivement.

Tableau II.2 : Facteur de performance thermohydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : $(\alpha=10^\circ)$

Dh= 0.0486			Le facteur de performance thermohydraulique (THPF)					
e	e/Dh	P/e	4000	5000	8000	12000	15000	18000
0.7	0.014	10	3.0080	2.9255	2.7120	2.5920	2.5090	2.3916
		15	3.0559	2.9667	2.7352	2.5996	2.5482	2.3844
		20	3.0909	2.9948	2.7883	2.6447	2.5886	2.4183
		25	3.0925	3.0314	2.8177	2.6619	2.6013	2.4258
1	0.02	10	2.8522	2.7750	2.5395	2.4274	2.3476	2.2386
		15	2.8892	2.8036	2.5811	2.4535	2.4044	2.2493
		20	2.9022	2.8462	2.6085	2.5100	2.4131	2.2939
		25	2.9550	2.8532	2.6451	2.5365	2.4352	2.3103
1.4	0.028	10	2.6920	2.6212	2.4011	2.2963	2.2225	2.0853
		15	2.7220	2.6402	2.4292	2.3078	2.2611	2.1148
		20	2.7517	2.6974	2.4705	2.3363	2.2836	2.1301
		25	2.7779	2.7184	2.4770	2.3720	2.3147	2.1551
1.9	0.039	10	2.5364	2.4698	2.2647	2.1363	2.0681	1.9394
		15	2.5925	2.5157	2.2841	2.1691	2.1248	1.9869
		20	2.6085	2.5548	2.3397	2.2478	2.1613	2.0526
		25	2.6455	2.5520	2.3567	2.2161	2.1599	2.0083

Tableau II.3 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=15^\circ$)

Dh= 0.0486			Le facteur de performance thermohydraulique (THPF)					
e	e/Dh	P/e	4000	5000	8000	12000	15000	18000
0.7	0.014	10	3.3945	3.3292	3.0628	2.9308	2.8590	2.7002
		15	3.4669	3.3944	3.1070	2.9593	2.8786	2.7124
		20	3.5199	3.4416	3.1782	3.0201	2.9336	2.7610
		25	3.5778	3.4952	3.2201	3.0523	2.9601	2.7824
1	0.02	10	3.2391	3.1444	2.8963	2.7733	2.6697	2.5196
		15	3.3022	3.1984	2.9621	2.8235	2.7083	2.5513
		20	3.3379	3.2621	2.9717	2.8588	2.7761	2.5706
		25	3.4091	3.2875	3.0241	2.8602	2.7705	2.6015
1.4	0.028	10	3.0734	2.9875	2.7245	2.6107	2.5150	2.3757
		15	3.1344	3.0366	2.7814	2.6486	2.5400	2.3922
		20	3.1569	3.0839	2.8076	2.6608	2.5811	2.4263
		25	3.2042	3.1232	2.8707	2.7117	2.6278	2.4652
1.9	0.039	10	2.9089	2.8291	2.5868	2.4526	2.3643	2.2343
		15	2.9716	2.8798	2.6390	2.4824	2.4152	2.2414
		20	2.9832	2.9117	2.6506	2.5473	2.4726	2.2887
		25	3.0428	2.9668	2.6872	2.5347	2.4518	2.2993

Tableau II.4 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha= 30^\circ$)

Dh= 0.0486			Le facteur de performance thermohydraulique (THPF)					
e	e/Dh	P/e	4000	5000	8000	12000	15000	18000
0.7	0.014	10	4.2505	4.1492	3.8558	3.6655	3.5815	3.3395
		15	4.3703	4.2574	3.9454	3.7342	3.6434	3.4274
		20	4.4990	4.3797	4.0134	3.8285	3.6891	3.4650
		25	4.5907	4.4692	4.0847	3.8927	3.7430	3.5148
1	0.02	10	4.0820	3.9899	3.6553	3.4786	3.3660	3.1750
		15	4.2021	4.0640	3.7357	3.5381	3.4529	3.2117
		20	4.2821	4.1717	3.8217	3.6109	3.4759	3.2664
		25	4.3907	4.2747	3.8701	3.6859	3.5433	3.3264
1.4	0.028	10	3.8961	3.7824	3.4739	3.2822	3.1804	2.9686
		15	3.9899	3.8616	3.5221	3.3380	3.2228	3.0326
		20	4.0962	3.9572	3.5942	3.3923	3.3045	3.0674
		25	4.1874	4.0419	3.6569	3.4423	3.3455	3.1400
1.9	0.039	10	3.7022	3.6007	3.2894	3.0874	2.9938	2.7981
		15	3.8096	3.6917	3.3458	3.1442	3.0369	2.8590
		20	3.7897	3.6876	3.3759	3.1852	3.0662	2.8790
		25	3.9590	3.8181	3.4543	3.2484	3.1580	2.9250

Tableau II.5 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=40^\circ$)

Dh= 0.0486			Le facteur de performance thermohydraulique (THPF)					
e	e/Dh	P/e	4000	5000	8000	12000	15000	18000
0.7	0.014	10	4.6885	4.5702	4.2310	4.0275	3.9183	3.6736
		15	4.8287	4.7008	4.3358	4.1160	3.9963	3.7795
		20	4.9768	4.8424	4.4600	4.2274	4.1004	3.8336
		25	5.1245	4.9815	4.5491	4.3013	4.1711	3.9360
1	0.02	10	4.5123	4.4053	4.0268	3.8433	3.7089	3.4798
		15	4.6556	4.5379	4.1314	3.9252	3.8146	3.5726
		20	4.7946	4.6312	4.2370	4.0177	3.8586	3.6437
		25	4.9226	4.7545	4.3400	4.0683	3.9410	3.6801
1.4	0.028	10	4.3399	4.1857	3.8397	3.6109	3.5218	3.2751
		15	4.4656	4.3269	3.9148	3.6922	3.5894	3.3628
		20	4.5671	4.4165	4.0098	3.7677	3.6551	3.4177
		25	4.7140	4.5210	4.0928	3.8725	3.7137	3.4670
1.9	0.039	10	4.1264	3.9886	3.6447	3.4110	3.2999	3.1022
		15	4.2430	4.1138	3.7332	3.4980	3.3710	3.1592
		20	4.2239	4.0793	3.7257	3.5295	3.3885	3.2004
		25	4.4778	4.2953	3.8907	3.6476	3.4973	3.2645

Tableau II.6 : Facteur de performance thermo hydraulique (THPF) prédit par l'analyse théorique pour différents (P/e) et (e/D_h) cas : ($\alpha=50^\circ$)

Dh= 0.0486			Le facteur de performance thermohydraulique (THPF)					
e	e/Dh	P/e	4000	5000	8000	12000	15000	18000
0.7	0.014	10	5.0683	4.9284	4.5734	4.3566	4.2235	3.9738
		15	5.2612	5.1113	4.6976	4.4613	4.3569	4.0550
		20	5.4224	5.2684	4.8326	4.5860	4.4306	4.1613
		25	5.6212	5.4251	4.9740	4.6756	4.5559	4.2776
1	0.02	10	4.8868	4.7611	4.3716	4.1420	4.0205	3.7526
		15	5.0510	4.9156	4.4940	4.2429	4.1067	3.8625
		20	5.2416	5.0612	4.6188	4.3478	4.2043	3.9474
		25	5.4226	5.2348	4.7375	4.4521	4.3012	4.0348
1.4	0.028	10	4.7027	4.5645	4.1501	3.9124	3.8009	3.5534
		15	4.8561	4.7004	4.2800	4.0160	3.8905	3.6259
		20	5.0093	4.8439	4.3941	4.1086	3.9722	3.7325
		25	5.1758	4.9681	4.4950	4.1914	4.0458	3.7969
1.9	0.039	10	4.4776	4.3278	3.9490	3.7093	3.5802	3.3510
		15	4.6241	4.4832	4.0637	3.7908	3.6756	3.4297
		20	4.6031	4.4423	4.0488	3.8098	3.6806	3.4550
		25	4.9043	4.7400	4.2636	3.9763	3.8397	3.5688

La FIGURE II.20 montre une comparaison du facteur de performance thermohydraulique entre les meilleurs cas étudiés où nous avons découvert que les meilleurs résultats issus de cette analyse qui a été adopté à travers ce chapitre sont pour le cas : $(P/e)=25$. Comme nous l'avons mentionné auparavant, que la description générale du comportement de facteur de performance thermohydraulique avec l'augmentation du nombre de Reynolds est caractérisé par une forte diminution, suivie par une légère diminution puis une autre diminution sévère, est ceci entre les nombre de Reynolds 4000 et 8000, 8000 et 15000, et enfin entre 15000 et 18000 respectivement.

La représentation graphique (Voir FIGURE II.20) a montré la variation du facteur de performance thermohydraulique en fonction du nombre de Reynolds pour les meilleurs cas d'après les tableaux, on trouve que la configuration $((P/e)=25, (e/D_h)=0.014$ et $\alpha=50^\circ$) à donné les meilleurs facteurs de performance thermohydraulique, alors que la valeur maximale du facteur de performance thermohydraulique est de 5.6212, qui à été obtenue avec le plus bas nombre de Reynolds, la plus petite hauteur relative et pour le plus grand angle d'attaque (c.-à-d. le cas : $Re=4000, (P/e)=25, (e/D_h)=0.014$ et $\alpha=50^\circ$)).

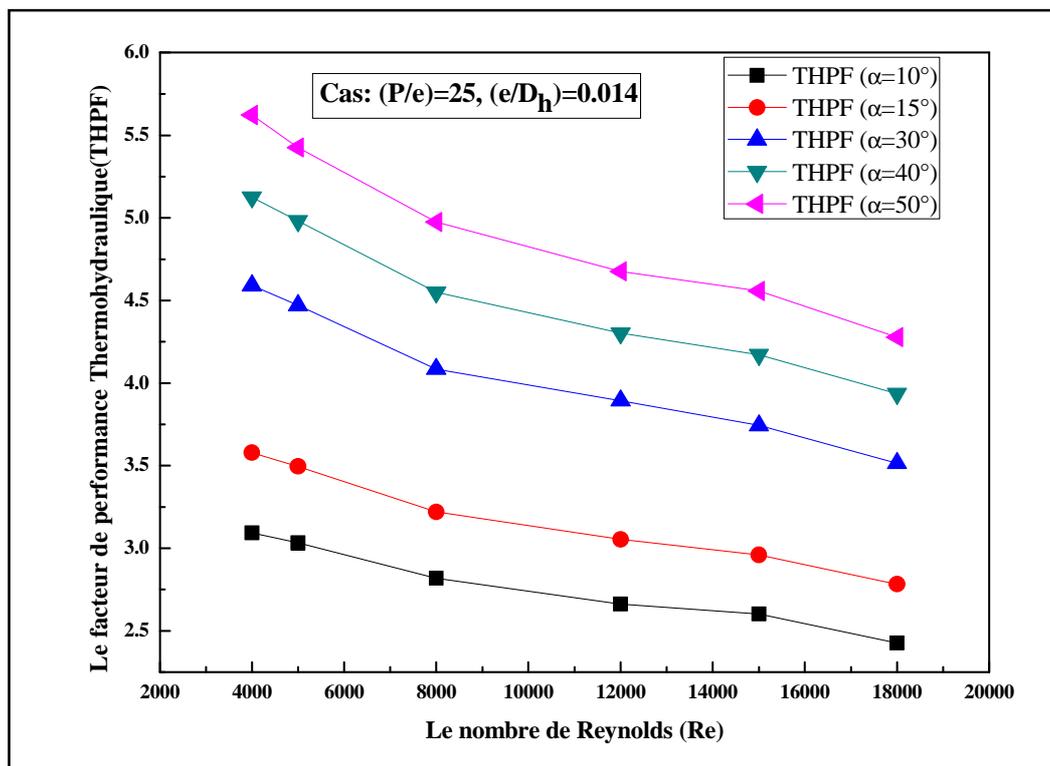


FIGURE II.20- Variation du facteur de performance thermohydraulique pour les meilleurs cas étudiés.

II-6. Conclusion

Le facteur de frottement moyen et le nombre de Stanton moyen sont affectés d'une manière similaire par la variation des paramètres géométriques de la rugosité à savoir que (P/e , e/Dh et α), et le paramètre de l'écoulement incorporé dans le nombre de Reynolds.

Le facteur de frottement moyen et le nombre de Stanton moyen pour un conduit rugueux diminuent rapidement avec l'augmentation du pas relatif (P/e), tandis que ces deux caractéristiques (f_r et St) augmentent d'une manière presque similaire avec l'augmentation de la hauteur relative (e/Dh) et l'angle d'attaque (α).

À travers ce chapitre et à partir de la gamme des paramètres étudiés, les meilleurs paramètres ont été capturés pour les cas qui donnent un plus grand échange thermique et le plus petit frottement :

- Un meilleur échange de chaleur est obtenu avec un pas relatif de ($P/e=10$), une hauteur relative ($e/Dh=0.039$), un angle d'attaque ($\alpha=50^\circ$) et un nombre de Reynolds ($Re=18000$).
- Un plus faible facteur de frottement est obtenu avec un pas relatif de ($P/e=25$), une hauteur relative ($e/Dh=0.014$), un angle d'attaque ($\alpha=10^\circ$) et un nombre de Reynolds ($Re=18000$).

Pour un conduit rectangulaire rugueux d'un capteur solaire à air les valeurs optimales des paramètres étudiés sont :

- **Pour un meilleur échange de chaleur**

Le pas relatif ($P/e=10$).

L'hauteur relative ($e/Dh=0.039$).

L'angle d'attaque ($\alpha=50^\circ$).

Pour un nombre de Reynolds de 18000.

- **Pour un meilleur facteur de frottement**

Le pas relatif ($P/e=25$).

L'hauteur relative ($e/Dh=0.014$).

L'angle d'attaque ($\alpha=10^\circ$).

Pour un nombre de Reynolds de 18000.

- **Pour un meilleur facteur de performance thermohydraulique**

Le pas relatif ($P/e=25$).

L'hauteur relative ($e/Dh=0.014$).

L'angle d'attaque ($\alpha=50^\circ$).

Pour un nombre de Reynolds de 4000.

Chapitre III
Réalisation Expérimentale d'un
Capteur Solaire Plan à Air

CHAPITRE III : REALISATION EXPERIMENTALE D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR

III.1. PREFACE

En Algérie, le secteur de chauffage de l'habitat absorbe la plus grande proportion de l'énergie consommée durant la période hivernal. La maîtrise de cette consommation constitue donc un enjeu central pour limiter les dépenses énergétiques des particuliers.

Le présent chapitre, vise à présenter un système solaire ainsi qu'un capteur solaire plan à air, plus performant contribuant à une meilleure efficacité énergétique du secteur de l'habitat (Chauffage, Séchage...etc.).

Cette partie permettra de prendre soin de la partie la plus efficace du capteur solaire plan à air, à savoir que la veine d'air mobile : l'amélioration du transfert de chaleur total par l'introduction de plusieurs rangées aux pas serrés d'obstacles transversaux ont une faible inertie thermique, une petite épaisseur et un blocage considérable dites chicanes, ou bien des rugosités artificielles ont un petit blocage dites nervures, ces deux dernières lorsqu'elles sont introduites dans la veine d'air mobile, permettent de perturber l'écoulement, obligent le fluide de parcourir de longues trajectoires, de réduire les zones mortes, de perturber la sous couche visqueuse, et d'assurer par conséquent un séjour plus important du fluide caloporteur pour extraire plus de calories comparativement à un capteur solaire à air à conduit lisse.

Au cours de l'investigation expérimentale, des simulations numériques sous l'environnement Fluent seront effectuées, ce qui nous a permis d'avoir plusieurs informations sur l'évolution de tous les paramètres étudiés, et de les comparés de telle sorte à aboutir à des résultats souhaitables avec les données expérimentales.

Les objectifs principaux visés dans cette partie sont :

- 1- Proposer, tester et de développer des nouvelles solutions visant l'optimisation de l'efficacité énergétique du capteur solaire à air à travers l'implantation des obstacles au sein de l'écoulement de l'air.
- 2- Développer de nouvelles stratégies d'intensifications des échanges thermiques et d'améliorer le champ d'écoulement (vitesse et perte de charge) au niveau de la partie la plus active dans les capteurs solaires plans à air.

III.2. INTRODUCTION

Nous nous intéressons dans cette partie à l'étude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air, principalement, les paramètres géométriques, thermophysiques et optiques et leurs impacts sur le fonctionnement des dispositifs de conversions thermique de l'énergie solaire. Parmi les solutions d'optimisation des performances thermiques des capteurs solaires plans à air, on distingue :

- 1- préciser les dimensions d'un capteur solaire à air (simple et à double passe) qui garantissent de bonnes performances thermiques telles que : la longueur, la largeur, la distance entre l'absorbeur et les vitres, la hauteur optimale du canal effectif et l'isolation (épaisseur, type ...)
- 2- L'utilisation de plusieurs couvertures transparentes permettent d'améliorer sensiblement les performances par réduction des pertes thermiques par l'avant, tout en renforçant l'effet de serre entre les parois ; d'autre part le rendement optique se trouve rétrogradé.
- 3- L'accroissement de la surface d'échange totale par introduction de plusieurs rangées aux pas serrés d'obstacles métalliques dites ailettes, ou rugosités artificielles, dites également chicanes ou nervures.

L'objectif principal de notre étude est de contribuer à l'optimisation des performances des capteurs solaires plans à air. Le facteur principal qui minimise l'efficacité d'un capteur solaire à air est la résistance du transfert de chaleur entre l'air qui s'écoule et la plaque absorbante. Plusieurs travaux scientifiques ont été faits [64-112] pour améliorer les échanges thermiques entre le fluide caloporteur (air) et la plaque absorbante.

Dans ce chapitre, on présente les résultats expérimentaux journaliers des températures, de rayonnement solaire global et des rendements; d'autre part, nous essayerons de comparer les résultats obtenus par simulation avec ceux acquis expérimentalement, ceci étant pour donner plus de crédibilité au modèle choisi et à la méthode suivie pour effectuer la simulation numérique.

Le protocole expérimental regroupe la description des conditions et le *déroulement* des tests sur un capteur solaire plan à air simple passe, entre l'absorbeur et la plaque absorbante en aluminium sans et avec vitrage. Le capteur a été réalisé et testé au niveau de l'Unité de Recherche en Énergies Renouvelables en Milieu Saharien URER/MS Adrar (latitude 27.88°N, Longitude 0.27°W et altitude 262 m).

Une série de tests a été effectuée sur le prototype, pour trois différentes valeurs de débit massique de l'air, allant de 0.0378 kg/m^3 jusqu'à 0.0556 kg/m^3 .

Dans ce travail expérimental, les tests effectués nous ont permis de mesurer les températures, le rayonnement solaire global et la vitesse du vent pendant que le capteur solaire plan à air est orienté en plein sud, sachant que l'angle de l'inclinaison est de 30° .

III.3. CONCEPTION ET REALISATION DU CAPTEUR PLAN A AIR

Le dispositif expérimental est fabriqué d'un simple conduit rectangulaire en bois, il a les dimensions de la section transversale interne de $2550 \times 88 \times 25 \text{ mm}^3$. Ce conduit est composé de trois parties : une longueur de 1400 mm de la section testée, une longueur d'entrée et une longueur de sortie de dimensions 750 mm et 400 mm respectivement (voir FIGURE III .2).

L'air entre d'abord dans la longueur d'entrée pour garantir le développement hydrodynamique de l'écoulement avant d'être acheminer vers la section de test, tandis que la longueur de sortie, est pour réduire les effets de bout, ce qui rend l'air très mélangé et hydrodynamiquement développé avant de quitter le dispositif expérimental définitivement. Ces deux dernières longueurs sont prises conformément d'après la norme ASHRAE [125], qui recommande de prendre des longueurs calculées comme suit : $5\sqrt{WH}$ et $2,5\sqrt{WH}$ à l'entrée et à la sortie du conduit respectivement. Où (**W**) et (**H**) représentent la largeur et l'hauteur du conduit rectangulaire respectivement.

L'isolation thermique vers l'arrière du capteur est assurée par la superpositions d'une couche de la laine de verre de 2 cm d'épaisseur et une autre couche de polystyrène de 4 cm, tandis que l'isolation latérale est assurée par le bois de la bâtie d'une épaisseur de 6.5cm comme indiqué par la FIGURE III .1.

Les longueurs d'entrée et de sortie sont thermiquement bien isolées au niveau des quatre cotés à l'aide d'une couche de polystyrène de 4 cm d'épaisseur, ensuite, le tout est recouvert d'une couche fine d'aluminium pour empêcher que le rayonnement directe tombe sur les surfaces de ces longueurs et aussi, pour éviter que les points de mesures des températures de l'air circulant soient affectés comme le montre par la FIGURE III .2 .



FIGURE III .1- Isolation thermique du capteur plan à air



FIGURE III .2- Isolation thermique des longueurs d'entrée et de sortie

Les chicanes sont fabriquées en bois de formes chanfreinés, placées transversalement sur le fond du canal d'écoulement (Partie testée uniquement) avec un pas entre eux de 10 cm, pour prolonger le parcours et la recirculation de l'air afin d'améliorer les performances thermiques.



FIGURE III .3- Forme et emplacement des chicanes étudiées.

Les chicanes ayants un angle d'attaque de 60° (voir FIGURE III .3), dont les dimensions sont indiquées d'après le schéma montré sur la FIGURE III .4, qui représente les différents composants de la partie testée du conduit et les dimensions détaillées de chaque composant.

L'absorbeur est une plaque plane d'aluminium de dimensions $1.4 \times 0.88 \times 0.0008 \text{ m}^3$, peint avec du noir mat pour minimiser la réflectivité. La circulation de l'air au sein du conduit est assurée par un moteur souffleur d'une puissance moyenne, ayant un variateur de vitesse afin de tester le système sous différents nombres de Reynolds calculé à partir de débit

massique de l'air allant de 0.0378 kg/m^3 jusqu'à 0.0556 kg/m^3 . La norme ASHRAE [125] recommande, que si le capteur solaire est destiné à être utilisé dans un état de pressurisation, le moteur souffleur doit être placé en amont du conduit (voir FIGURE III .5), par contre, l'emplacement du moteur souffleur en aval du conduit peut produire une pression négative dans le collecteur.

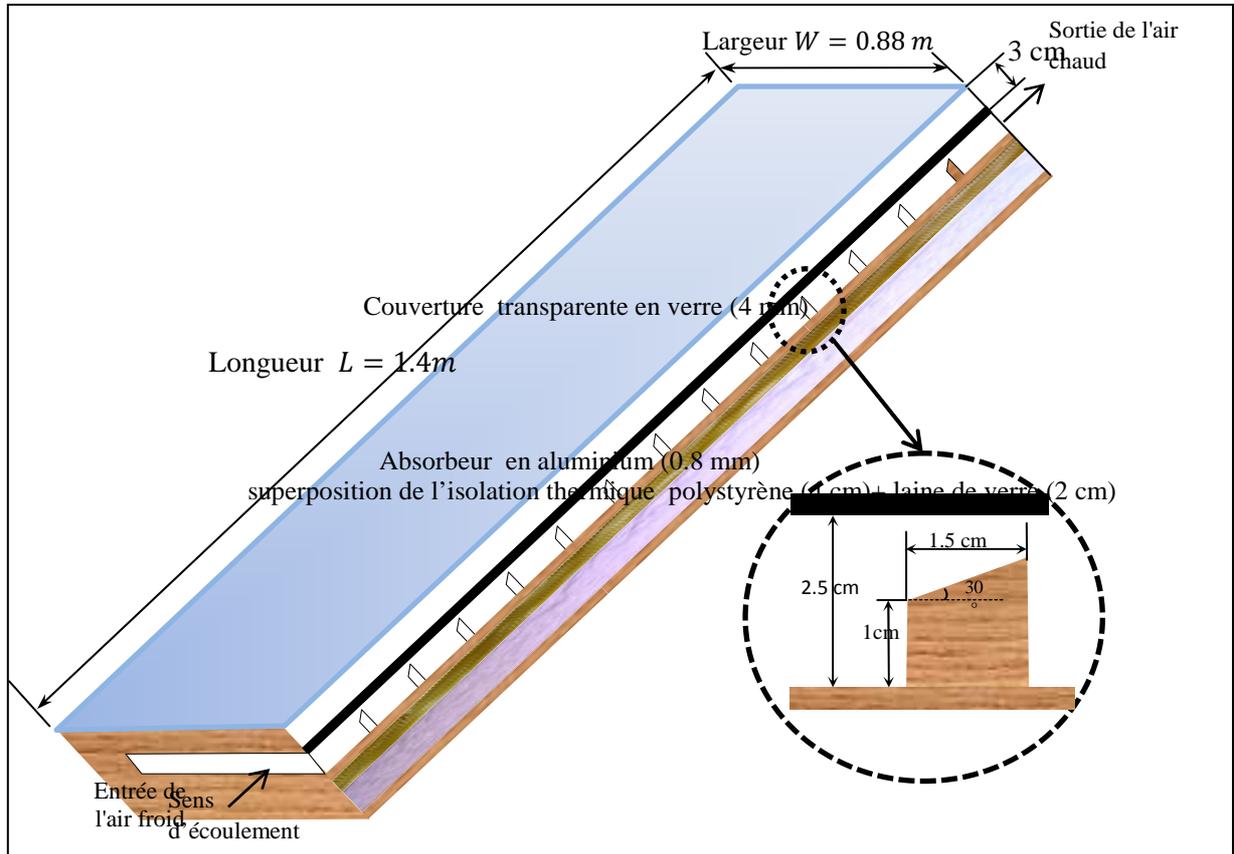


FIGURE III .4- Schéma des différents composants du capteur solaire à air avec leur dimensionnement.



FIGURE III .5- Emplacement du moteur souffleur.

Un conduit de forme conique est utilisé pour collecter l'air sortant du moteur souffleur et le diffuser sur la plus grande surface transversale possible du conduit, puis le repousser vers la longueur d'entrée (FIGURE III .6).



FIGURE III .6- Photographie de conduit conique.

Remarque : les fuites de l'air à travers les fissures entraînées entre deux surfaces ou bien à travers les trous traversés par les sondes de mesure sont empêchées par des joints en silicone supportant des températures élevées, ou par la laine de bois imbibée à la colle.

III.3.1 Nombre de couvertures en verre

Traditionnellement, deux ou plusieurs couvercles en verre sont utilisés pour réduire les pertes de chaleur convectives et radiatives, de l'absorbeur vers l'environnement.

L'utilisation de plusieurs couvercles en verre réduit la quantité d'ensoleillement atteignant l'absorbeur en raison de l'absorption du rayonnement solaire par ces couvercles, ce qui peut conduire à une diminution de l'efficacité thermique. Par conséquent, à des températures basses, l'utilisation d'un seul couvercle donne un meilleur rendement par rapport à l'utilisation du double couvercle en verre, malgré que ce dernier (l'utilisation du double couvercle) soit conseillé à des températures plus élevées [126]

III.3.1 Instrumentation

III.3.1.1 Mesure de température

La mesure des températures au cours des expériences est assurée par des capteurs qui sont situés le long de la longueur et la largeur du collecteur. Pour cela, des thermocouples de

type (K) sont composés d'une partie positive en générale d'une couleur jaune constituée de 90% de Nickel et de 10% de Chrome, et une partie négative en générale de couleur rouge composée de 95% de Nickel, 2% d'Aluminium et de 1% de Manganèse. Ainsi, les deux fils produisent une différence de tension proportionnelle à la température ; l'acquisition des donnée est le responsable de convertir automatiquement le signal de tension en température (après un étalonnage bien sûr).

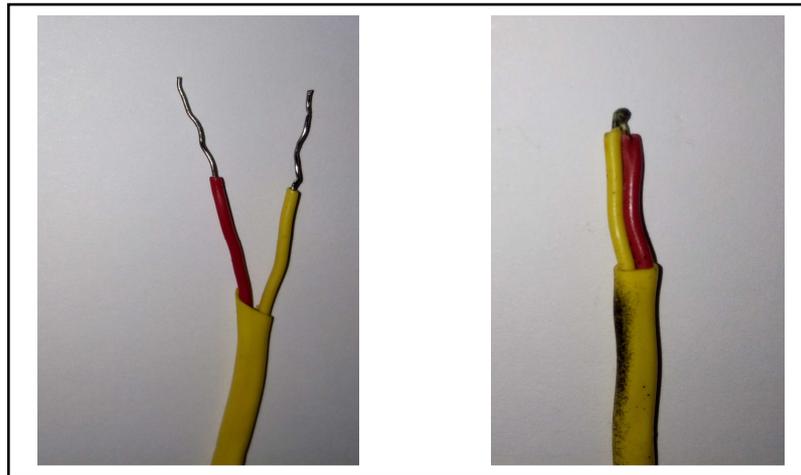


FIGURE III .7- Photographie des thermocouples (pointe originale soudée)

III.3.1.1.1 Positionnement des thermocouples

Des thermocouples type (K) étalonnés avec une précision de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, ont été utilisés pour mesurer les températures de l'absorbeur, de l'air circulant ainsi que la température ambiante.

Trois thermocouples destinés pour mesurer la température de l'absorbeur, un sur le dos, et un autre thermocouple pour mesurer la température du couvercle, ont été rigidement adhésés sur les parois pour éviter de donner de fausses mesures ; ensuite, ces thermocouples sont recouverts par une couche mince d'aluminium comme indiqué par la FIGURE III .8 pour éviter l'influence de la partie directe du rayonnement solaire sur la valeur de la température mesurée.

Neuf autres thermocouples ont été installés à distance égale sur la longueur de la partie testée, afin de mesurer les températures locales moyennes de l'air véhiculé (voir FIGURE III .9).

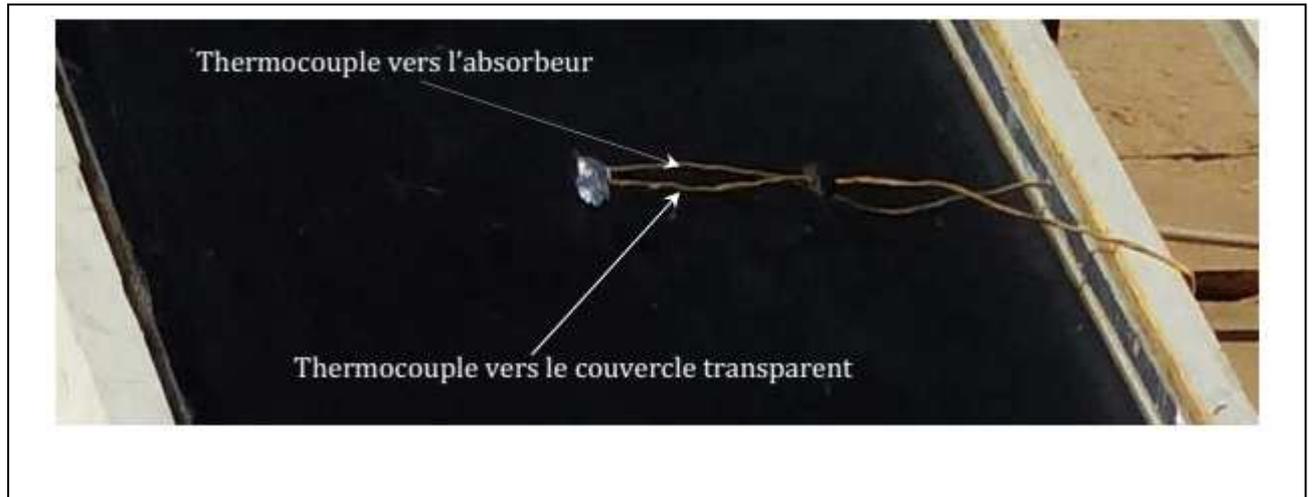


FIGURE III .8- Photographie montrant la protection des thermocouples par un film d'Aluminium

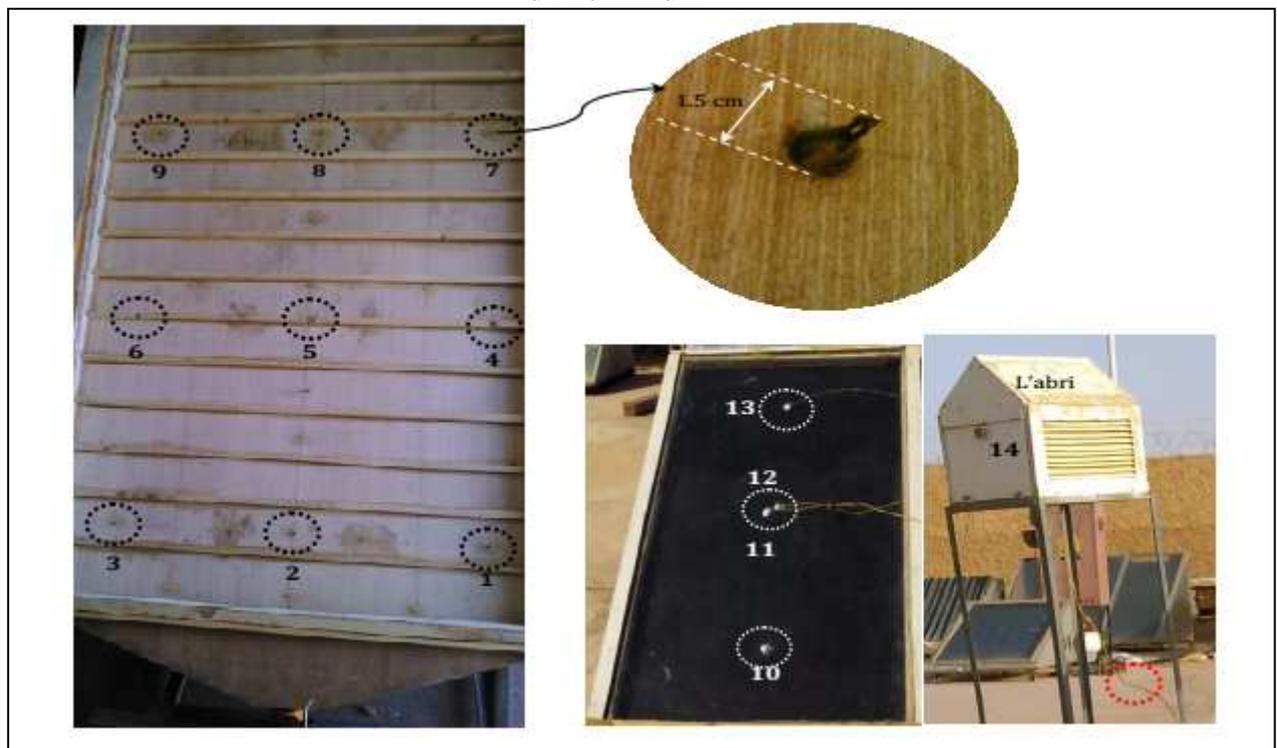


FIGURE III .9- Emplacement et disposition des thermocouples utilisés pour mesurer la température de l'air.

Un dernier thermocouple est installé au niveau de l'abri, comme indiqué par la FIGURE III .9 afin de mesurer la température ambiante.

Une partie de chaque thermocouple est pénétrée en profondeur d'environ de 1.5 cm au fond du conduit, tandis que l'autre partie est connectée à l'acquisition des données, telle que montrée par la FIGURE III .9 qui représente la distribution des thermocouples le long du conduit du capteur

Deux thermocouples sont destinés pour mesurer la température du fluide à l'entrée, ainsi que la température à sortie. Il est recommandé par la norme ASHRAE 2003 [125], que l'emplacement de ces deux derniers est fixé à $2\sqrt{WH}$ et $1.75\sqrt{WH}$ respectivement, comme le montre la figure suivante.

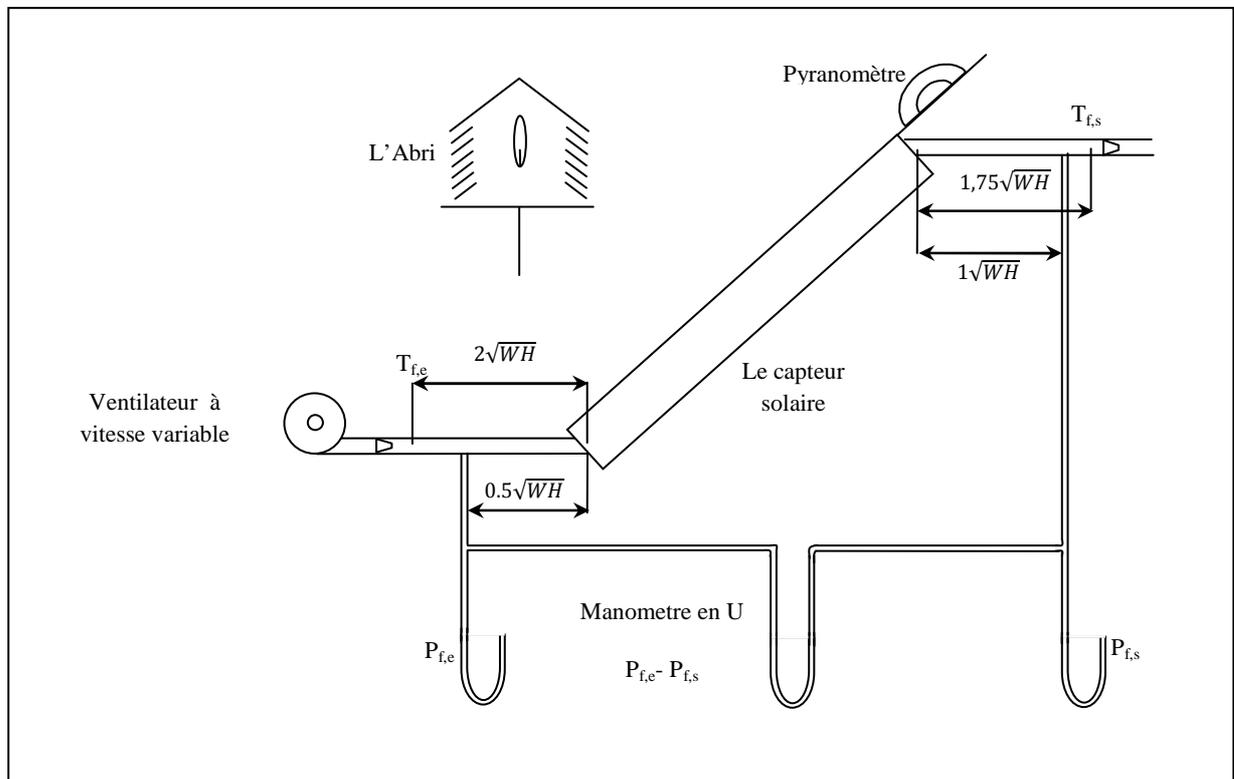


FIGURE III .10- Schéma de principe de la configuration de test pour un capteur solaire à air d'après les recommandations [125]

III.3.1.2 Mesure du Rayonnement solaire

Le niveau de rayonnement solaire par mètre carré est un indicateur principal de la qualité du rayonnement solaire. La mesure de l'éclairement solaire est assurée par un Pyranomètre de type Kipp & Zonen modèle CM11 (Voir FIGURE III .11.(a)) étalonné avant les essais avec une sensibilité typique de $4.78 \mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ qui varie de moins de 5% telle que les conditions de fonctionnement considérées. Ce type de Pyranomètre a un double cristal pour le protéger de l'environnement et aussi pour éviter les pertes de chaleur par convection. Ainsi, la chaleur absorbée par la thermopile est convertie à un signal de tension proportionnel au rayonnement solaire. Le Pyranomètre employé est situé dans le même plan que le collecteur solaire.



FIGURE III .11- Photographie des différents instruments de mesure utilisés (a) Pyranomètre, (b) Anémomètre, (c) Manomètre en U

III.3.1.2 Mesure de débit d'air (Vitesse et Débit)

Pour mesurer la vitesse du vent et le débit massique ainsi que la vitesse produite par le moteur souffleur, on a utilisé un anémomètre thermique de type «LUTRON Model : AM-4207SD» destiné aux mesures des vitesses, des débits et des températures des gaz (FIGURE III .11. (b)).

III.3.1.3 Mesure de pression (Perte de charge)

Un manomètre en U a été modifié par nos efforts comme le montre par FIGURE III .11. (c), pour mesurer la différence de pression entre l'entrée et la sortie du capteur (malheureusement il nous a donné de mauvaises mesures).

III.3.1.4 Acquisition des données (L'enregistreur de données)

Dans cette étude, une acquisition des données de marque FLUKE : HYDRA Model 2625A FIGURE III .12 est utilisé pour collecter les données des sondes de températures indiquées auparavant. Cette acquisition de données possède 20 canaux (sorties) qui sont utilisés pour mesurer les données de température et de rayonnement (16 thermocouples et le Pyranomètre).

A l'aide de cet appareil, les valeurs de température et du rayonnement sont enregistrées pendant les expériences, par le biais d'une interface d'un logiciel installé sur un ordinateur permettant de lire et de stocker séparément les données collectées, il est mentionné que l'acquisition des données est programmée manuellement pour que les données seront prises et enregistrées automatiquement pendant des intervalles de temps de 2 minutes.

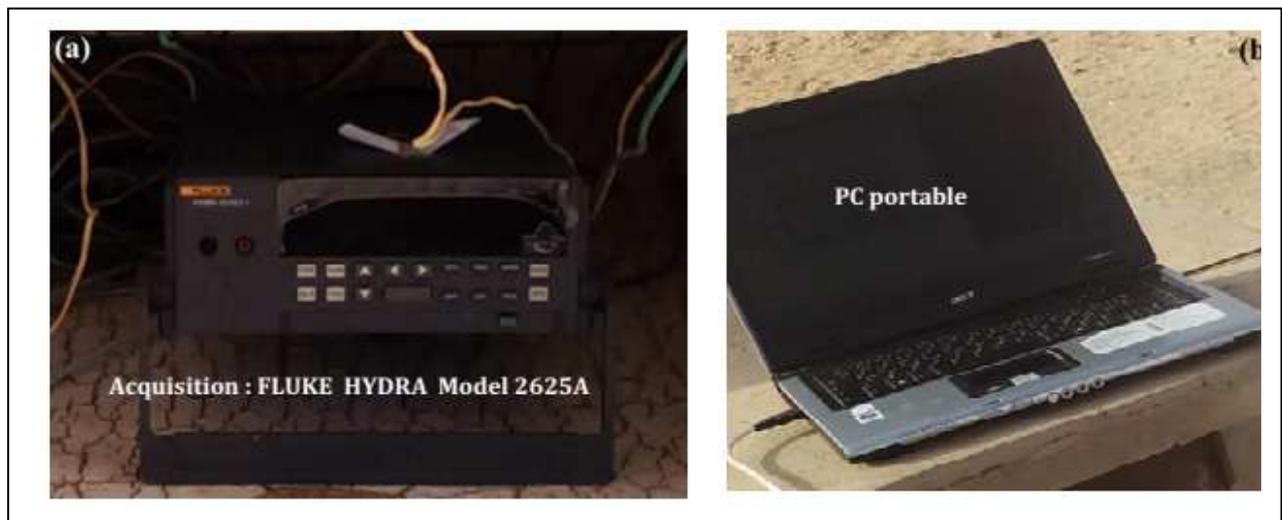


FIGURE III .12-(a) l'acquisition des données (b) le pc portable utilisé

III.3.1.5 Procédure expérimentale et calcul de transfert de chaleur

Dans cette étude, l'amélioration du transfert de chaleur dans un capteur solaire à air, en utilisant des insertions (Nervures et Chicanes) comme une rugosité artificielle au niveau du conduit d'air mobile est expérimentalement étudiée.

Un modèle d'un capteur solaire à air à simple passe est construit et testé dans diverses conditions extérieures au cours des saisons de l'année; notons que la plateforme où les expériences ont été menées dans la région d'Adrar, qui est connue par des conditions de ciel clair durant le jour même pendant les saisons hivernales, ce qui se manifeste positivement sur la qualité des données expérimentales obtenues.

La plupart des expériences commencent à partir de 08H:00 et se terminent à 19:00 H, le moteur souffleur (le ventilateur) est mis en marche pour démarrer l'écoulement de l'air avec un débit constant, manipuler à l'aide d'un bouton de capacité, tandis que les données sont collectées au niveau de l'acquisition, et plus tard dans la nuit nous les récupérons sous format Excel à l'aide d'un micro portable.

Le travail expérimental a été réalisé durant les mois d'avril et mai 2015 et les mois de janvier et février 2016 à la plateforme conçue pour tester les dispositifs en plein air au niveau de l'URER/MS à Adrar, dans laquelle les données ont été enregistrées en permanence à des intervalles de 2 minutes le matin jusqu'au soir durant la période de test, dont les paramètres mesurés sont les suivants :

- ✓ Le rayonnement solaire global.
- ✓ La température ambiante.
- ✓ La température de l'air à l'entrée du capteur
- ✓ La température de l'air à la sortie du capteur
- ✓ La température moyenne d'air dans le canal.
- ✓ La température de l'absorbeur.
- ✓ La température de la vitre.
- ✓ La vitesse de vent.
- ✓ Le débit massique de l'air.

III.3.1.5.1 Calcul du taux de transfert de chaleur

On s'attend à ce que le flux de chaleur reçu sur la plaque absorbante et la chaleur dégagée par l'air chaud aient des valeurs presque similaires, mais malheureusement une différence entre ces deux valeurs se produit en raison des pertes de chaleur vers l'environnement de système. Pour cela il faut calculer la chaleur obtenue par l'air chaud pour chaque expérience.

D'une manière générale, le bilan thermique d'un capteur solaire à air est incarné dans le fait que la puissance absorbée ($\tau \alpha I$), qui se répartit entre un flux utile Q_u et une puissance thermique perdue Q_p et une puissance stockée au niveau des différents éléments du capteur solaire Q_s .

Quand, le régime est stationnaire, le capteur solaire atteint l'équilibre thermique et la puissance stockée Q_s s'annule et le bilan thermique devient :

$$\tau \alpha I S = Q_u + Q_p \quad (\text{III-1})$$

I : La densité de flux solaire incident sur le capteur

α : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante

τ : Coefficient de transmission de la couverture transparente

S : Surface de la paroi absorbante

Tandis que :

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{\text{Sortie}} - T_{\text{Entrée}}) \quad (\text{III-2})$$

Les valeurs de vitesses moyennes sont prises à partir de l'anémomètre pour chaque expérience et pour chaque variation de tension, et ça pour calculer la valeur de débit massique ou le nombre de Reynolds en utilisant les équations ci-dessous :

$$\dot{m} = \rho \cdot V_{\text{Moyenne}} \cdot A_{ST} \quad (\text{III-3})$$

$$Re = \frac{V_{\text{Moyenne}} D_h}{\nu} \quad (\text{III-4})$$

A_{ST} : La section transversale du conduit rectangulaire

D_h : Le diamètre hydraulique du conduit dynamique

Pour calculer la perte de chaleur des deux cas étudiés (avec présence et en absence de la couverture en verre), les températures de chaque côté du collecteur sont mesurées et la perte de chaleur pour chaque côté (Côté supérieur, côté inférieur et les côtés latéraux) sont calculées séparément.

La perte de chaleur globale d'un capteur solaire à air considéré dans cette étude est difficile à évaluer puisqu'elle dépend du mode de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) et également des températures de la plaque, de l'air et du ciel, de la température d'un ou un système de couverture multiple, nombre de couverture en verre, absorptivité et émissivité du revêtement de la plaque absorbante, vitesse du vent, coefficient de transmission de la couverture en verre, conductivité et épaisseur de l'isolation arrière et des bords et de l'inclinaison du capteur solaire à air.

Il est commode d'exprimer le taux des pertes de chaleur Q_p du collecteur en termes d'un coefficient global des pertes de chaleur U_g défini comme :

$$Q_p = U_g S (T_p - T_a) \quad (\text{III-5})$$

U_g : Coefficient des pertes globales

S : Surface effective de l'absorbeur

T_p : Température moyenne de la plaque absorbante, est calculée par l'expression suivante :

$$T_p = \frac{T_{10} + T_{11} + T_{12}}{3} \quad (\text{III-6})$$

T_a : Température de l'air ambiant (supposée être la même sur tous les côtés du collecteur), prend la valeur T_{14}

La chaleur perdue par le capteur solaire à air est la somme des chaleurs perdues par le haut, le bas et sur les côtés.

Ainsi,

$$Q_p = Q_h + Q_b + Q_l \quad (\text{III-7})$$

Où

Q_h : La chaleur perdue par le haut.

Q_b : La chaleur perdue par le bas.

Q_l : La chaleur perdue par les côtés (Bords).

Chacune de ces pertes est également exprimée en termes de coefficients appelé le coefficient de perte supérieure, le coefficient de perte inférieure et le coefficient de perte latérale, sont définis par les équations [127]. Les pertes thermiques vers le haut peuvent s'écrire :

$$Q_h = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c})(T_p - T_c)S = (h_{vent} + h_{r,c-a})(T_c - T_a)S \quad (\text{III-8})$$

Où

$$h_{r,c-a} = \frac{\sigma \alpha_c (T_c^4 - \varepsilon_a T_a^4)}{(T_c - T_a)} \quad (\text{III-9})$$

Avec, $T_c = T_{15}$

$$h_{r,c-a} = \frac{\sigma (T_p^2 - T_c^2)(T_p - T_c)}{\left(\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_c} - 1\right)} \quad (\text{III-10})$$

α_p et α_c : sont les coefficients d'absorption de la paroi et de la couverture respectivement

$$h_{vent} = 5.7 + 3.8 u_{vent} \quad (\text{III-11})$$

Les pertes thermiques vers le haut peuvent s'écrire :

$$Q_b = Q_{c,p-b} + Q_{r,p-b} = \frac{(T_b - T_a)}{\left(\frac{e_{is}}{\lambda_{is} S} + \frac{1}{h_{vent}}\right)} \quad (\text{III-12})$$

e_{is}, λ_{is} : sont l'épaisseur et la conductivité thermique de l'isolant respectivement.

Finalement, en négligeant la chaleur perdue par les côtés, l'équation (III-1) devient:

$$\tau \alpha IS = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{Sortie} - T_{Entrée}) + \left[\frac{(T_b - T_a)}{\left(\frac{e_{is}}{\lambda_{is} S} + \frac{1}{h_{vent}} \right)} + (h_{vent} + h_{r,c-a})(T_c - T_a) S \right] \quad (\text{III-13})$$

III.4. RESULTAT ET DISCUSSION

La collection des données précédemment mentionnées (Les températures les vitesses (vent et l'air), les débits, l'intensité solaire et les pressions) a été effectuée sur le capteur illustré ci-dessous (Sans et avec vitrage) dont le canal actif est équipé par les obstacles illustrés auparavant (FIGURE III .4), au niveau de plateforme d'essai de l'URER-MS à Adrar comme indiquer par la FIGURE III .13 .

La FIGURE III .13, représente le prototype du capteur solaire à air sans vitrage (a) et avec vitrage (b). Ils sont fabriqués en bois de 1.4 m de longueur et de 0.88 m de largeur. Le capteur est constitué d'une couverture transparente en verre unique et un absorbeur en aluminium peint en noir mat, la distance entre l'absorbeur et la vitre est de 30 mm. Pour réduire les pertes de chaleur vers le bas, on a utilisé une couche de laine de verre superposée avec une autre couche de polystyrène; l'isolation vers les côtés est assurée par le bois et l'isolation de la section d'entrée et la section de sortie est réalisée par une couche de 3 cm de polystyrène et enveloppée par une couche d'aluminium pour empêcher le rayonnement solaire de tomber sur ces parties, pour que cela n'affecte pas l'enregistrement des données.

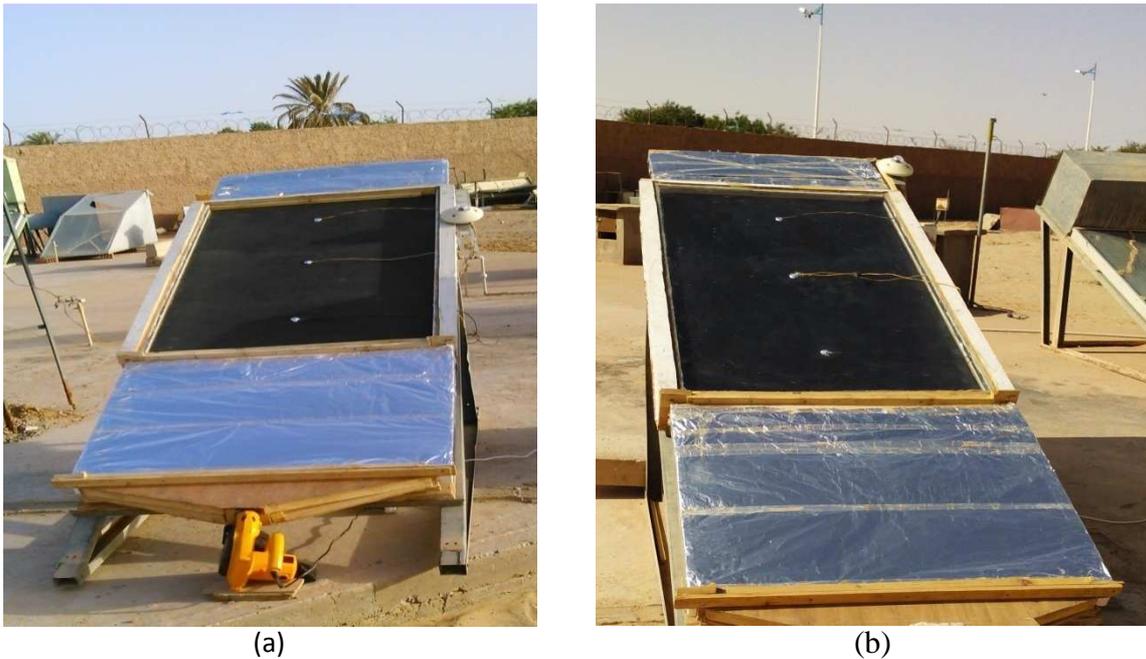


FIGURE III .13- Photo du prototype (a) capteur solaire à air sans vitrage (b) capteur solaire à air avec vitrage installé sur le banc d'essai expérimental à la URER/MS d'Adrar

En vue d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire, on a introduit treize (13) rangées de chicanes en bois sous forme de trapèze rectangle (chicanes chanfreinées), ont été fixées verticalement sur le fond du canal actif et arrangées perpendiculairement à l'écoulement d'air avec une distance régulière de (10 cm).

Les FIGURES III .14-17 montrent l'évolution de rayonnement solaire et les températures de fluide (à l'entrée et à la sortie du capteur) mesurées au cours de la journée, d'un capteur solaire avec et sans vitrage respectivement. Les résultats ont été représentés pour un débit d'air constant (0.037815 Kg/s pour un nombre de $Re=4670$) et une vitesse de vent presque la même (0.5 m/s), ainsi que pour le couple ((Debit= 0.05561 , $Re=6870$) et $V_{\text{ent}}=0.7 \text{ m/s}$). Les courbes expérimentales montrent que le capteur avec vitrage a donné un meilleur résultat par rapport au capteur sans vitrage, quelle que soit la valeur de débit massique.

Une concordance et une convergence ont été observées aussi entre les courbes représentatives de la température de l'absorbeur et la température de sortie de l'air, induites par le bon échange thermique entre l'absorbeur et l'air, occasionnées par l'insertion des chicanes au niveau de la veine d'air mobile.

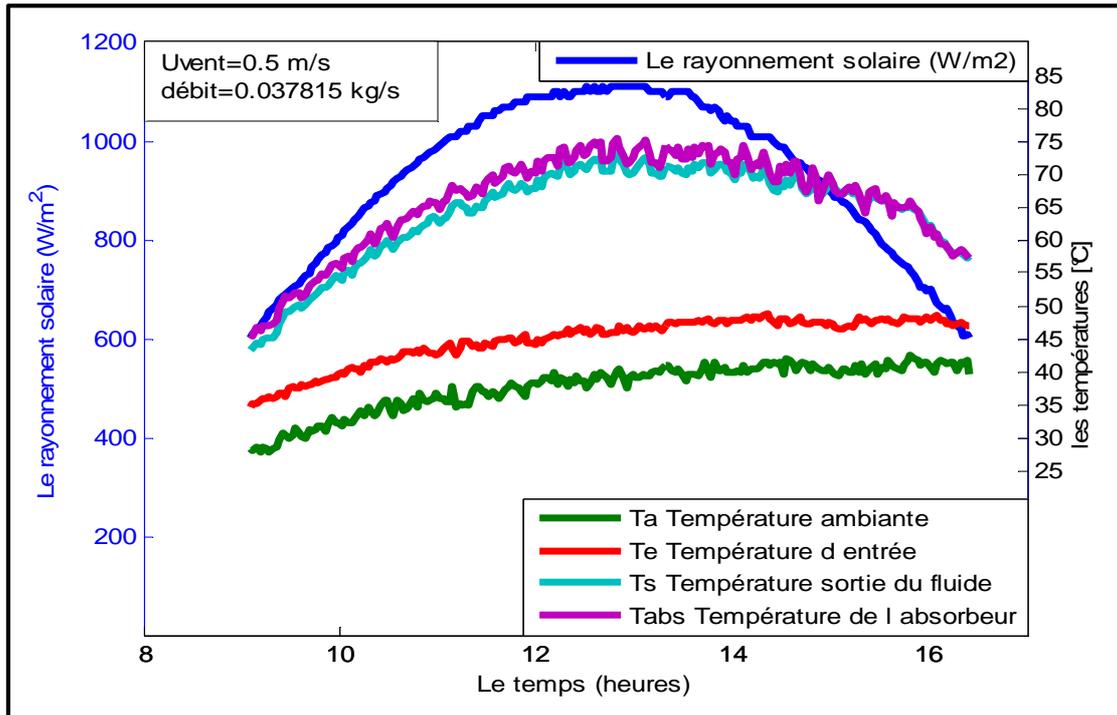


FIGURE III .14- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 30 avril 2015 par un capteur solaire sans vitrage pour un débit massique 0.037815 Kg/s.

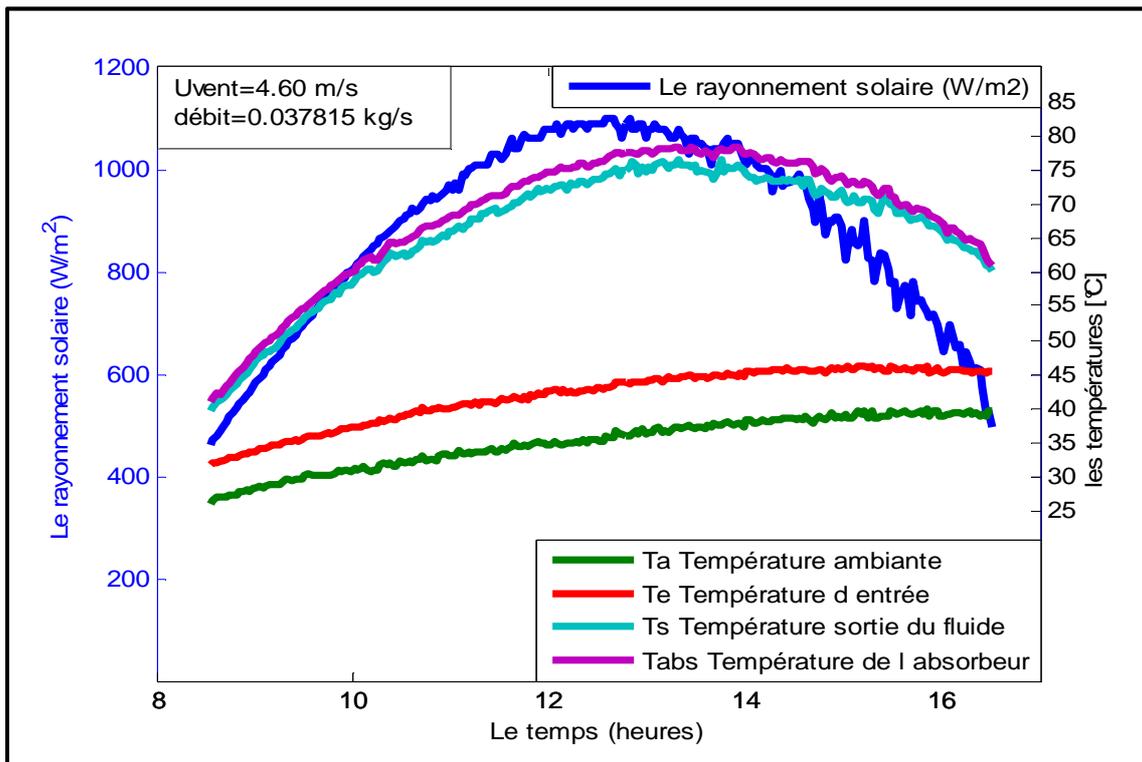


FIGURE III .15- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 11 mai 2015 par un capteur solaire avec vitrage pour un débit massique 0.037815 Kg/s.

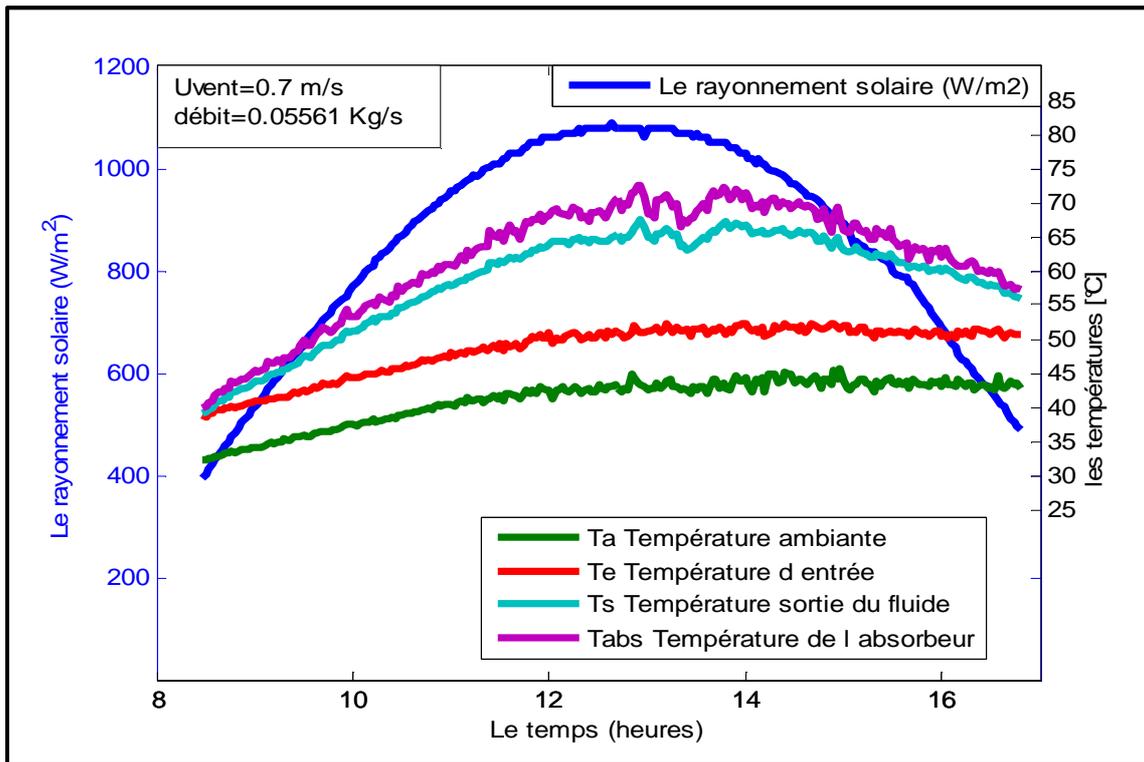


FIGURE III .16- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 03 mai 2015 par un capteur solaire sans vitrage pour un débit massique 0.05561 Kg/s.

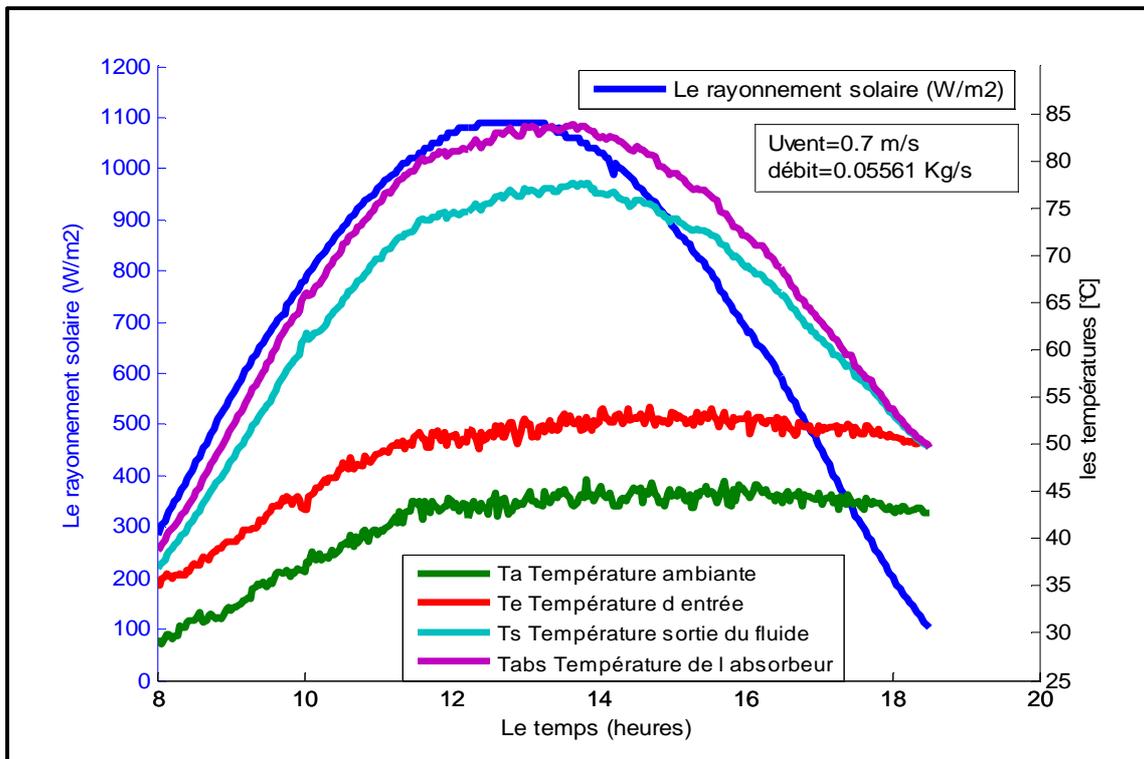


FIGURE III .17- Évolution du rayonnement solaire et des températures mesurées le 06 mai 2015 pour un capteur solaire avec vitrage pour un débit massique 0.05561 Kg/s.

Pour donner plus de fiabilité aux observations précédentes et clarifier leurs validités, nous avons représenté l'évolution journalière du rendement thermique du capteur solaire

considéré sans et avec vitrage, pour deux débits d'air différents (Debit=0.047815, Re=4670) et (Debit=0.05561, Re=6870).

Les FIGURE III .18-19 représentent l'évolution de rendement thermique des deux capteurs (sans et avec vitrage) en même temps au cours de la journée, d'où les courbes graphiques ont montrées que le rendement thermique prend des valeurs minimales le matin jusqu'à 10 H et le soir après 16 H, expliqué par l'écart faible enregistré entre la température de sortie et celle à l'entrée de l'air (ou bien la température ambiante) ainsi que par le faible flux solaire incident durant ces périodes. Tandis que le rendement thermique maximal est atteint parfois plus de 70%, entre 10 H et 16 H de la journée.

L'analyse de ces résultats permet de dire que le capteur solaire plan à air avec vitrage est de 15 à 20 % plus efficace que le capteur solaire plan à air sans vitrage.

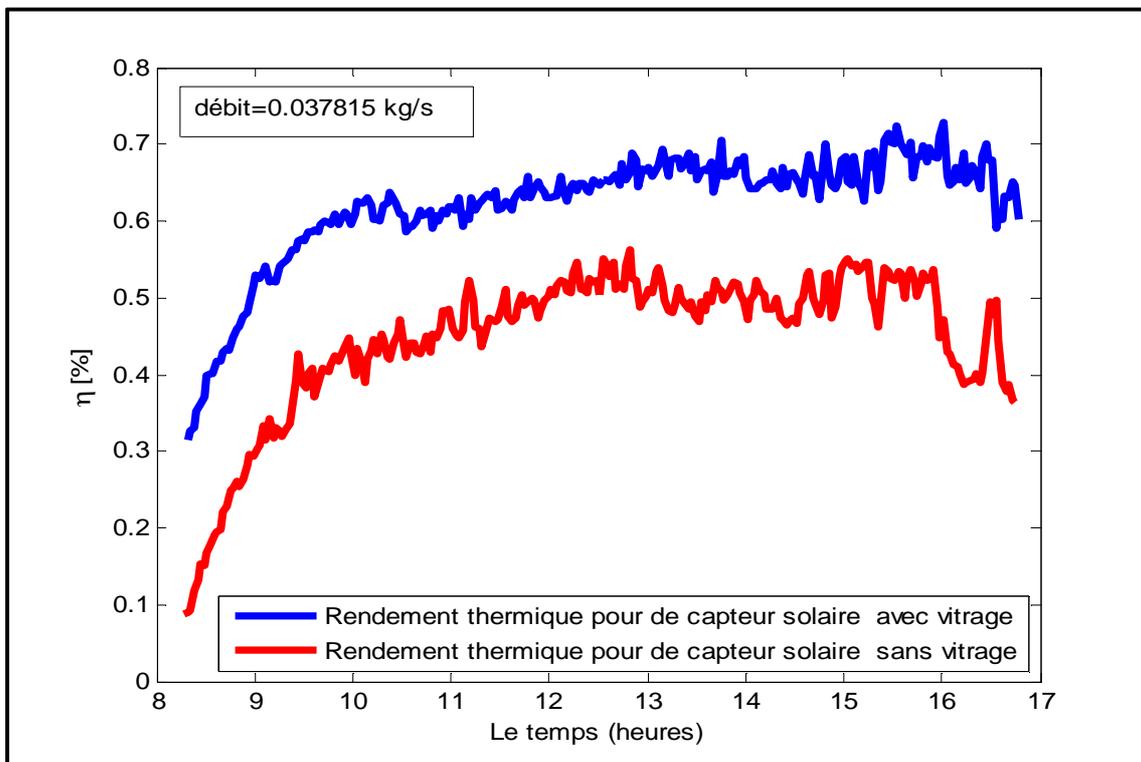


FIGURE III .18- Rendement thermique des capteurs solaires (sans et avec vitrage) au cours d'une journée pour un débit massique 0.027815 kg/s

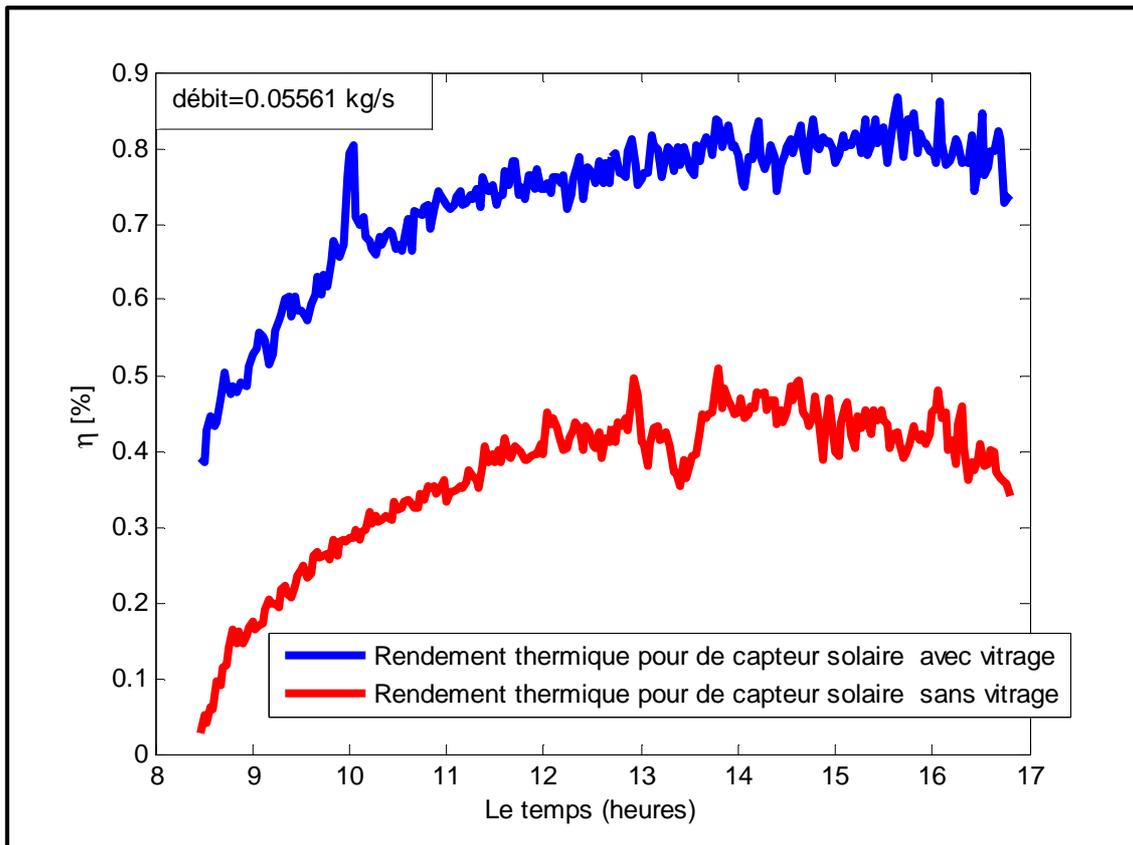


FIGURE III .19- Rendement thermique des capteurs solaires (sans et avec vitrage) au cours d'une journée pour un débit massique 0.05561 kg/s

Après cette modeste contribution dans laquelle une comparaison a été faite entre deux configurations avec et sans vitrage, ce qui a conduit qu'il y a une logique dans la plateforme de travail expérimental. Nous passons, maintenant, à la partie importante de cette étude, à savoir, l'effet des rugosités artificielles dites chicanes sur les performances thermiques du capteur solaire à air.

Ci-dessous, nous allons montrer seulement les résultats expérimentaux d'un capteur solaire à air sans vitrage. Ceci est assez similaire à l'écoulement de l'air à l'intérieur d'un conduit rectangulaire équipé par des obstacles de type chicanes, et isolé thermiquement de tous les côtés sauf du haut (L'absorbeur).

Les figures représentent les rendements calculés en fonction des paramètres réduits $(T_e - T_a)/R_s$ pour deux nombre de Reynolds (Vitesse ou Débit) différents $Re=6064$ et 4192 . Nous observons que plus le nombre de Reynolds est grand, le rendement est important; comme nous remarquons que les rendements sont de l'ordre de 78 et 62 % pour les deux nombres de Reynolds respectivement. Les résultats sont représentés par une équation d'une droite permettant de traduire les performances du capteur solaire considéré.

La FIGURE III .20 représente l'évolution temporelle du nombre de Nusselt moyen au cours des journées de ciel clair pour différents nombre de Reynolds (Différentes vitesses). La figure montre que le nombre de Nusselt moyen pour un nombre de Reynolds de ($Re=6222$) est plus grand que le nombre de Reynolds ($Re=4121$), ainsi que pour ($Re=4118$).

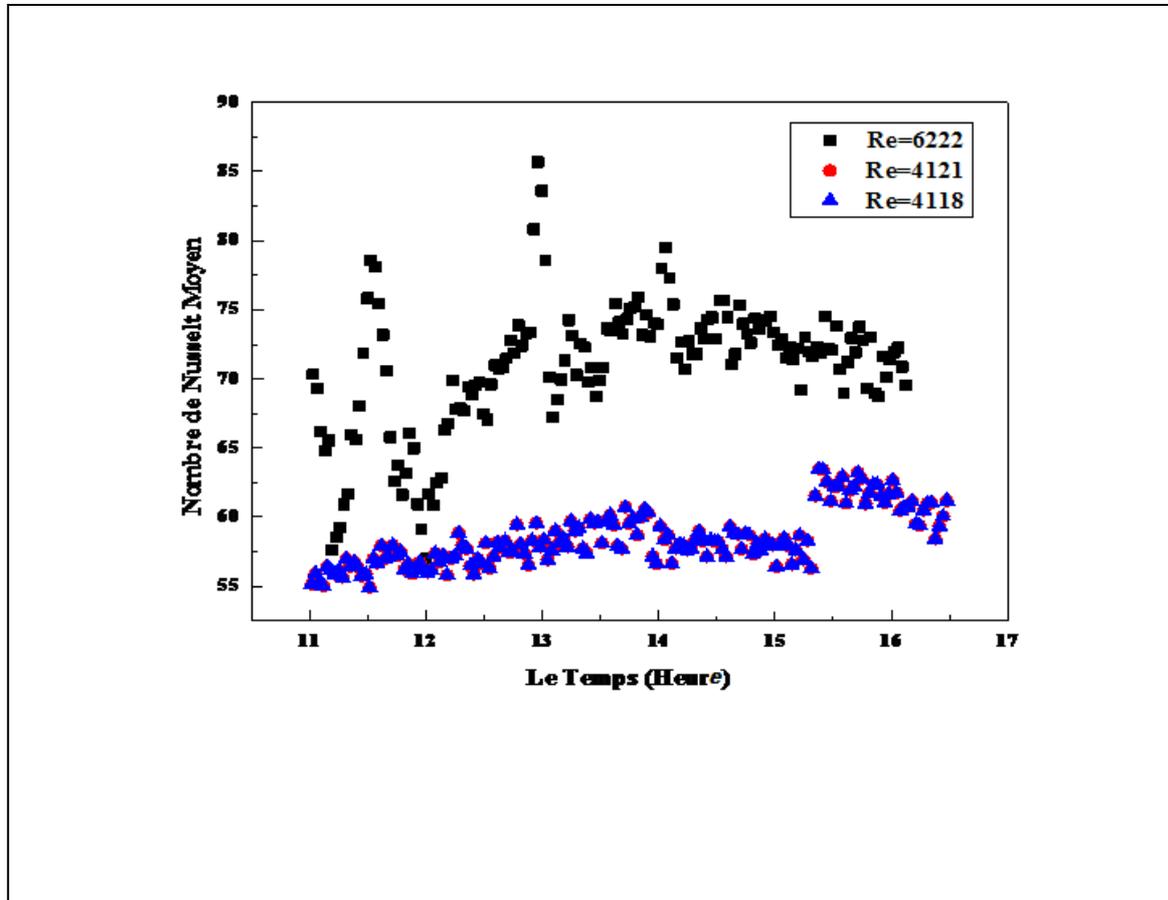


FIGURE III .20- Influence de la vitesse d'accès sur le nombre de Nusselt

Il est clair de la représentation graphique l'effet du nombre de Reynolds (Vitesse d'entrée) sur le nombre Nusselt moyen d'un conduit rectangulaire muni des chicane chanfreinée et soumis un flux de chaleur variable du côté de la paroi supérieure (L'absorbeur) ; où l'augmentation du nombre de Reynolds implique une augmentation de Nombre de Nusselt moyen, quelle que soit la valeur de flux incident, ce qui est similaire aux travaux expérimentaux.

Une comparaison entre les résultats des données expérimentaux avec ceux que nous avons obtenus à partir des simulations numériques a été effectuée dans l'objectif est de valider notre modèle numérique choisi pour un conduit rugueux.

Des simulations numériques par le biais du logiciel de CFD Fluent ont été entamées selon la méthode telle que exposée au chapitre (VI), avec les mêmes dimensions décrites ci-

dessus et sous les conditions extérieures réelles, durant des journées de ciel clair, tandis que les chicane sont chanfreinées avec un angle de chanfrein de 30° ($BR=0.75$) et ($PR=4$). L'objectif est de prouver qu'il existe une correspondance entre les résultats obtenus par le modèle de calcul sélectionné au chapitre (VI) (modèle RNG k- ϵ) avec celles des données expérimentales.

Des thermocouples de type (K) et un Pyranomètre ont été connectés à une acquisition de données Fluke utilisées pour enregistrer les températures mesurées et l'intensité des rayonnements solaire à un intervalle de temps de 2 min. Il convient de mentionner que les vingt points représentés sur la FIGURE III .9 (ont été sélectionnés dans des conditions de fonctionnement constantes dans des intervalles de temps appropriés (6 minutes en moyenne).

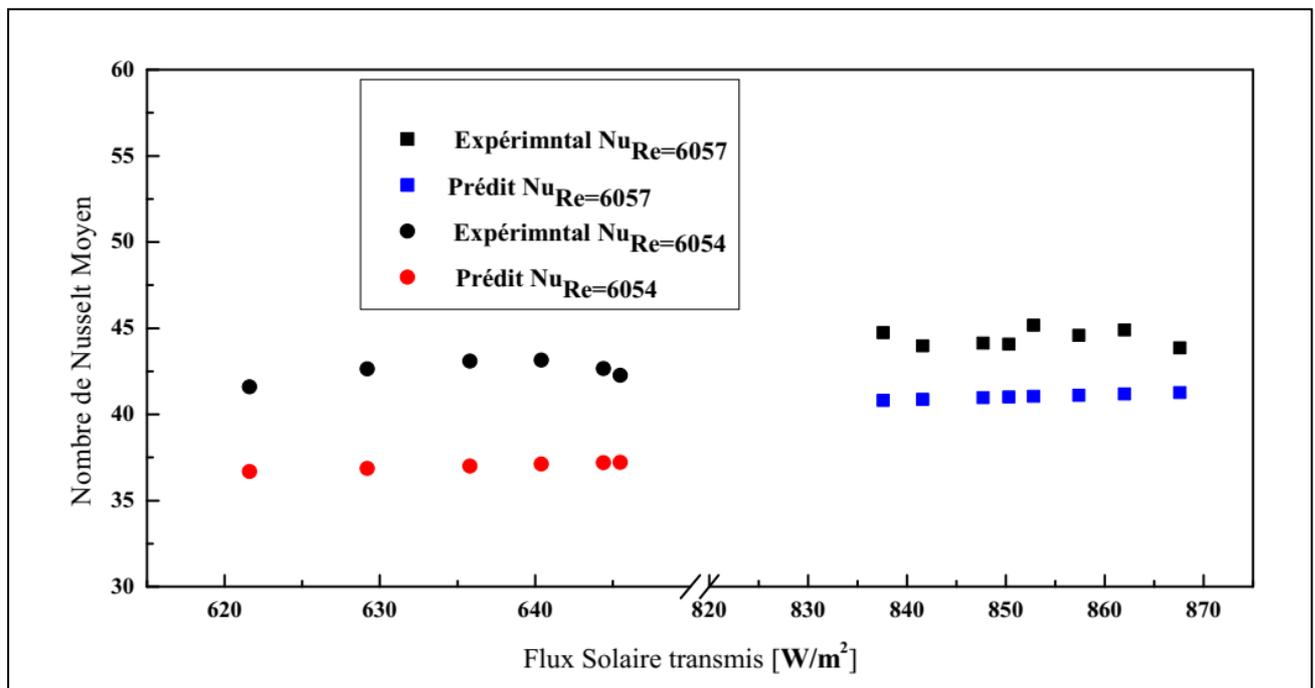


FIGURE III .21- Comparaison des valeurs prédites et mesurées du nombre de Nusselt moyen pour différents flux thermiques.

La FIGURE III .21 montre le changement du nombre de Nusselt moyen pour 02 valeurs du nombre de Reynolds étudiées expérimentalement, en fonction de flux de solaire transmis par l'absorbeur vers l'air qui circule à l'intérieur du conduit rugueux muni de chicane.

La première observation que nous avons enregistrée, est quand plus le nombre de Reynolds augmente, plus le nombre de Nusselt moyen augmente également; tandis que l'augmentation du rayonnement solaire n'as pas d'effet significatif, à moins que n'intervienne dans l'équilibre thermique et la diminution des pertes thermiques.

Le nombre de Nusselt moyen du conduit avec chicanes atteint les valeurs confinées entre 36 et 41 pour les deux nombres de Reynolds ; tandis que le nombre de Nusselt moyen d'un conduit lisse ne dépasse pas la valeur de 19 pour les deux nombres de Reynolds considérés.

En fin, et avec une valeur d'erreur acceptable qui est comprise entre 7% et 13%, qui a permis d'adopter le modèle RNG k- ϵ pour simuler l'écoulement dans un conduit rectangulaire équipé de chicanes, ayant la même forme que les chicanes chanfreinées mais avec une petite épaisseur, comme il est décrit dans le chapitre suivant.

III.5 CONCLUSION

L'objectif principal de ce travail expérimental, est premièrement destiné à la conception et la réalisation d'un capteur solaire plan à air muni des chicanes transversales continues, qui est habituellement utilisé pour le séchage des produits, le chauffage des locaux et dans beaucoup d'autres domaines industriels (Généralement pour le près chauffage).

Les résultats expérimentaux ont montré que le capteur avec vitrage est plus efficace que les capteurs sans vitrage. En comparaison avec les capteurs dont les conduits lisses, les chicanes prouvent leur fiabilité dans l'augmentation des échanges thermiques, malgré que ces dernières (Les chicanes) provoquent une perte de charge remarquable.

En deuxième lieu, nous essayons de faire une comparaison entre les résultats obtenus numériquement et les données expérimentales enregistrées, ce qui amène à une bonne concordance, qui permet d'adopté l'outil CFD avec le modèle de turbulence choisi afin de mener une étude approfondie du comportement thermohydraulique du conduit rectangulaire muni de chicanes.

Chapitre IV
Formulation Mathématique et
Modélisation Numérique

CHAPITRE IV : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÉLISATION NUMÉRIQUE

IV.1. FORMULATION MATHÉMATIQUE :

IV.1.1. Introduction

Nous présentons dans cette partie, la géométrie de la configuration considérée, les équations de modélisation, les hypothèses simplificatrices, et les conditions aux limites appropriées à l'écoulement turbulent au sein d'un conduit rectangulaire muni des obstacles (nervures et chicanes).

Les équations du modèle mathématique mettent en évidence le comportement dynamique du phénomène de transfert de chaleur, durant l'écoulement turbulent au sein d'un conduit rectangulaire muni des chicanes rectangulaires avec une partie supérieure inclinée, sous les conditions de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air. Ces équations sont fondées selon les lois physiques fondamentales: de conservation de masse (continuité), conservation de quantité de mouvement (Navier-Stokes), et de conservation d'énergie (le premier principe de la thermodynamique).

IV.1.2. Géométrie et modèle physique

La configuration de la chicane et du conduit utile considéré dans le présent travail est le modèle qui a été analysé par des études expérimentales, paramétriques et numériques au niveau de laboratoire de génie mécanique de l'université de Biskra réalisé par de nombreux chercheurs comme en témoignent les études [128-131].

La configuration du conduit rugueux proposée, est semblable à un passage d'un échangeur thermique à ailettes, il s'agit d'une forme simple parallélépipédique en (3D) (simple rectangle (2D)) de dimensions ($W \times H \times L = 0.88 \times 0.025 \times 1.4 \text{ m}^3$), équipé par des obstacles minces ($t=0.4 \text{ mm}$), qui ont une forme rectangulaire avec une partie supérieure inclinée. La configuration étudiée est représentée en détail d'après la figure IV .1 ci-dessous.

Deux autres rectangles sont aussi fixés, l'un avant la zone de teste de dimensions ($W \times H \times L_1 = 0.88 \times 0.025 \times 0.7 \text{ m}^3$) et l'autre après, de dimensions ($W \times H \times L_2 = 0.88 \times 0.025 \times 0.40 \text{ m}^3$), dont l'objectif est d'obtenir un régime établi avant que l'air entre dans la zone de teste, et d'autre part, d'assurer un bon mélange d'air sortant de la zone de teste. C'est deux longueurs sont calculées à partir de plusieurs formules caractéristiques, parmi elles on retient ; $10D_h$, $1.359D_h Re^{0.25}$, $10 \sim 20D_h$ or $0.623D_h Re^{0.25}$, comme il a été mentionné dans : [119],[114],[2] et [132], respectivement .

Finalement, ASHRAE standard 93-2003[125] a recommandé une simple formule en fonction de la hauteur et la largeur du conduit, ce qui permettra de calculer ces longueurs

(longueur de section de développement et de sortie) sans excès ou raccourcissement, ces formules sont : $5\sqrt{WH}$ et $2,5\sqrt{WH}$ respectivement.

La paroi supérieure est considérée comme une plaque en aluminium, jouant le rôle d'un absorbeur d'une épaisseur très fine (1 mm). Des chicanes de formes rectangulaires continues avec une partie supérieure inclinée avec un angle d'attaque (α) variant entre 30° et 75° , ainsi qu'une épaisseur de 0.4 mm.

La partie inférieure de la chicane a une hauteur fixe de 10 mm, tant que sa partie supérieure a une longueur fixe de 15 mm, la hauteur absolue (e) de ces chicanes varie selon l'angle d'inclinaison de la partie supérieure entre 17.5mm et 24.5mm ce qui forme un taux de blocage ($B_R=e/H= 0.7, 0.82, 0.92, 0.98$). Les chicanes sont implantées successivement au niveau de la face interne de la paroi non chauffée avec un pas entre rangée (P), alors que le taux d'espacement ($P_R =P/H$), varie de 2, 4, 6 à 8. Le domaine de calcul (La zone de teste et la longueur d'entrée et de sortie) est schématisé ci-dessous :

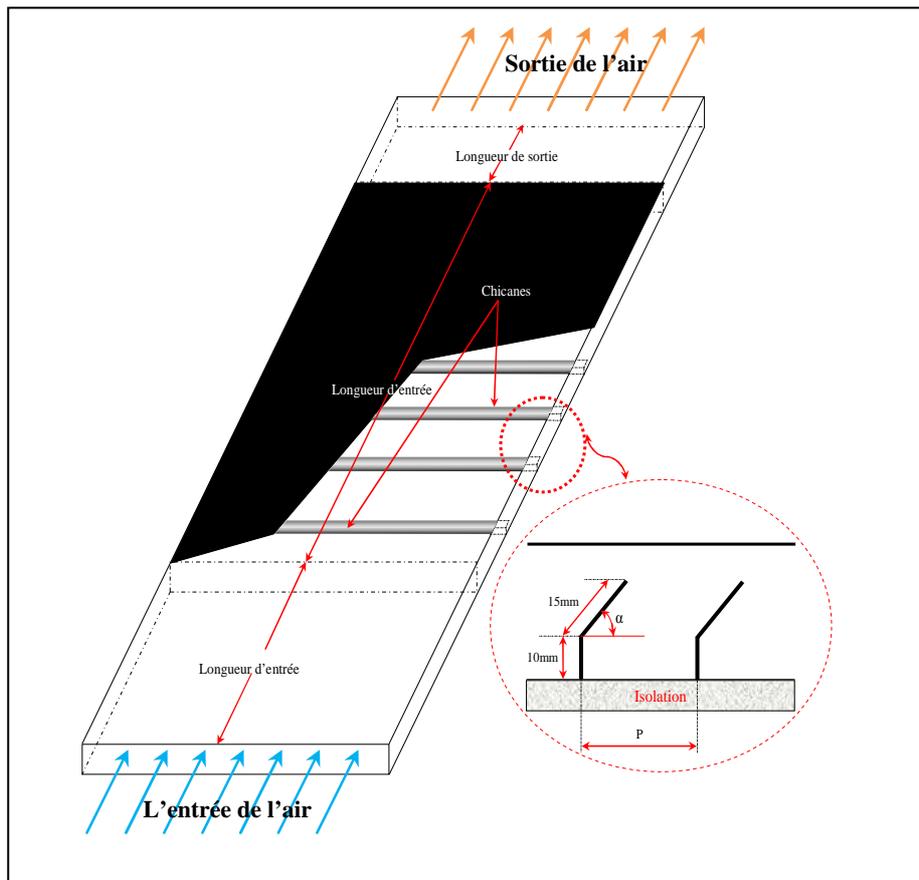


FIGURE IV .1- Représentation schématique du domaine d'étude (Les conduits rectangulaires et les chicanes considérées).

Le domaine sur lequel les simulations numériques ont été réalisées était bidimensionnel et l'arrangement de chicanes utilisées pour les simulations est indiqué selon la FIGURE IV .2

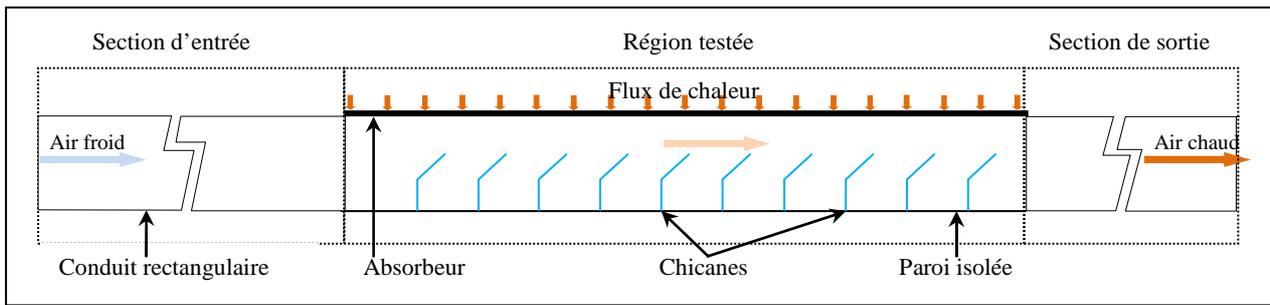


FIGURE IV .2- Croquis du domaine de calcul

IV.1.3. Modèle mathématique

IV.1.3.1. Formulation en moyenne volumique

Le conduit muni de chicaneaux considéré dans cette étude, échange de la chaleur à travers la surface frontale (l'absorbeur \equiv la paroi chauffée) avec l'air (le fluide caloporteur) qui circule par le biais d'un ventilateur. En considérant que le conduit utile est toujours à une température inférieure que celle de l'absorbeur.

Le phénomène du transfert de chaleur et de masse dans le domaine de calcul est décrit en termes de quantités microscopiques moyennées en volume, telle que la température, la pression et les composantes de vitesse. Chaque quantité (ϕ) moyennée-volumique est définie par l'opération :

$$\langle \phi \rangle = \frac{1}{V} \iiint_V \phi dV \quad (\text{IV.1})$$

où ϕ est la valeur réelle de la quantité microscopique en un point à l'intérieur du volume type V .

Les équations différentielles macroscopiques sont obtenues en prenant la moyenne des équations microscopiques sur le volume v , et en employant des suppositions appropriées. Plusieurs suppositions sont faites pour obtenir et résoudre le système en vigueur d'équations gouvernantes à l'échelle macroscopique.

IV.1.4. Hypothèses simplificatrices

Le modèle mathématique adopté pour décrire le comportement de l'écoulement de l'air dans le conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air (représenté schématiquement dans la FIGURE IV .2) considéré dans le présent travail est semblable à celui de Chaube et al.[5], en sachant que l'air remplit tout l'espace montré précédemment.

Dans cette étude, l'écoulement à travers le conduit munis des chicanes rectangulaires est considéré turbulent stationnaire incompressible, et le transfert de chaleur est considéré comme étant une convection forcée. Les principales suppositions de simplification considérées dans l'application de ce modèle mathématique bidimensionnel sont comme suit :

1. L'écoulement est supposé bidimensionnel, stationnaire, pleinement développé, turbulent et incompressible.
2. Les transferts de chaleur radiatif et par convection naturelle entre les composants du domaine de calcul sont négligeables.
3. Pour la gamme de température de fonctionnement de notre système solaire:
 - a) Les propriétés thermophysiques des composants de notre système sont indépendantes de la température.
 - b) L'air étant considéré comme le fluide actif dans notre système, il est supposé incompressible, newtonien et non réactif.

IV.1.5. Conditions aux limites

Il ressort clairement de la FIGURE IV .3 que le domaine de calculs se compose de trois parties rectangulaires, section d'entrée, région testée et la section de sortie où l'air a été sélectionné comme le fluide de travail avec ses propriétés standards.

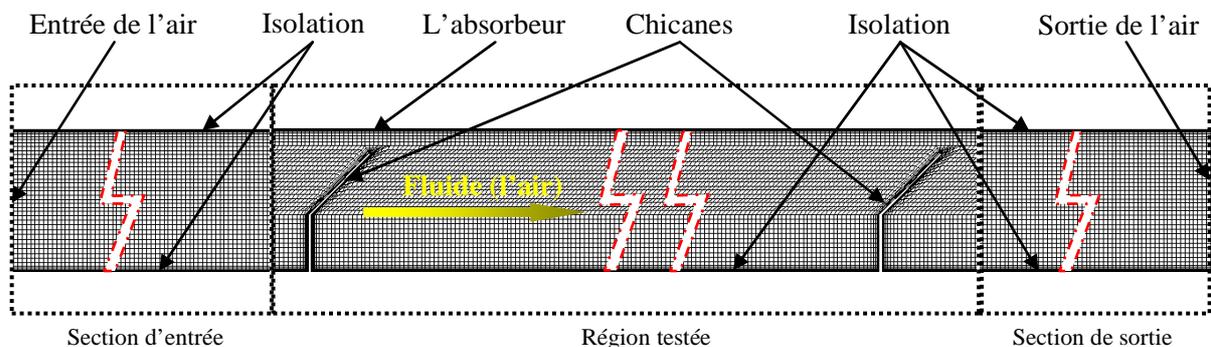


FIGURE IV .3- Domaine de calcul considéré avec les conditions physiques prescrites aux limites.

On montre sur la FIGURE IV .3 un domaine accompagné de la grille de maillage utilisée dans les calculs.

La condition de non-glissement a été imposée sur tous les parois qui composent le domaine d'étude, y compris les surfaces des chicanes tandis que les conditions aux limites imposées à l'absorbeur sont : un flux de chaleur constant de 1000 W/m^2 et la condition le non-

glissement indiquée auparavant. Mathématiquement parlant, ces conditions sont écrites comme :

$$Q = 1000 \text{ W/m}^2 \text{ et } u_i, u_j = 0$$

Alors qu'à la paroi inférieure (la surface opposée de l'absorbeur), les chicanes et les parois qui composent le reste du domaine d'étude sont supposés adiabatiques.

$$\Delta Q = 0 \text{ et } u_i, u_j = 0$$

La pression à la sortie du domaine de calcul a été appliquée comme une condition aux limites avec une pression relative égale à zéro, tandis que la vitesse de l'air à l'entrée est uniforme et varie de 1.1417 à 5.408 m/s en six valeurs calculées à partir du nombre de Reynolds qui varie entre 4000 à 18000, sachant que la température a été fixée à 300 K.

En ce qui concerne les écoulements internes, des conditions aux limites supplémentaires pour les paramètres de la turbulence doivent être spécifiées en tant que quantités dérivées aux points d'entrée et de sortie, telles que l'intensité turbulente et le diamètre hydraulique. La valeur de l'intensité turbulente peut être assez petite avec des valeurs allant de 4.70 à 5.71% étant appropriées à l'entrée. L'intensité turbulente au sein d'un écoulement interne et entièrement développé peut être estimée en fonction du nombre de Reynolds comme suit :

$$I = 0.16(Re)^{-1/8}$$

La FIGURE IV .4 récapitule la représentation mathématique des conditions aux limites du problème modélisé.

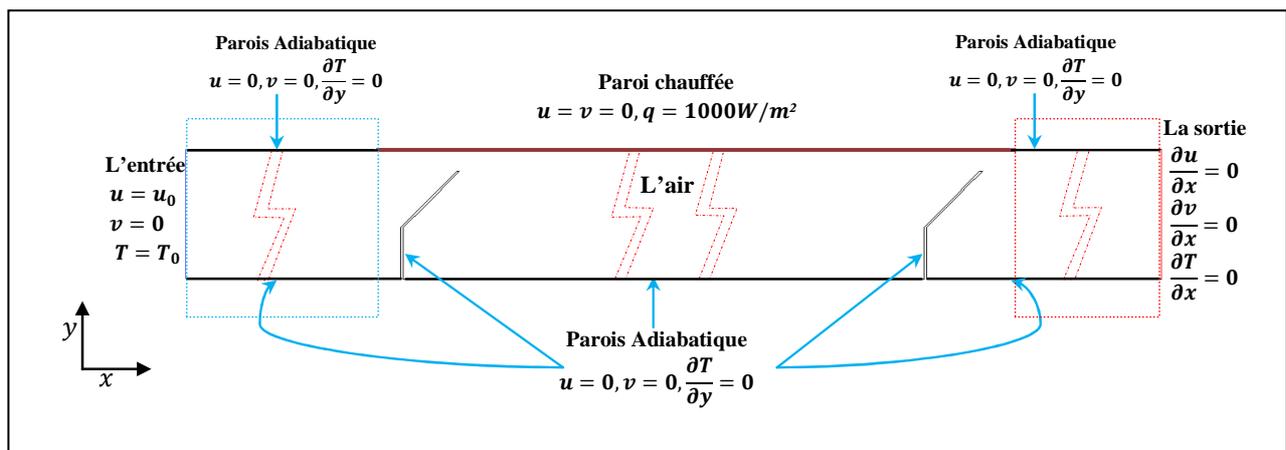


FIGURE IV .4- Récapitulation des conditions aux limites du capteur solaire à air.

Une pression fixe de $(1.013 \times 10^5 \text{Pa})$ a été appliquée comme une condition aux limites au niveau de la sortie de l'air qui peut être supposée pleinement développée au niveau de la sortie du domaine de calcul, ce qui implique des gradients normaux égaux à zéro pour toutes les variables de l'écoulement sauf la pression, quand le fluide quitte le domaine :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = \frac{\partial u_j}{\partial x} = \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0$$

IV.1.6. Propriétés thermophysiques

Afin d'ajuster les propriétés thermophysiques de l'air utilisées dans le calcul de l'écoulement, les paramètres de frottement et de transfert de chaleur Duffie et Beckman [126] ont conseillé d'utiliser la température de la masse, par conséquent il en résulte que la température de la masse est confinée à l'intervalle $[T_{b,in}, T_{b,out}]$, où $T_{b,in}$ et $T_{b,out}$ sont les températures de la masse à l'entrée et à la sortie, respectivement, quelque soit le nombre de Reynolds et les propriétés thermophysiques de l'air, de la plaque absorbante (Aluminium) et des autres parois (Bois) qui ont été supposées constantes à la température de la masse fluide.

Les propriétés thermophysiques du fluide, de l'absorbeur et des autres parois étudiées ici, sont comme inscrites dans le Tableau IV.1.

Tableau IV.1: Propriétés thermophysiques des composants du domaine de calcul à 303 K adoptées dans les simulations

Propriétés	Le fluide de travail (Air)	Absorbeur (Aluminium)	Fond et autres parois (Bois)
Densité, ' ρ ' [kg/m ³]	1.165	2719	700
Chaleur spécifique, ' C_p ' [J/kgK]	1006.96	871	2310
Viscosité, ' μ ' [kg/ms]	0.0264	–	–
Conductivité thermique, ' λ ' [W/mK]	1.8566 e-05	202.4	0.173+13

IV.1.6. Conclusion

Après avoir établi les équations décrivant le comportement dynamique des transferts thermiques de l'écoulement de l'air, les équations auxiliaires, ainsi que les conditions aux limites associées, nous procéderons à la résolution numérique du problème. Dans cet objectif, la méthode des volumes finis (implémentée dans le CFD commercial ANSYS Fluent) a été sélectionnée pour la discrétisation des équations mentionnées. Les détails relatifs à la technique de résolution, aux schémas de traitement ainsi qu'à la spécification et l'intégration des équations auxiliaires dans le code de calcul, sont abordés dans les sections suivantes.

IV.2. MODELISATION NUMERIQUE :

IV.2.1. Introduction

Comme nous l'avons exposé aux précédentes sections, les équations régissant le phénomène étudié sont des équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires, dont la résolution analytique ne peut être possible au moyen des outils d'analyse mathématique contemporains. Mais une solution numérique peut être possible en transformant ces équations différentielles en systèmes d'équations algébriques linéaires par une méthode de discrétisation avant de résoudre ce système par des méthodes directes ou par itérations. Pour la présente étude, la procédure numérique retenue pour la résolution du système d'équations couplées, gouvernant la dynamique de l'écoulement de l'air au niveau d'un conduit rectangulaire équipé avec des chicane décrites ci-dessus avec les conditions aux limites prescrites, est basée sur la méthode des volumes finis. Cette dernière utilise le schéma totalement implicite empaqueté dans le code commercial de la dynamique des fluides numérique (CFD) bien connue ANSYS FLUENT®.

IV.2.2. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis (VF), qui est une méthode classique introduite par Patankar et Spalding [133], emploie la forme intégrale des équations de transport comme son point de départ. Le domaine de résolution est subdivisé en un nombre fini de volumes de contrôle (VC) contigus et les équations de conservation sont appliquées à chaque volume de contrôle. Au centre de chaque VC se trouve un nœud auquel les quantités variables doivent être calculées. L'interpolation est employée pour exprimer des valeurs variables à la surface du volume en termes des valeurs nodales au centre du VC. Les intégrales de surface et de volume sont approchées en employant des formules de quadrature appropriées. En conséquence, on obtient une équation algébrique pour chaque VC, dans laquelle quelques valeurs nodales voisines apparaissent.

La méthode VF peut s'accommoder à n'importe quel type de maillage, même pour les géométries complexes. Le maillage définit seulement les frontières de volume de contrôle et n'a pas besoin d'être rapporté à un système de coordonnées. L'approche par VF est peut-être la plus simple à comprendre et à programmer [133-134]. Tous les termes qui doivent être approchés ont la signification physique, c'est la raison pour laquelle que cette méthode soit choisie.

IV.2.3. Equation différentielle gouvernante

Les phénomènes physiques impliquant l'écoulement d'un fluide et le transfert thermique sont décrits selon des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, d'énergie et des espèces chimiques,...etc. Ces principes sont exprimés par des équations différentielles. Si on note par ϕ la quantité physique transportée, les équations de conservation peuvent s'écrire selon la forme suivante de l'équation généralisée de transport de variables génériques dépendantes ϕ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\phi) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \phi) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi) + S_\phi \quad (\text{IV.2}) \quad \text{avec:}$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\phi)$: représente le terme transitoire.

$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \phi)$: représente le transport par convection de ϕ .

$\vec{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi)$: représente le transport par diffusion de ϕ .

S_ϕ : représente le terme source, et Γ_ϕ : est le coefficient de diffusion de la quantité ϕ .

Le tableau suivant (Tableau IV.2) rassemble les expressions de la variable dépendante ϕ , du coefficient de diffusion Γ_ϕ et du terme source S_ϕ relatives aux équations différentielles aux dérivées partielles. Sachant que nos calculs sont tous effectués en régime stationnaire, d'où le terme transitoire $\frac{\partial \phi}{\partial t}$ s'annule.

Tableau IV.2 : Différentes quantités moyennées-volumiques et leurs termes de transport.

Equation	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuité pour l'air	1	0	0
Quantité de mouvement	u	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
	v		$-\frac{\partial P}{\partial y}$
Energie	T	$\frac{\lambda}{C_p}$	0
Energie cinétique turbulente	k	$\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)$	$G_k + G_b - \rho \varepsilon$
Taux de dissipation turbulente	ε	$\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)$	$(C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k}$

IV.2.4. Maillage et volume de contrôle

La méthode des volumes finis consiste à diviser le domaine de calcul en un certain nombre de volumes de contrôle. La variable dépendante considérée est calculée en ces points. Les équations algébriques définies en ces nœuds, sont obtenues par intégration des équations de conservation à travers les volumes de contrôle, pour chaque nœud. Le domaine physique considéré représente un conduit rectangulaire munis des chicanes, destinées aux utilisations d'un capteur à air. Ce domaine est divisé en un certain nombre de volumes finis 3D de forme parallélépipédique ou tétraédrique.

IV.2.5. Techniques de résolution en CFD

Le code de calcul CFD (dynamique des fluides numérique) FLUENT[®] du propriétaire ANSYS est un logiciel de simulation numérique des problèmes liés aux écoulements de fluides, transferts thermiques, transferts massiques, magnétohydrodynamiques, et parfois des problèmes de structure. Il est fondé sur la méthode des volumes finis (dont nous avons présenté les grands axes) pour résoudre les équations associées aux écoulements des fluides.

Ce code CFD très utilisé dans l'industrie, résout les équations régissant sous la forme commune (équation générale de transport) pour chaque quantité physique décrite par une équation différentielle aux dérivées partielles. Avant de procéder à la résolution de différentes équations différentielles. On a discrétisé le domaine de calcul à l'aide d'une grille (réseau) de maillage. De même cette étape a aussi fait appel à un logiciel spécialisé pour ce traitement (preprocessing) qui est GAMBIT 2.4.

IV.2.6. Maillage à l'aide de GAMBIT

La génération des grilles de maillage dans nos simulations a été faite au moyens du programme de génération de maillage automatique GAMBIT 2.4, dont la capacité de génération de maillages utilisables en CFD s'étend de type triangulaire, quadrilatéral (ou combiné) en 2D, au tétraédrique, hexaédrique, pyramidal (ou combiné) en 3D.

GAMBIT est aussi utilisé pour définir les frontières appropriées au système considéré (interfaces, parois rigides, fluides etc.). Celui-ci permet de construire deux types de maillage, structuré ou non-structuré (Patankar [133]). Nos configurations des trois rectangles, dont le rectangle du milieu est équipé par des chicanes de formes rectangulaires avec une partie supérieure inclinée, sont implantées sur le plan d'écoulement inférieur, traversées par un

écoulement d'air stationnaire. Ainsi les grilles de maillages peuvent être construites à base d'un maillage à cellules quadrilatères ou triangulaires pour ce cas ayant la géométrie bidimensionnelle.

Le générateur de maillage commercial GAMBIT (Version 2.4.6) a été utilisé à la fois pour créer la géométrie du capteur solaire à air et pour générer une grille structurée multi-blocs et non uniforme comme le montre les FIGURES IV. (5-7). La technique de la grille multi-blocs offre généralement une flexibilité pour un meilleur maillage d'une forme complexe comme le notre. Afin de capturer les effets détaillés des parois sur le comportement de l'air, un maillage raffiné avec une densité de maillage moyenne a été utilisé pour résoudre la sous-couche laminaire. Pour cela, la hauteur verticale de la première maille par rapport à la surface a été contrôlée et calculée pour générer des maillages plus fins au moyen des équations suivantes :

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (\text{IV.2})$$

Où, y^+ est la distance adimensionnelle de la paroi, y est la distance normale entre la paroi et le centre de la première cellule adjacente, ν la viscosité cinématique et u^* est la vitesse de frottement qui peut être définie comme :

$$u^* = \sqrt{\frac{C_f}{2}} u \quad (\text{IV.3})$$

Ici, pour un écoulement interne, il est recommandé que la vitesse u soit la même que celle à l'entrée [119]; elle a été calculée pour chaque nombre de Reynolds qui est défini par :

$$Re = \frac{u D_h}{\nu} \quad (\text{IV.4})$$

Où D_h est défini comme étant le diamètre hydraulique du conduit, il a été utilisé comme une échelle de longueur appropriée à l'entrée et exprimé comme 4 fois le rapport de la section d'écoulement A au périmètre mouillé p de la section transversale.

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (\text{IV.4})$$

et C_{f_0} est défini comme étant le coefficient de frottement d'un conduit lisse, qui peut être exprimé comme :

$$C_{f_0} = \frac{f_0}{4} \quad (\text{IV.6})$$

Où f est le facteur de frottement de Darcy pour un conduit lisse qui est exprimé par l'équation de Petukhov [119]:

$$f_0 = [0.7904 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \text{ pour } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (\text{IV.7})$$

L'obtention d'une valeur de y^+ ciblée est essentielle avant de générer la grille à la fois pour résoudre la fonction du traitement spéciale près de la paroi et obtenir des résultats plus précises, et pour gagner le temps de calcul de la hauteur de la cellule proche de la paroi de la couche limite.

Malgré l'existence d'un matériau dedans, les chicanes; cependant, il évitait de les mailler, puisque les chicanes sont considérées comme adiabatiques [135-136-137-138-139], lorsque le traitement près de la paroi améliorée est utilisé avec l'intention de résoudre la sous-couche laminaire, il est conseillé de prendre au moins 10 cellules dans la région de la paroi proche de la viscosité affectée souhaitable de construire le maillage [140].

Pour une gamme du nombre de Reynolds allant de 4000 à 18000 (dans 6 valeurs), pour quatre taux de blocage ($B_R = 0.7, 0.82, 0.92, 0.98$) et quatre taux d'espacement ($P_R = 2, 4, 6, 8$); soit quatre-vingt-seize configurations du capteur avec chicanes construites et maillées à l'aide du progiciel GAMBIT 2.4, puis passées au CFD FLUENT pour résolution numérique.

Comme vu précédemment, ces configurations sont contrôlées par :

- Des paramètres physiques incorporés (dans notre cas) dans la vitesse d'entrée (Le nombre de Reynolds) FIGURE IV.7.
- des paramètres géométriques tels que la hauteur relative de la chicane (taux de blocage) et le pas entre deux chicanes successives (pas relatif) FIGURE IV.6.

Bien que le pas relatif n'ait aucun effet sur la qualité de la grille verticalement, cependant, chaque valeur du pas relatif nécessite un propre maillage comme le montre la FIGURE IV.5.

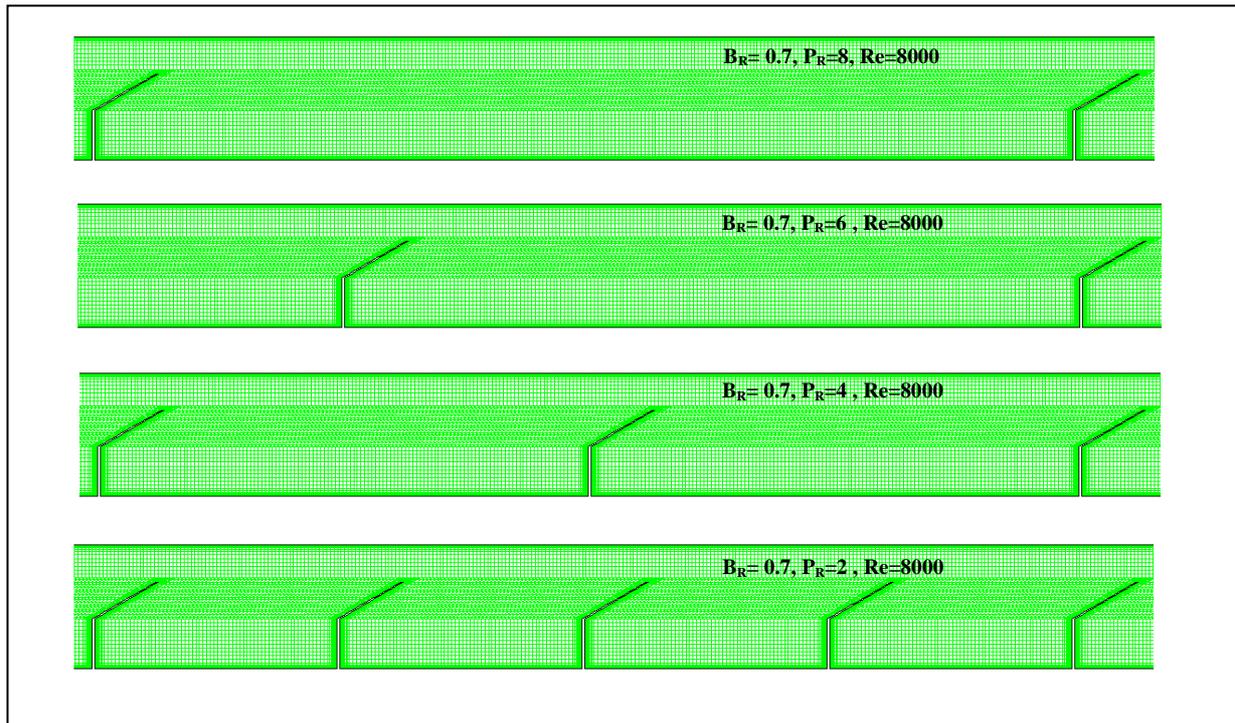


FIGURE IV .5- Maillage en volumes quadrilatères structurés selon le pas relatif.

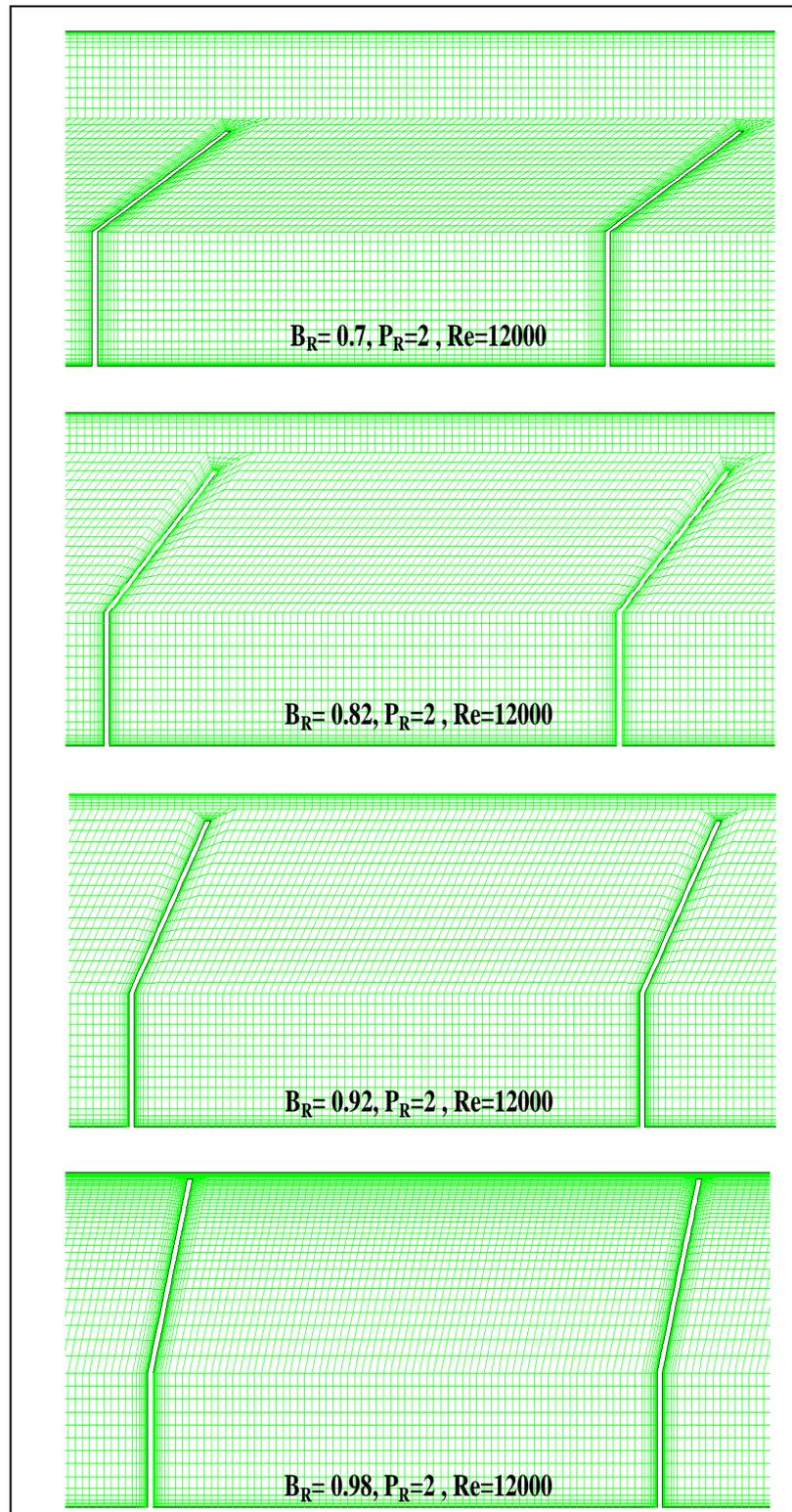


FIGURE IV .6- Apparence du maillage en volumes quadrilatères structurés selon le taux de blocage.

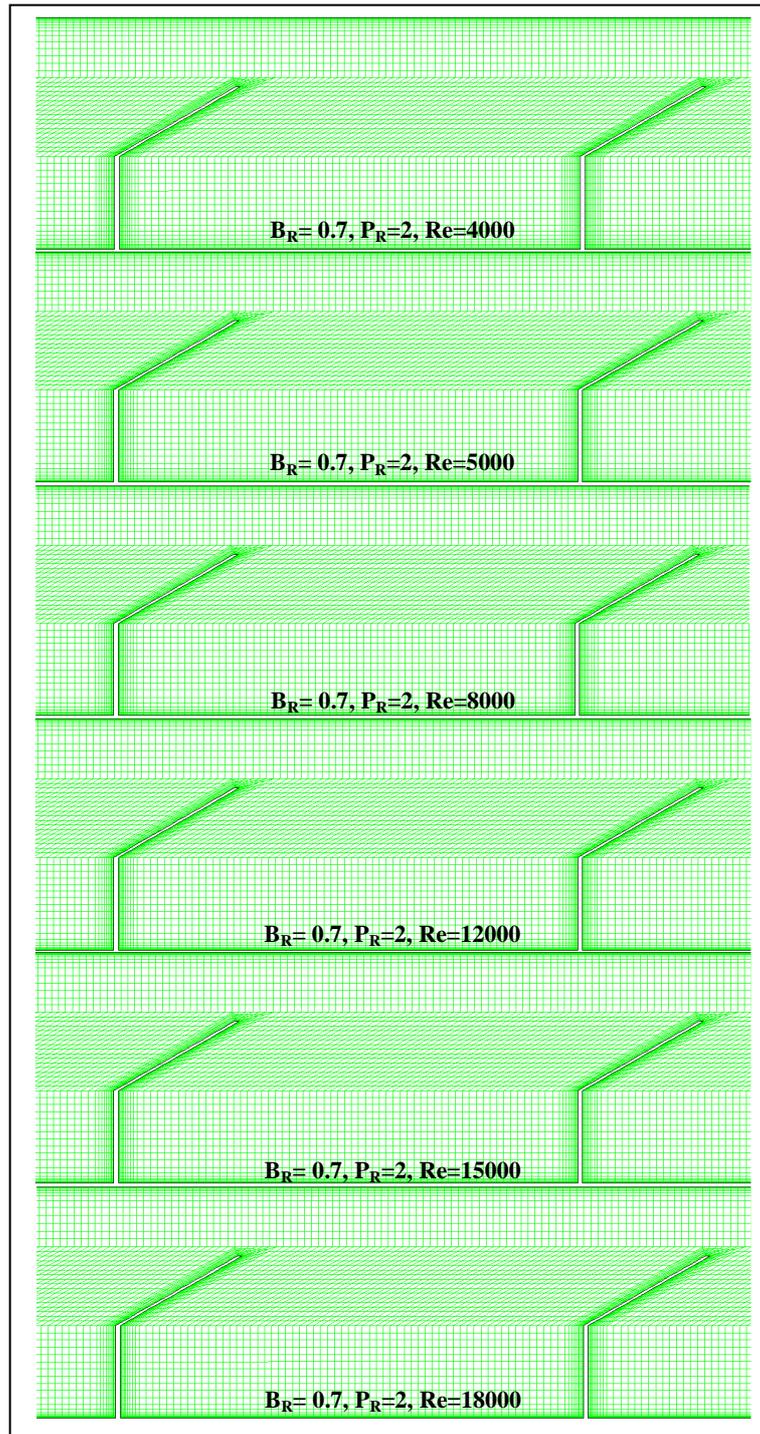


FIGURE IV .7- Différentes Configurations du capteur solaire à air, maillées en volumes quadrilatères structurés selon le nombre de Reynolds.

IV.2.7. Définition des frontières sous GAMBIT

Les conditions aux limites imposées, suivant la notation adoptée par GAMBIT (comme illustré sur la FIGURE IV.8), aux frontières des différentes configurations bidimensionnelles étudiées du conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air sont résumées dans le Tableau IV.3.

Tableau IV.3: Conditions aux limites imposées aux frontières du domaine de calcul.

Schéma				
Frontière	1	2	3	4, 5, 6, 7, 8 et 9
Condition	Velocity inlet	Pressure outlet	Wall	Wall
Domaine	Fluide	Fluide	Solide	Solide

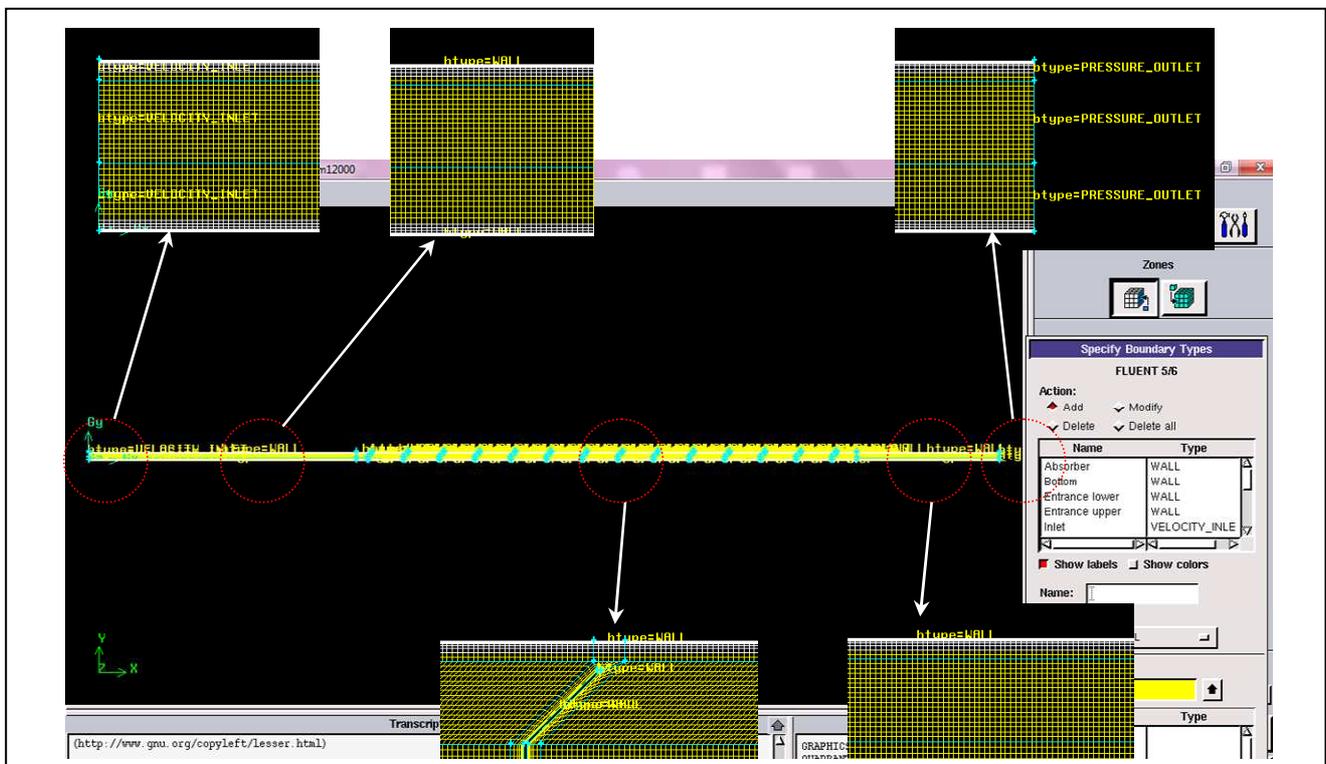


FIGURE IV .8- Conditions aux limites dans GAMBIT

IV.2.8. Invocation du solveur ANSYS® FLUENT®

Au lancement, le CFD commercial ANSYS® FLUENT® permet de choisir la géométrie du domaine de calcul (2D ou 3D), le mode d'effectuer les calculs en virgule flottante (Simple Précision ou Double Précision), l'ordonnancement des opérations aux processeurs de calculs (en série ou en parallèle), et plusieurs autres options pour les différentes équations régissantes. Un solveur couplé basé sur la résolution de l'équation de pression est utilisé rentablement dans les calculs des écoulements incompressibles. Pour les différents cas simulés, l'utilisation de FLUENT est franchement simple en ce qui concerne le chargement du fichier .msh de maillage (issu de GAMBIT) contenant les définitions de la géométrie, du maillage et la déclaration qualitative des conditions aux limites reconnues par le solveur FLUENT. Ainsi que l'introduction des paramètres thermophysiques constants des phénomènes simulés, l'aide en ligne de ANSYS FLUENT représente une mine d'informations sur son utilisation [140].

IV.2.9. Schémas numériques de discrétisation

Plusieurs schémas d'interpolation des flux massiques aux interfaces des volumes sont disponibles dans FLUENT, avec différents ordres de précision (1, 2 ou 3). Pour notre problème, on a choisi le schéma PRESTO ! pour l'interpolation des valeurs des coefficients de l'équation de pression aux faces des volumes de contrôle "décalé", en employant des coefficients de l'équation de continuité [140]. Le schéma PRESTO ! (Pressure Staggering Option) a été adopté comme une méthode de discrétisation spatiale pour la pression, et considéré comme une technique des résolutions spéciales.

Notons malgré que le schéma PRESTO! donne des résultats plus précis puisque les erreurs d'interpolation et les hypothèses de gradient de pression sur les limites sont évitées et le système fonctionne mieux pour les problèmes avec des forces de volume fortes (tourbillon), cependant, est plus coûteux en termes de calcul, car on a besoin de plus de mémoire.

Puisqu'on a voulu une précision des calculs du deuxième ordre, on a choisi le schéma Upwind du second ordre (Second Order Upwind) pour les calculs des quantités présentes dans l'équation de quantité de mouvement en faces des volumes, en employant une approche de reconstruction linéaire multidimensionnelle. Dans cette approche, une précision d'ordre plus élevé est réalisée aux faces des volumes par le biais d'un développement en série de Taylor de la solution au voisinage du centre du volume de contrôle [141-142]. Tandis que la solution initiale est obtenue en utilisant une discrétisation précise du premier ordre [143-150].

IV.2.10. Algorithme SIMPLE pour le découplage vitesse-pression

L'algorithme SIMPLE, qui désigne « Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation » est utilisé par défaut dans les logiciels commerciaux pour le calcul de la dynamique des fluides comme dans le solveur FLUENT, est une procédure itérative pour le découplage vitesse-pression développée à l'origine par Patankar et Spalding (1972) [151].

La procédure itérative commence par l'estimation du champ de pression puis l'injecter dans les équations de correction pour obtenir le champ de vitesse, puis on définit la correction de la pression comme différence entre la pression correcte et la pression estimée, et de façon similaire on définit la correction des vitesses ; enfin la substitution du champ de pression correct dans les équations de la conservation de la quantité de mouvement donne le champ de vitesse correct [133].

IV.2.11. Facteurs de sous-relaxation

Si les corrections de pression sont trop rapides l'algorithme SIMPLE peut diverger. Le remède est l'utilisation de la sous-relaxation.

A cause de la non-linéarité de l'ensemble des équations étant résolu par FLUENT, il est nécessaire de contrôler la variation de la variable générique ϕ . Ceci est typiquement réalisé par la technique dite « sous-relaxation des variables » (aussi référée comme la relaxation explicite), qui réduit le changement de la valeur de ϕ durant chaque itération. La nouvelle valeur de la variable ϕ_{new} dans un volume de contrôle dépend de l'ancienne valeur ϕ_{old} , du changement calculé de la variable $\Delta\phi$, et du facteur de sous-relaxation α , comme suit [140-141]:

$$\phi_{new} = \phi_{old} + \alpha \Delta\phi \quad (IV.8)$$

Pour les différents cas simulés dans le présent travail, les facteurs de sous-relaxation adoptés sont ceux préconisés par FLUENT dans le cas par défaut, d'une formulation totalement implicite du solveur basé à l'équation de pression. Ces facteurs de sous-relaxation sont montrés dans le Tableau IV.4. On signale la remarque que l'algorithme SIMPLE ne requière aucune sous-relaxation de l'équation de correction de pression, d'où l'effet de la valeur figurée dans le Tableau IV.4 est marginal.

D'autres difficultés associées à la résolution des écoulements turbulents et rotatifs résultantes du haut degré de couplage entre les équations de quantités de mouvement. Ce

couplage peut conduire à des instabilités dans le processus de résolution à cause de la haute intensité de rotation qui introduit un important gradient de pression radiale, ce qui entraîne un écoulement dans les directions axiales et radiales.

Tableau IV.4: Paramètres de contrôle des solutions (sous-relaxation).

Variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1
Forces de volume	1
Quantité de mouvement	0.6
Énergie cinétique turbulente	0.8
Taux de dissipation turbulente	0.8
Viscosité turbulente	1
Energie	1

IV.2.12. Critères de convergence, temps de calculs et optimisations

La convergence des calculs induits par ces simulations numériques a été contrôlée au moyen de critères, en calculant les résidus absolus des équations discrétisées ; de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Sachant que cette dernière (l'équation d'énergie) est quasiment satisfaite après quelques itérations. La FIGURE IV.9 illustre les valeurs choisies comme critères de convergences pour tous les cas examinés numériquement. Une partie des calculs impliqués par nos simulations a été effectuée sur un PC avec les caractéristiques suivantes : (CPU ; Intel® Core™ i3 M380 @2.53GHz, RAM ; 4 Go.). Les temps des simulations (en moyenne) prenaient environ 3.5 heures pour un cas typique.

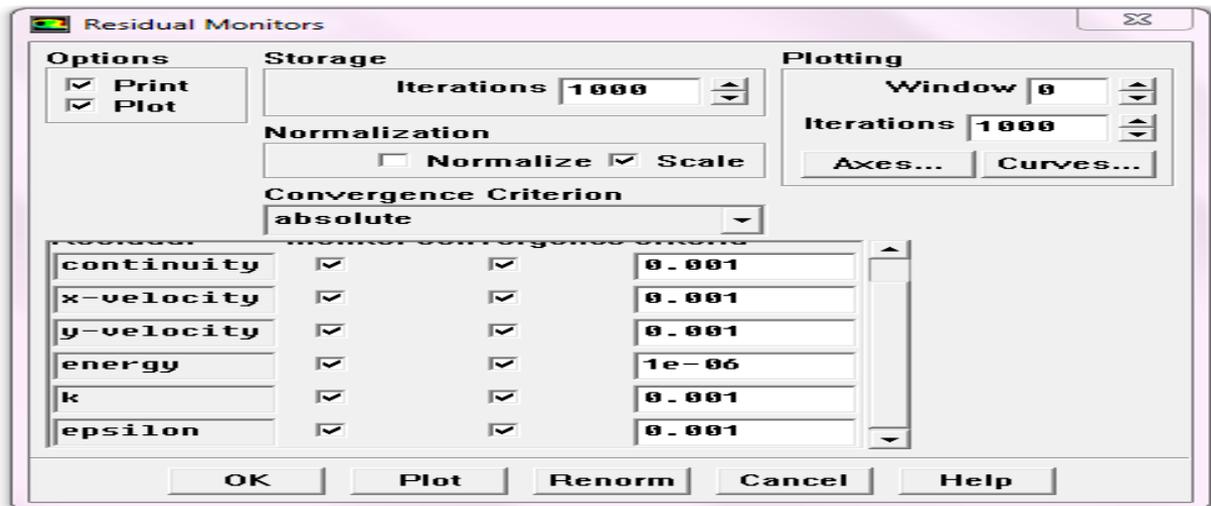


FIGURE IV .9- Critères de convergence adoptés pour les calculs avec FLUENT.

IV.2.13. Sensibilité de la solution au maillage

Après avoir établi le modèle mathématique décrivant le problème étudié et la méthode numérique appropriée pour sa résolution, des tests de calculs ont été exécutés pour examiner l'effet du maillage adopté dans les calculs sur la solution numérique obtenue, représentée particulièrement par le nombre de Nusselt local entre deux chicanes successives si l'écoulement devient périodique, cela ne peut être réalisé (La périodicité) que si le fluide dépasse un certain nombre d'obstacles [69]. Ce nombre de chicanes est directement lié à la vitesse d'entrée (Nombre de Reynolds) et des paramètres géométriques, tels que le rapport d'aspect du conduit rectangulaire, la hauteur de la chicane et le pas entre deux chicanes successives.

Il devrait être noté que le choix du nombre de Nusselt est basé sur à que ce dernier et plus large que la friction, en effet, ce dernier existe implicitement dans les formules du nombre de Nusselt. L'utilisation du logiciel GAMBIT 2.4 (de ANSYS) pour la création de la géométrie et la définition des dimensions du domaine considéré (conduit rugueux avec chicane), puis pour la génération automatique de maillage pour les calculs numériques, nous a donné des maillages raffinées près des parois ($y^+ \approx 1$) utilisés pour résoudre la sous-couche laminaire et prédire les résultats avec précision. Par la technique de la grille Multi-blocs, le domaine de calcul a été divisé par des volumes quadrilatéraux non-uniformes de diverses tailles dont le nombre de cellules varie de 79952 à 251734 en six valeurs (comme on le montre dans le Tableau IV.5, qui ont été exploités dans les calculs visant à tester la sensibilité de la solution au maillage.

Tableau IV.5: Tailles et attributs des différentes grilles de maillages employées dans les tests de sensibilité de la solution.

Grille de maillage	Attributs de maillage	
	Aire de volume minimal (m ²)	Aire de volume maximal (m ²)
79952 volumes quadrilatéraux, faces	3.6×10^{-05}	$4.500000e - 003$
137605 volumes quadrilatéraux, faces	$3.600000e - 005$	$1.349175e - 003$
166160 volumes quadrilatéraux, faces	$3.600000e - 005$	$1.075035e - 003$
194298 volumes triangulaires, faces	$3.600000e - 005$	$1.138743e - 003$
223002 volumes triangulaires, faces	$3.600000e - 005$	$1.138743e - 003$
251734 volumes triangulaires, faces	$3.600000e - 005$	$1.056648e - 003$

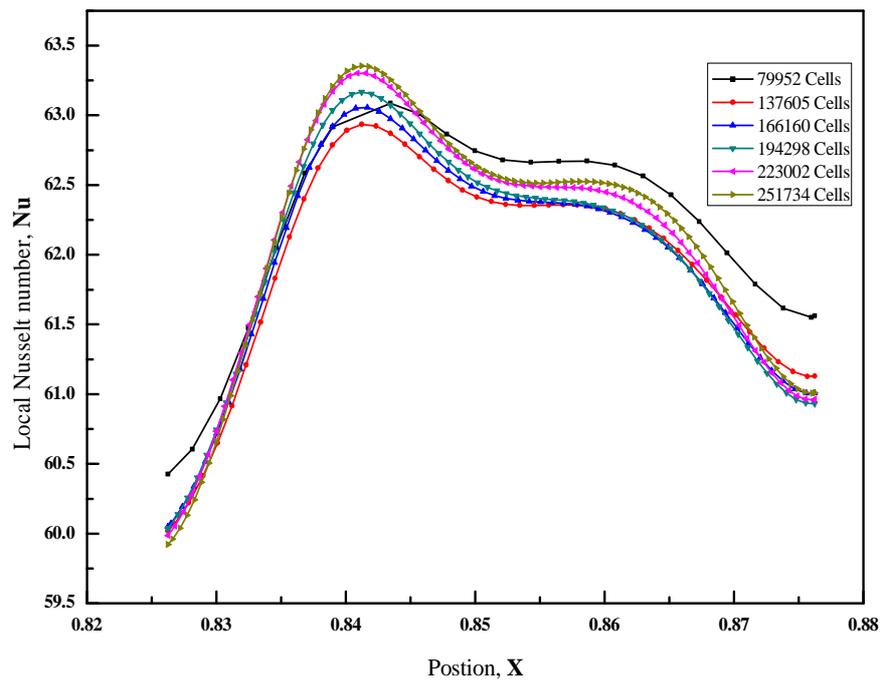


FIGURE IV .10- Influence du maillage sur le comportement stationnaire du nombre de Nusselt local.

Comme illustré dans la FIGURE IV.10, il apparaît que les courbes des profils du nombre de Nusselt local entre deux chicanes successives sont quasiment confondues d'une manière à nous permettre de calculer l'erreur commise dans ces résultats du nombre de Nusselt local, et ceci pour différentes grilles de maillage. Cet accord étroit conduit à la conclusion, que les grilles de maillage testées n'ont pas d'effet significatif sur la solution numérique, si le nombre de cellules dépasse 223000 volumes. De ce fait, les présentes simulations seront désormais effectuées sur un maillage comportant 223002 volumes quadrilatéraux, en nous accordant un bon compromis temps de calcul / précision.

Finalement ; nous devons signaler que la vérification de la non dépendance de la solution à propos du nombre de cellules, ce n'est qu'après avoir vérifié que la variation du nombre de cellules verticales n'a aucun effet significatif sur les résultats après avoir assuré la condition ($y^+ \approx 1$). Par conséquent, et de la même manière, la même taille d'intervalle est maintenue dans tous les autres cas tout au long de l'analyse.

IV.2.14. Validation des résultats numériques

Premièrement avant d'exposer et discuter les résultats obtenus, nous avons effectué quelques simulations, dont l'objectif est de valider le modèle de calcul considéré dans nos simulations numériques, en comparant ses résultats aux données expérimentales présentes dans la littérature, particulièrement ceux d'un conduit lisse de Petukhov et Gnielinski [119].

La collecte des données a pour objectif de calculer le nombre de Nusselt moyen, ainsi que le coefficient de frottement moyen. Le bilan énergétique pour un écoulement stationnaire de l'air à travers le conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air permet de définir le nombre de Nusselt local basé sur le coefficient de transfert de chaleur qui peut être exprimé par la relation suivante :

$$Q = hs(T_w - T_b) \quad (IV-9)$$

En même temps, l'énergie transférée de l'absorbeur au fluide par convection est obtenue par :

$$\dot{m}Cp(T_{out} - T_{in}) = hs(T_w - T_b) \quad (IV-10)$$

où Q est le flux solaire incident sur la plaque absorbante, \dot{m} est le débit massique de l'air, s est la surface de transfert de chaleur (surface de la plaque absorbante), Cp est la chaleur spécifique du fluide à pression constante, T_{out}, T_{in}, T_w et T_b sont les température de sortie, d'entrée, de la paroi et la température de la masse fluide, respectivement.

Où la quantité (moyenne ou de la masse) (q_b) est calculée de la manière suivante:

$$q_b = \frac{\int_s q |\rho \vec{u} ds|}{\int_s |\rho \vec{u} ds|} \quad (\text{IV-11})$$

h : est le coefficient de transfert de chaleur local calculé comme suit :

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{s (T_w - T_b)} \quad (\text{IV-12})$$

Enfin, le nombre de Nusselt local Nu pour un conduit lisse ou rugueux peut être défini par l'expression :

$$Nu = h D_h / \lambda \quad (\text{IV-13})$$

Avec, λ et D_h sont la conductivité thermique du fluide et le diamètre hydraulique du conduit. Il convient de noter que la valeur du nombre de Nusselt moyen (pour un conduit lisse ou rugueux) sera mise à jour pour la zone pondérée sur la première cellule près de la plaque absorbante, tandis que toutes les propriétés de l'air utilisées dans cette étude doivent être évaluées à T_b comme :

$$Nu_{ave} = \frac{1}{s} \int_s Nu ds \quad (\text{IV-14})$$

Contrairement à la méthode de calcul habituelle du coefficient de frottement C_f dans les conduits lisses qui dépend directement de la contrainte de cisaillement au niveau de la paroi, le facteur de frottement f des conduits de forme complexe ou avec des obstructions peut être exprimé en terme de chute de pression ΔP à travers le domaine de calcul, de la densité de fluide ρ , de la vitesse de la masse sur tout le domaine de calcul U_b , de la distance axial entre l'entrée et la sortie L et du diamètre hydraulique D_h du conduit, tel que :

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \left(\frac{\rho U_b^2}{2}\right)} \quad (\text{IV-15})$$

Finalement, le coefficient du facteur de friction est calculé avec la formule suivante:

$$C_f = \frac{f}{4} = \frac{D_h \Delta P}{2L \rho U_b^2} \quad (\text{IV-15})$$

Où la différence de pression (chute de pression) sera mise à jour pour la longueur du domaine de calcul comme une moyenne pondérée de la pression totale.

Afin d'éviter les erreurs localisées au niveau de l'équation de Dittus-Boelter estimée à 25%, nous avons décidé de réduire les erreurs à leurs plus basses magnitudes, en utilisant des

relations plus complexes mais précises, comme la seconde équation de Petukhov et l'équation de Gnielinski [132].

La corrélation du Petukhov pour un conduit lisse est exprimée comme suit :

$$Nu_0 = \frac{(f/8)RePr}{1.07+1.27(\sqrt{f/8})(Pr^{2/3}-1)} \quad (IV-16)$$

$$(10^4 < Re < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr < 2000)$$

La précision de cette relation aux faibles nombres de Reynolds est améliorée en la modifiant comme l'équation de Gnielinsky suivante :

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(\sqrt{f/8})(Pr^{2/3}-1)} \quad (IV-17)$$

$$(3000 < Re < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr < 2000)$$

Avant d'entrer en détails de la simulation d'écoulement, nous rappelons que nous utilisons quatre modèles classiques connus de la turbulence ; incluant le modèle de $k-\varepsilon$ standards, RNG $k-\varepsilon$, le modèle $k-\varepsilon$ réalisable et le modèle LRN-YS- $k-\varepsilon$ [140]. Préliminairement, il faut tenir en compte du fait, que pour un écoulement à travers un canal avec obstructions, le modèle RNG $k-\varepsilon$ incorpore des modifications que les autres modèle comme $k-\varepsilon$ [152], ce qui améliore sa performance de captation des lignes de courants à nombre de Reynolds relativement faible. L'objectif est de trouver le modèle le plus pratique, dans notre cas parmi les modèles de la turbulence suivants ; le modèle $k-\varepsilon$ standard, le modèle $k-\varepsilon$ réalisable, le modèle $k-\varepsilon$ (RNG) est l'un des modèles $k-\varepsilon$ à faible nombre de Reynolds (LRN). Cette comparaison a été réalisée entre différents modèles de $k-\varepsilon$ pour choisir le modèle qui détermine toute simulation qui est précise à la manière de Sharad Kumar [153].

Les dépendances du nombre de Nusselt moyen et du facteur de frottement avec le nombre de Reynolds pour le conduit lisse sont présentées sur la FIGURE IV.10, qui montre la confrontation des données expérimentales disponibles et des résultats numériques prédits par différents modèles indiquées précédemment en utilisant le CFD FLUENT.

Par conséquent, les valeurs obtenues par la corrélation semi-empirique de Gnielinsky pour le nombre de Nusselt et l'équation de Petukhov pour le facteur de frottement ont été comparées. On peut voir que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Reynolds, tandis que le facteur de frottement diminue au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente

Tableau IV.6: Comparaison entre les résultats prédits par les modèles LRN-Yang-Shih et

Le modèle $k-\varepsilon$ sélectionné	Nombre des cellules	Écart moyen du nombre de Nusselt en [%]	Écart moyen de facteur de frottement en [%]	Temps Total pour les 6 simulations [s]
Le modèle RNG $k-\varepsilon$	114700	± 1.76524925	± 8.07776102	2000
Le modèle LRN-YS $k-\varepsilon$	114700	± 6.85203935	± 0.402226	3185

RNG ($k-\varepsilon$).

L'analyse de la FIGURE IV.11, nous permet de dire qu'il existe un bon accord entre les résultats prédits par les modèles LRN-Yang-Shih et RNG $k-\varepsilon$, avec ceux obtenus par les corrélations de Gnielinsky et Petukhov. Particulièrement pour la corrélation de Gnielinsky, le nombre de Nusselt prédit par le modèle RNG $k-\varepsilon$ est plus précis que celui du modèle $k-\varepsilon$ LRN-YS, avec un écart moyen en pourcentage de $\pm 1,765\%$ et $\pm 6,852\%$ respectivement.

Tandis que la comparaison des données prédites du facteur de frottement obtenues par le modèle $k-\varepsilon$ LRN-YS de la corrélation de Petukhov, soit plus précise que celles du modèle RNG $k-\varepsilon$ avec une erreur moyenne de $\pm 0,402\%$ et de $\pm 8,077\%$ respectivement.

Pour simuler la configuration d'un conduit lisse, ayant le même nombre de cellules effectuée au moyen d'un ordinateur personnel comme indiqué dans la partie IV.2.12, on a conclu que le modèle $k-\varepsilon$ LRN-YS nécessitait plus de temps de calculs (temps CPU) de l'ordre de 1.18 et 2.21 fois que celui requis pour le modèle RNG $k-\varepsilon$, avec un taux total atteignant 1.6 fois, comme il est illustré dans le Tableau IV.6.

Les résultats obtenus montrent que les valeurs des erreurs se situent dans une plage acceptable, et l'erreur mineure pour le coefficient de frottement a lieu en appliquant le LRN-YS $k-\varepsilon$. D'autre part, l'erreur la plus petite en magnitude pour le nombre de Nusselt est rencontrée au sein du modèle RNG $k-\varepsilon$.

Le temps de calcul pour LRN-YS $k-\varepsilon$ était important comparé à celui du modèle RNG $k-\varepsilon$, par conséquent, le modèle RNG $k-\varepsilon$ a été choisi comme le modèle approprié pour toutes les simulations de prédiction du transfert de chaleur et de frottement dans le conduit avec chicane ayant la même section transversale de conduit lisse, ce qui a été prouvé à son tour, conformément avec l'ensemble des travaux choisis [143-145-153].

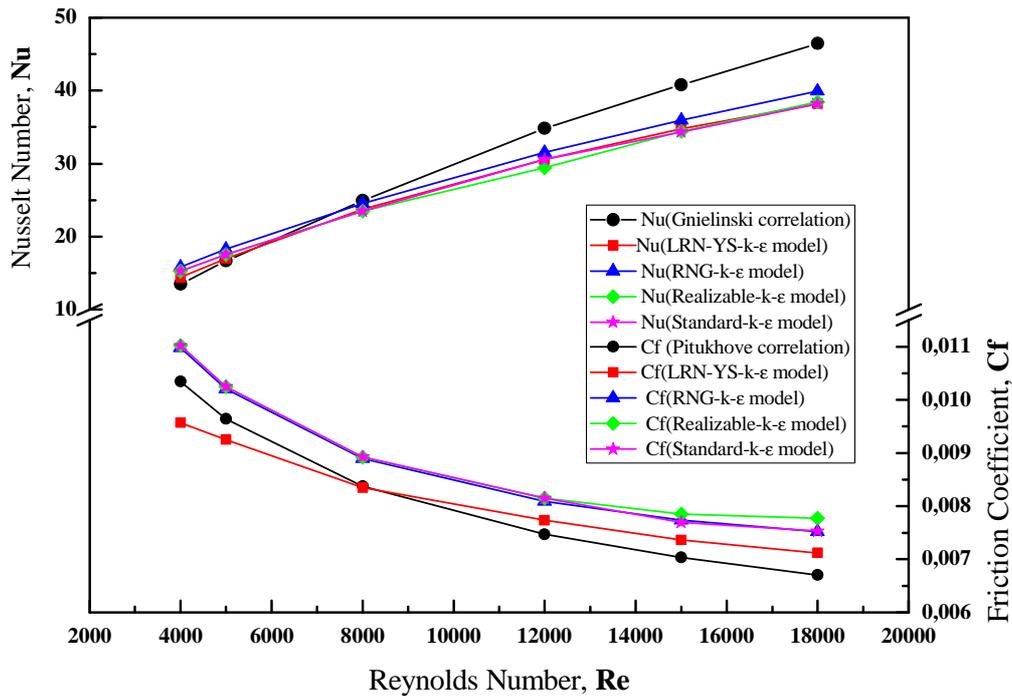


FIGURE IV .11- Comparaison des valeurs prédites du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement pour différents modèles de turbulence $k-\epsilon$ avec les corrélations semi-empiriques de Gnielinski et de Petukhov.

IV.2.15. Modèle choisi

Le modèle RNG ($k-\epsilon$) a été adopté pour simuler l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur, comme une approche computationnelle pour la fermeture du système d'équations moyennées via l'emploi du code CFD.

Le modèle RNG ($k-\epsilon$) a été dérivé en utilisant une technique statistique appelée la théorie des groupes de renormalisation. Sa forme est similaire à celle du modèle standard, mais comprend les améliorations suivantes :

- Le modèle RNG ($k-\epsilon$) a un terme supplémentaire dans son équation qui améliore la précision des écoulements turbulents.
- L'effet du tourbillon sur la turbulence est inclus dans le modèle RNG ($k-\epsilon$), ce qui améliore la précision des écoulements cisailés plus complexes, des écoulements avec des taux de déformations élevés, des tourbillons intenses avec de grands décollements.

- La théorie RNG (k-ε) fournit une formule analytique pour les nombres turbulents de Prandtl, tandis que le modèle standard utilise des valeurs constantes spécifiées par l'utilisateur.
- Portant que le modèle (k-ε) standard est un modèle à nombre de Reynolds élevé, la théorie RNG (k-ε) fournit une formule différentielle dérivée analytiquement de viscosité effective qui tient compte des effets des nombres de Reynolds faibles. Cependant, l'utilisation efficace de cette caractéristique dépend d'un traitement approprié de la région près des parois.

Ces caractéristiques rendent le modèle RNG plus précis et fiable pour une large classe d'écoulements, comparé au modèle standard.

Le modèle basé sur RNG (k-ε) est dérivé des équations instantanées de Navier-Stokes, en utilisant une technique mathématique appelée «groupe de renormalisation» (RNG). La dérivation analytique aboutit à un modèle avec des constantes différentes de celles du modèle (k-ε) standard, et des termes et des fonctions supplémentaires dans les équations de transport pour k et ε . Une description plus complète de la théorie RNG et de son application à la turbulence peut être trouvée dans [152].

Le modèle de fermeture dans ce cas (RNG (k-ε)) est à deux équations de transport conduisant à la simulation de deux variables physiques "turbulentes" complémentaires, permettant ainsi une évaluation des deux échelles caractéristiques de la turbulence à modéliser.

D'une manière générale, la première variable turbulente considérée est l'énergie cinétique turbulente k . Cela se justifie par le fait qu'une contraction de l'équation de transport des contraintes turbulentes conduit à une équation de transport pour k ; équations dont certains termes doivent néanmoins être modélisés. Concernant la seconde variable turbulente, le choix de la pseudo-dissipation conduit aux modèles (k-ε).

Dans cette étude, lorsque le modèle RNG k-ε est utilisé pour effectuer une simulation CFD, ce modèle fournit des équations de transport pour l'énergie cinétique (k) et son taux de dissipation (ε) comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (\text{IV-18})$$

En utilisant le terme supplémentaire qui définit la différence principale entre le modèle RNG ($k-\varepsilon$) et ($k-\varepsilon$) standard, et pour des raisons des couches de cisaillement flottantes pour lesquelles la direction d'écoulement principale est perpendiculaire au vecteur gravitationnel.

L'équation de (ε) peut s'écrire comme :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{IV-19})$$

où :

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (\text{IV-20})$$

et :

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012 \quad (\text{IV-21})$$

Dans ces équations, les termes G_k et G_b représentent la production d'énergie cinétique due aux gradients de vitesse moyenne et la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité respectivement.

Le terme G_k est modélisé de façon similaire pour les modèle ($k-\varepsilon$) standard, RNG ($k-\varepsilon$) et le ($k-\varepsilon$) Realizable. D'après l'équation exacte pour le transport de k , ce terme peut être défini comme suit :

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{IV-22})$$

Le terme G_b , est donné par :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{IV-23})$$

σ_k , σ_ε , sont effectivement les nombres de Prandtl de l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation, respectivement; où le coefficients des fermetures $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ doivent récupérer les valeurs par défaut de 1.42 et 1.68 respectivement [140].

Où u_i correspond à les vitesses moyennes selon les directions x et y , et ρ , P et T représentent respectivement la densité moyenne, la pression moyenne et la température moyenne.

IV.2.16. Conclusion

Le modèle numérique visant à prédire le comportement dynamique du transfert thermique turbulent dans le conduit d'écoulement des capteurs solaires à air, a démontré un bon accord en comparaison aux données expérimentales, ce qui nous concède de l'employer pour d'autres simulations du comportement permanent du l'écoulement turbulent et du transfert de chaleur dans le conduit avec chicanes ayant la même section transversale de conduit lisse considéré, comme il a été mentionnée d'après les travaux de recherches rencontrés dans la littérature [5,143-150].

Dans ce qui suit, l'ensemble des résultats issus des simulations sont présentés afin de dégager l'influence des paramètres primordiaux caractérisant l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur au niveau d'un conduit rectangulaire munis des chicanes rectangulaires considérées.

Chapitre V
Résultats et Discussions

CHAPITRE V : RESULTATS ET DISCUSSIONS

V.1 INTRODUCTION

Pour bien interpréter l'effet des chicane sur les performances thermohydraulique dans le conduit utile d'un capteur solaire plan à air, il est indispensable de comprendre le mécanisme du transfert de chaleur et le comportement de l'air en présence des chicanes, dont les explications complémentaires seront apportées pour un plus de clarification dans cette partie.

La compréhension du mécanisme du transfert de chaleur dans la région inter-chicanes permis d'identifier les zones de recirculations créées dans cette région à deux types principaux :

- Tourbillons primaires qui ont une influence significative sur l'échange thermique.
- Tourbillons secondaires qui ont un effet moins sévère que le premier type, ce qui permet (l'apparition de ce type) de créer des endroits à faible échange thermique.

Le comportement aérodynamique de l'écoulement turbulent de l'air autour des chicanes implantées sur le plan inférieur du conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air, est considéré comme la clé de la bonne compréhension du rôle des chicanes dans l'amélioration des échanges thermiques, où ce rôle est incarné dans la recirculation de l'air, ce qui permettra d'obtenir un bon mélange et d'extraire de l'énergie stratifiée au niveau de la face interne de l'absorbeur en brisant la sous-couche visqueuse.

Le mécanisme permis alors de créer des zones de recirculation de sorte que les tourbillons soient l'initiateur principal de cette amélioration.

Afin d'améliorer l'échange de chaleur entre l'air et l'absorbeur, l'insertion des chicanes a été adopté pour permettre de créer des régions de recirculation en raison de la séparation d'écoulement, comme le montre la FIGURE V. 1.

L'examen des trajectoires des particules de fluide colorés selon le champ de vitesse dans la zone inter-chicane, quand le comportement de l'air devient périodique nous conduit à remarquer, que la visualisation globale du comportement de l'air inter-chicane se divise en trois zones : une zone d'accélération du fluide située au niveau du rétrécissement formée entre l'extrémité supérieure de la chicane et de la face interne de l'absorbeur, où la vitesse de l'air atteint sa valeur maximale, une zone de redéveloppement de la couche limite dynamique et thermique (redéveloppement de la zone de stratification) située juste après la première zone

et en même niveau et une zone de recirculation caractérisée par la formation d'un certain nombre de tourbillons.

Il convient de noter que le comportement de fluide dans un écoulement interne avec obstacles, qui ont une hauteur (e) et sont placés uniformément suivant un pas relatif (P_R) devient périodique pleinement développé, de sorte que le champ d'écoulement se répète de manière identique après que le fluide traverse un certain nombre d'obstacles [69].

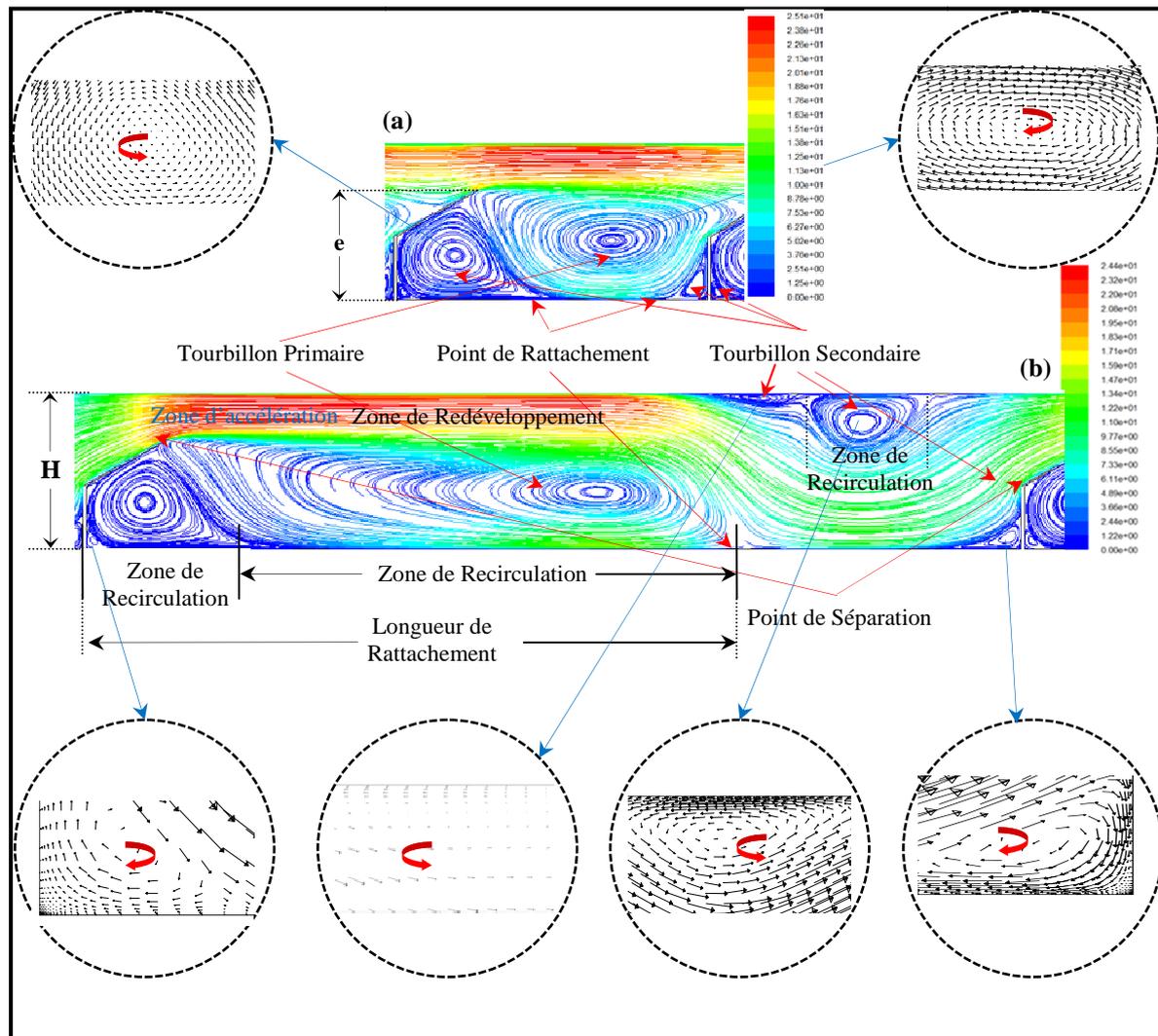


FIGURE V. 1- Trajectoire des particules fluides colorées selon le champ de vitesse et la direction des tourbillons générés.

Le tourbillon primaire tourne dans le sens des aiguilles d'une montre et le reste des tourbillons sont secondaires tournent dans des directions différentes, comme le montre la FIGURE V. 1. L'apparition de ces tourbillons dépend énormément des hauteurs absolues des chicanes, de l'espacement entre deux lignes de chicanes successives traduit par le pas relatif (P_R) et du régime d'écoulement caractérisé par le nombre de Reynolds en deuxième place.

D'après les études antérieures, pour un écoulement pleinement développé, il se trouve que si le fluide dépasse un certain nombre de chicanes (généralement entre 3 et 5), la distribution devienne périodique et le point de rattachement est situé dans la même position après chaque chicane, car le champ d'écoulement se répète dans les régions inter-chicanes successives [69]. Il faut voir que la largeur de la région de recirculation primaire (vortex dominant) en aval de chicane est très différente, pour différentes hauteurs de chicane (B_R), espacement inter-chicanes (P_R) et le nombre de Reynolds (Re). Cette zone de recirculation remplit complètement l'espacement inter-chicane pour les plus petites valeurs de (P_R), autrement, si la longueur de rattachement qui définit la taille horizontale de cette zone de recirculation est d'une hauteur qu'est approximativement égale à la hauteur absolue des chicanes qui sont égale à $1 + 1.5\sin(\alpha)$.

Conformément à l'étude de RL Webb et al [8], il est important de noter que la taille des tourbillons primaires croît horizontalement avec l'augmentation de l'espacement des chicanes, jusqu'à atteindre une valeur ponctuelle limitée à l'intervalle (2.8e-6.4e) comme indiquer par la figure suivante.

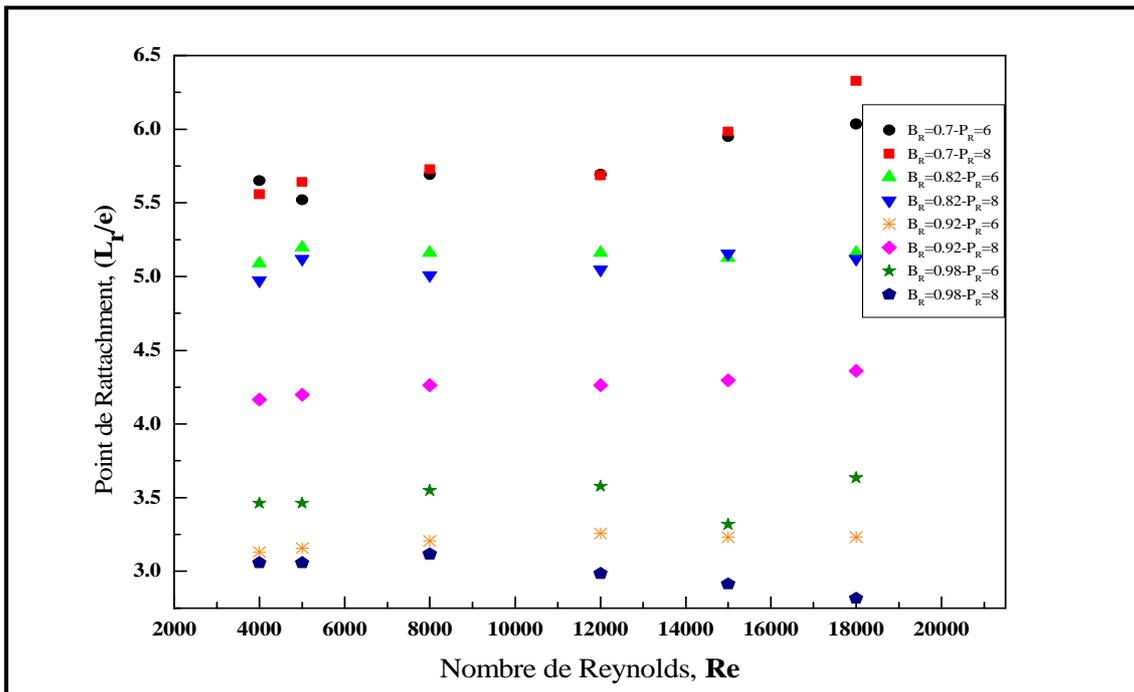


FIGURE V. 2- Rapport de la longueur de rattachement par rapport au nombre de Reynolds pour les cas qui permettent leur apparition.

Il est situé à l'endroit où la courbe de vitesse X-direction près de la paroi inférieure a changé, de sorte que la valeur du point de rattachement a été déterminé avec précision par le

point d'inflexion du profil de vitesse comme il a été mentionné dans [154], ou lorsque la contrainte de cisaillement près de la paroi atteint la valeur zéro [8].

La variation de la longueur de rattachement avec le nombre de Reynolds dans les conditions de leur apparition est illustrée sur la FIGURE V. 2. Où, on observe que la longueur de rattachement varie légèrement si le nombre de Reynolds augmente avec une variation globale moyenne estimée à 5,15%. Pendant ce temps, l'impact de la hauteur (ou α) était significative, où l'augmentation de la hauteur implique une diminution de la longueur de rattachement.

Bien que la taille de deux vortex secondaires situés juste après la chicane reste presque inchangée, ils résultent (ces deux vortex) de la pression de stagnation induite par la dépression juste après l'obstacle, et il faut noter que le vortex est confiné sous la partie supérieure oblique de chicane, ayant la plus grande taille parmi d'autres secondaires, qui est légèrement plus grande que $1.5\cos(\alpha)$.

Un autre vortex secondaire est généré en amont du coin inférieur de chicane suivante (Pied de la chicane), en raison du gradient de pression négatif généré par la recirculation primaire. Pour le tourbillon secondaire considéré comme un écoulement elliptique, développé sur la face inférieure de la plaque absorbante après le tourbillon primaire, résultant de la vitesse supérieure de tourbillon primaire, ou lorsque les rapports de vitesse de l'écoulement principal sont assez grands pour qu'il y ait cette zone de recirculation, comme mentionné dans [155]. Ce vortex apparaît dans les cas où le nombre de Reynolds, la hauteur de la chicane et l'espacement inter-chicane sont suffisants pour le générer.

Enfin, un petit vortex a été créé au niveau de côté gauche de dernier vortex est tourne dans le même sens, dû au sillage de l'écoulement elliptique mentionné ci-dessus.

Après avoir mis au point, testé et validé notre modèle numérique grâce aux résultats disponibles dans la littérature, Nous nous intéressons dans ce chapitre à la présentation et la discussion des résultats obtenus, en simulant numériquement le processus couplé du transfert de chaleur et de l'écoulement de l'air dans le conduit utile qui fait objet de notre étude, dont l'importance dans les applications industrielles diverses dans la vie quotidienne a été présentée auparavant.

Les résultats présentés dans ce qui suit, sont tous obtenus pour une description du comportement thermohydraulique et les effets de divers paramètres d'écoulement et de

rugosités sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'un écoulement de l'air dans un conduit rectangulaire artificiellement rugueux avec des chicanes .

Les résultats des simulations obtenus sont visualisés graphiquement selon plusieurs formes appropriées pour chaque paramètre (vecteurs et iso-valeurs des vitesses, des lignes de courant, des isothermes, ...etc.). Or, les deux paramètres de transport primordiaux caractérisant le comportement thermohydraulique de ce type d'écoulements, qui sont le nombre de Nusselt moyen et le facteur de friction moyen [33], sont représentés en courbes stationnaires (évolutions intemporelles) calculées d'après la formule de la moyenne pondérée en volume.

Le présent chapitre se divise en deux parties :

- La première partie concerne l'étude des effets des paramètres caractérisant l'écoulement turbulent de l'air, tel que le nombre de Reynolds ainsi que les paramètres géométriques des chicanes étudiées, tels que l'hauteur relative et le pas relatif sur le transfert de chaleur à savoir le nombre de Nusselt moyen et local.
- La deuxième partie présente une investigation numérique des effets diverses des paramètres indiqué ci-dessus, sur le comportement dynamique de l'air dans ce type d'écoulement, à savoir, le facteur de friction moyen et le champ de vitesse.

Les résultats ont été comparés avec ceux obtenus dans le cas du conduit lisse fonctionnant sous des conditions similaires, afin de discuter l'amélioration du transfert de chaleur et de frottement en présence des chicanes.

V.2 LE TRANSFERT DE CHALEUR

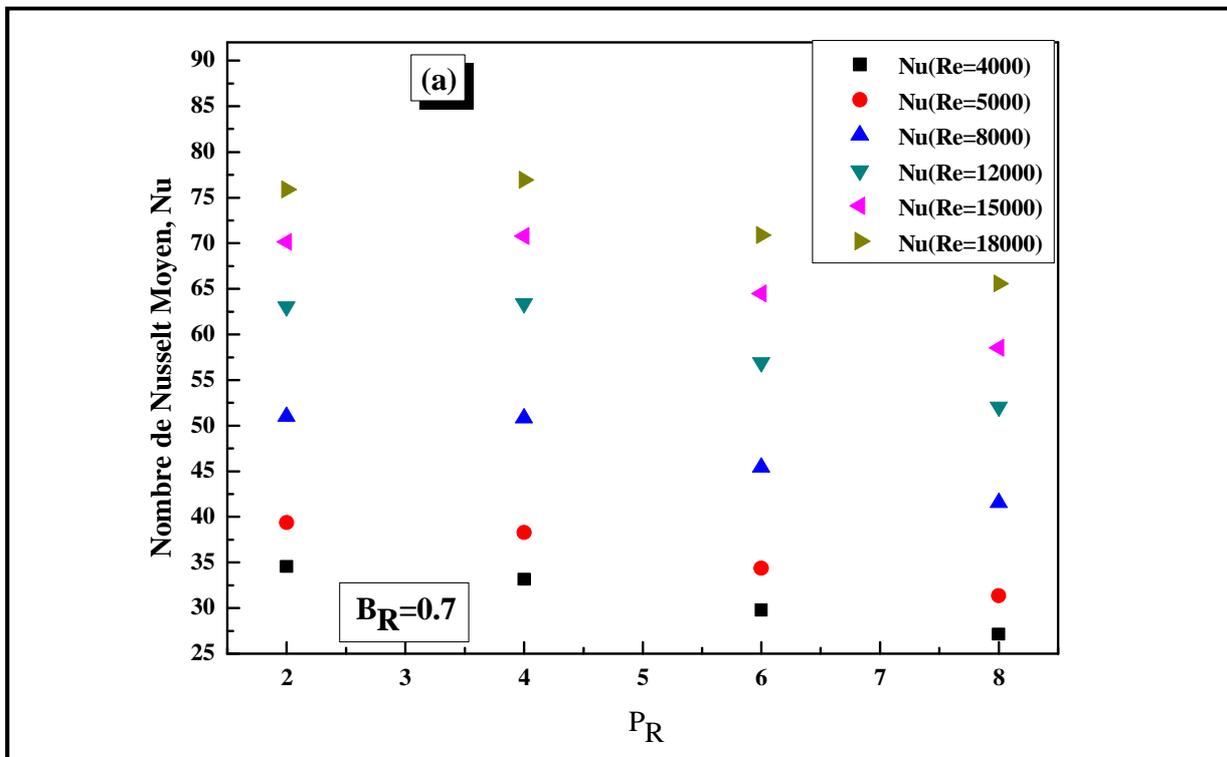
Les résultats numériques obtenus sur les caractéristiques moyennes de transfert de chaleur dans un conduit dynamique munis de chicane de formes rectangulaires, dont les parties supérieures inclinées sont implantés sur le plan d'écoulement inférieur sont présentés en terme de :

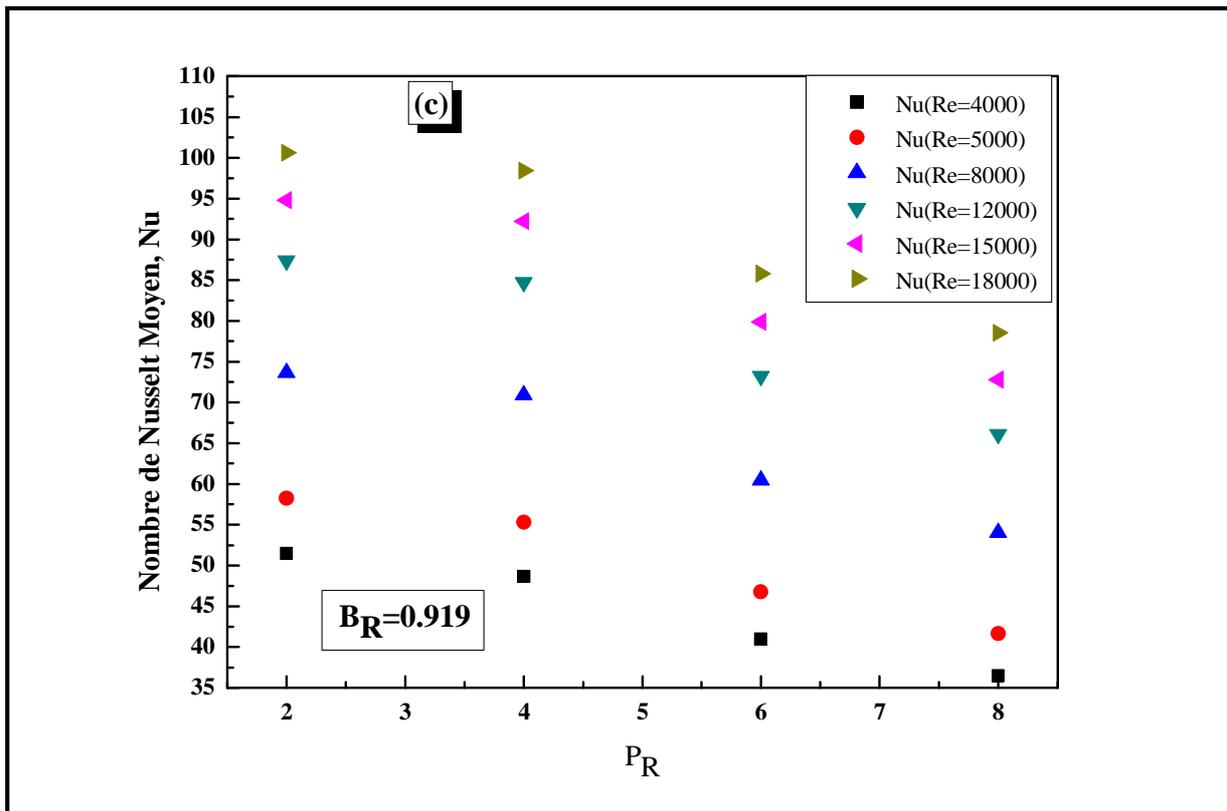
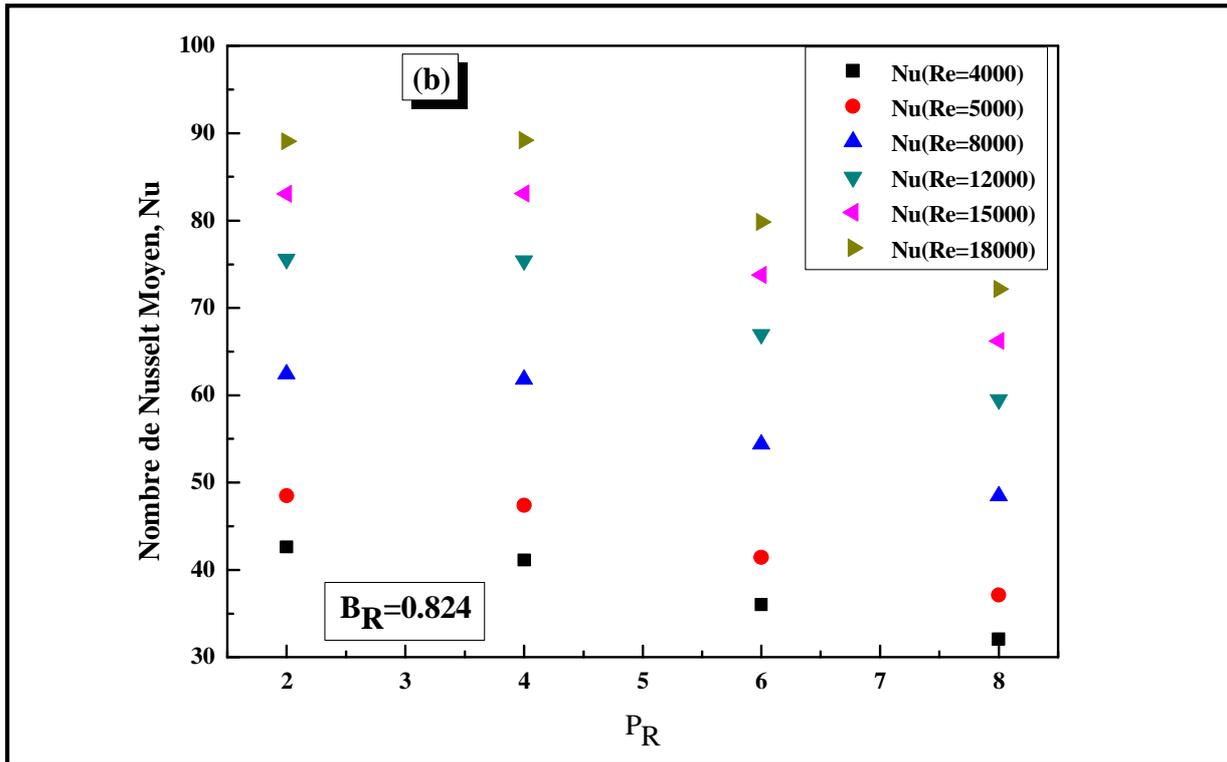
V.2.1. Nombre Moyen de Nusselt

Effet du nombre de Reynolds (Re)

La FIGURE V. 3 composée par les graphiques (a), (b), (c) et (d) ci-dessous, représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du pas relatif (P_R) pour différents Nombres de Reynolds pour une valeur fixe du taux de blocage ($B_R=0.7$), ($B_R=0.824$), ($B_R=0.919$) et ($B_R=0.979$) respectivement.

De la FIGURE V. 3 on remarque que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du pas relatif (P_R) avec un élargissement d'une différence notable entre le nombre de Reynolds $Re=5000$ et $Re=12000$, et une convergence de la différence entre les autres nombres de Reynolds pour tous les cas.





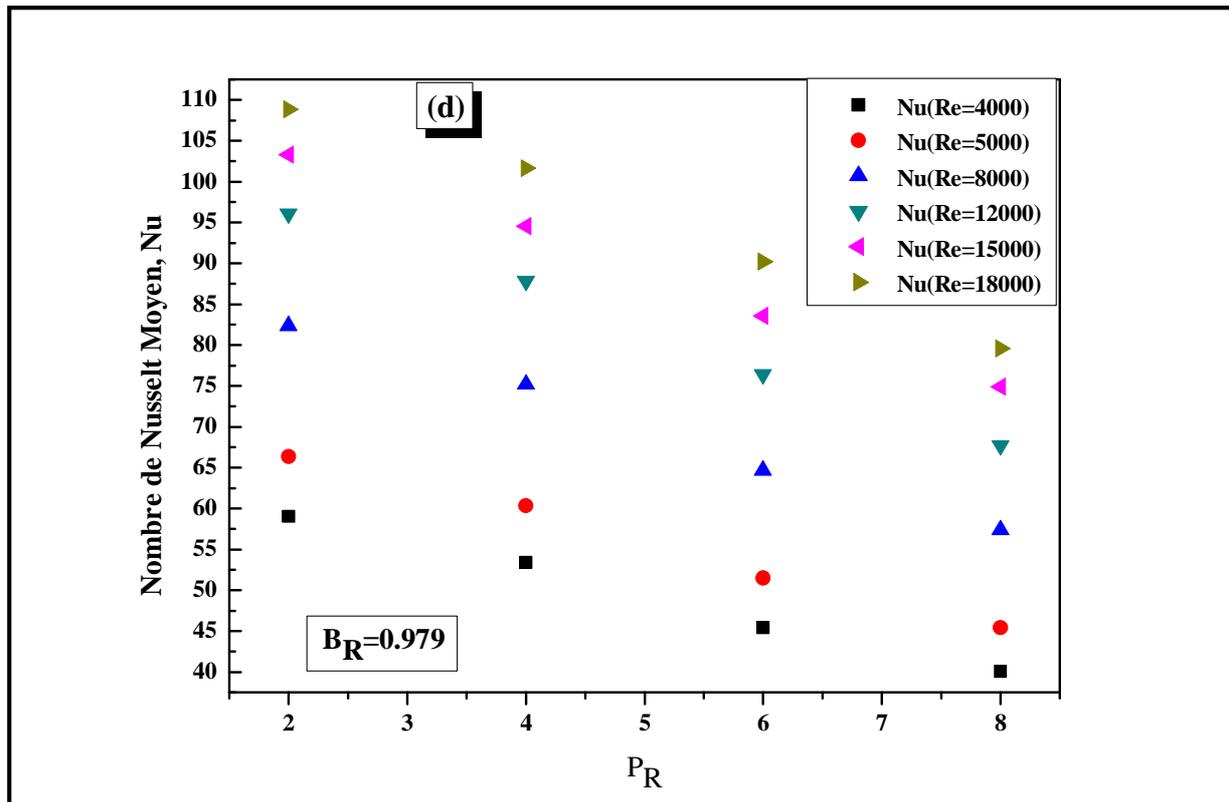


FIGURE V. 3- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du Pas relatif pour différents nombres de Reynolds et pour une valeur fixe du taux de blocage

On peut voir également que le nombre de Nusselt moyen augmente d'une façon monotone avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour différents valeurs des taux de blocage (B_R) ceci étant vu pratiquement dans tous les cas comme prévu.

Quand le nombre de Reynolds augmente, l'épaisseur de la sous-couche laminaire (visqueuse) (où la stratification d'énergie) va diminuer comme illustrée sur la FIGURE V. 4.

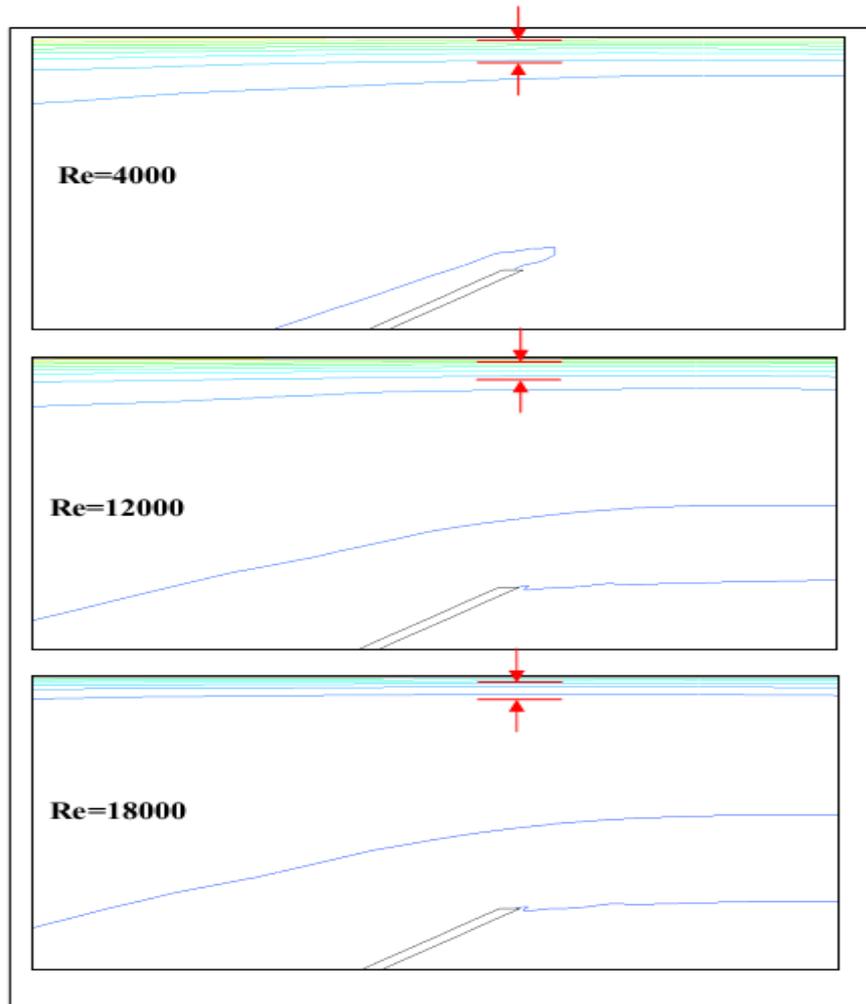


FIGURE V. 4- Effet du nombre de Reynolds sur l'épaisseur de la sous-couche laminaire ; cas ($B_R = 0.7$, $P_R = 8$ et $Re = 4000, 12000$ et 18000)

En outre, Il est bien connu que l'augmentation du nombre de Reynolds augmente le degré de turbulence expliqué par l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation turbulente, ce qui conduit à l'augmentation de l'intensité de la turbulence et augmente par conséquent le nombre de Nusselt.

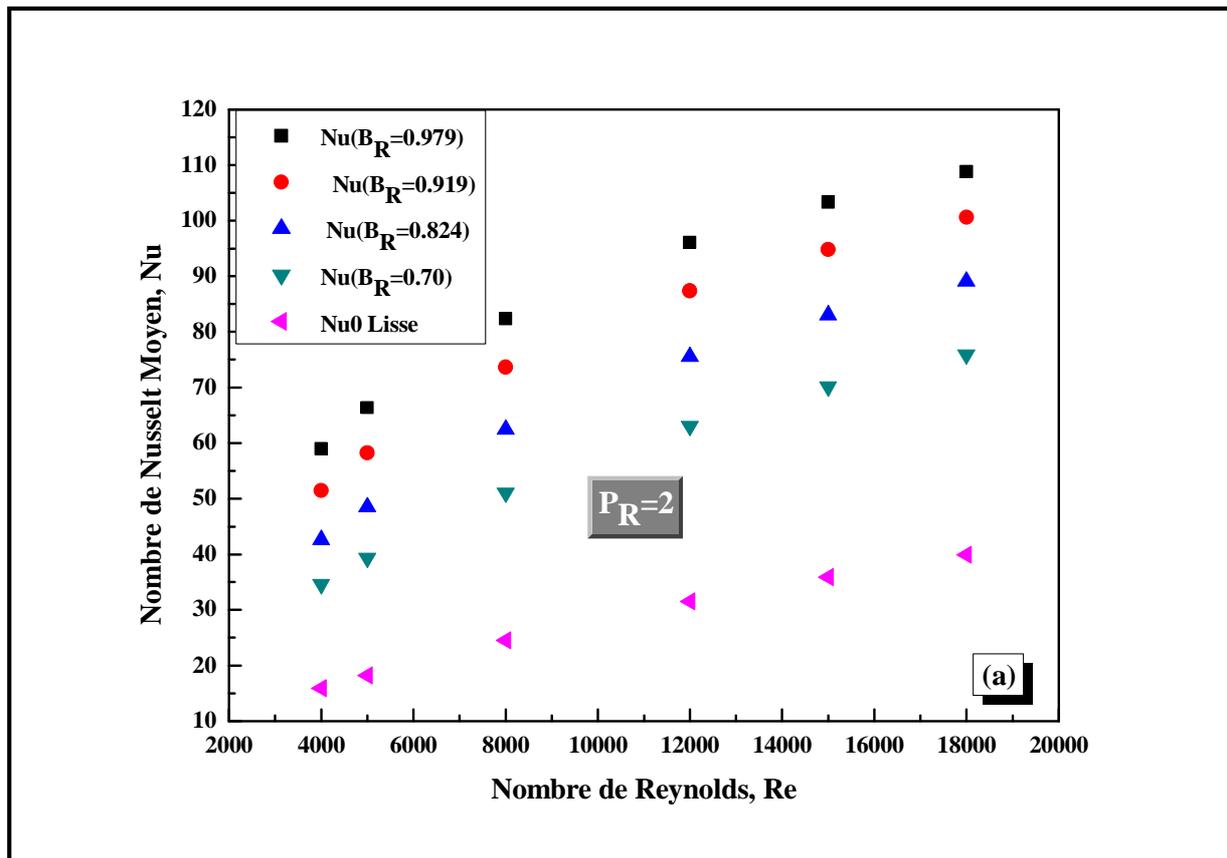
Alors, il ya une contribution des tourbillons locaux provenant de la chicane par intensification des échanges thermiques en arrachant de la chaleur de l'absorbeur, qui augmente le taux de transfert de chaleur par rapport au conduit lisse.

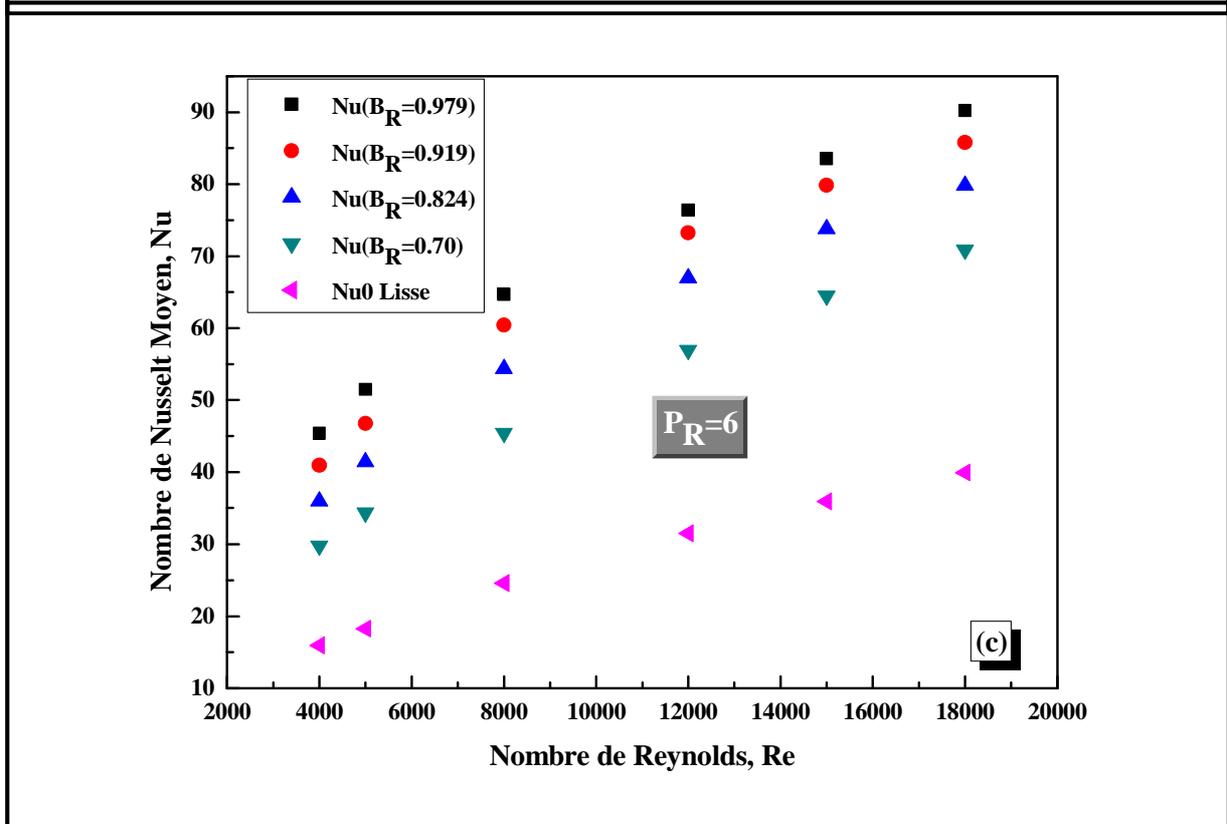
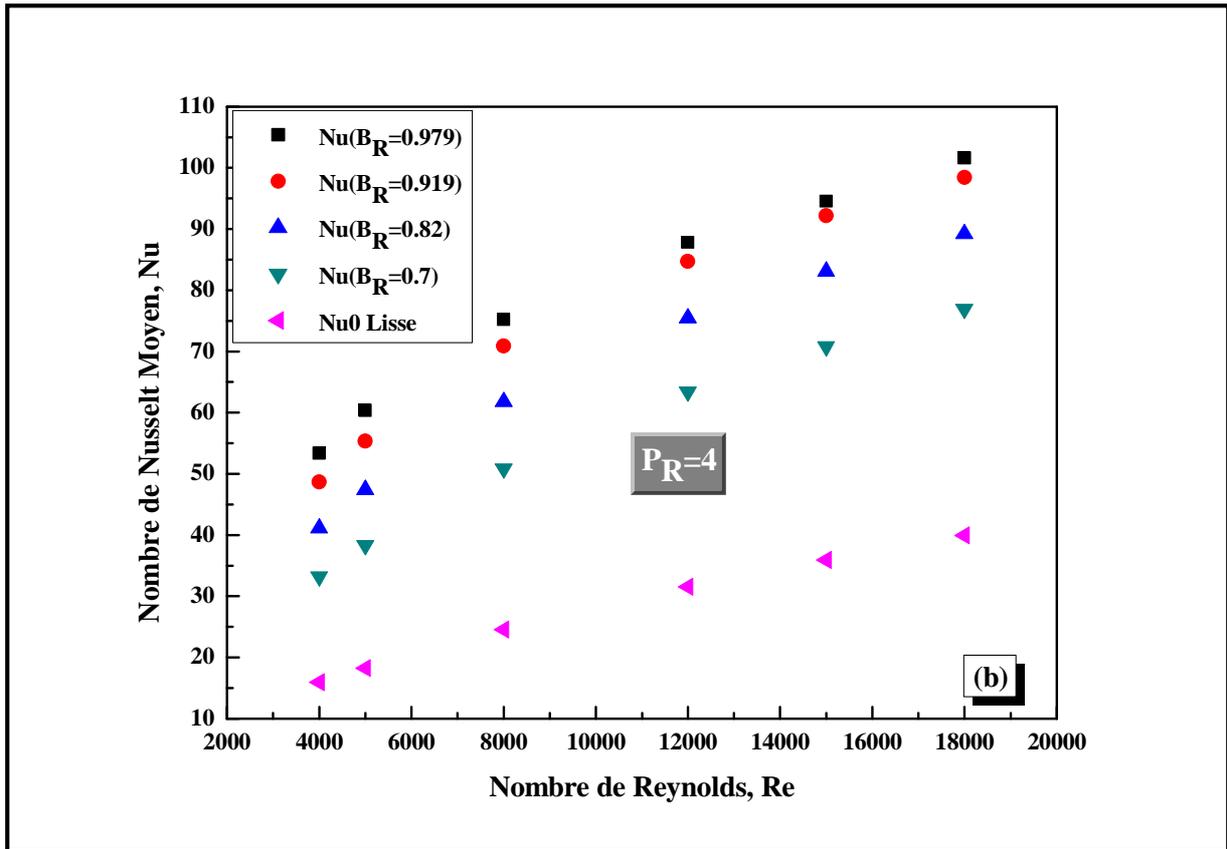
Effet du taux de blocage (B_R)

La FIGURE V. 5 composée des graphes (a), (b), (c) et (d) montrées ci-dessous, représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et pour des valeurs fixes du pas relatif (P_R) : ($P_R = 2$), ($P_R = 4$), ($P_R = 6$) et ($P_R = 8$) respectivement.

On peut voir que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ainsi que pour le taux de blocage dans tous les cas. Dans cette étude, nous avons pris un taux de blocage considérable entre 0.7 et 0.979, afin d'étudier l'effet de la grande valeur du taux de blocage sur ce type d'écoulements. Il est observé que le taux d'augmentation du nombre de Nusselt moyen est considérable quand les valeurs du taux de blocage (B_R) est compris entre 0.82 et 0.92, tandis que les faibles valeurs d'augmentation se trouve entre les taux de blocage (B_R)=0.92 et (B_R)=0.979. Toutes ces observations sont globalement en accord avec les résultats des études expérimentales publiées précédemment par [75], [9], [85],[106] et [138].

Finalement, il est noté que la valeur maximale du nombre de Nusselt moyen est de l'ordre ($Nu=108.8$), qui correspond à un taux de blocage ($B_R=0.979$) et à un nombre de Reynolds ($Re=18000$) et à un pas relatif ($P_R=2$).





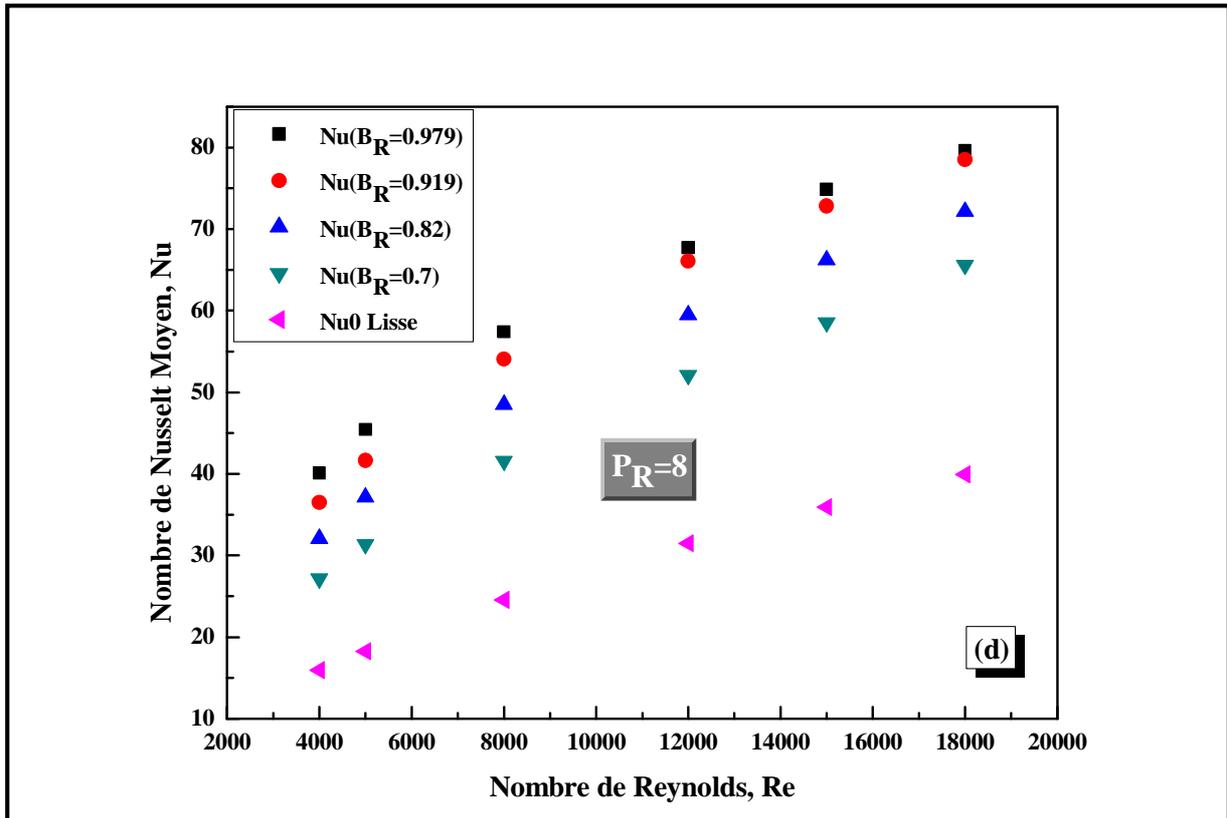


FIGURE V. 5- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et pour une valeur fixe du pas relatif

La FIGURE V. 6 montre également que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du taux de blocage (hauteur de la chicane, ou bien l'angle d'inclinaison), cela est expliqué par le fait, que plus l'hauteur de la chicane augmente, plus que son extrémité supérieure est immergée dans la sous couche visqueuse brisée, ce qui réduit la résistance thermique et augmente considérablement le taux de transfert de chaleur.

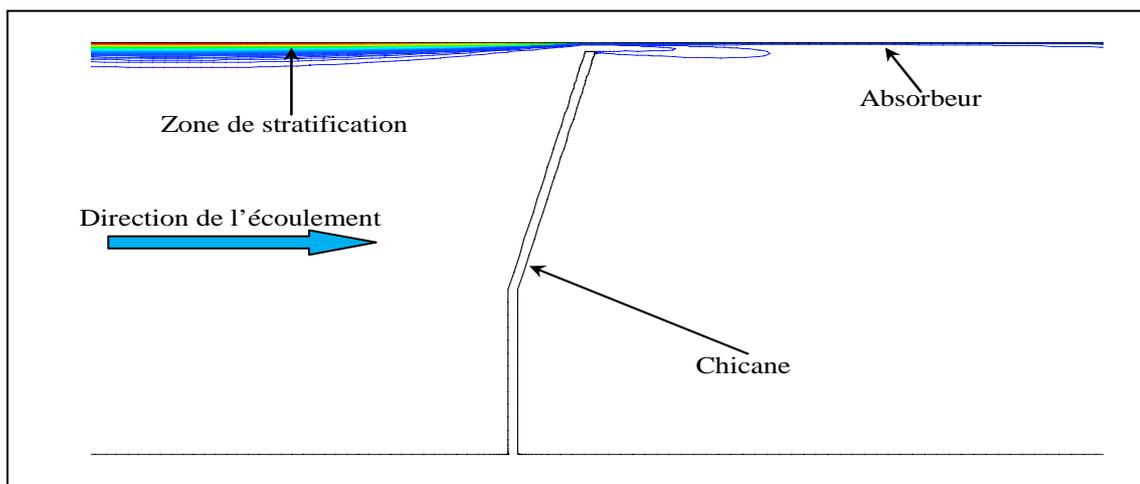
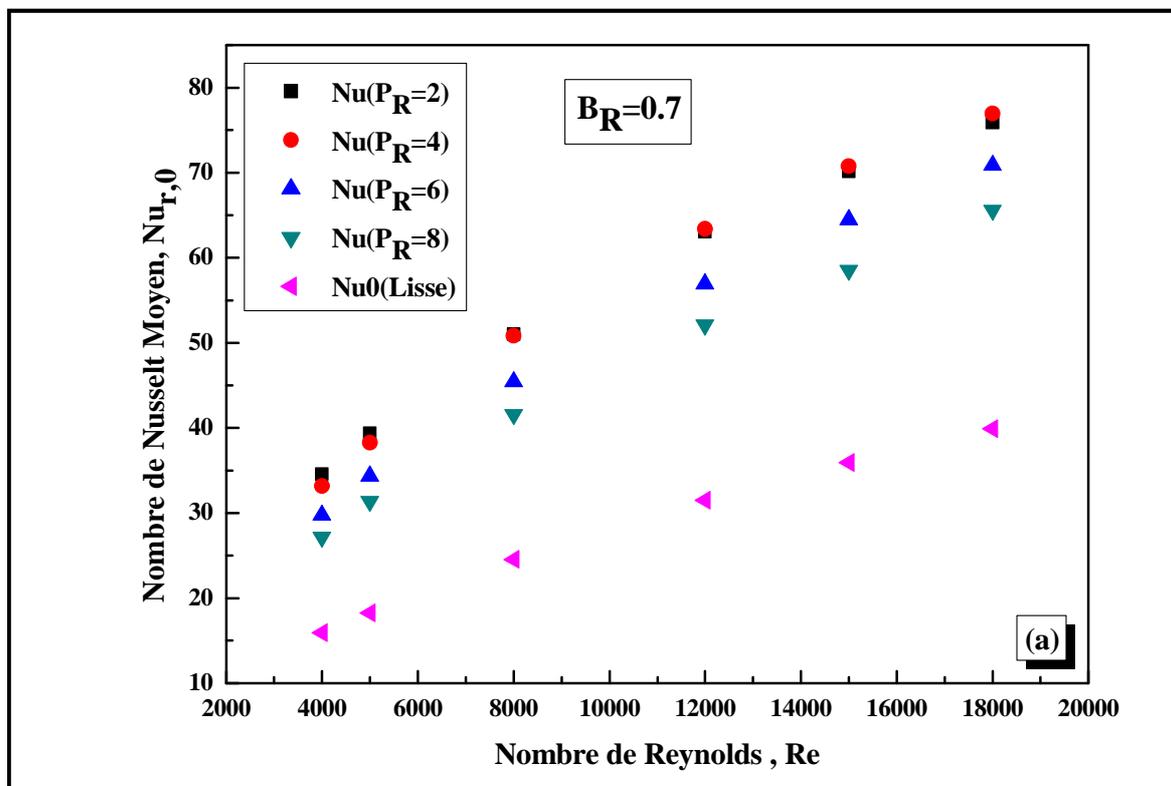


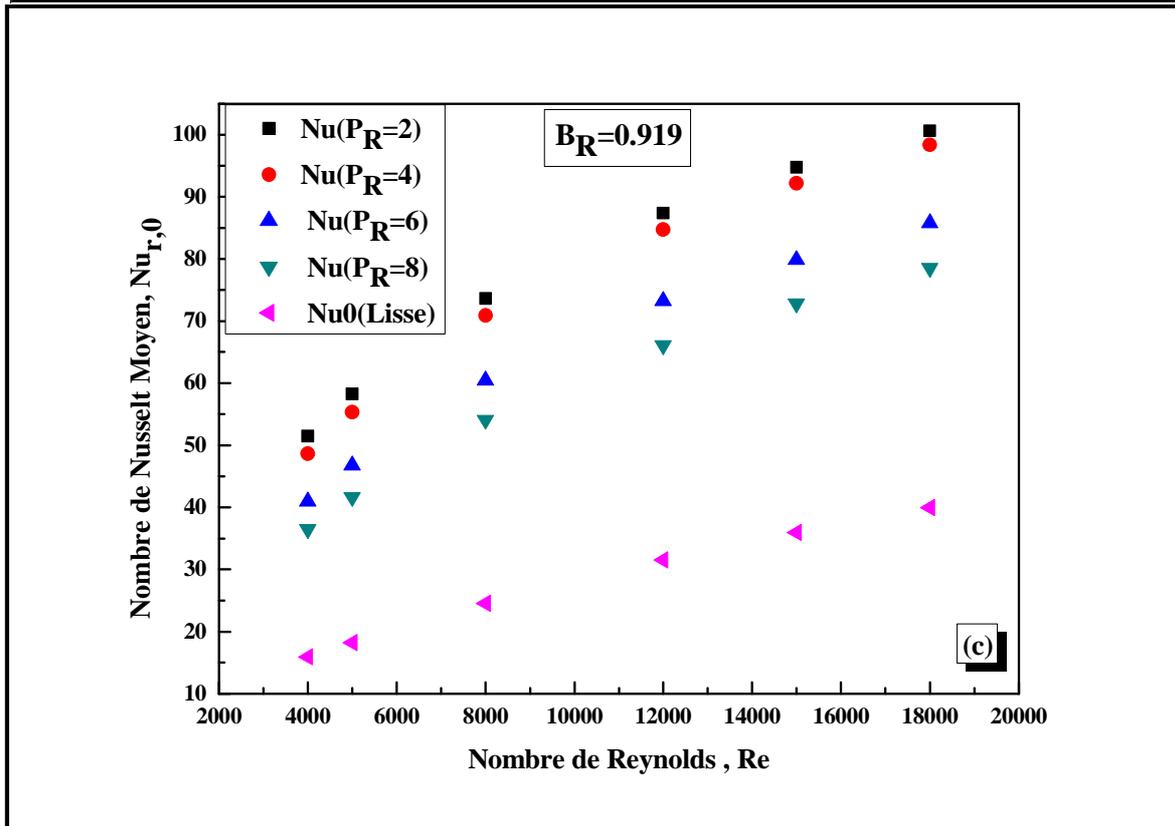
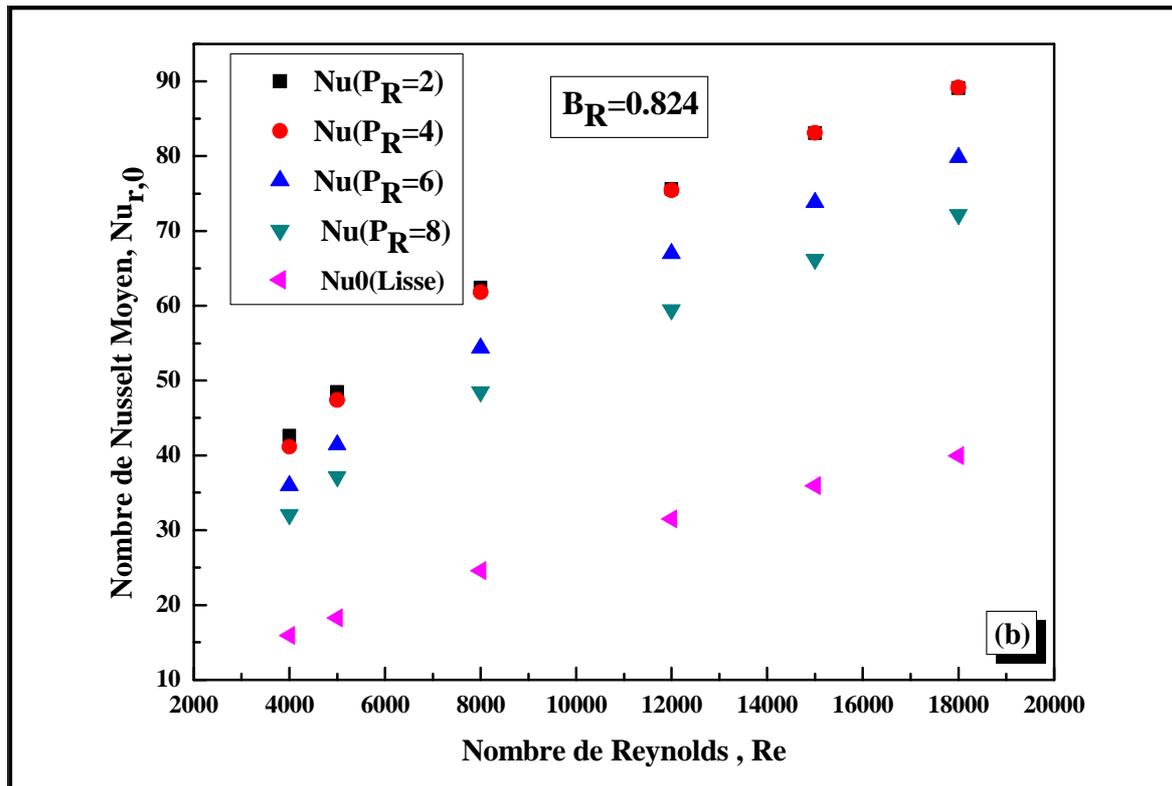
FIGURE V. 6- Effet de l'extrémité de la chicane sur la sous-couche laminaire ; cas : ($B_R = 0.979$, $P_R = 2$ et $Re = 18000$)

Effet du pas relatif (P_R)

Le rapport de la distance entre deux chicane successives et l'espace vertical entre la bordure supérieure (L'absorbeur) et la bordure inférieure (l'isolant) de l'écoulement, peut être défini par le pas relatif (P_R) qui a une importance considérable dans l'amélioration du transfert de chaleur.

La FIGURE V. 7 montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs du pas relatif entre deux chicanes pour une valeur fixe du taux de blocage (B_R) (hauteur relative) comparé avec ceux d'un conduit lisse. Par rapport à un conduit dynamique lisse, le conduit avec la présence des chicanes considérées, fournit un nombre de Nusselt plus grand dans tous les cas étudiés. On peut également conclure de cette figure, que le nombre de Nusselt moyen d'un conduit rugueux diminue quand les valeurs du pas relatif (P_R) sont croissantes, comme on observe également, que malgré l'impact du pas relatif sur l'augmentation du nombre de Nusselt pour les deux valeurs ($P_R=4$) et ($P_R=6$) pour tous les cas considérés, la variation du nombre de Nusselt avec le pas relatif est insignifiante avec les faibles valeurs du nombre de Reynolds, par conséquent, pour un nombre de Reynolds plus élevé cet effet sera substantiel.





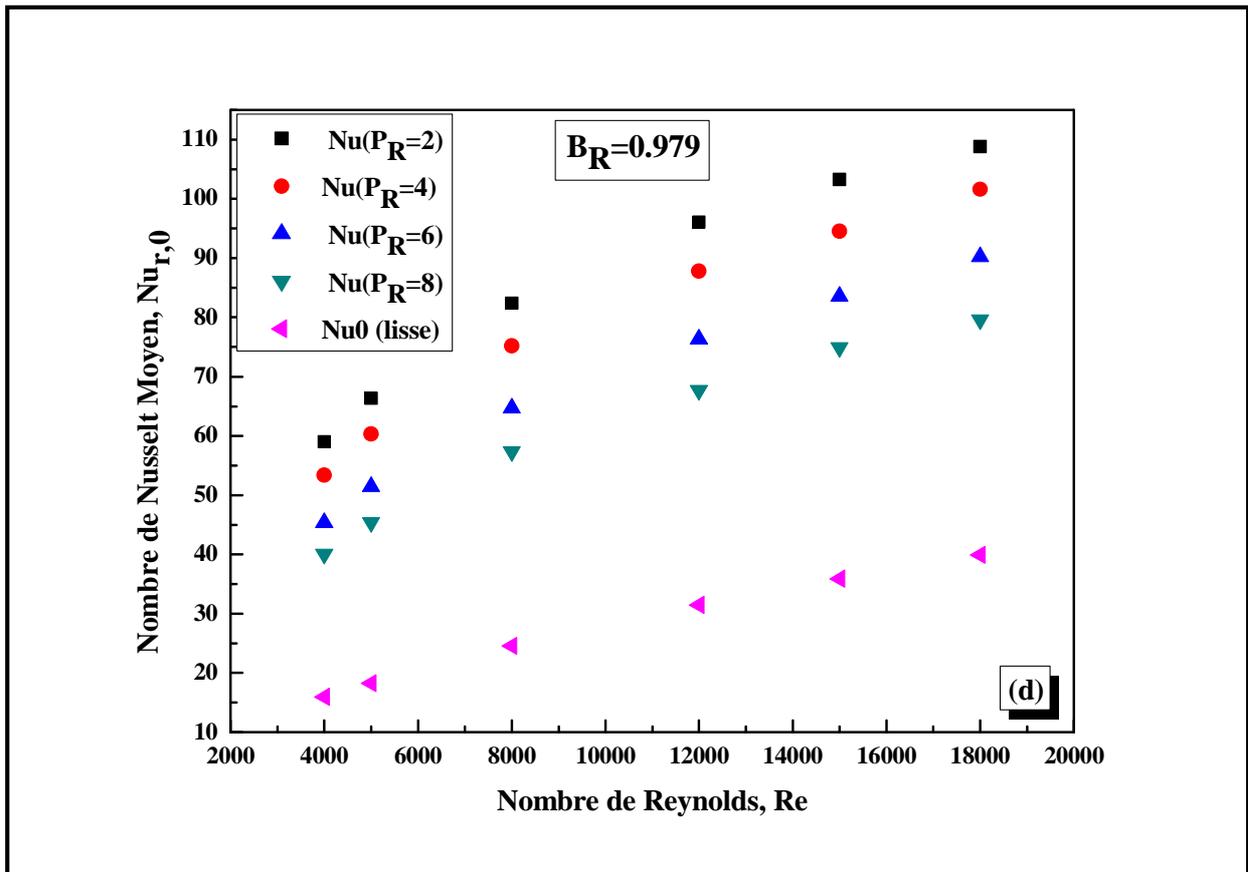


FIGURE V. 7- Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs du pas relatif et pour une valeur fixe du taux de blocage

Le conduit rugueux avec un pas relatif de ($P_R = 2$) fournit le plus grand Nusselt moyen à tous les nombres de Reynolds. Dont la plus grande valeur du nombre de Nusselt moyen est de ($Nu=108$) obtenue pour le cas ($P_R = 2$, $B_R = 0.979$ et $Re=18000$), tandis que la valeur minimale du nombre de Nusselt moyen qu'est de $Nu=27$ se produit avec le cas ($P_R = 8$, $B_R = 0.7$ et $Re=4000$).

Pour la gamme des paramètres étudiés, le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du pas de la rugosité relative (P_R) pour une valeur fixe de la hauteur relative (taux de blocage) (B_R). Ceci est dû, au fait qu'avec l'augmentation du pas relatif, le nombre des points de rattachement diminue comme l'indique la figure suivante :

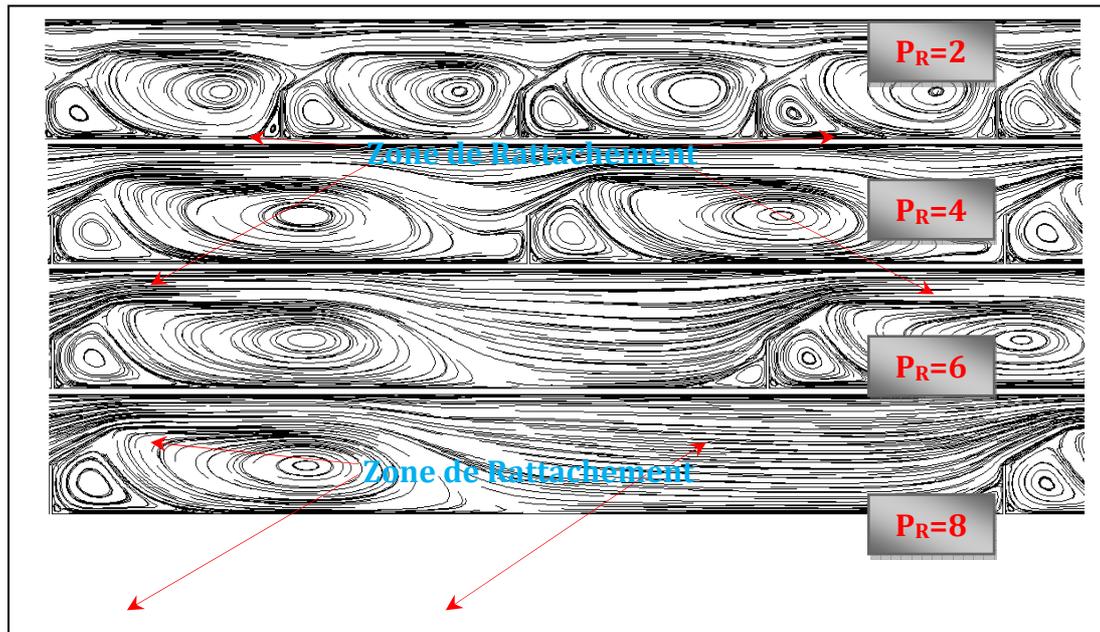


FIGURE V. 8- Répartition des points de rattachement sur la même distance du conduit pour différents pas relatifs

Enfin; la FIGURE V. 9- (a), montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen d'un conduit avec chicanes en fonction du nombre de Reynolds (Re), où il est intéressant de noter que le nombre de Nusselt moyen augmente à la fois avec l'augmentation du nombre de Reynolds, la hauteur de chicane (Taux de blocage) et le pas relatif, dont la valeur la plus élevée de Nusselt moyen est ($Nu=108$) observée dans le cas ($B_R=0,98$, $P_R=2$, $Re=18,000$), attribué à un meilleur mélange du fluide causé par le mouvement des forts tourbillons et de la perturbation de la sous-couche visqueuse, tandis que la valeur la plus basse du nombre de Nusselt moyen est enregistrée dans le cas ($B_R=0,75$, $P_R=8$, $Re=4000$).

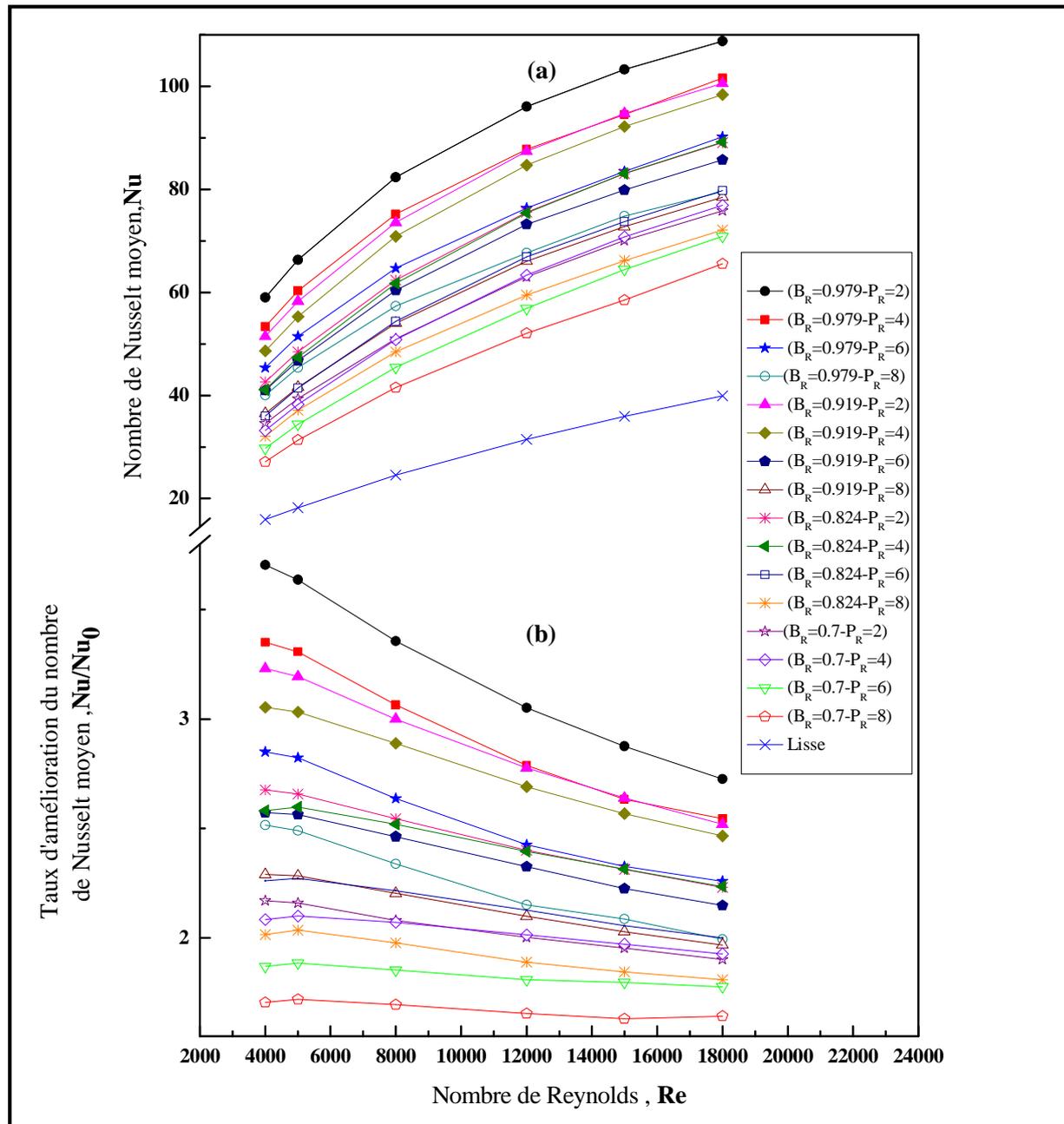


FIGURE V. 9- (a) Evolution du nombre de Nusselt moyen et (b) le taux d'amélioration en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et différents Pas relatifs.

La FIGURE V. 9- (b) représente le taux d'amélioration du transfert de chaleur incarné dans le rapport entre le nombre de Nusselt moyenné d'un conduit munie de chicanes et celui d'un conduit lisse (Nu / Nu_0) en fonction du nombre de Reynolds. On peut voir que le taux d'amélioration augmente avec la hauteur de chicane, ceci étant causé par le rétrécissement et l'élargissement soudain formé entre la partie supérieure de chicane et l'absorbeur, permettant d'accélérer l'écoulement, ce qui implique que les plus grandes valeurs du nombre de Nusselt moyen sont obtenus lorsque le taux de blocage atteint sa plus grande valeur soit ($B_R=0.98$ ou $\alpha=75^\circ$). Cette constatation est en accord avec les résultats expérimentaux de MA Habib et al

[70], qui s'explique par le fait que l'extrémité supérieure de la chicane se trouve profondément dans la sous-couche visqueuse, où le transfert de chaleur devient conductif et l'écoulement perturbant comme indiqué précédemment. Le facteur de frottement atteint ses valeurs maximales si le taux de blocage prend la valeur ($B_R=0.98$).

V.3. CARACTERISTIQUE DE L'ÉCOULEMENT DE FLUIDE (CARACTERISTIQUES DE FROTTEMENT)

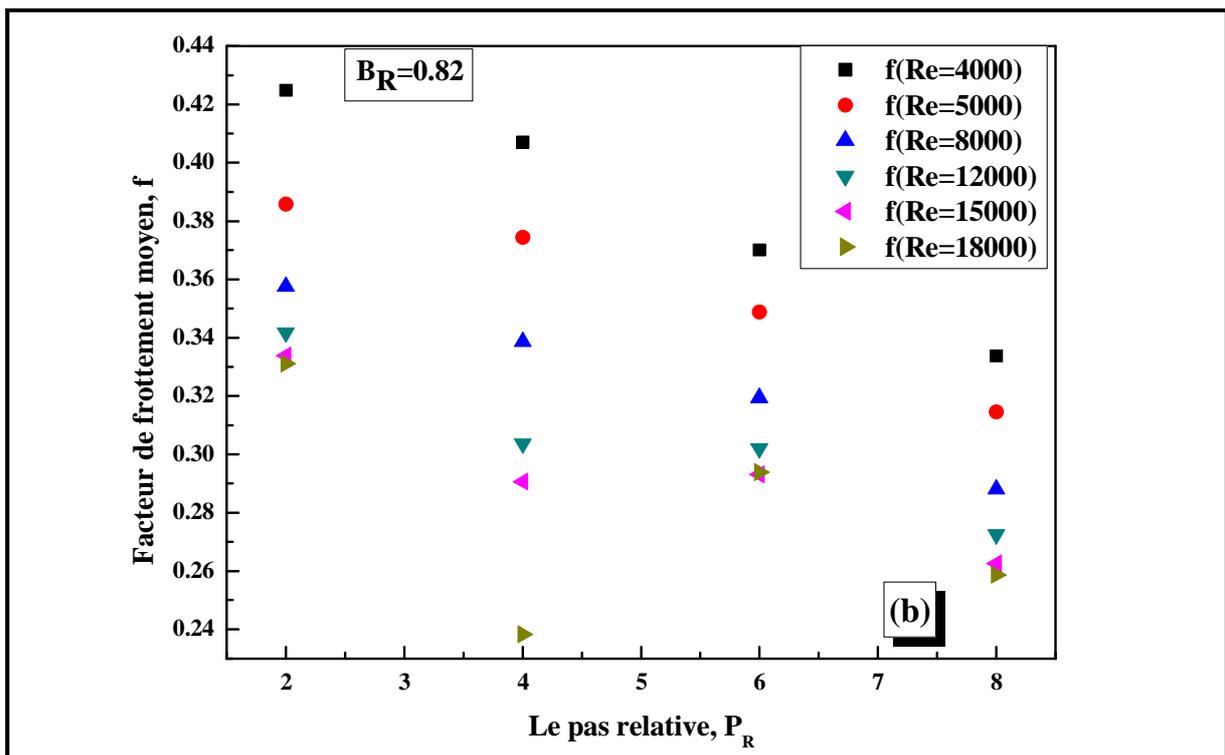
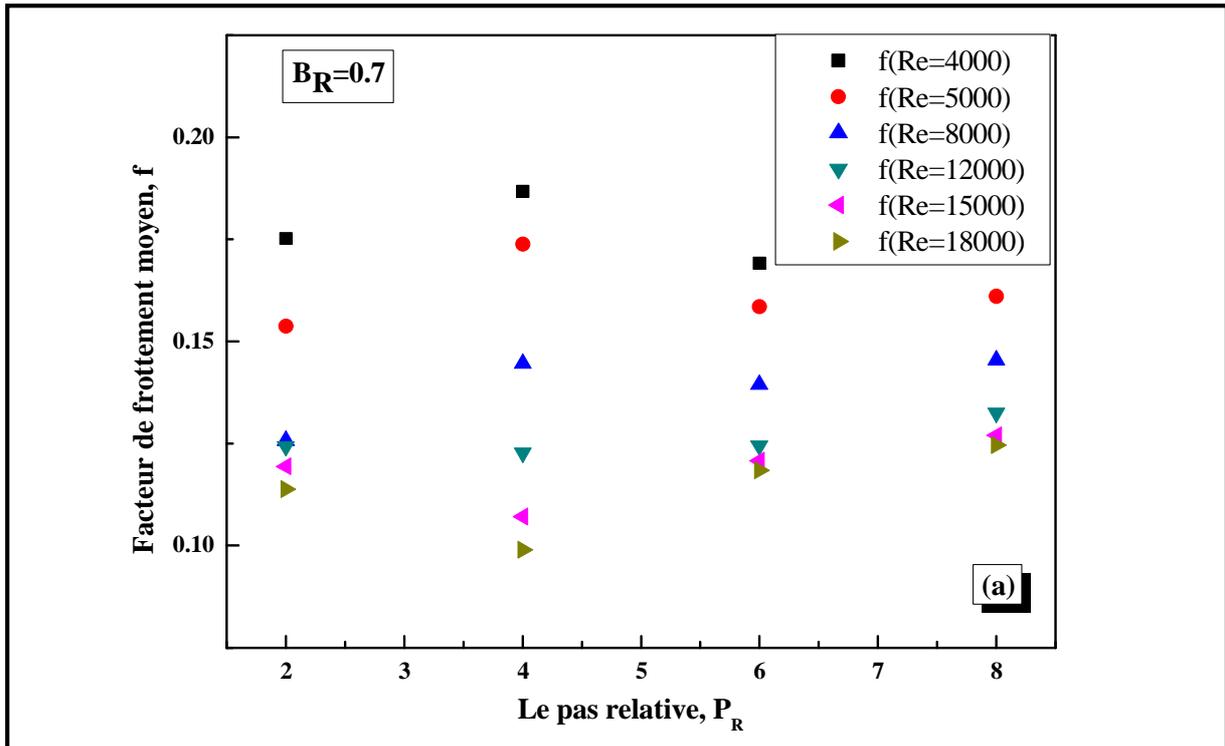
Les caractéristiques moyennes de l'écoulement de fluide dans un conduit rectangulaire muni de chicanes rectangulaires, dont les parties supérieures inclinées sont implantés sur le plan d'écoulement inférieur, sont présentées en termes de facteur de friction qui décrit les forces qui résistent au mouvement relatif des surfaces solides, ou des couches de fluide lui-même.

V.3.1. Facteur de friction moyen

Effet du nombre de Reynolds (Re)

La FIGURE V.10 composée par les graphiques (a), (b), (c) et (d), montre l'évolution du facteur de friction moyen en fonction du pas relatif (P_R) pour différents Nombres de Reynolds (Re) et pour une valeur fixe du taux de blocage ($B_R=0.7$), ($B_R=0.824$), ($B_R=0.919$) et ($B_R=0.979$) respectivement.

Généralement, nous pouvons constater que l'augmentation du nombre de Reynolds (Re) ainsi que le pas relatif (P_R) engendre une diminution du facteur de frottement (f) pour différentes valeurs du taux de blocage (B_R). Cette diminution est attribuée à l'augmentation du nombre de Reynolds permettant de créer de forts tourbillons résultant d'une surpression de la sous-couche visqueuse.



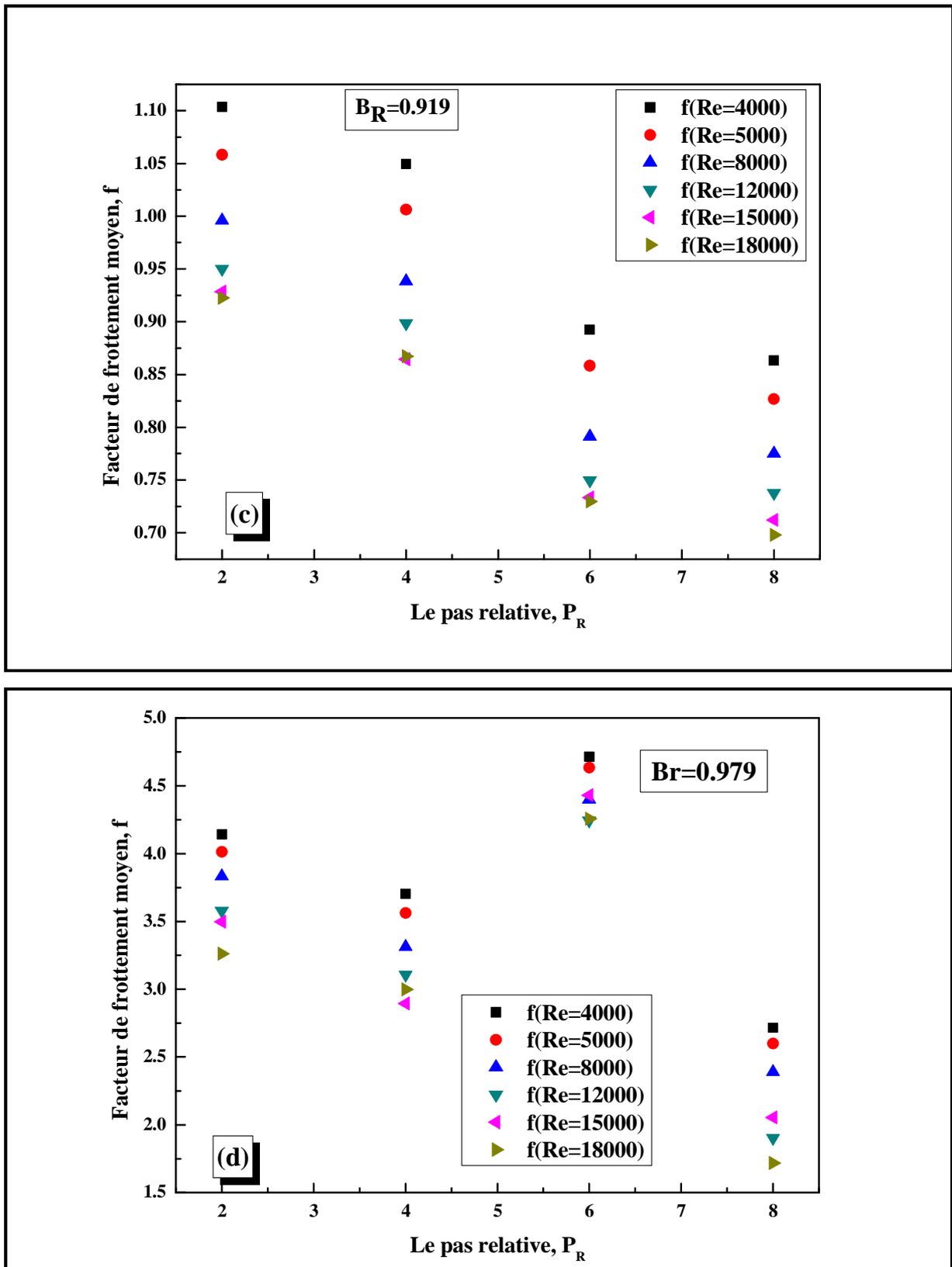


FIGURE V. 10- Variation du Facteur de Friction moyen en fonction du pas relatif pour différents nombres de Reynolds et pour une valeur fixe du taux de blocage

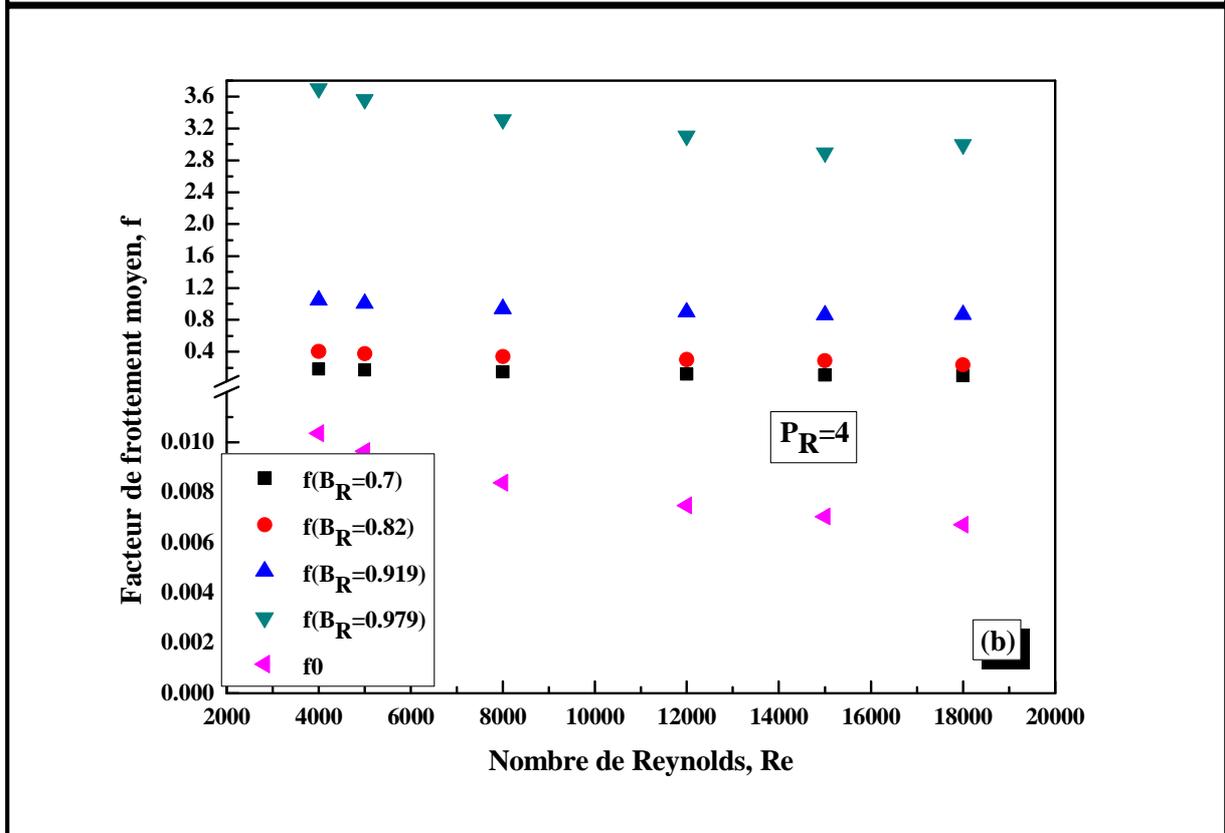
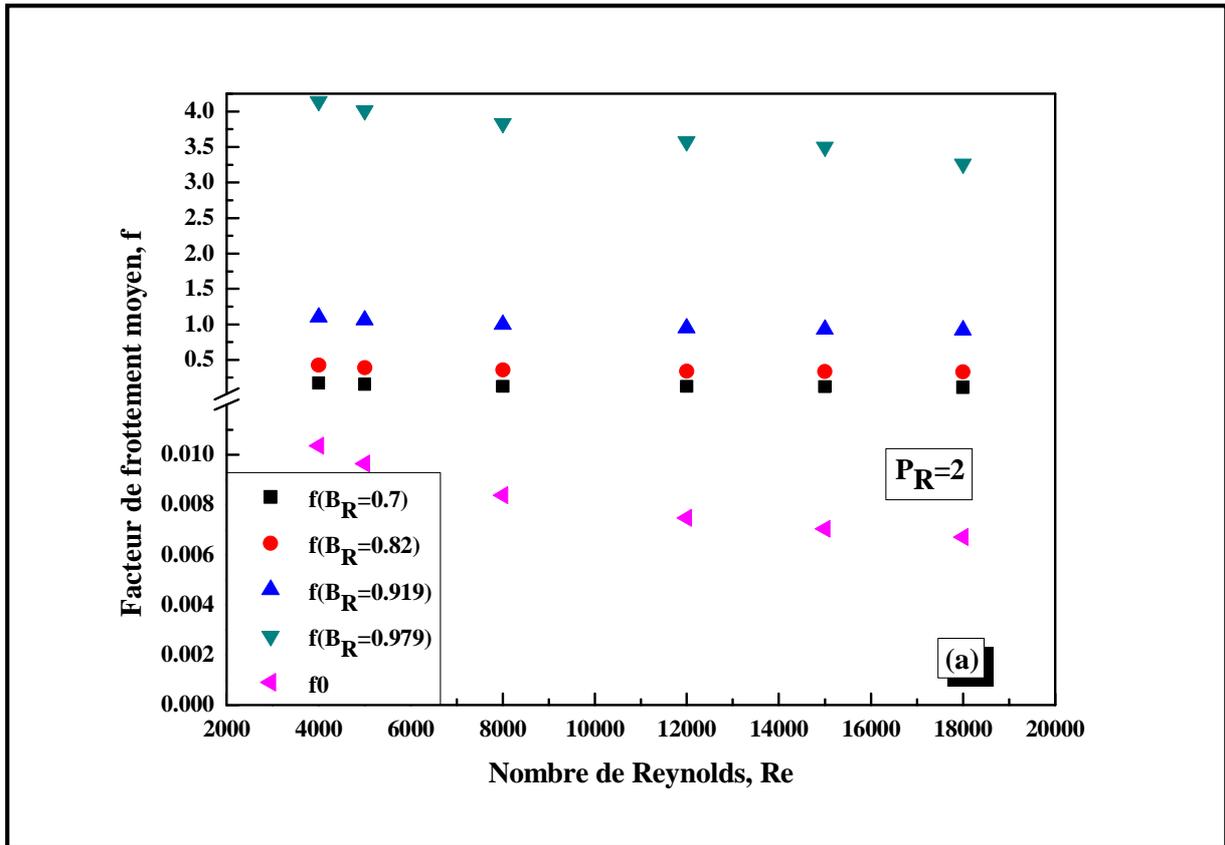
Les valeurs maximales sont toujours observés avec un nombre de Reynolds ($Re=4000$), quelque soit la valeur du couple (Br, P_R), malgré que l'aspect de cette augmentation parfois

n'est pas remarquable, surtout si le nombre de Reynolds augmente, les valeurs maximale et minimale du facteur de frottement se produisent avec un pas relatif ($P_R=6$) pour le couple ($B_R=0.979$, $Re=4000$), et le pas relatif ($P_R=8$) pour le couple ($B_R=0.7$, $Re=18000$) respectivement, pour la gamme de paramètres étudiés.

Effet du taux de blocage (B_R)

L'effet du taux de blocage (B_R) sur le facteur de frottement a été montré dans la FIGURE V.11, composée des graphiques (a, b, c et d), qui montrent que le facteur de friction augmente avec l'accroissement du taux de blocage dans tous les cas. On voit que pour un pas relatif (P_R) donné, le facteur de frottement augmente avec l'augmentation du taux de blocage (B_R) et diminue avec la croissance du nombre de Reynolds (Re) dans tous les cas également, comme prévu.

Cette augmentation est considérable par rapport au facteur de frottement d'un conduit lisse surtout quand le taux de blocage dépasse la valeur ($B_R = 0.919$), tandis que la fluctuation est légère si le taux de blocage est compris entre les valeurs ($B_R = 0.7$) et ($B_R = 0.919$), ce qui mène à penser prudemment à la hauteur de ce type d'obstructions, qui ne doit pas dépasser certaines limites en vue de minimiser les pertes de charge. Cependant, le facteur de frottement maximal est enregistré si le taux de blocage est à sa valeur maximale estimée à ($B_R = 0.98$).



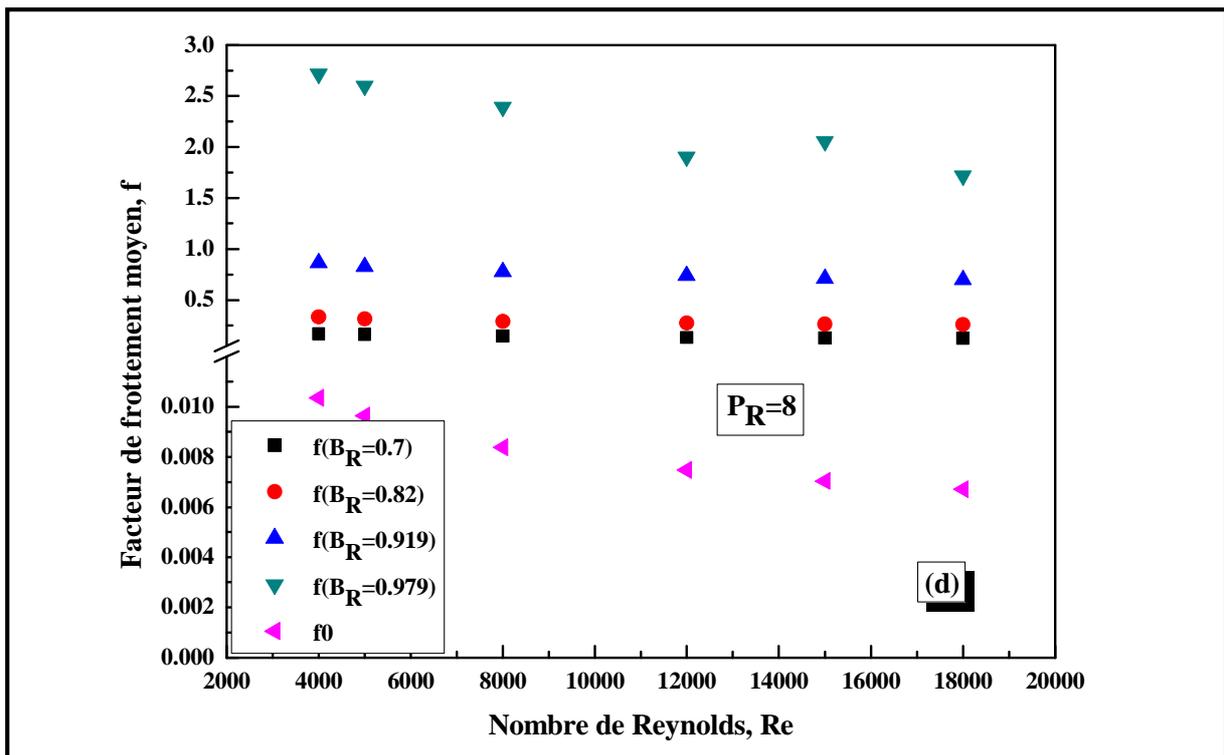
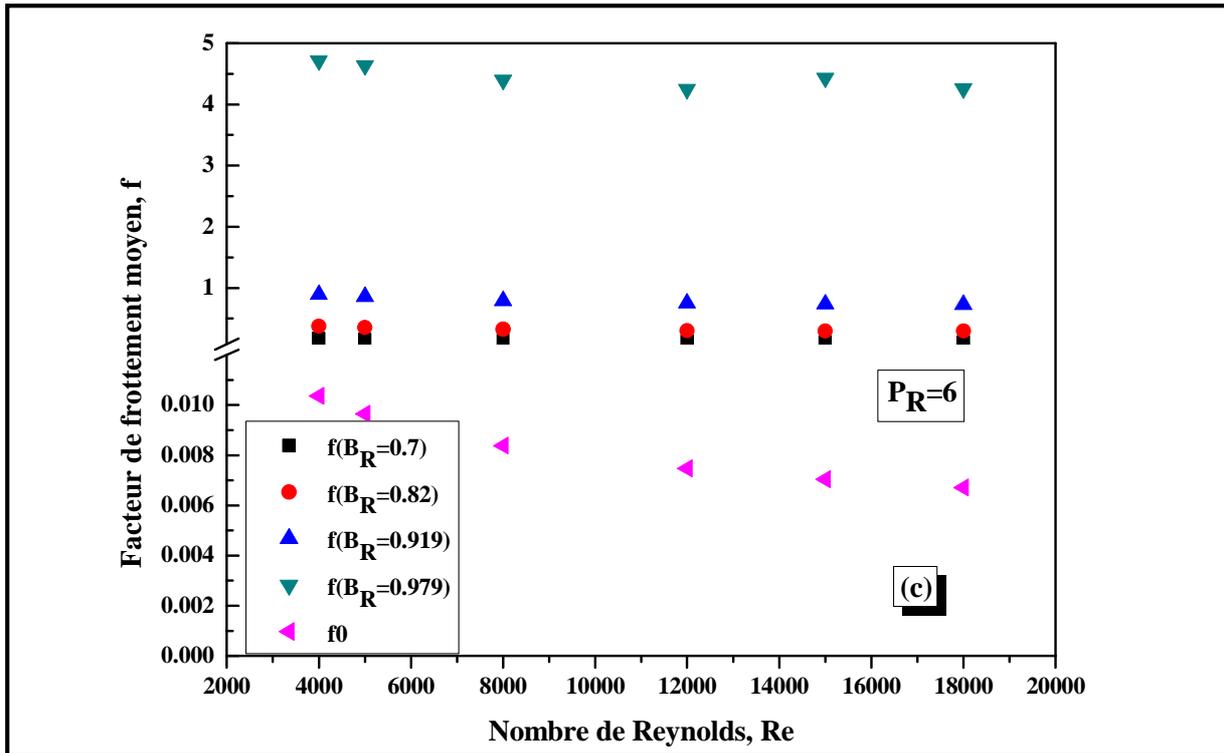


FIGURE V. 11- Variation du facteur de friction moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents taux de blocage et pour une valeur fixe du Pas relatif.

Cela est expliqué par la suppression de la sous-couche laminaire de l'écoulement turbulent pleinement développée au sein du conduit dynamique, lorsque la hauteur de chicane s'étend

dans cette région, qui confirme la constatation faite d'après les contours de température (voir FIGURE V. 12).

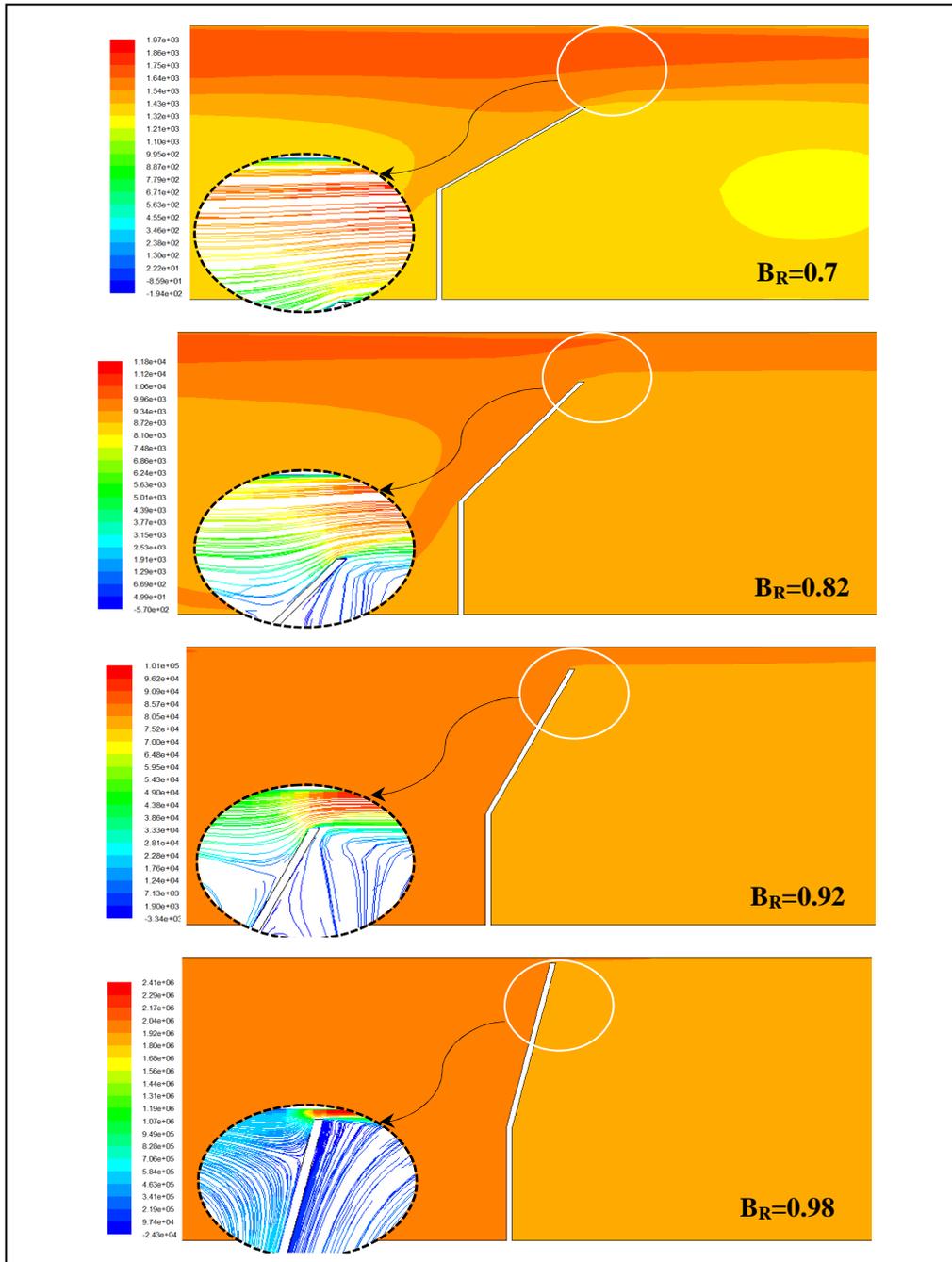
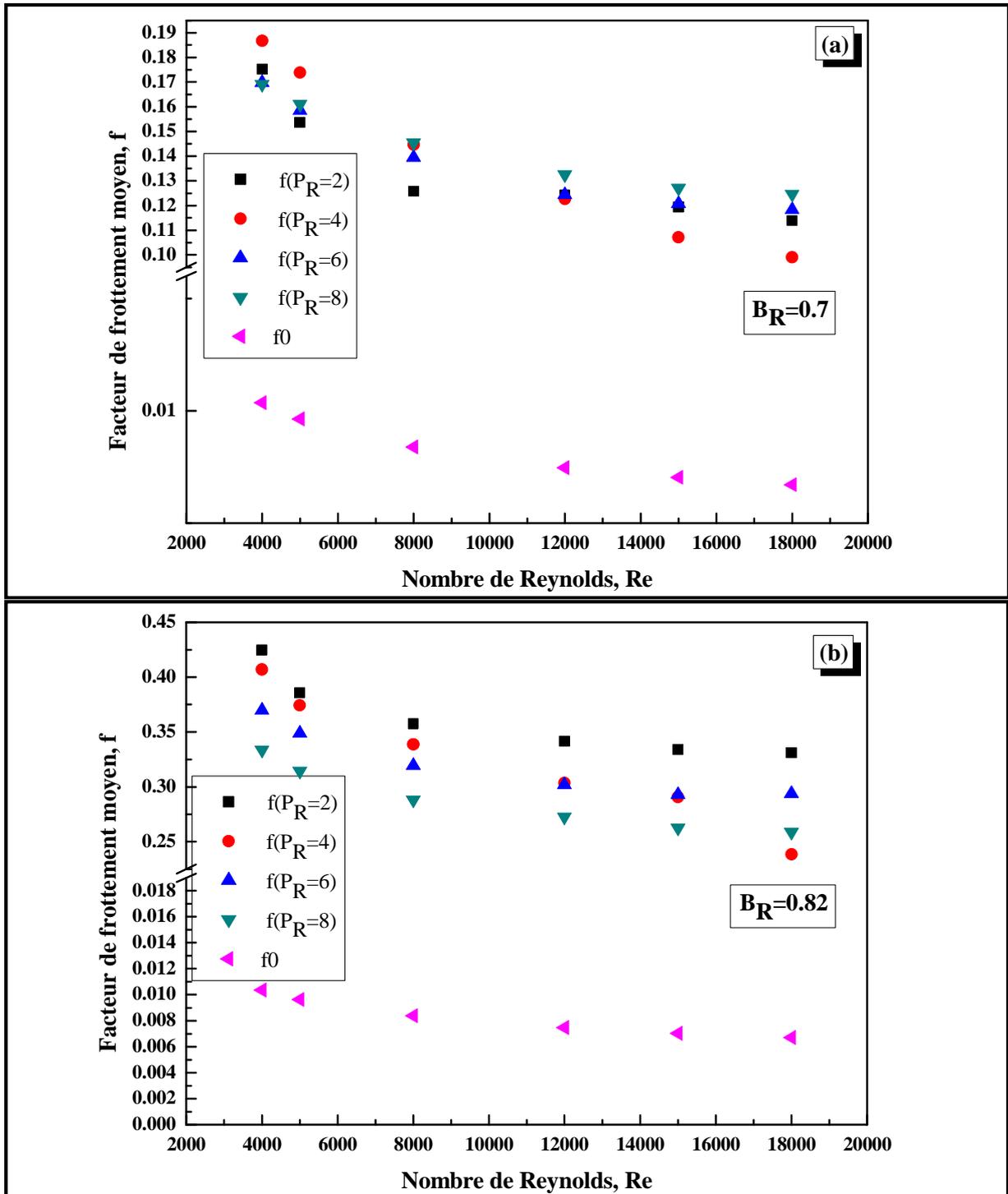


FIGURE V. 12- Contour de la pression total pour différents taux de blocage au niveau de la même région du conduit avec chicanes (Cas : $P_R=2$, $Re=18000$).

Effet du pas relatif (P_R)

Comparativement au conduit lisse, la présence des chicanes au niveau du conduit génère plus de friction, l'intensité de leur effet varie selon la variation du pas relatif (P_R) comme le montre la FIGURE V.13.



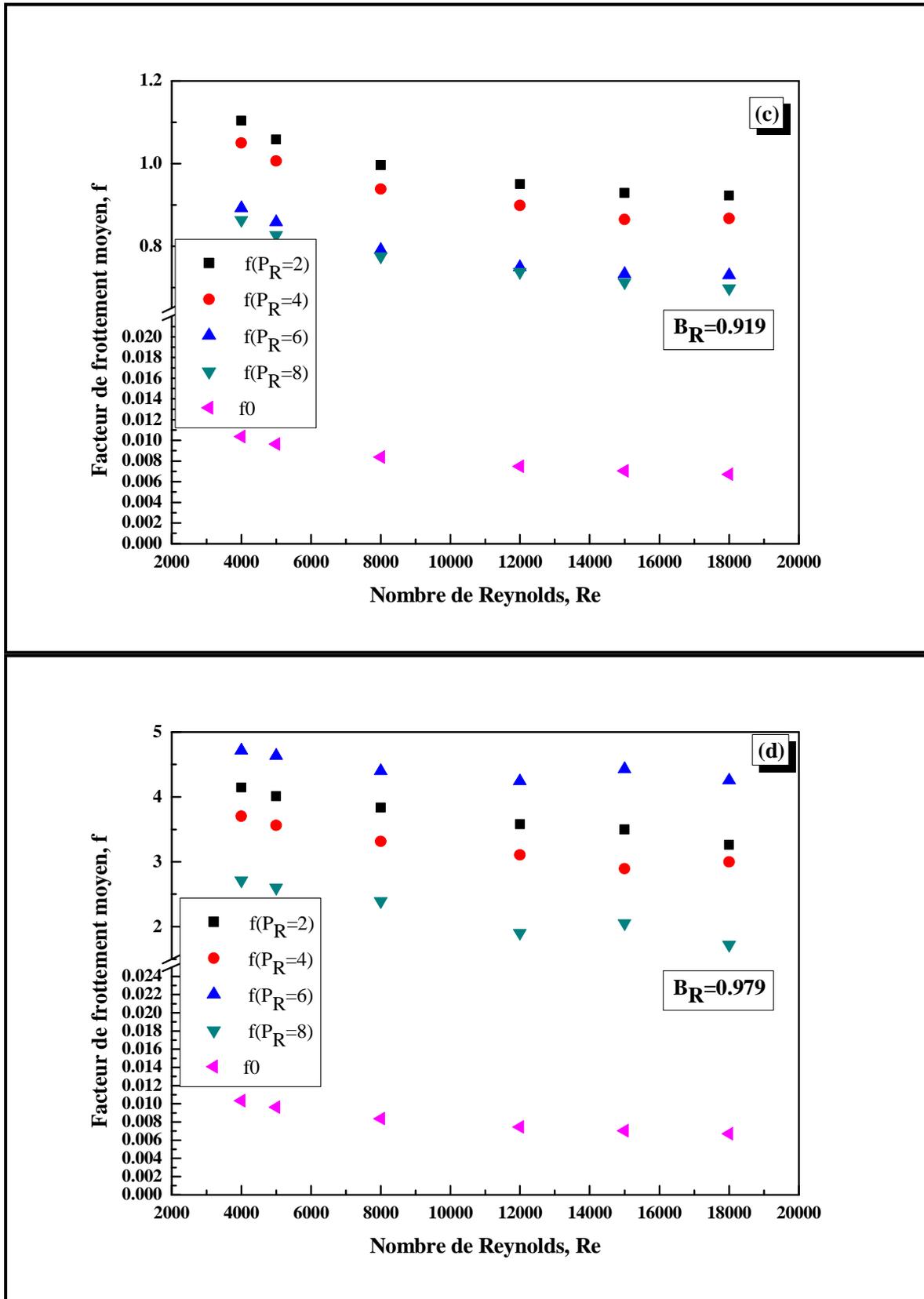


FIGURE V. 13- Variation du Facteur de Friction moyen en fonction de nombre de Reynolds pour différentes valeurs du pas relatif et pour une valeur fixe du taux de blocage

La FIGURE V.13- (a, b, c et d) montre l'évolution du facteur de friction (f) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour différentes valeurs du pas relatif entre deux chicanes successives (P_R) pour une valeur fixe du taux de blocage (B_R).

Les graphes montrent également une diminution du facteur de frottement en fonction du pas relatif (P_R). On observe également que la variation du facteur de frottement avec le pas relatif devient considérable, au fur et à mesure que le taux de blocage augmente. Cependant cette augmentation n'est plus significative, sauf que pour la valeur du taux de blocage ($B_R=0.979$) ou le facteur de frottement atteint une valeur maximale avec un pas relatif ($P_R=6$) pour le couple ($B_R=0.979, Re=4000$).

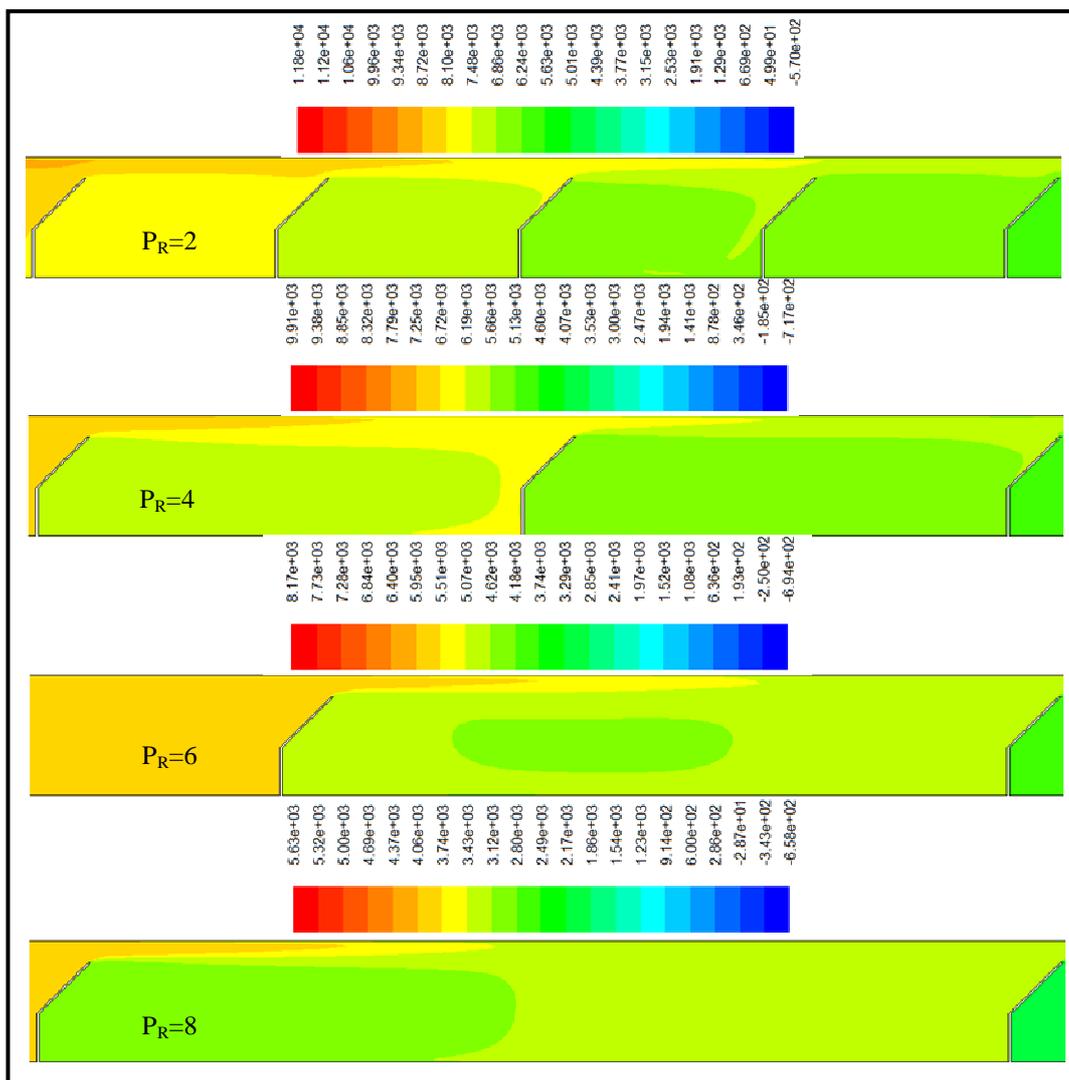


FIGURE V. 14- Contour de la pression totale pour différents pas relatifs au niveau de la même région du conduit avec chicanes (Cas : $B_R=6, Re=18000$).

En effet, avec l'augmentation du pas relatif, la distance entre deux chicanes successives augmente également, ce qui entraîne de générer un nombre moins plus de point de

rattachement (voir FIGURE V. 8), et quand le nombre d'interruption était moins plus que l'écoulement de l'air ne perd de leur énergie cinétique FIGURE V. 14.

Le côté économique nous invite à connaître la puissance de pompage pour mieux évaluer les conditions financières afin d'atteindre un écoulement turbulent au sein d'un conduit rectangulaire d'un capteur solaire plan à air.

Les résultats numériques nous permettent donc de suivre cet aspect à travers l'évolution en fonction du nombre de Reynolds, le rapport du facteur de frottement moyen d'un conduit dynamique rugueux avec chicane (f) par rapport à celui d'un conduit dynamique lisse (f_0) d'un capteur solaire à air.

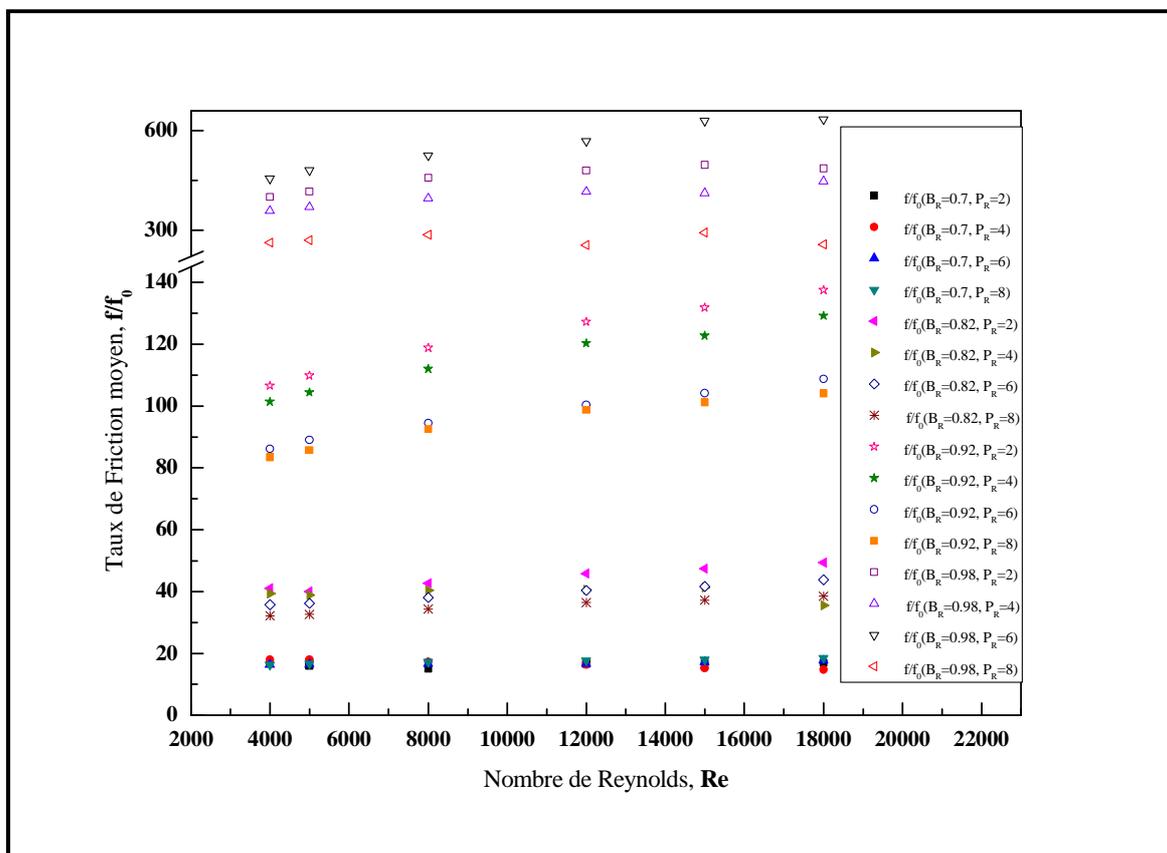


FIGURE V. 15- Variation du taux de facteur de frottement moyen (f/f_0) avec le nombre de Reynolds

La FIGURE V.15 montre le tracé du taux de facteur de frottement (f/f_0) en fonction du nombre de Reynolds pour tous les cas étudiés. On observe que le taux de facteur de frottement moyen diminue avec l'augmentation du pas relatif et varie légèrement avec l'augmentation du nombre de Reynolds, tandis que l'augmentation la plus intéressante a été observée quand la hauteur de la chicane augmente.

Cet accroissement est également attribué à l'augmentation du taux de blocage, ce qui produit une forte recirculation de l'écoulement conduisant à un meilleur mélange, ce qui est en accord raisonnable avec les travaux [70-71] et [98].

Les valeurs maximale et minimale du taux de facteur de frottement moyen sont de 634 et de 14 fois celles des conduits lisses correspondant aux configurations (BR = 0,98, PR = 6 & Re = 18 000) et (BR = 0,7, PR = 6 & Re = 18 000) respectivement.

V.3.2. Performance thermohydraulique

L'utilisation de la rugosité artificielle au niveau du conduit d'air mobile d'un capteur solaire à air, comme toutes les chicanes étudiées dans ce travail, assurent un bon mélange, génèrent une turbulence, créent des régions de séparation et de rattachement de l'écoulement et perturbent la sous couche visqueuse dans les zones inter-chicanes consécutives, ce qui réduit la résistance thermique et augmente considérablement le taux de transfert thermique entre l'air et l'absorbeur. Cependant, l'utilisation des chicanes occasionne des frictions (Pertes de charge) plus élevées que celles d'un conduit lisse, et donc exige une puissance de pompage plus élevée.

Il est donc souhaitable de choisir une géométrie de rugosité, de telle sorte que leurs taille, forme et arrangement assurent un bon transfert de chaleur est en occurrence ne consomment qu'une faible puissance mécanique nécessaire au pompage du fluide caloporteur.

Afin d'analyser les performances globales d'un capteur solaire à air, la performance thermohydraulique doit être évaluée en considérant simultanément les performances thermiques et aérauliques.

En 1972, R. L. WEBB [123] a défini le paramètre de performance thermohydraulique (η) du conduit utile avec des obstructions ayant différentes formes, dimensions et arrangement. Tandis que ce paramètre facilite la simultanité de prise en compte des performances thermiques et hydrauliques [124].

Dans ce travail, le paramètre de performance thermohydraulique utilisé pour estimer convenablement, comment le conduit d'un capteur solaire à air avec chicane améliore efficacement le transfert de chaleur qui fonctionne sous une puissance de soufflage constante. Le paramètre de performance thermohydraulique est exprimé comme suit [123] :

$$\eta = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$$

(V-1)

Où, Nu , Nu_0 sont les nombres de Nusselt moyen d'un conduit rugueux et d'un conduit lisse et f et f_0 sont les facteurs de friction d'un conduit rugueux et d'un conduit lisse respectivement.

La FIGURE V. 16 montre la variation du paramètre de performance thermohydraulique (η) en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de la hauteur relative et du pas relatif. Où il est constaté que les valeurs de la performance thermohydraulique varient de 0.30 à 0.86 pour la gamme des paramètres étudiés.

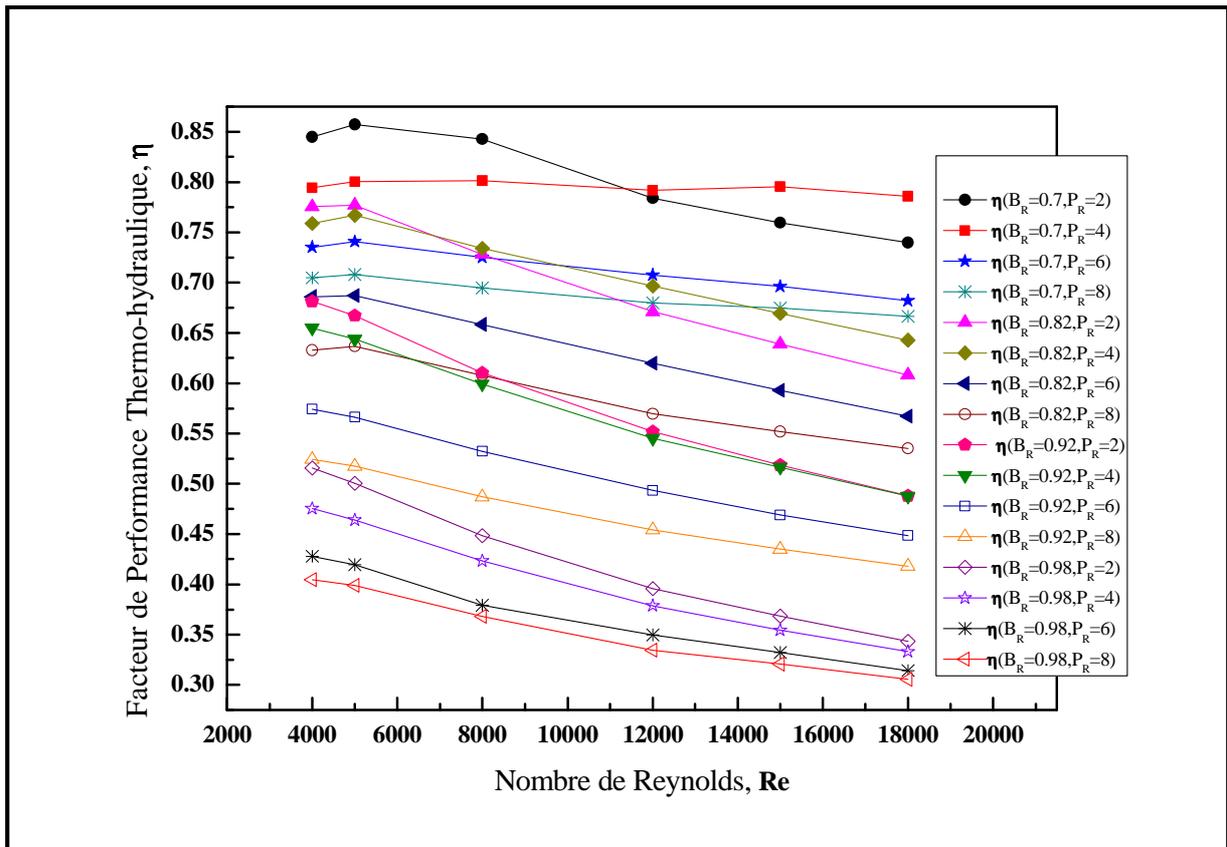


FIGURE V. 16- Facteur de performance thermohydraulique du conduit avec chicanes en fonction du nombre de Reynolds.

Généralement, On observe que lorsque le nombre de Reynolds dépasse 5000, le facteur de performance thermohydraulique (η) diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour toutes les configurations. Cependant, il a été observé qu'il ya huit configurations dont ($B_R < 0.92$), où le facteur de performance thermohydraulique (η) augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds jusqu'à atteindre des valeurs maximales, puis, diminue progressivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds, tandis que, pour les

autres configurations où ($B_R > 0.92$), le facteur de performance thermohydraulique (η) se trouve en croissance avec la croissance du nombre de Reynolds.

Comme il a été observé précédemment et exactement dans la FIGURE V.9, que l'augmentation de la hauteur des chicane entraîne une augmentation du nombre de Nusselt et le facteur de friction, comme on l'observe également dans la FIGURE V.15, que le taux d'augmentation de facteur de friction est plus élevé que celui du nombre de Nusselt, ce qui implique des facteurs de performance thermohydraulique plus petits que l'unité pour tous les cas considérés, telle que montré sur la FIGURE V. 16 .

En outre, il convient de noter à travers la FIGURE V.16, que des intersections entre les courbes ont été observées, qui s'expliquent par l'égalité de l'efficacité des deux configurations; par conséquent, nous devrions avoir recours à l'aspect économique pour un choix judicieux en termes de matériaux légers et la formulation facile des chicanes.

Enfin, si le nombre de Reynolds ne dépasse pas la valeur $Re=11500$, la configuration ($B_R=0.75$, $P_R=2$) enregistre la valeur maximale de THPF, sinon la configuration ($B_R=0.75$, $P_R=4$) a les facteurs de performance thermohydraulique (η) les plus élevés, tandis que la valeur maximale de la performance thermohydraulique est de 0.86 enregistrée avec le nombre de Reynolds ($Re=5000$).

V.3.3. Résultats hydrodynamiques

V.3.3.1. Zones de distribution et de recirculation de la vitesse axiale

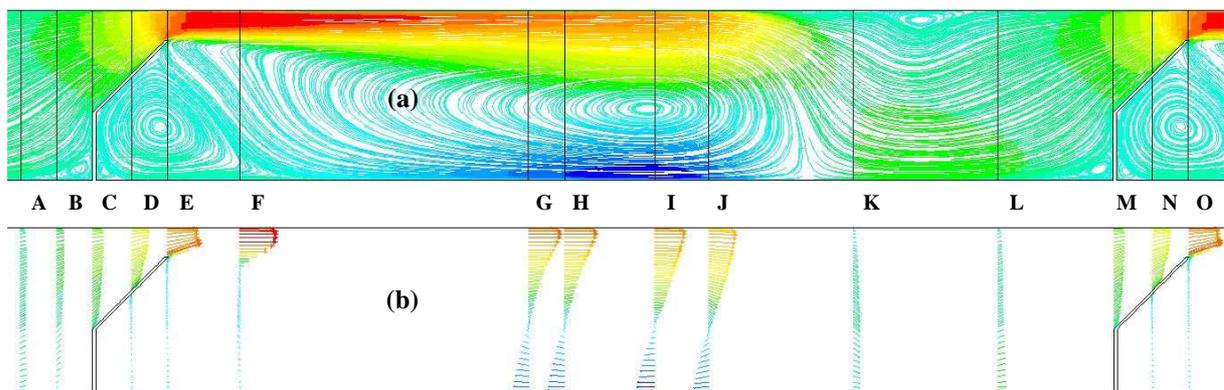


FIGURE V. 17- Description de l'écoulement entre la troisième et la quatrième chicane (Cas : ($B_R=0.82$, $P_R= 6$ & $Re=15000$)) : (a) les trajectoires colorées par la vitesse x , (b) les vecteurs de vitesse axiales à diverses positions x .

Pour décrire le comportement dynamique du fluide, à n'importe quel point du champ d'écoulement, on devra examiner de près les effets combinés des chicanes étudiées sur le champ de vitesse.

Pour cela, une étude étendue de la dynamique du fluide entre deux chicanes successives a été entamée, dont quinze sections ont été choisies, la méthode de sélection de certaines sections (C, D et E- M, N , O) est similaire pour permettre d'observer les changements qui peuvent survenir sur le champ dynamique, ces positions sont données d'après le tableau (V-1) suivant.

Tableau V.1: Diverses positions inter-chicanes pour le Cas : ($B_R=0.82$, $P_R= 6$ & $Re=15000$).

Section	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
Position [m]	1.070 3033	1.075 606	1.080 909	1.086 613	1.091 916	1.102 523	1.144 949	1.150 252	1.163 511	1.171 4668	1.192 679	1.213 892	1.230 909	1.236 613	1.241 916

Afin d'obtenir plus de clarification à partir de la relation qui décrit le champ de vitesse axiale aux trajectoires des particules du fluide, la FIGURE V.3-(a) présente le lien entre le comportement d'écoulement pleinement développé (Périodique) et la vitesse axiale du fluide dans la région inter-chicane située entre la troisième et la quatrième chicane pour le cas : ($B_R=0.82$, $P_R= 6$ & $Re=15000$).

Généralement, les vitesses axiales élevées sont situées au niveau de la partie supérieure du conduit, tandis que celles de la partie inférieure n'atteindront jamais leurs maximums, sauf entre les points de séparation et de rattachement des tourbillons elliptiques formés sur la face interne de la plaque absorbante.

La FIGURE V. 17-(b) montre les vecteurs de champ de vitesse axiale, où l'on a vu qu'il y a des flèches orientés dans le sens inverse de l'écoulement, ceci est du par des retours du fluide entre deux chicanes successives indiquant l'existence des régions de recirculation, tandis que ces régions de retours ont des sévérités qui diffèrent entre les tourbillons primaires et les autres tourbillons secondaires, comme indiqué dans la partie inférieure des positions D, E, F, G, H, I et J.

La plupart de ces zones sont situées à la moitié supérieure du conduit, sauf dans la région entre les positions K et L, où le tourbillon elliptique se compose et la vitesse au niveau de la moitié inférieure devienne plus grande à celle de la moitié supérieure.

L'emplacement de ces retours est contrôlé par le sens de rotation des tourbillons. Les figures (V. 18-21) montrent la distribution de la vitesse axiale en se référant à la vitesse d'entrée (U), par rapport à la position transversale sans dimension à partir de l'entrée [156], appelant que ces positions situées entre la troisième et la quatrième chicane pour le cas ($BR = 0,82$, $PR = 6$ & $Re = 15000$).

Les résultats ont montrés que les profils de vitesse ne sont pas symétriques par rapport à l'axe du conduit dû à la présence des chicanes étudiées, les profils des vitesses calculés indiquent que l'écoulement est déjà dans la région de reconstruction près des parois supérieures et inférieures et les valeurs des vitesses axiales sont toujours réduites par rapport à la vitesse d'accès (à l'entrée) au niveau de ces régions.

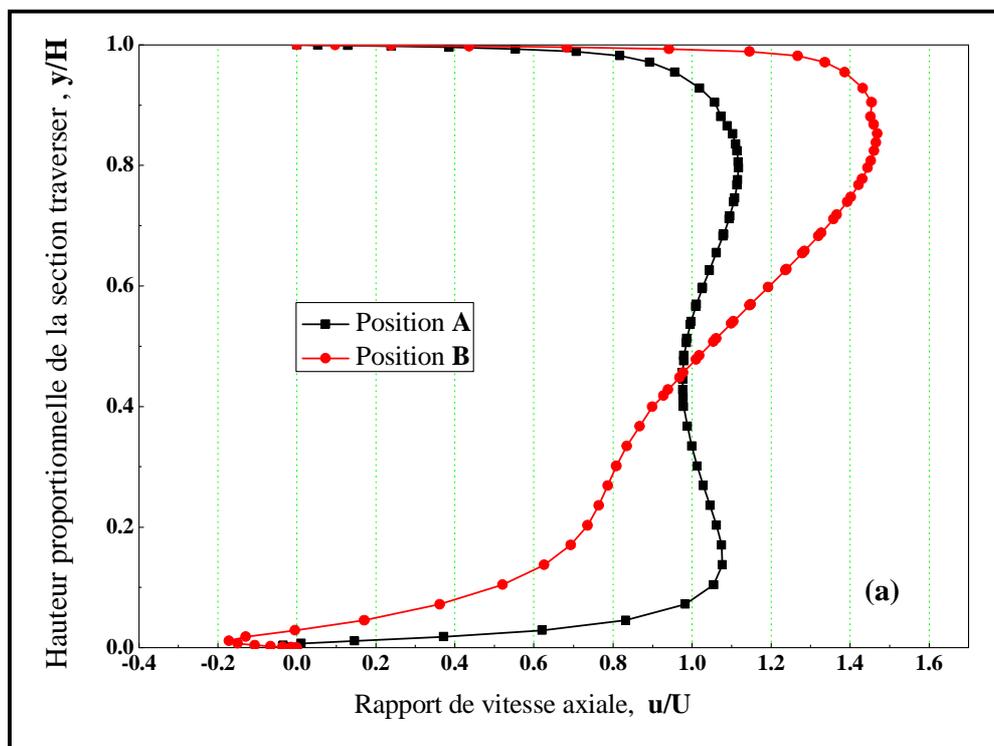


FIGURE V. 18- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : (a) les deux positions A et B.

En amont de la première chicane et exactement à la section A, on observe que le profile de la vitesse axiale calculé est presque développé, tandis que pour la section B le profile de vitesse axiale calculé a été déformé dans :

- Sa partie supérieure, où la vitesse augmente progressivement par rapport à la vitesse d'entrée en raison de la direction de l'air vers le détroit créé entre l'absorbeur et la partie supérieure inclinée de la chicane.
- Sa partie inférieure, où les valeurs de vitesse axiale sont réduites par rapport à la vitesse d'entrée à cause de la création des zones mortes avant le segment perpendiculaire de la chicane, alors que nous observons la présence des valeurs négatives de la vitesse axiale par suite d'un retour d'écoulement indiquant la formation d'une zone de recirculation au niveau du pied amont de la chicane.

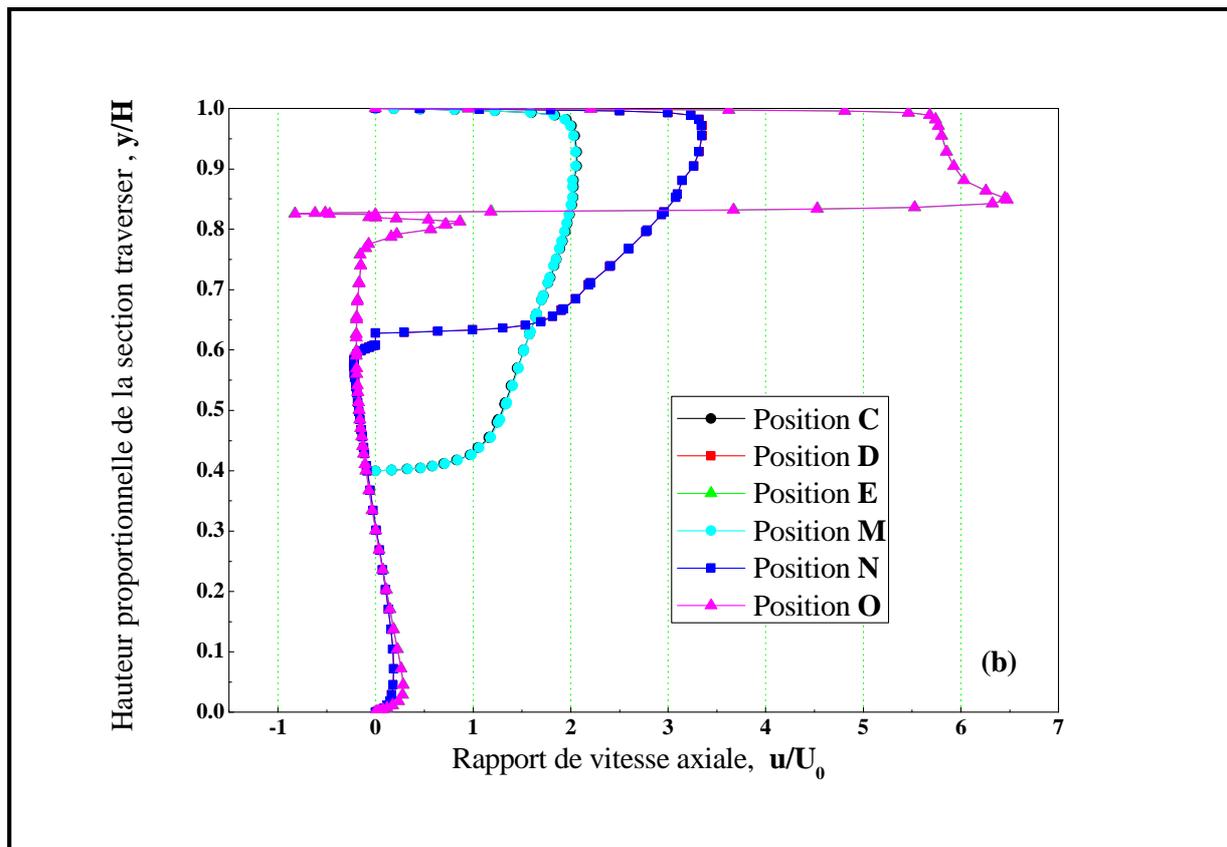


FIGURE V. 19- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : (b) les positions C, D, E, M, N et O.

Pour examiner l'effet des chicanes étudiées sur la surface environnante, trois sections ont été choisies respectivement C, D et E, où les profils de la vitesse axiale montrent que leurs valeurs (vitesse axiale) sont presque nulles près de la paroi des chicanes (Position C) ce qui confirme la condition de non glissement près des parois imposées pendant la simulation, qui sont réduites (Les valeurs de la vitesse axiale) par rapport à la vitesse d'entrée sous la partie inclinée de la chicane. L'accélération du fluide commence à certaines hauteurs

((y/H)_C=0.4 ou $y=1\text{cm}$, (y/H)_D =0.61 ou $y=1.53\text{cm}$ et (y/H)_E =0.82 ou $y=2.06\text{ cm}$) selon l'emplacement de la section sélectionnée.

Lorsque le fluide sera au niveau des limites des rétrécissements situées entre les parties supérieures inclinées des chicanes et la plaque absorbante (section E), sa vitesse augmente d'une manière significative jusqu'à atteindre sa valeur maximale de (35 m/s).

Une concordance complète des graphes des vitesses axiales a été enregistrée entre les sections (C et M), (D et N) et (E et D), considérée comme un indicateur que le champ de vitesse se répète au niveau des sections similaires et ceci est cohérent avec les observations des études [69-70].

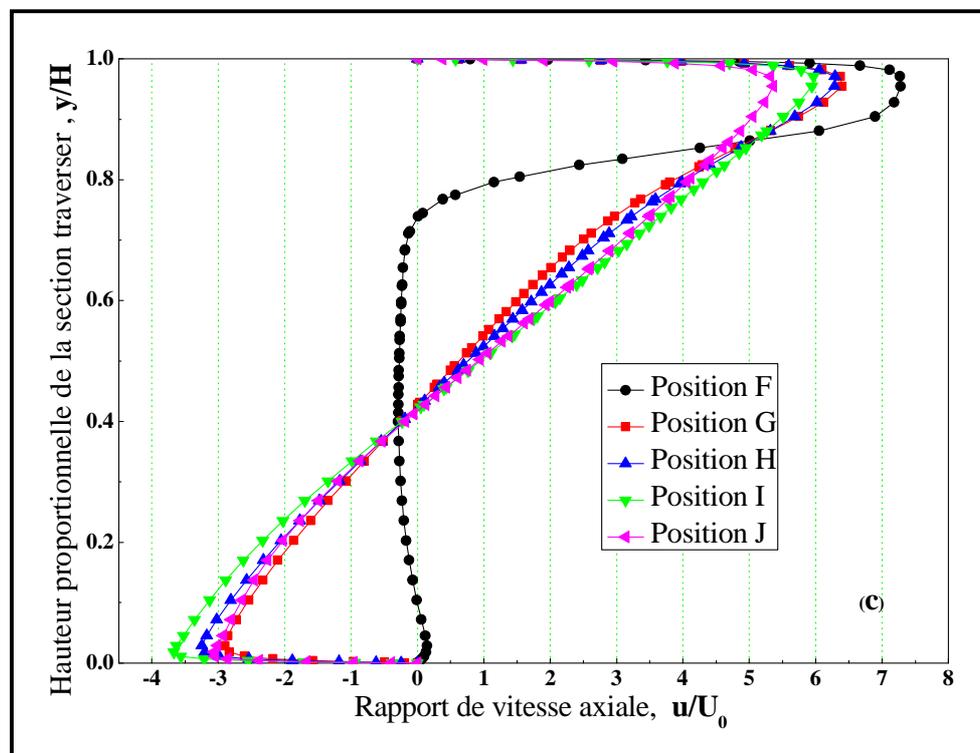


FIGURE V. 20- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans diverses positions x : (c) Les positions F, G, H, I et J.

Lors du passage du fluide dans la section F située juste derrière la chicane, la courbe de la vitesse axiale montre le début du redéveloppement d'un nouveau profil caractérisé par :

- Une accélération au niveau supérieure du conduit résultante de la fin de l'effet de rétrécissement.
- Des valeurs négatives de la vitesse axiale au niveau de la partie médiane du conduit à cause d'un retour du fluide dû à la recirculation principal.

- Une petite accélération causée par la fin de la zone de recirculation secondaire située sous la partie inclinée.

Les courbes de la vitesse axiale présentées dans les sections G, H, I et J, indiquent que lorsque le fluide s'éloigne de la première chicane, le champ de la vitesse axiale prend un autre comportement, où il peut être divisé en deux parties, l'une dans la moitié supérieure du conduit utile où la vitesse axiale est grande que celle de l'entrée, l'autre au niveau de la moitié inférieure où la vitesse est réduite à celle de l'entrée.

Puis des valeurs négatives seront observées dans la partie inférieure du canal induite par un retour de l'écoulement qui indique la présence d'une zone de recirculation (Le tourbillon principal) derrière la première chicane.

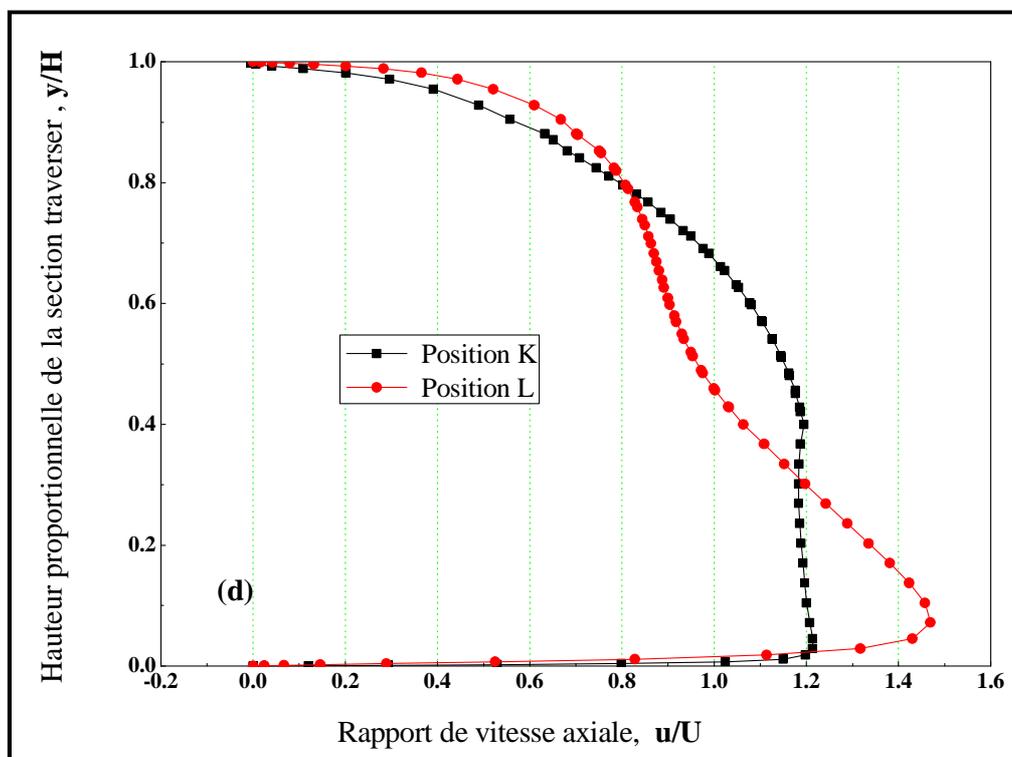


FIGURE V. 21- Profils des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'accès du conduit rectangulaire avec chicanes obtenus par l'outil CFD dans différentes positions x : (d) les positions K et L.

Sur la FIGURE V. 21, on constate une réduction des vitesses axiales par rapport à la vitesse d'entrée dans la partie supérieure du conduit et une augmentation dans la moitié inférieure. Cette limitation dépend considérablement de l'apparition d'une zone de recirculation elliptique au niveau de l'absorbeur, où nous pouvons également montrer que les valeurs de la vitesse axiale prennent des valeurs négatives induite par un retour d'écoulement, et une zone d'accélération sur le fond du conduit comme l'indique la FIGURE V. 17-(a).

Enfin, Pour une description plus détaillée de l'état de l'écoulement ainsi que du mélange du fluide dans le conduit à chicanes, la distribution de l'intensité turbulente sera discutée dans cette section. Pour le cas ($B_R= 0,82$, $P_R =6$ & $Re=15000$) les profils de l'intensité turbulente dans le sens d'écoulement à diverses sections transversales pour les emplacements indiqués dans le Tableau (V-1): sont représentées sur la FIGURE V. 22, où les points **C** et **M** représentent l'emplacement des troisième et quatrième chicanes dans ce cas.

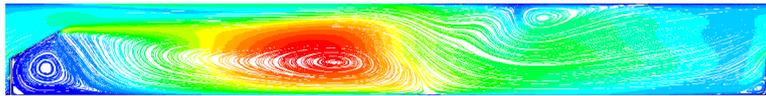


FIGURE V. 22- Description de l'écoulement entre la troisième et la quatrième chicanes (Cas : ($B_R=0.82$, $P_R= 6$ & $Re=15000$)) : les trajectoires colorées par l'intensité de turbulence

De petits pics dans les profils d'intensité turbulents sont observés dans les couches de cisaillement près de la plaque d'absorbeur aux positions **G**, **H** et **I** et **J** en raison du fort gradient de vitesse et de température. Une forme plus convexe est prise par le profil d'intensité qui a été observé sur le pontet côté aval de la chicane en raison de l'accélération de l'écoulement. Il convient de noter que les valeurs les plus élevées de l'intensité turbulente se produisent dans la zone de recirculation principale en raison du fort mélange d'écoulement, tandis que la valeur maximale atteint près de la position **I**, où la distance est de 3,8 fois la hauteur de chicane lorsque le gradient de la vitesse axiale est plus important, dans un comportement similaire avec ce qui mentionné dans l'étude de Y.-M. Chen et al. [157].

On peut noter que les plus importantes fluctuations de vitesse dans ces régions produisent la plus grande contrainte turbulente. Le comportement de l'intensité turbulente prédit par le modèle RNG $k-\varepsilon$ model pour tous les cas est similaire en termes que la position des valeurs les plus élevées par rapport de l'écoulement principal, sauf d'autres régions avaient une forte intensité turbulente apparaissent juste au-dessus de la partie supérieure inclinée des chicanes dans les cas où $P_R =2$ et $P_R = 4$ comme indiqué dans la figure.

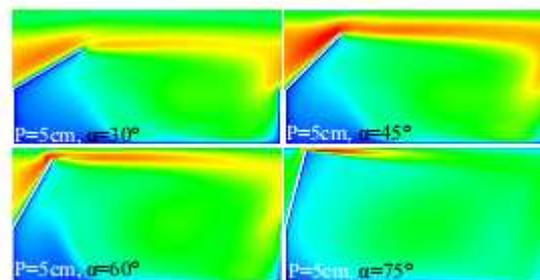


FIGURE V. 2 3- Contour de l'intensité turbulente cas : $Re=15000$

V.4. CONCLUSION

Enfin, d'après la tentative qui a été menée pour expliquer les mécanismes du comportement hors-jeu en présence de ce type d'obstacles et leur impact sur les deux domaines, thermique et dynamique, nous pouvons conclure que :

- la configuration de $BR=0.7$, $PR=2$ et $Re=5000$, donne le plus grand facteur de performance thermohydraulique THPF d'environ 0,857, avec à la fois un accroissement du transfert de chaleur et du facteur de noté à 2,16 et 15,95 fois de ceux du canal lisse, respectivement.
- La valeur de la vitesse axiale inter-chicanes au niveau des rétrécissements et des zones de recirculation, atteignent les valeurs 6,5 et 7,3 fois la vitesse d'entrée respectivement, avec une augmentation de l'ordre de 730%. Les premières valeurs de la zone de rétrécissement sont dues à l'accélération provoquée par l'effet de contraction créé entre la face supérieure de la chicane et la plaque absorbante, comme indiqué sur la FIGURE V.1, tandis que les secondes valeurs c'est pour la zone de recirculation qui sont dues à la forte recirculation de l'écoulement, tandis que la vitesse d'écoulement axiale dans les positions D et E de la partie inférieure du conduit (sous la partie supérieure inclinée de la chicane) est réduite à des valeurs basses, dues à la zone de recirculation provoquée par le sillage formé derrière les chicanes.
- Il a été observé qu'il y a presque les mêmes profils de vitesse à la même section transversale des modèles similaires que ceux mentionnés dans les études [9-17] pour le conduit avec chicanes rectangulaires.
- Les résultats numériques ont montrés l'existence des valeurs négatives de la vitesse axiale (FIGURE V. 15- (c)) dans la partie inférieure du conduit, presque sur toute la longueur du tourbillon principal, comme indiqué par FIGURE V. 20. Ces valeurs négatives existent au niveau inférieur de la recirculation principale qui est interprété par l'écoulement à contre-courant dans cette partie (tandis que dans la partie supérieure il est marqué positif).
- Les valeurs minimales de la vitesse axiale sont de l'ordre de 18 m/s atteignent au niveau du noyau du tourbillon principal, comme indiqué par le profil en position I, ce qui est en accord raisonnable avec les résultats obtenus dans l'étude [156].
- Dans la partie inférieure du conduit, les profils de vitesse axiale n'atteindront jamais des niveaux maximums, sauf dans la zone où les tourbillons secondaires (l'écoulement elliptique et le petit tourbillon adjacent) qui sont formés sur la face interne de l'absorbeur comme indiqué par le profile des vitesses aux positions K et L (voir FIGURE V. 21.).

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Une analyse théorique ainsi qu'une investigation expérimentale et enfin une étude numérique du comportement dynamique du transfert de chaleur et de mécanique de fluide dans un conduit rectangulaire muni de chicanes destiné au processus industrielle (chauffage, préchauffage, séchage ...etc.), ont été faite. Une revue bibliographique détaillée exhibant l'état de l'art, a été rapportée. Le modèle mathématique considéré est de géométrie bidimensionnelle simple, en réunissant les équations gouvernant les problèmes convection forcée turbulente, afin d'adéquatement décrire l'écoulement de fluide dans le conduit rugueux d'un capteur solaire à air.

La méthode des volumes finis a été utilisée, pour résoudre numériquement les équations de transports gouvernants les processus physiques étudiés.

Dans le but de donner plus de confiance aux résultats produits par le code de CFD, une étude expérimental a été effectuer pour certain forme de l'élément de rugosité pour une validation de ceux-ci a été faite, par confrontation de ces résultats avec des mesures expérimentales collectés. De même, un bon accord est apprécié entre les mesures expérimentales et les résultats numériques du code FLUENT. Le présent travail comportait deux aspects principaux :

- Un aspect thermique : qui aborder les mécanismes de l'échange thermique et ses techniques d'amélioration qui on été manifestés claqué sur le nombre de Nusselt moyen et local.
- Un aspect aéraulique : qui traiter le comportement dynamique de l'air et la puissance de pompage dans la présence des chicanes.

Les résultats obtenus sont présentés claqué sur les profils de vitesse et leurs dérivées et la perte de charge ou la puissance de pompage représenté dans le facteur de friction moyen et local

Nous avons analysé le processus couplée du transfert de chaleur et de la dynamique de fluide pour différentes configurations des conduits rugueux (nervures/chicanes) afin d'inspecter l'effet de la géométrie sur les performances du fonctionnement.

Les résultats numériques obtenus dans cette étude ont révélé que l'addition des chicanes considérées augmente significativement le transfert de chaleur jusqu'à 2.16 fois, mais malheureusement augmente aussi la puissance de pompage d'environ 15 fois pour la

configuration ($B_R = 0.7$ et $P_R = 2$ à un nombre de $Re = 5000$) avec un facteur de performance thermo-hydraulique d'environ 0.86 comparé aux résultats d'un capteur solaire à air ayant un conduit lisse.

Une partie de travail présent dans cette thèse a fait l'objet d'une publication internationale dans la revue internationale renommée « *Energy* (2017), <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.002>».

L'article est publié dans le Volume 133, 15 August 2017, Pages 593-608, et intitulé:

« Numerical study of thermohydraulic performance of solar air heater duct equipped with novel continuous rectangular baffles with high aspect ratio »

Les simulations ont révélé que le taux de blocage, le pas relatif l'angle de l'inclinaison de la partie supérieure de la chicane et le nombre de Reynolds ont un effet favorable sur l'accélération du processus souhaité, en outre un effet variable selon les paramètres indiqués sur le comportement thermo-hydraulique de l'air au sein du conduit rugueux.

De la sorte, une conception efficace du capteur solaire à air avec un conduit rugueux par une optimisation de la géométrie, en tenant compte des paramètres géométrique du conduit et de l'élément de rugosité, les paramètres thermophysiques de l'élément de rugosité et les paramètres de l'écoulement influant son comportement de transfert de chaleur et de mécanisme dynamique de l'écoulement de l'air.

Références Bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Adrian Bejan, Allan D.Kraus, Heat Transfer Handbook , John Wiley & Sons, Inc (2003).
- [2] Warren M. Rohsenow, James.P. Hartnett,Young I. Cho, Handbook of Heat Transfer (Third Edition), McGraw–Hill companies (1998).
- [3] S.K. Verma, B.N. Prasad, Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters, Renewable Energy (2000), 20: 19-36.
- [4] Tabish Alam, R.P.Saini.J.S.Saini, Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators-A review , Renewable and Sustainable Energy Reviews (2014), 31: 289-304.
- [5] Alok Chaube, Sahoo. P.K, Solanki S.C, Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater, Renewable Energy (2006), 31: 317-331.
- [6] M.J. Lewis, Optimising the thermohydraulic performance of rough surfaces International journal of Heat mass transfer (1975), 18:1243-1248.
- [7] R.L. Webb, E.R.G. Eckert, Application of rough surfaces to heat exchanger design , International journal of Heat mass transfer (1972), 15: 1647-1658.
- [8] R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, International journal of Heat mass transfer (1971), 14: 601-617.
- [9] Anil Kumar, R.P.Saini, J.S.Saini, Heat and fluid flow characteristics of roughened solar air heater ducts - A review, Renewable Energy (2012), 47: 77-94.
- [10] Anil Singh Yadav,J.L. Bhagoria, A CFD based thermo-hydraulic performance analysis of an artificially roughened solar air heater having equilateral triangular sectioned rib roughness on the absorber plate, International Journal of heat and mass transfer (2014), 70:1016-1039.
- [11] M.M.Sahu, J.L. Bhagoria, Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° Broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater, Renewable Energy(2005), 30:2057-2073

- [12] K.R. Aharwal, B.K. Gandhi, J.S. Saini, Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater, *Renewable Energy* (2008), 33: 585–596.
- [13] S.V. Karmare, A.N. Tikekar A.N, Heat transfer and friction factor correlation for artificially roughened duct with metal grit ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2007), 50: 4845-4854.
- [14] J.C.Han, and Y.M. Zhang, High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs, *International journal heat and Mass Transfer*(1992), 35:513-523
- [15] Rajendra Karwa, Experimental studies of augmented heat transfer and friction factor in asymmetrically heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern, *International communication of Heat an Mass Transfer* (2003), 30:241-250.
- [16] Sukhmeet Singh, Subhash Chander, J.S.Saini, Heat transfer and friction factor correlations of solar air heater ducts artificially roughened with discrete V-down ribs, *Energy* (2011),36:5053-5064
- [17] Sukhmeet Singh, SubhashChander, J.S.Saini, Investigations on thermo-hydraulic performance due to flow-attack-angle in V-down rib with gap in a rectangular duct of solar air heater, *Applied Energy*(2012), 97: 907-912.
- [18] Anil Kumar, R.P. Saini, J.S.Saini, Development of correlation for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having V-shaped with gap rib as artificial roughness, *Renewable Energy*(2013), 58:151-163.
- [19] Lesley.M.Wright, Wen-Lung Fu, and Je-Chin Han, Thermal performance of angled, V-shaped, And W-shaped Rib Turbulators in rotating rectangular cooling channels (AR=4:1), *Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air*.
- [20] Lieke Wang, and Bengt Sunden, An experimental Investigation of heat transfer and fluid flow in rectangular duct with broken V-shaped ribs, *Experimental Heat Transfer* (2004),17: 243-259.
- [21] Rajesh Maithani , J.S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with V-ribs with symmetrical gap, *Experimental Thermal and Fluid Science* (2016), 70:220–227

- [22] Anil K. Patil, J. S. Saini and K. Kumar, Effect of Gap Position in Broken V-rib Roughness Combined with Staggered Rib on Thermohydraulic Performance of Solar Air Heater, *Green* (2011), 1: 329-338
- [23] Giovanni Tanda, Performance of solar air heater ducts with different types of ribs on the absorber plate, *Energy* (2011), 36: 6651-6660
- [24] V.S. Hans, R.S. Gill, Sukhmeet Singh, Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with broken arc ribs, *Experimental Thermal and Fluid Science*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.07.022>
- [25] R.S.Gill, V.S.Hans, J.S.Saini, Sukhmeet Singh, Investigation on performance enhancement due to staggered piece in a broken arc rib roughened solar air heater, *Renewable Energy*(2017), 104:148-162.
- [26] N.K. Pandey, V.K. Bajpai, Varun , Experimental investigation of heat transfer augmentation using multiple arcs with gap on absorber plate of solar air heater, *Solar Energy* (2016), 134:314-326
- [27] Santosh B. Bopche, Madhukar S. Tandale, Experimental investigations on heat transfer and frictional characteristics of a turbulator roughened solar air heater duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer*(2009), 52: 2834-2848
- [28] R.P.Saini, Jitendra Verma, Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters, *Energy* (2008), 33:1277-1287.
- [29] Brij Bhushan, Ranjit Singh, Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate, *Solar Energy* (2011), 85: 1109–1118.
- [30] Brij Bhushan, Ranjit Singh, Thermal and thermohydraulic performance of roughened solar air heater having protruded absorber plate, *Solar Energy*(2012), 86: 3388–3396
- [31] Sanjay Yadav, Manesh Kushal, Varun, Siddhartha, Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having protusions as roughness elements on absorber plate, *Experimental Thermal and Fluid Science* (2013), 44 :34-41.
- [32] Muneesh Sethi, Varun, N.S. Thakur, Correlations for solar air heater duct with dimpled shape roughness elements on absorber plate, *Solar Energy* (2012), 86: 2852-2861.

- [33] N. Katkhaw, N. Voravos, T. Kiatsiriroat, Y. Khunatorn, D. Bunturat, A. Nuntaphan, heat transfer behaviour of flat plate havin 45° ellipsoidal dimpled surfaces, *Case Stud. Therm. Eng.* (2014), 2: 67-74.
- [34] Anil. Kumar, Man-Hoe Kim, Numerical Study on overall Thermal performance in SAH duct with compound roughness of V-Shaped ribs and dimples, *Journal of the Korean Solar Energy Society* (2015), 35:43-55.
- [35] Anil Kumar, Raj Kumar, Rajesh Maithani, Ranchan Chauhan, Muneesh Sethi, Anita Kumar, Sunil Kumar, Correlation development for Nusselt number and friction factor a multiple type V-pattern dimpled obstacles solar air passage, *Renewable Energy* (2017), 109 :461-479
- [36] Sang Dong Hwang, H.G. Kwon, H. H. Cho, Local heat transfer and thermal performance on periodically dimple-protrusion patterned walls for compact heat exchangers, *Energy* (2010), 35:5357-5364.
- [37] Prasad, S.C. Mullick, Heat Transfer Characteristics of A Solar air Heater Used for Drying Purposes, *Applied Energy* (1983), 13: 83-93.
- [38] B.N. Prasad and J.S.Saini, Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in solar air heater, *Solar Energy*(1988), 41:555-560
- [39] Dhananjay Gupta, S.C. Solanki and J.S.Saini, Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates , *Solar Energy*(1993) 51:31-37.
- [40] Dhananjay Gupta, S.C. Solanki and J.S.Saini, Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plate, *Solar Energy* (1997),61: 33-42
- [41] M.E. Taslim, T.Li and D.M. Kercher, Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls, *ASME J Turbomachinery* (1996), 118:8-20
- [42] R.P.Saini, J.S.Saini, Heat transfer and friction factor correlation for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element, *International journal of heat and mass transfer*(1997), 40: 973-986.

- [43] S.K.Saini, R.P.Saini, Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness, *Solar Energy* (2008), 82:1118-1130.
- [44] Anil P. Singh, Varun, Siddhartha, Effect of artificial roughness on heat transfer and friction characteristics having multiple arc shaped roughness element on the absorber plate, *Solar Energy*(2014), 105: 479-493
- [45] Anil P. Singh, Varun, Siddhartha, Heat transfer and friction factor correlations for multiple arc shape roughness elements on the absorber plate used in solar air heaters, *Experimental Thermal and Fluid Science* (2014), 54:117-126
- [46] Khushmeet Kumar, D.R. Prajapati and Sushant Samir, Heat Transfer and Friction Factor Correlations Development for Solar Air Heater Duct Artificially Roughened with 'S' shape Ribs, *Experimental Thermal and Fluid Science*, DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.02>
- [47] Abdul-Malik Ebrahim Momin, J.S.Saini, S.C.Solanki, Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2002), 45: 3383-3396.
- [48] V.S. Hans, R.P. Saini, J.S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs, *Solar Energy* (2010), 84: 898-911.
- [49] A. Lanjewar, J.L. Bhagoria, R.M. Sarviya, Experimental study of augmented heat transfer and friction in solar air heater with different orientations of W-Rib roughness, *Experimental Thermal and Fluid Science*(2011), 35: 986-995.
- [50] D.Trivellato et H. Décamps, Influence de quelque obstacles simples sur l'écoulement dans un « RUISSEAU » expérimental, *Annales de limnologie-international journal of limnology* (1968),4:357-386
- [51] Tong-Miin Liou, Jenn-Jiang Hwang, Shih-Hui Chen, Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*(1993), 36:507-517
- [52] Y.M.Zhang, W.Z.Gu and J.C.Han, Heat, transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls, *Trans.ASME J. Heat Transfer*(1994),116:58-65

- [53] A.R. Jaurker, J.S. Sini, B.K.Gandhi, Heat transfer and friction factor characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness, *Solar Energy* (2006), 80:895-907
- [54] Rajendra Karwa, S.C Solanki, J.S.Saini, Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plate, *Energy*(2001), 26:161-176
- [55] Apurba Layek, J.S.Saini, S.C.Solanki,Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators, *Renewable Energy*(2009), 34:1292-1298
- [56] Apurba Layek, J.S.Saini, S.C.Solanki, Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate, *Renewable Energy* (2007) 32:1967-1980.
- [57] J.L. Bhagoria, J.S.Saini, S.C, Solanki,Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy*(2002), 25: 342-369
- [58] Taslim.M. E, Spring.S.D, An experimental investigation into the effects turbulator profile and spacing have on heat transfer coefficients and friction factors in small cooled turbine airfoils, 27th Joint propulsion Conferences, <http://dx.doi.org/10.2514/6.1991-2033>
- [59] Anil. Singh Yadav, J.L. Bhagoria, Numerical investigation of turbulent flow through an artificially roughned solar air heater, *Numerical heat transfer, Part A: Application: An International Journal of Computation And Methodology* (2014),65:679-698
- [60] Firth RJ, Meyer L. Comparison of the heat transfer and friction factor performance of four different types of artificially roughened surfaces. *J Heat Mass Tran* (1983), 26:175-183
- [61] Naveen Sharma, Andallib Tariq & Manish Mishra, Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Rectangular Duct with Pentagonal Ribs, *Heat Transfer Engineering*(2017), <https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1421135>
- [62] Deep Singh Thakur, Mohd. Kaleem Khan, Manabendra Pathak, Solar Air Heater with Hyperbolic Ribs: 3D Simulation with Experimental Validation, *Renewable Energy*(2017), 113: 357-368

- [63] Varun, R.P.Saini , S.K.Singal, Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on absorber plate, *Renewable Energy* (2008), 33:1398-405.
- [64] Ben Slama Romdhane, The air solar collectors: comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer, *Solar Energy* (2007), 81:139-149.
- [65] C.Berner, F. Durst, D. M. McEligot, Flow Around Baffles, *journal of heat transfer*, 107(1984)743-749.
- [66] M.T. Al-Atabi, S.B.Chin, X.Y.Luo Visualization of mixing of flow in circular tubes with segmental baffles, *Journal of Visualization* (2005),8:89.
- [67] A.N. Stokes, M.C, Thompson, K .Houriga, M.C. Welsh, Numerical prediction and experimental measurement of acoustics and flow in a duct with baffles, Tenth Australian Fluid Mechanics Conference, University Of Melbourne 1989.
- [68] Martin Fiebig, REVIEW: Embedded vortices in internal flow : Heat transfer and pressure loss enhancement, *Int. J. Heat and fluid flow* (1995), 16:376-388
- [69] G.J. Rowley, S.V. Patankar, Analysis of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins, *Int. J. Heat Mass Transfer* (1984), 27: 553-560.
- [70] M. A. Habib,A. M. Mobarak, A. M. Attya, A. Z. Aly, An experimental investigation of heat transfer and flow in channels with streamwise-periodic flow, *Energy* (1992), 17:1049-1058
- [71] M. A. Habib,A. M. Mobarak, A. M. Attya, A. Z. Aly, Enhanced heat transfer in channels with staggered fins of different spacing, *Int. J. Heat and Fluid Flow* (1993), 14:185-190.
- [72] Ho-Ming Yeh, Theory of baffled solar air heaters, *Energy*(1992), 17: 697-702
- [73] A. Ahmed-Zaid, H. Messaoudi, A. Abenne, M. Le Ray, J.Y. Desmons and B. Abed, Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector, through the use of obstacles: Application for the drying of ‘Yellow Onion’, *International Journal of Energy Research* (1999), 23:1083-10999.
- [74] Adisu Bekele, Manish Mishra, Sushanta Dutta, Performance characteristics of solar air heater with surface mounted obstacles, *Energy Conversion and Management* (2014), 85: 603-611.

- [75] Adisu Bekele, Manish Mishra, Sushanta Dutta Heat transfer augmentation in solar air heater using delta-shaped obstacles mounted on the absorber plate, *International Journal of sustainable Energy* (2013), 32:53-69.
- [76] Guobing Zhou, Oiuling Ye, Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators, *Applied thermal engineering* (2012), 37:241-248.
- [77] Hikmet Esen, Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plate, *Building and Environment*(2008), 43 :1046-1054
- [78] J.S. Sawhney, Rajesh Maithani, Sunil Chamoli, Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of solar air heater using wavy delta winglets, *Applied Thermal Engineering* (2017); 117:740-751.
- [79] Jianjun Hu, Xishan Sun, Jinliang Xu, Zhixian Li, Numerical analysis of mechanical ventilation solar air collector with internal baffles, *Energy and buildings* (2013), 62:230-238.
- [80] Ebru Kavak Akpınar, Fatih Koçyiğit, Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plate, *Applied Energy* (2010); 87:3438-3450
- [81] Ebru Kavak Akpınar, Fatih Koçyiğit, Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plate (2010), 37:416-421
- [82] Romdhane Ben Slama, Michel Combarous, Study of orange peels dryings kinetics and development of a solar dryer by forced convection, *Solar Energy* (2011), 85:570-587.
- [83] Raj Kumar, Ranchan Chauhan, Muneesh Sethi, Anil Kumar, Experimental study and correlation development for Nusselt number and friction factor for discretized broken V-pattern baffle solar air channel, *Experimental Thermal and fluid science* (2017), 81:56-7
- [84] Raj Kumar, Anil Kumar, Ranchan Chauhan, Muneesh Sethi, Heat transfer enhancement in solar air channel with broken multiple V-type baffle, *Case Studies in Thermal Engineering* (2016), 8: 187-197.

- [85] Raj Kumar, Muneesh Sethi, Ranchan Chauhan, Anil Kumar, Experimental study of enhancement of heat transfer and pressure drop in a solar air channel with discretized broken V-pattern baffle, *Renewable Energy* (2017), 101:856-872
- [86] Tabish Alam, Man-Hoe Kim, Numerical study on thermal hydraulic performance improvement in solar air heater duct with semi ellipse shaped obstacles, *Energy* (2016), 112: 588-598
- [87] S. Sripattanapipat, W. Jedsadaratanachai, P. Promvong, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *International communication in heat and mass transfer* (2009), 36: 32-38.
- [88] P. Promvong, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, *Applied Thermal Engineering*, (2010), 30:1292-1303
- [89] Withada Jedsadaratanachai, Supattarachai Suwannapan, Pongjet Promvong, Numerical study of laminar heat transfer in baffled square channel with various pitches, *Energy Procedia* (2011), 9:630-642
- [90] P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *International communication in heat and mass transfer* (2010), 37:170-177.
- [91] P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Kwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, *International journal of thermal sciences* (2010), 49: 963-975.
- [92] Narin Koolnapadol, Yingyong Kaewkohkiat, Pongjet Promvong, Smith Eiamsa-ard, Thermal behavior in solar air heater channel with arc-shaped baffle turbulators, *Advanced Materials Research*, 2014;1051: 845- 849
- [93] H.E. Fawaz, M.T.S. Badawy, M.F. AbdRabbo, Amr Elfeky, Numerical investigation of fully developed periodic turbulent flow in a square channel fitted with 45° in-line V-baffle turbulators pointing upstream, *Alexandria Engineering journal*
- [94] Pongjet Promvong, Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles, *International communication in Heat and mass transfer* (2010), 37:835-840

- [95] Shivani T. Gajusingh, NasiruddinShaikh, Karman Siddiqui, Influence of a rectangular baffle on the downstream flow structure, *Experimental Thermal and fluid science* (2010), 34: 590-602.
- [96] D. Sahel, H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla, Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles (2016), 101 :156-164
- [97] C.Nuntadusit, M. Wae-hayee, A.Bunyajitradulya, S.Eiamsa-ard, Thermal visualization on surface with transverse perforated ribs, *International communications in heat and mass transfer* (2012), 39:634-639.
- [98] Prashanta Dutta, Sandip Dutta, Effect of baffle size, perforation, and orientation on internal heat transfer enhancement, *International journal of heat and mass transfer* (1998), 41:3005-3013.
- [99] Prashanta Dutta, Akram Hossain, Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles, *International journal of heat and fluid flow* (2005), 26:223-232.
- [100] Rajendra Karwa, B.K. Maheshwari, Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches, *International communication in heat and mass transfer* (2009), 36:264-268.
- [101] B.K. Ary, M.S. Lee, S.W. Ahn, D.H. Lee, The effect of the inclined perforated baffle on heat transfer and flow patterns in the channels, *International communication in heat and mass transfer* (2012), 39: 1578-1583.
- [102] Jenn-Jiang Hwang, Turbulent heat transfer and fluid flow in porous-baffled channel, *Journal of thermophysics and heat transfer* (1997), 11:429-436.
- [103] Yue-Tzu Yang, Chih-Zong Hwang, Calculation of turbulent flow and heat transfer in porous-baffled channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* (2003), 46: 771-780.
- [104] S. Tamna, S. Skullong, C.Thianpong, P. Promvonge, Heat transfer behaviors in a solar air heater channel with multiple V-baffle vortex generators(2014), 110: 720-735.
- [105] S. Skullong, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, P. Promvonge, Thermal performance of turbulent flow in a solar air heater channel with rib-groove turbulators, *International communications in heat an mass transfer* (2014), 50:34-43

- [106] P. Sriromreun, Chinaruk Thianpong, Pongjet Promvonge, Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Z-shaped baffles, *International communications in heat and mass transfer* (2012), 39: 945-952
- [107] T. Alam, R.P.Saini, J.S.Saini, Experimental investigation on heat transfer enhancement due to V-shaped perforated blocks in a rectangular duct of solar air heater, *Energy Conversion and Management* (2014), 81 :374-383.
- [108] S. Chamoli, N.S.Thakur, Correlations for solar air heater duct with V-perforated baffles as roughness elements on absorber plate, *International Journal of Sustainable Energy* (2013), 35:1-20.
- [109] S. Chamoli, N.S.Thakur, Heat transfer enhancement in solar air heater with V-shaped perforated baffles, *Journal of renewable and sustainable energy* (2016), 35:1-20
- [110] A.Kumar , Man-Hoe Kim, Thermal Hydraulic Performance in a Solar Air Heater Channel with Multi V-Type Perforated Baffles, *Energies* (2016), 9:564-582.
- [111] Jamil A. Khan, Jason Hinton, Sarah C. Baxter Enhancement of Heat Transfer with Inclined Baffles and Ribs Combined (2002), 9:137–151.
- [112] Kamel Aoues, NouredineMoummi, MiloudZellouf, Adel Benchabane, Thermal performance improvement of solar air flat plate collector, a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria, *International Journal of Ambient Energy*(2011), 32:95-102.
- [113] Dhananjay Gupta, S.C. Solanki, J.S.Saini, Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates, *Solar Energy* (1997), 61:33-42.
- [114] Frank Kreith, Raj M.Manglik, Mark S. Bohn, Principles of heat transfer, seventh edition, Cengage Learning, Inc 2011.
- [115] B.N.Prasad, J.S.Saini, Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heater, *Solar Energy* (1991), 47:91-96.
- [116] Patrick H Oosthuizen, Daisy Naylor, An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis, McGraw-Hill 1999.
- [117] J.Nikuradse, Laws of flow in rough pipes, VDI Forsh 361(1933).English translation. National Advisory Committee for aeronautics, Technical Memorandum 1292, 1950.

- [118] J.C.Han, Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, Trans. ASME, J.of Heat transfer (1984), 106: 774-781.
- [119] Yunus A. Çengel, Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer, Second Edition, McGraw–Hill companies 2008.
- [120] M. Dalle Donne, L.Meyer, Turbulent convective heat transfer from rough surfaces with two dimensional rectangular ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer (1977), 20:583-620.
- [121] R.L. Webb, E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness ,International Journal of Heat and Mass Transfer (1971), 14:601-617.
- [122] D.L. Gee, R.L. Webb, Forced Convection heat transfer in helically rib roughened tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer (1980), 23:1127-1136.
- [123] R. L. Webb, E. R. G. Eckert, Application of rough surfaces to heat exchanger design, International Journal of Heat and mass Transfer 15(1972)1647-1658.
- [124] Apurba Layek, J.S. Saini, S.C. Solanki, Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators Renewable Energy 34 (2009) 1292–1298.
- [125] American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) Standard 93-2003, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, Atlanta, 2003.
- [126] Duffie JA, Beckman WA. Solar engineering of thermal processes. New York: Wiley; 1980.
- [127] Yves Jannot, Thermique solaire, Octobre 2003
- [128] N. Moummi, S. Youcef-Ali , A. Moummi, J.Y. Desmons, Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, Renewable Energy (2004), 29: 2053–2064.
- [129] Aoues Kamel, Moummi Nouredine, Zellouf Miloud, Benchabane Adel. Thermal performance improvement of solar air flat plate collector, a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria. Int J Ambient Energy (2011); 32 : 95-102.
- [130] N.Chouchane, A.Moummi, A.Brima, N.Moummi, Empirical models for losses calculation in rectangular duct equipped by artificial roughness, Courier du Savoir (2012); 13 : 47-52.

- [131] Omar Mahfoud, Abdelhafid Moumami, Mahfoud Kadja, Nouredine Moumami, Ridha Mebrouk, Dynamic and thermal study of air flow control by chicanes with inclined upper parts in solar air collectors, *International Journal of Sustainable Energy*,(2013); 34(2015): 113-127.
- [132] W.M. Kays and M. E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer (Third Edition), McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering (1993).
- [133] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York, 1980.
- [134] J. H. Ferziger, M. Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd rev. Ed., Springer, 2002.
- [135] C.Thianpong, T.Chomookham, S. Skullong, P. Promvonge, Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs , International Communications in Heat and Mass Transfer 36(2009)712-717.
- [136] PongjetPromvonge, WithadaJedsadaratanachai, SputapatKwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, Applied Thermal Engineering,30 (2010)1292-1303.
- [137] P. Promvonge, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Numerical investigation heat transfer in square channel with 45° inclined baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 36(2009)32-38.
- [138] Pongjet Promvonge, SomchaiSripattanapipat, SputapatKwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, International Journal of Thermal Sciences, 49 (2010) 963-975.
- [139] Somchai Sripattanapipat, Pongjet Promovonge, Numerical analysis of laminar heat transfer in channel with diamond-shaped baffles, International Communications in Heat and Mass Transfer 36(2009)32-38.
- [140] ANSYS FLUENT User's Guide, 2009, ANSYS Inc.
- [141] J. H. Ferziger, M. Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd rev. Ed., Springer, 2002.
- [142] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, 2nd Ed., Pearson Education Ltd, 2007.

- [143] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. A CFD (computational fluid dynamics) based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber. *Energy* 2013; 55: 1127-1142
- [144] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. Numerical investigation of flow through an artificially roughened solar air heater. *International Journal of Ambient Energy* 2015; 36 : 87-100.
- [145] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. A CFD based heat thermo-hydraulic performance analysis of an artificially roughened solar air heater having equilateral triangular sectioned rib roughness on the absorber plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 70: 1016-1039.
- [146] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. A numerical investigation of turbulent flows through an artificially roughened solar air heater. *Numerical Heat Transfer A* 2014; 65: 679-698.
- [147] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. A Numerical Investigation of Square Sectioned Transverse Rib Roughened Solar Air Heater. *International Journal of Thermal Sciences* 2014; 79:111-131
- [148] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. Heat transfer and fluid flow analysis of an artificially roughened solar air heater: a CFD based investigation. *Frontiers in Energy* 2014; 8: 201-211.
- [149] Anil Singh Yadav. CFD investigation of effect of relative roughness height on Nusselt number and friction factor in an artificially roughened solar air heater. *Journal of the Chinese Institute of Engineers* 2015; 38: 494-502.
- [150] Anil Singh Yadav, J.L Bhagoria. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: a review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013; 23:60-79.
- [151] S. V. PATANKAR, D. B. SPALDING, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows *Int .J. Heat Mass Transfer*(1972); 15: 1787-1806.
- [152] S. A. Orszag, V. Yakhot, W. S. Flannery, F. Boysan, D. Choudhury, J. Maruzewski, and B. Patel. "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations". In *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows*, Tempe, Arizona. 1993
- [153] Sharad Kumar, R.P. Saini, CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness, *Renewble Energy*, 34 (2009) 1285-1291.

- [154] C.K. Lee and S.A. Abdel-Moneim, Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs. *Int Commun Heat Mass Transf* (2001); 28:161-170.
- [155] Launder BE, Spalding DB, The numerical computation of turbulent flows. *Comput Methods Appl Mech Eng* (1974); 3:269-289.
- [156] Demartini LC. Numeric and Experimental Analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. *J Braz Soc Mech Sci Eng* 2004;26:153e9. Springer-Verlag
- [157] Chen Y-M, Wang K-C. Simulation and measurement of turbulent heat transfer in a channel with a surface-mounted rectangular heated block. *Heat Mass Transf* 1996;31:463-473. Springer-Verlag.

Annexe

ANNEXE

PUBLICATION INTERNATIONALE

Energy 133 (2017) 593–608



Contents lists available at ScienceDirect

Energy

journal homepage: www.elsevier.com/locate/energy

Numerical study of thermohydraulic performance of solar air heater duct equipped with novel continuous rectangular baffles with high aspect ratio

Fouad Menasria^{a, b, *}, Merouane Zedairia^{b, c}, Abdelhafid Moumami^{a, d}^a Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université Mohamed Khider, BP 145, RP, 07000, Biskra, Algeria^b Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien (URER/MS), Centre de développement des Energies Renouvelables (CDER), 01000, Adrar, Algeria^c Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Université Constantine1, Constantine, 25000, Algeria^d Laboratoire de Génie Civil, Hydraulique, Développement Durable et Environnement (LAR-GHYDE), Université Mohamed Khider, BP 145, RP, 07000, Biskra, Algeria

ARTICLE INFO

Article history:

Received 3 February 2017

Received in revised form

30 March 2017

Accepted 1 May 2017

Available online 2 May 2017

Keywords:

Fully turbulent flow

Solar air heater

Rectangular baffled duct

Recirculation region

Reattachment

Turbulent intensity

ABSTRACT

Turbulent flow and convective heat transfer of air inside channel of rectangular cross-section, containing rectangular baffles with inclined upper part planted on the opposite surface of absorber plate is investigated numerically under solar air heater boundary conditions. For a fixed value of heat flux (1000 W/m²) and the range of Reynolds number from 4000 to 18,000, the effect of four baffle blockage ratios, ($B_R = 0.7, 0.82, 0.92, 0.98$) and four baffle-pitch spacing ratios, ($P_R = 2, 4, 6, 8$) in sixteen configurations on thermohydraulic behavior were confirmed.

By means of commercial CFD code Fluent 6.3, the Reynolds average Navier Stokes formulation was computed with RNG $k-\epsilon$ model to simulate the fully turbulent air flow through a baffled rectangular duct. However, the configuration of $B_R = 0.7$ and $P_R = 2$ at a $Re = 5000$, yields the highest thermohydraulic performance factor THPF of about 0.857, with both increment in heat transfer and friction factor, which noted to be 2.16 and 15.95 times of those of the smooth duct, respectively.

Attempts were carried out to explain the mechanisms of fluid behavior in the presence of this type of obstacles and their impact on both fields, thermal and dynamic.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

As one way of using the solar air heater (SAH) under turbulent flow conditions, it coincides with a presence of stagnant energy at the level of inner face of absorber plate, this is due to the absence of sufficient time for air to transport this energy or most part of it; for that, great efforts are spent as part of exploitation of stagnant energy. Generally, these efforts were delivered on two different scales:

Firstly, playing on the level of the laminar sublayer where the heat transfer occurs only by conduction [1] and the thermal resistance particularly enclosed in this region; hence, it is possible to

break the viscous sublayer [2], which is considered as a responsible sublayer for the storage of this energy, by implanting artificial roughness with approximate dimensions of width of both this sublayer and buffer layer combined together.

The second technique focused on the impediment of the air and remixing it again, with the possibility of lifting up air toward the absorber plate for the purpose of taking energy from the laminar sublayer. It should be noted that the second solution when the $e \gg \delta$ the roughness has a significant increase in heat transfer accompanied by considerable increase in the pressure drop [2].

A modest review of the literature has been conducted to assess the exchange and the behavior of the flow at rectangular baffled ducts, mainly those used in the SAH. The main idea was to obtain a better heat transfer between the absorber plate and active fluid, with possible minimal cost of pumping power without forgetting the lightweight and durability. The pressure drop, the mean velocity and the turbulence intensity distributions in flow field

* Corresponding author. Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien (URER/MS), 01000, Adrar, Algeria. Tel.: +213 771084303; fax: +213 49362249.

E-mail address: fouad.Menasria@gmail.com (F. Menasria).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.002>

0360-5442/© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

around baffles with three different window cuts for Reynolds Number ranging from 600 to 10,500, were the subject of precise empirical research of C. Berner et al. [1], who indicated that when the Reynolds Number increase, the flow becomes periodic after few baffles (2–5 baffles) which is relative on the Reynolds number adopted in simulation; and thus the total loss coefficient is approximately constant when the blockage ratio becomes important. Hence, for the same configuration but with constant heat flux applied to the test plates surfaces, Habib et al. [3] obtained enhanced heat transfer by inserting baffles with unique window cut on the two opposite heated surfaces; they also noticed that by increasing the Reynolds number, the thermal conductivity of the baffles, the reducing of baffle spacing and the wall heat flux had qualitatively similar effect in increasing of the average heat transfer coefficient, later and during the study [4], it was pointed out that both the pressure loss and the average heat transfer parameters are increased as the baffle height does for given Reynolds number. However, with increasing of baffle height the pressure loss increased significantly, compared to the improvement in heat exchange.

In detailed experimental results for turbulent heat transfer and friction factor with Reynolds number varied from 5.10^3 to 54.10^3 in rectangular duct with and without repeated rib pairs of T.M. Liou et al. [5], reported in its contents that there is an increase in heat exchange at significant expense in pressure drop.

The installation of baffles in the fields flow is a combined technique between the ribs and channel inserts as discussed in Ref. [6]. Its role is both, to disturb the viscous sublayer where the heat transfer in this region is by conduction only [5] and create recirculation zone [3] for the enhancement of the heat transfer but it is unfortunately characterized by significant pressure loss [7]. Hence, the using of perforated and non-perforated inclined baffles placed near the heated top at the main turbulent flow, in rectangular duct, had led S. Dutta et al. [6–8] in conducted experiments to conclude that the friction factor decrease as the tilt angle of baffle does, and also with an increase in the average Nusselt number (meaning with solid baffles).

As shown in above studies, the pressure loss present the threshold challenge when, the heat transfer is increasing with increasing of baffle heights.

Always and in the axis of producing vortexes for obtained better mixing of fluid to increase the heat transfer, baffles with different lengths and orientation were installed within circular tube in numerical study of Nasiruddin et al. [9]. The obtained results show that the increasing in baffle inclination angle increases the blockage ratio which leading to the increase in Nusselt number and pressure loss alike. Despite the fact that the vertical baffle provides the highest level of Nusselt number and a significant pressure loss, the baffle oriented in stream aligned direction with small angles, has been suggested as the better selection to provide the significant heat transfer enhancement and smaller pressure drop.

Besides, the aerodynamic field in such baffled ducts was also the subject of many investigations, for the better understanding of the mechanism of fluid flow in this kind of complex turbulent flow. Turbulent flow of air around two rectangular baffles inserted inside rectangular duct was the subject of L. C. Demartini et al. [10], in a numerical investigations validated by experimental study. In this research work, the results found that the high pressure regions formed upstream of both baffle plates and the extent of the low pressure regions on the downstream regions, low and high pressure regions are associated with recirculation regions, these latter are the responsible element of velocity behavior.

The financial assessment of pumping power is an important element which has led many researchers to study the pressure loss, when everyone agrees that the rising of blockage ratio provides a

considerable increase in the friction factor ratio, among them C. Berner et al. in Ref. [1] and C. Thianpong et al. in Ref. [11].

Numerous experimental works have been carried out around the world to clarify by method or another, the effect of baffles with many shapes, materials, sizes and different positions, on the heat transfer and the flow in rectangular ducts, the purpose of all these efforts is to reach an optimum positioning of concerned baffles to improve the efficiency of baffled ducts, especially under operating conditions of SAH. By contrast, few simulations work in this field has been carried out due to complexity of flow pattern, headed by P. Promvong's group; which contributed in the midst of simulating of laminar [12–14] or turbulent [15–17] flow in rectangular baffled ducts, their main aim was to validate CFD results with obtained experimental data. Recently, a numerical study of Rachid. Saim et al. [18] was concerned with the computation of the flow over a baffle configured in Ref. [9], based on $k-\omega$ turbulence model proved a good agreement between numerical and experimental results data.

The work presented in this paper aims to analyze the enhancement of heat transfer and pressure drop resulting from fully developed turbulent flow in rectangular baffled duct, where the lateral shape of approved baffles was taken from previous studies of Kamel. Aoues et al. [19], where the baffles are fixed to the insulated bottom of SAH. With little of what was conducted of experiments, a simulations using CFD package Fluent for case of constant heat flux within the range of Reynolds number $4000 \leq Re \leq 18,000$ which applicable to SAHs, so as to allow a sufficient rise in temperature [20], in order to find the optimum geometric characteristics of baffles used in above mentioned SAH, which take an insight into the effect of the inclination of the upper part of baffles, spacing between two arrays of baffles on turbulent characteristics, pressure drop and the heat transfer mechanism.

2. CFD modeling

2.1. Geometry of computational domain

The physical problem considered in this study is the turbulent flow of an incompressible fluid placed in horizontal baffled channel; the baffles have rectangular shape with inclined upper part mounted in the opposite surface of absorber plate as shown schematically in Fig. 1. The absorber plate and other sides are considered as smooth, the absorber plate is 1 mm thick aluminum plate. The height of baffles (e) selected varies between 1.75 cm and 2.45 cm, which corresponds dimensionless blockage ratio ($Br = e/H = 0.7, 0.824, 0.919, 0.979$) following the inclination of the upper part of baffles, then the effect of blockage ratio is taken in consideration.

The geometry was drawn and meshed by using GAMBIT (version 2.4.6). The computational domain is a simple rectangle of length of 2550 mm and depth of 25 mm and consisted of three sections, namely, entrance section ($L_1 = 750$ mm), test section ($L_2 = 1400$ mm) and exit section ($L_3 = 400$ mm) as shown in Fig. 2. The distance between the test section inlet and the first baffle is set equal to 1.5 times of the absolute height of the baffle; the thickness of the baffle is 0.4 mm and the interbaffle spacing ratios selected as $P_R = P/H = 2, 4, 6$ and 8. The air first enters into the development section (all sides are insulated) that ensures hydrodynamically developed air flow prior test section, meanwhile, to reduce or disappear the end effects, the exit section has been inserted posterior test section.

Many works have been provided to clarify these lengths in a manner sufficiently large enough to give the fully developed turbulent flow, outcomes relationships to calculate these lengths as: $10D_h$, $1.359D_h Re^{0.25}$, $10 \sim 20D_h$ or $0.623D_h Re^{0.25}$, as mentioned in Refs. [21–24], respectively. Finally, ASHRAE standard 93-2003 [25]

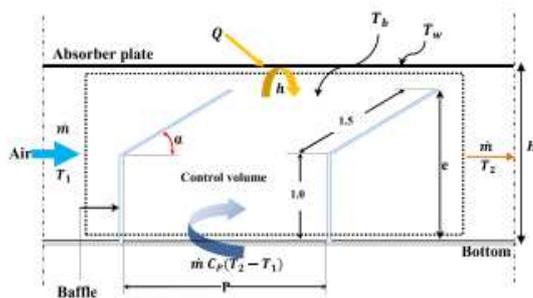


Fig. 1. Descriptive schematic sketch of energy balance through control volume of effective baffled duct in SAH.

recommends development and exit sections length of $5\sqrt{WH}$ and $2.5\sqrt{WH}$, respectively; where the width of duct is $W = 880$ mm. It is worth mentioning that R. Karwa et al. [26] are among the firsts who used this definition. The geometrical and the range of operating parameters of CFD analysis are tabulated in Table 1.

2.2. Grid generation

The commercial mesh generator GAMBIT (version 2.4.6), was used both to create the geometry of solar air heater (SAH) and to generate a structured, non-uniform multi-block grid as shown in Fig. 3. Since the geometry presented in this work was considered complex, the technique of multi-block grid generally provides flexibility and better mesh. To ensure that the $y^+ \approx 1$, a refined mesh with medium mesh density based upon the assigned refinement factor was used to resolve the laminar sublayer. The height of the first element normal to surfaces has been controlled to generate finer meshes ($y^+ \approx 1$) in order to capture wall effects.

The value of y^+ is computed for the boundary cells on the specified wall zones by the following equation:

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (1)$$

Where y is the distance from the wall to the first adjacent cell center, ν is the kinematic viscosity and u^* is the friction velocity, all

of which can be defined as:

$$u^* = \sqrt{\frac{C_f}{2}} u \quad (2)$$

For internal flow, it is recommended that the velocity will be the same of access; it was calculated for each Reynolds number, where the Reynolds number is defined as:

$$Re = \frac{u D_h}{\nu} \quad (3)$$

Where D_h defined as the hydraulic diameter of the test section, it was used as appropriate length scale at the inlet, this latter " D_h " was expressed as 4 times of ratio of flow cross section A to the cross section perimeter p ; the hydraulic diameter is computed as:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (4)$$

And C_f defined as the friction factor coefficient (skin-friction coefficient or fanning friction) smooth duct, which can be defined as:

$$C_f = \frac{f_0}{4} \quad (5)$$

Where f is the friction factor (Darcy friction factor). For smooth ducts, the friction factor in turbulent flow can be determined from the explicit first Petukhov equation given as [21]:

$$f_0 = [0.7904 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \text{ For } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (6)$$

It is interesting to note that the Reynolds number, the Friction factor as well as the Nusselt number relations existing (in the literature) are for circular tubes can also be used for ducts with other shapes cross section with reasonable accuracy by substituting the D (in circular tube) by D_h .

The achievement of a target value for y^+ is essential before the generation of the grid, for saving time by computing the height of the first near-wall cell to resolve wall function in boundary layer and obtain accurate results. Despite the fact that the baffles are full, it is recommended to avoid meshing them since it was considered as adiabatic [11–15]. When the enhanced wall treatment is employed with the intention of resolving the laminar sublayer, it must contain at least 10 cells within the viscous near-wall region:

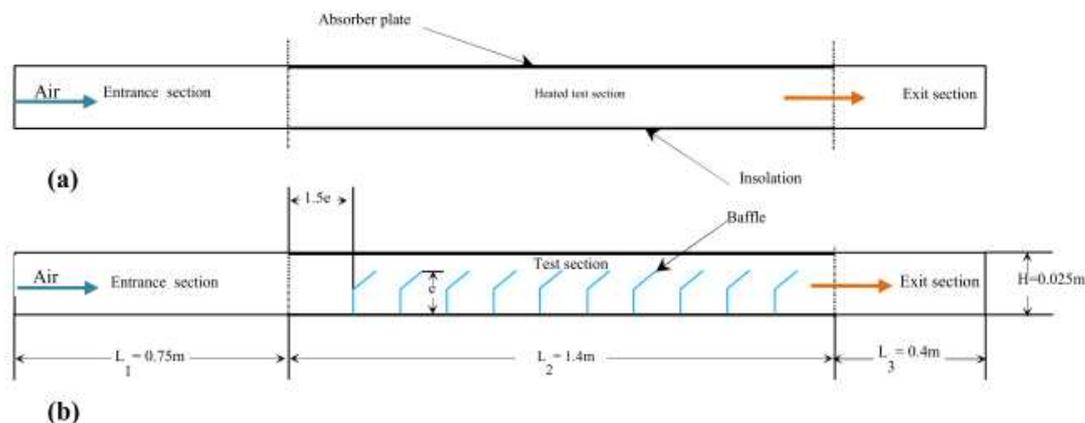


Fig. 2. Schematic of solution domain (a) smooth duct (b) baffled duct.

Table 1
The geometrical and the range of operating parameters of CFD study

Geometrical and operating parameters	Range
Entrance length (L_1) [mm]	750
Test length (L_2) [mm]	1400
Exit length (L_3) [mm]	400
Width of duct (W) [mm]	880
Depth of the duct (H) [mm]	25
Duct Aspect ratio (AR)	35.2
Hydraulic diameter of duct (D_h) [mm]	48.62
Baffle height (e) [mm]	17.5–24.5 (4 values)
Upper part baffle angle of inclination (α) [°]	30° 45° 60° and 75°
Blockage ratio (B_R)	0.7–0.979 (4 values)
Baffle thickness (t) [mm]	0.4
Interbaffle spacing (P) [mm]	50, 100, 150, 20
Interbaffle spacing ratios (P_R)	2–8 (4 values)
Uniform heat flux (Q) [W/m^2]	1000
Reynolds number (Re)	4000, 5000, 8000, 12,000, 15,000 and 18,000
Turbulent intensity (I) [%]	4.701 to 5.710 (6 values)
Prandtl number (Pr)	0.708

desirable to build the mesh [27].

2.3. Physical modeling

2.3.1. Assumptions

In this study, the flow through rectangular baffled duct is considered forced turbulent convection, incompressible and steady state, the Navier-Stokes equation is presented in the simple form. The assumptions adopted in this work are:

- 1) The flow is assumed to be two-dimensional, steady, fully developed turbulent and incompressible.
- 2) Negligible radiative and natural convective heat transfer between components of computational domain.
- 3) for operating temperature range of our solar system:
 - a) The thermo-physical properties of the components of our system material are independent of temperature.
 - b) Air being considered as the activate fluid in our system, it is assumed incompressible, Newtonian and non-reactive.

2.3.2. Governing equations

The commercial CFD code Fluent 6.3 was used to perform the simulation, the fluid is assumed to be, Newtonian, incompressible under turbulent steady state flow, and governed by two dimensional forms of the continuity, the time independent incompressible Navier-Stokes equations and the energy equation. In the Cartesian tensor system, these equations can be written as [28]:

Continuity:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (7)$$

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (8)$$

Energy:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (9)$$

Where the second-order tensor of Reynolds stresses ($-\rho \overline{u'_i u'_j}$) is introduced in momentum equation in terms of the Boussinesq hypothesis.

The eddy viscosity μ_t is described is determined by the following formulas:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11a)$$

In this equation the closure coefficient C_μ recover the value of:

$$C_\mu = 0.0845 \quad (11b)$$

k and ε represent the turbulent kinetic energy and dissipation rate, respectively.

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \text{ Represent the molecular thermal diffusivity} \quad (12a)$$

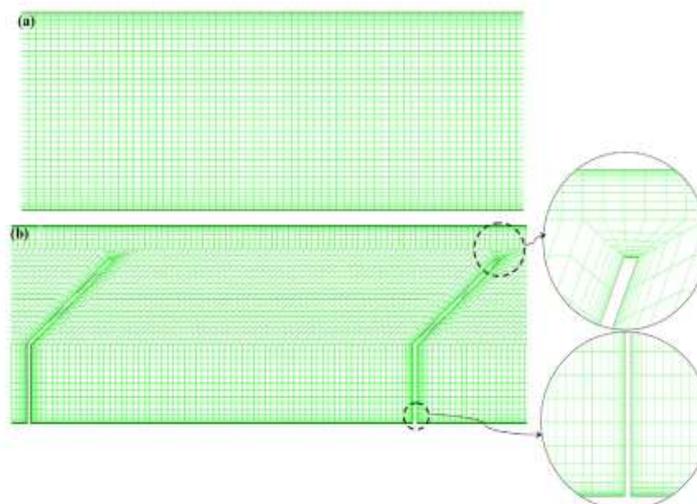


Fig. 3. Computational grid and near-wall view for: (a) smooth duct, (b) baffled duct ($B_R = 0.82$, $P_R = 4$ & $Re = 8000$).

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \text{ Represent the turbulent thermal diffusivity} \quad (12b)$$

Where u_i is correspond to the average velocity of x, y, direction, respectively. ρ, P and T are represents average density, average pressure and average temperature respectively, μ is turbulent viscosity coefficient, here $i, j = 1, 2$.

2.3.3. Boundary conditions

In the present study, it is clearly seen from the (Fig. 2.) that the solution domain consists of three rectangular parts, entrance section, test section and exit section, air was selected as working fluid with its standard properties, while No-slip wall conditions have been implemented over the channel walls as well as the baffles surfaces.

The boundary conditions imposed at the absorber plate (the top wall of test section) are no-slip and constant heat flux of 1000 W/m^2

$$u_i, u_j = 0 \text{ and } Q = 1000 \text{ W/m}^2 \quad (13)$$

While the bottom wall (the opposite surface of the absorber plate), the baffles and the remaining walls of the study field are assumed adiabatic wall conditions.

$$u_i, u_j = 0 \text{ and } \Delta Q = 0 \quad (14)$$

At the outlet, pressure outlet was selected like boundary condition with zero gauge pressure while at the inlet, a uniform air velocity is introduced with fixed air temperature of 300 K ($Pr = 0.7$). The mean inlet velocity is varied from 1.1417 to 5.4080 [m/s] in six values calculating from the Reynolds number. Concerning internal flows, additional boundary conditions for turbulence parameters need to be specified as derived quantities at inlet and outlet locations such as turbulence intensity and hydraulic diameter [29–30].

The values of turbulent intensity ranging from 4.701 to 5.7101% , being appropriate at the inlet. The turbulent intensity at the core of a fully developed duct flow can be estimated depending on the Reynolds number as [29]:

$$I = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (15)$$

Pressure outlet boundary condition is specified with fixed pressure ($1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$), and may safely be assumed fully developed, which implies zero normal gradients for all flow variables except pressure, where the fluid leaves the calculation domain.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = \frac{\partial u_j}{\partial x} = \frac{\partial T_f}{\partial x} = 0 \quad (16)$$

In order to adjust the thermo-physical properties of air used in calculation of flow, friction parameters and heat transfer [31], advised to use the mean bulk temperature.

As the mean bulk temperature confined to the interval of $[T_{b,in}, T_{b,out}]$, where $T_{b,in}$ and $T_{b,out}$ are the bulk temperatures of inlet and outlet, respectively (the bulk quantities defined as will come later). Regardless of the Reynolds number, the thermo-physical properties

of the working fluid (air), absorber plate (aluminum) and other walls (wood) have been assumed to remain constant at average bulk temperature; they are summarized in Table 2.

2.3.4. Solution method

The numerical computations were carried out by solving the governing equations along with the boundary conditions were iteratively solved by the CFD code Fluent 6.3, which employs the finite volume method in steady-state regime. Also, the two dimensional coordinate system was introduced to simplify computational solution.

For highly swirling flows, the PRESTO! Interpolation scheme for calculating cell-face pressures was employed [27]; while using the pressure-based solver, the semi-implicit method for pressure-linked equations SIMPLE [32] algorithm was used to resolve coupling velocity and pressure to enforce mass conservation and to obtain the pressure field. The advection terms in all the transport equations were discretized using the second order upwind scheme for better accuracy; while the initial solution obtained using first order accurate discretization [27]. It is recommended to always start calculations with first order upwind and after 100 iterations or so to switch over to second order upwind [33]. The minimum convergence criteria are set as: relative residual of 10^{-6} for energy equation while 10^{-3} for continuity equation and 10^{-3} for k. Moreover, to achieve converged solution and for more numerical instability the under-relaxation factor for momentum was decreased until 0.6. Finally, as low Reynolds number formulation is applied, the enhanced wall treatment was used hence the y^+ value is less than 1, in order to ensure that the viscous sublayer is meshed and simulated properly.

2.4. Code validation and model selected

2.4.1. Code validation

The main objective of collecting data is to calculate the average Nusselt number and average friction factor. The energy balance for steady-flow through the effective duct in SAH schematically in Fig. 1, permits to define the local Nusselt number based on heat transfer coefficient which can be expressed as:

$$Q = hs(T_w - T_b) \quad (17)$$

At the same time, the Energy transferred to the fluid by convection obtained by:

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = hs(T_w - T_b) \quad (18)$$

Where Q is the solar flux falling on the absorber plate, \dot{m} is the mass flow rate of the air, s is the heat transfer area (surface of the absorber plate), C_p is the specific heat at constant pressure, T_{out}, T_{in}, T_w and T_b are the outlet, inlet, wall and bulk temperatures, respectively. Where the bulk of any quantities (q_b) was calculated in numerical procedure as:

Table 2
Thermo-physical properties of computational domain components at 303 K for CFD analysis

Properties	Working fluid (Air)	Absorber plate (Aluminum)	Bottom and other walls (Wood)
Density, ' ρ ' [kg/m^3]	1.165	2719	700
Specific heat, ' C_p ' [J/kgK]	1006.96	871	2310
Viscosity, ' μ ' [kg/ms]	1.8566 e-05	–	–
Thermal conductivity, ' λ ' [W/mK]	0.0264	202.4	0.173+13

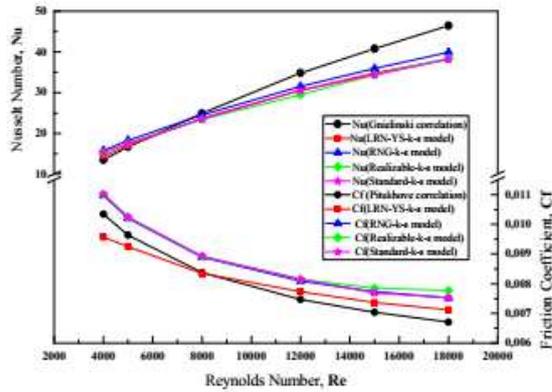


Fig. 4. Comparison of predicted values of Nusselt Number and Friction Coefficient for different $k-\epsilon$ turbulence models with semi-empirical correlations of Gnielinski and Petukhov, respectively.

$$q_b = \frac{\int q|\rho \vec{u} ds|}{\int |\rho \vec{u} ds|} \tag{19}$$

h is the local heat transfer coefficient computed as:

$$h = \frac{\dot{m}C_p (T_{out} - T_{in})}{s (T_w - T_b)} \tag{20}$$

Finally, the local Nusselt number Nu for smooth or baffled duct can be defined as:

$$Nu = hD_h/\lambda \tag{21}$$

Where λ and D_h are the conductivity of fluid and the hydraulic diameter.

It should be noted that the value of average Nusselt number (For smooth or baffled duct) will be updated for the area weighted over the first near-wall cell near the absorber plate, while all the properties of air used in model are to be evaluated at T_b as:

$$Nu_{ave} = \frac{1}{s} \int Nu ds \tag{22}$$

As far from the usual method of calculating the friction factor coefficient C_f in smooth ducts which depends directly on the shear stress at the wall, the friction factor f of the ducts with complex shape or with obstructions can be expressed in terms of pressure drop across the computational domain ΔP , the fluid density, the bulk velocity over whole computational domain U_b , the axial distance between inlet and outlet and the hydraulic diameter D_h as:



Fig. 5. Photograph of the experimental setup of baffled SAH.

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \left(\frac{\rho U_b^3}{2}\right)} \tag{23}$$

Finally, the friction factor coefficient is computed by:

$$C_f = \frac{f}{4} = \frac{D_h \Delta P}{2L \rho U_b^2} \tag{24}$$

In this work, it must pointed out that the ΔP is pressure difference between inlet and outlet, it will be updated in the mass weighted average field of total pressure.

A complex but accurate relation such as the second Petukhov equation and Gnielinski equation [21], were used to calculate average Nusselt number.

The correlation due to Petukhov for smooth duct expressed as:

$$Nu_0 = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 1.27(\sqrt{f/8})(Pr^{2/3} - 1)} \tag{25}$$

$$(10^4 < Re < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr < 2000)$$

The accuracy of this relation at lower Reynolds numbers is improved by modifying it as Gnielinski equation:

Table 3
Comparison between results predicted by LRN-Yang-Shih and RNG $k-\epsilon$ models.

$k-\epsilon$ model selected	Cells number	Average percentage deviation Nusselt Number [%]	Average percentage deviation of friction factor[%]	Total time for six simulations [s]
RNG $k-\epsilon$ model	114,700	± 1.76524925	± 8.07776102	2000
LRN-YS $k-\epsilon$ model	114,700	± 6.85203935	$\pm 0.402,226$	3185

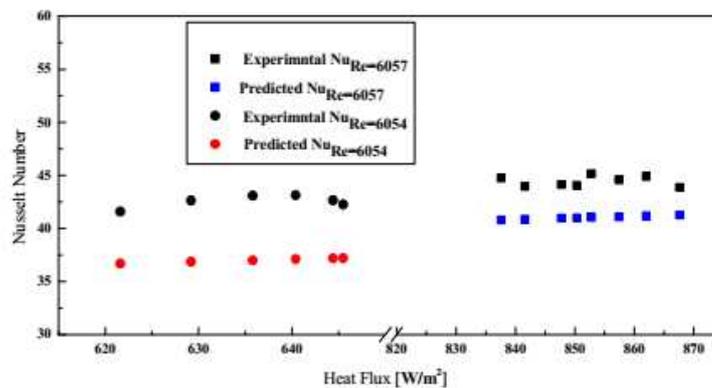


Fig. 6. Comparison of predicted and measured values of average Nusselt Number under different heat flux.

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(\sqrt{f/8})(Pr^{2/3} - 1)} \quad (26)$$

$$(3000 < Re < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr < 2000)$$

Before going into the details of the flow simulation, it is useful to recall that the four known classical turbulence $k-\epsilon$ model including standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, realizable $k-\epsilon$ and LRN-YS- $k-\epsilon$ models were used in this study [34], it must take into account that for channel with obstruction crossed by fluid flow, the RNG $k-\epsilon$ model incorporates modifications over the others $k-\epsilon$ models [30–32], which improves its performance for precise capturing of streamline curvatures at relatively low Reynolds number. That for the purpose of finding the most convenient model among turbulence models namely standard $k-\epsilon$ model, realizable $k-\epsilon$ model, Renormalization group (RNG) and one of low-Reynolds number (LRN) $k-\epsilon$ models, these latter have been tested for smooth duct having the same cross-section of baffled duct. This comparison was performed between different models of $k-\epsilon$ viscous model to choose the model which determines any simulation which is more accurate in the manner of Sharad Kumar et al. in Ref. [35]. The variations of the average Nusselt numbers and friction factors with the Reynolds numbers for smooth duct are shown in Fig. 4. Which shows the comparison of available experimental data and numerical results predicted by different models indicated previously using Fluent. Hence, values obtained by the semi-empirical, Gnielinsky correlation for the Nusselt number and Petukhov equation for friction factor were compared. It can be seen that the Nusselt number increases as the Reynolds number does, while the friction factor decreases as Reynolds number increases. The observation of Fig. 4 enables to say that there is a good agreement between results predicted by LRN-Yang-Shih and RNG $k-\epsilon$ models better than the other models, with those obtained by Gnielinsky and Petukhov correlations. Comparing to Gnielinsky correlation, the Nusselt number predicted by RNG $k-\epsilon$ model is more accurate than by LRN-YS $k-\epsilon$ model by average percentage deviation of $\pm 1.765\%$ and $\pm 6.852\%$, respectively. Comparing to Petukhov correlation, the friction factor predicted by LRN-YS $k-\epsilon$ model is more accurate than by RNG $k-\epsilon$ model by average percentage deviation of $\pm 0.402\%$ and $\pm 8.077\%$, respectively. For simulating the configuration of smooth duct, having the same cells number carried out in personal computer with the following characteristics: processor-Intel(R) Core (TM) i3 CPU M380 @2.53 GHz 2.53 GHz, RAM-4Go, operating

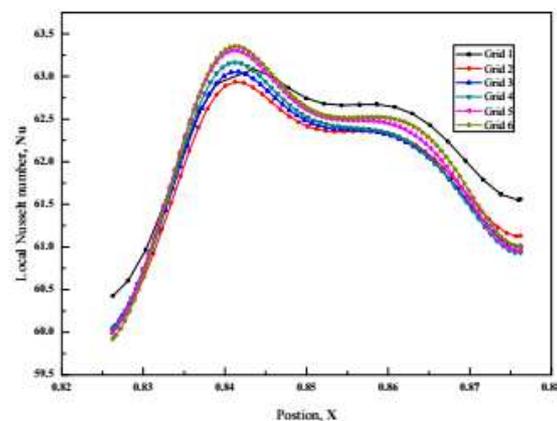


Fig. 7. Mesh independency.

System-Windows 7 Professional-64 bits, it found that the LRN-YS $k-\epsilon$ model required more CPU time range between 1.18 and 2.21 times for that required in RNG $k-\epsilon$ model, with total rate reach to 1.6 times as illustrate in Table 3.

Error values are within an acceptable range; nonetheless, that the smaller error for friction factor exists on the level of LRN-YS $k-\epsilon$ model on the other hand the smaller error for Nusselt number exists on the level of RNG $k-\epsilon$ model, the computational time for LRN-YS $k-\epsilon$ model was important comparing to that of RNG $k-\epsilon$ model; consequently, the RNG $k-\epsilon$ model has been chosen as the suitable model for all simulations for the prediction of heat transfer and flow friction in baffled duct having same transverse section of smooth duct, which is, in turn, consistent with the selection in the works [28,30,35–41].

2.4.2. Validation of predicted data

Experimental data have been collected on SAH with rectangular duct of dimensions described above in actual outdoor conditions on clear sky days, while the baffles are chamfered with chamfer angle of 30° (or $B_R = 0.75$) and $P_R = 4$. The photograph of the experimental setup is shown in Fig. 5. The objective is to prove a match exists between the results obtained by the selected calculation model (RNG $k-\epsilon$ model) and the experimental data. K-type thermocouples and pyranometer were connected to a Fluke data logger,

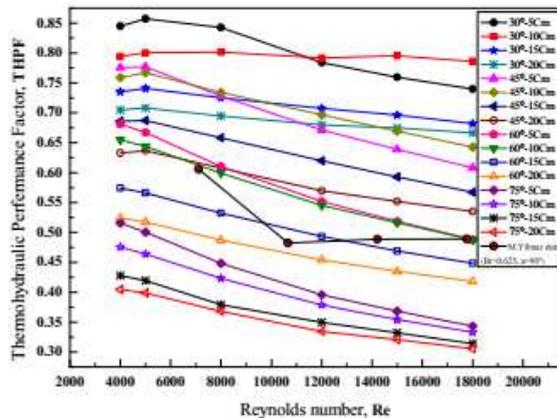


Fig. 8. The Thermohydraulic performance factor as a function of the Reynolds number for all studied cases of baffled ducts.

used to record the measured required temperatures and intensity of solar radiations at an interval time of 2 min. It is worth mentioning that the fourteen points shown in Fig. 6, has been selected under constant operating conditions in proper time intervals. With acceptable value of error which is confined between 7% and 13%, which gave permission to adopt the RNG $k-\epsilon$ model to simulate the flow within a rectangular duct equipped with baffles having the same shape as the chamfered baffles but with a small thickness as described in Fig. 1.

2.4.3. Model selected

So, renormalization-group RNG $k-\epsilon$ model has been selected to simulate the heat transfer and like a computational method to close the system of mean flow equations and solve them.

In this investigation, when the renormalization-group RNG $k-\epsilon$ model used to perform CFD simulation, the model provides the transport equations for kinetic energy (k) and its dissipation rate (ϵ) as flows:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (27)$$

By using of the additional term which defined as the main difference between RNG and the standard $k-\epsilon$ models, and for reason of buoyant shear layers for which the main flow direction is perpendicular to the gravitational vector, the (ϵ) equation can be written as:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k} \quad (28)$$

Where

$$C_{2\epsilon} \equiv C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (29)$$

and

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon}, \quad \eta_0 = 4.38, \quad \beta = 0.012 \quad (30)$$

In these equations, the terms G_k and G_b representing the production of turbulence kinetic energy due to mean velocity gradients and the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy,

respectively. The term G_k is modeled identically for the standard, RNG, and realizable $k-\epsilon$ models. From the exact equation for the transport of fk , this term may be defined as:

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (31)$$

The term G_b is given by

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (32)$$

σ_k , σ_ϵ are effective Prandtl numbers for turbulent kinetic energy and rate dissipation, respectively; where the closure coefficients $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ are to recover the default values of 1.42 and 1.68, respectively [42]. Where u_i corresponds with the average velocity of x , y , direction respectively, ρ , P and T are represents average density, average pressure and average temperature respectively.

2.5. Grid independency and mesh geometry

By the technique of multi-block grid, non-uniform quad grids are generated over all domain of baffled duct using GAMBIT 2.4 with refined mesh near walls ($y^+ \approx 1$) used to resolve the laminar sublayer and predict the results accurately. Different sizes are used for the simulation to ensure that the results are grid independent and to assure that there are not any convergence problems. The number of cells is varied from 79,952 to 251,734 in six steps. It is observed that a further the number of cells increase from 223,002 to 251,734 did not have a significant effect on results terms of interbaffle local Nusselt number as shown in Fig. 7. Hence, the same interval size is maintained in all other cases throughout the analysis.

3. Results and data reduction

In 1972 R. L. WEBB [43] defined the verdict parameter on the effectiveness of each channel with obstructions having different shapes and dimensions. This parameter facilitates the simultaneous consideration of thermal and hydraulic performance [44], the latter parameter defined as the thermohydraulic performance factor THPF. The THPF represents the ratio of thermal and fluid dynamic performance, in this work the THPF used to estimate how effectively the baffled SAH duct enhances the heat transfer under constant blowing power of blower constraints.

The thermohydraulic performance parameters expressed as:

$$THPF = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (33)$$

Where Nu and Nu_0 , are the Nusselt number of baffled and smooth duct respectively.

As previously pointed out that the controller factor to highlight the appropriate configuration of baffled duct among all studied cases, this in terms of the thermal as well as hydraulic performance is the thermohydraulic performance factor (THPF). Nonetheless, the thermohydraulic performance factors THPFs are smaller than unity for all considered cases as displayed in Fig. 8, this is due the outbalance of blockage factor to the heat transfer.

The results of predicted THPFs are compared with the experimental data of M. Yilmaz [45], for a case where the baffle is mounted on the unheated wall and the blockage ratio is nearly as what adopted in the present paper " $B_R = 0.625$ ".

The graphic presentation shows that the results predicted by the simulation are within the practical domain i.e. if the blockage ratio is important, the THPF is less than unity.

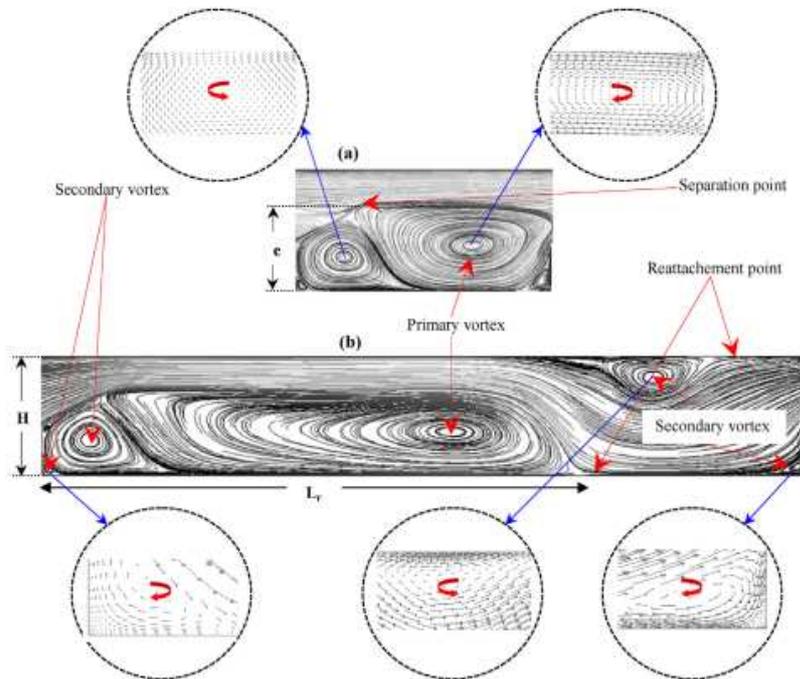


Fig. 9. Velocity pathlines and direction of vortices generated between two baffles case (a) ($B_R = 0.75, P_R = 2, Re = 18,000$) case (b) ($B_R = 0.75, P_R = 6, Re = 18,000$).

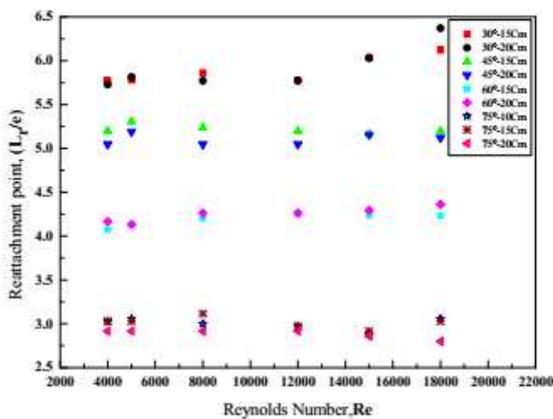


Fig. 10. Reattachment length ratio versus Reynolds number for cases that allow their appearance.

It is observed that when Reynolds number exceeds 5000, the THPF decreases with increasing the Reynolds number for all configurations; however, it was observed that there are eight configurations ($B_R < 0.92$ or $\alpha < 60^\circ$) where the THPFs increase to reach their maximum values with the rise of Reynolds number values, then, gradually decreases with increasing of Reynolds number while the other configurations ($B_R > 0.92$ or $\alpha > 60^\circ$) follow a decay with the growth of the Reynolds number. It worth noting that the THPFs of configuration ($B_R = 0.75, P_R = 2$) are higher with distinction than those of rest configurations if the Reynolds number does not exceed the value $Re \approx 11,500$, otherwise, the configuration

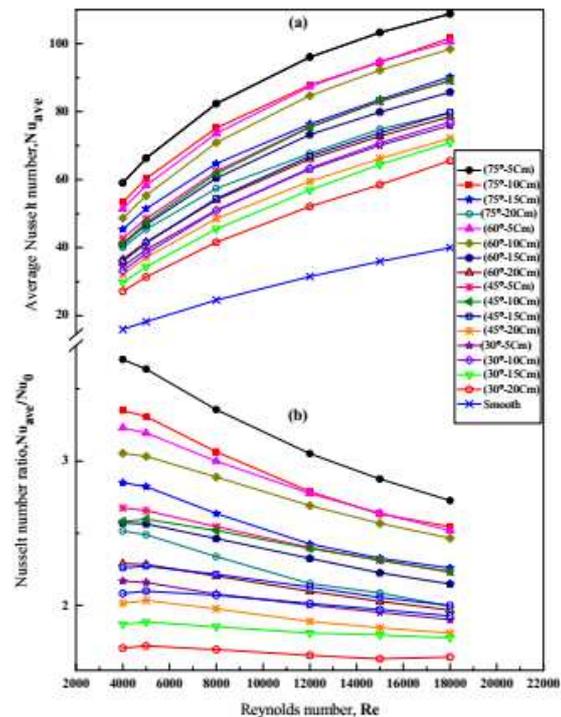


Fig. 11. Variation in both predicted (a) average Nusselt number, Nu and (b) average Nusselt number referring to the smooth channel, Nu/Nu_0 , with Reynolds number.

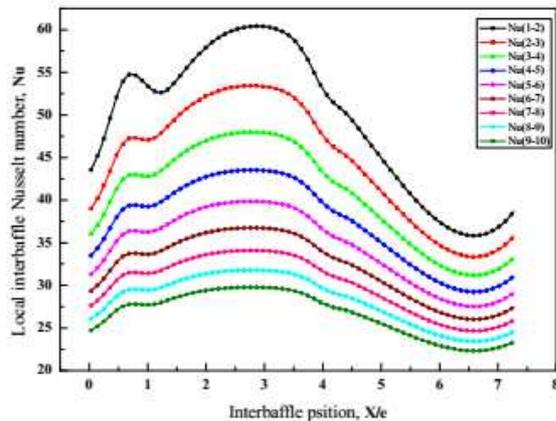


Fig. 12. Local interbaffle Nusselt Number distribution of 7 baffles ($B_R = 0.82$, $P_R = 6$ and Case: $Re = 8000$).

($B_R = 0.75$, $P_R = 4$) has the higher THPFs. While the values of THPF reached their maximum value THPF = 0.857 at the Reynolds number value ($Re = 5000$). Furthermore, it should be noted through Fig. 8, that there are many intersections between curves, these intersections are explained by the equality of the effectiveness of both configurations; hence, it should be resorted to the economic aspect for judicious choice in terms of lightweight materials, the formulation facility and the folding off baffles.

For example: at values of Reynolds number ($Re = 15,000$, $18,000$), the configuration ($B_R = 0.92$, $P_R = 4$) was chosen instead ($B_R = 0.92$, $P_R = 2$) because it is lighter and gives the same effectiveness.

3.1. Mechanisms

To improve the heat exchange between the fluid and the absorber, inserting baffles was adopted to allow the creation of recirculation regions due to the flow separation as shown in Fig. 9.

The primary vortex rotates in a clockwise direction and the rest are secondary having different rotating direction as shown in Fig. 9.

The appearance of five vortices depends on the absolute baffle heights enormously and the interbaffle spacing, Reynolds number in second place.

For fully developed flow, it should be noted that such as prior

studies, it turns out that if the fluid exceeds the third baffle the distribution becomes periodic and the reattachment point is located in the same position after each baffle, because the flow field repeats itself in successive interbaffle regions [46]. It must be seen that the size of primary recirculation zone (dominant vortex) downstream of baffle is very different for various baffle heights, interbaffle spacing and Reynolds number. This recirculation zone completely fills the interbaffle spacing for smaller values of (P/e), else the reattachment length which defines the horizontal size of this recirculation zone, while its height is approximately equal to the absolute height of baffle which is equal to $1 + 1.5\sin(\alpha)$.

In accordance with study of R. L. Webb et al. [47], It's important to be noted that the primary vortices size grow horizontally with the increasing of baffle spacing until reaching a point value confined to the interval (2.8e–6.4 e). The appearance of this point value depends on baffle heights, baffle spacing and Reynolds number as explained above, it's located where the direction X-velocity curve near the bottom wall changed, so the value of reattachment point determined accurately positioning by the velocity profile inflection point as that mentioned in Ref. [48] or when the wall shear stress reaches the zero value for more precise results [47].

Variation of reattachment length with Reynolds number under conditions of their appearance is depicted in Fig. 10. It was observed that the Reattachment length vary slightly if Reynolds number increases with an average overall variation estimated by 5.15%. likewise, the effect of the interbaffle spacing on the reattachment length is hardly taken into count with maximum variation reach 5%. Meanwhile, the impact of height (or α) was significant, where the increase of the height involves a decrease value of reattachment length.

Although the size of two secondary vortices located just after the baffle remains nearly unchanged, they were formed as a result of stagnation pressure induced to the depression arising just after the obstacle, and it must be noted that the vortex confined under oblique upper part of baffle, having largest size among other secondary, which is slightly larger than $1.5\cos(\alpha)$.

Another secondary vortex is generated upstream the lower corner of next baffle due to the negative pressure gradient generated by the primary recirculation. For the secondary vortex considered as an elliptical flow, developed on the absorber plate after primary dominant vortex result as the higher speed of primary vortex fluid or when the velocity ratios of main flow are large enough for there to be this recirculation zone, as mentioned in Ref. [49]. This vortex appears in cases when the Reynolds number, baffle height and baffle spacing are enough to generate it, as we will

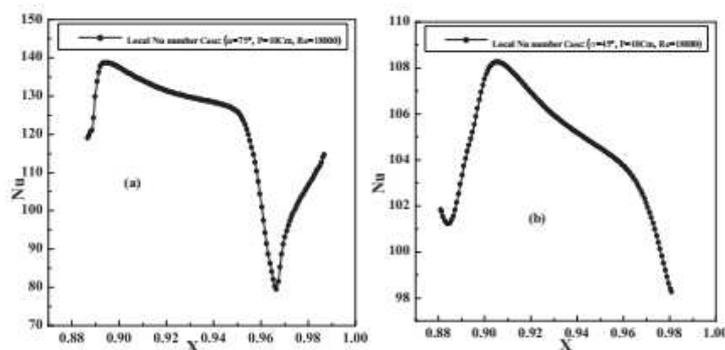


Fig. 13. Distribution of local Nusselt number between successive baffles.

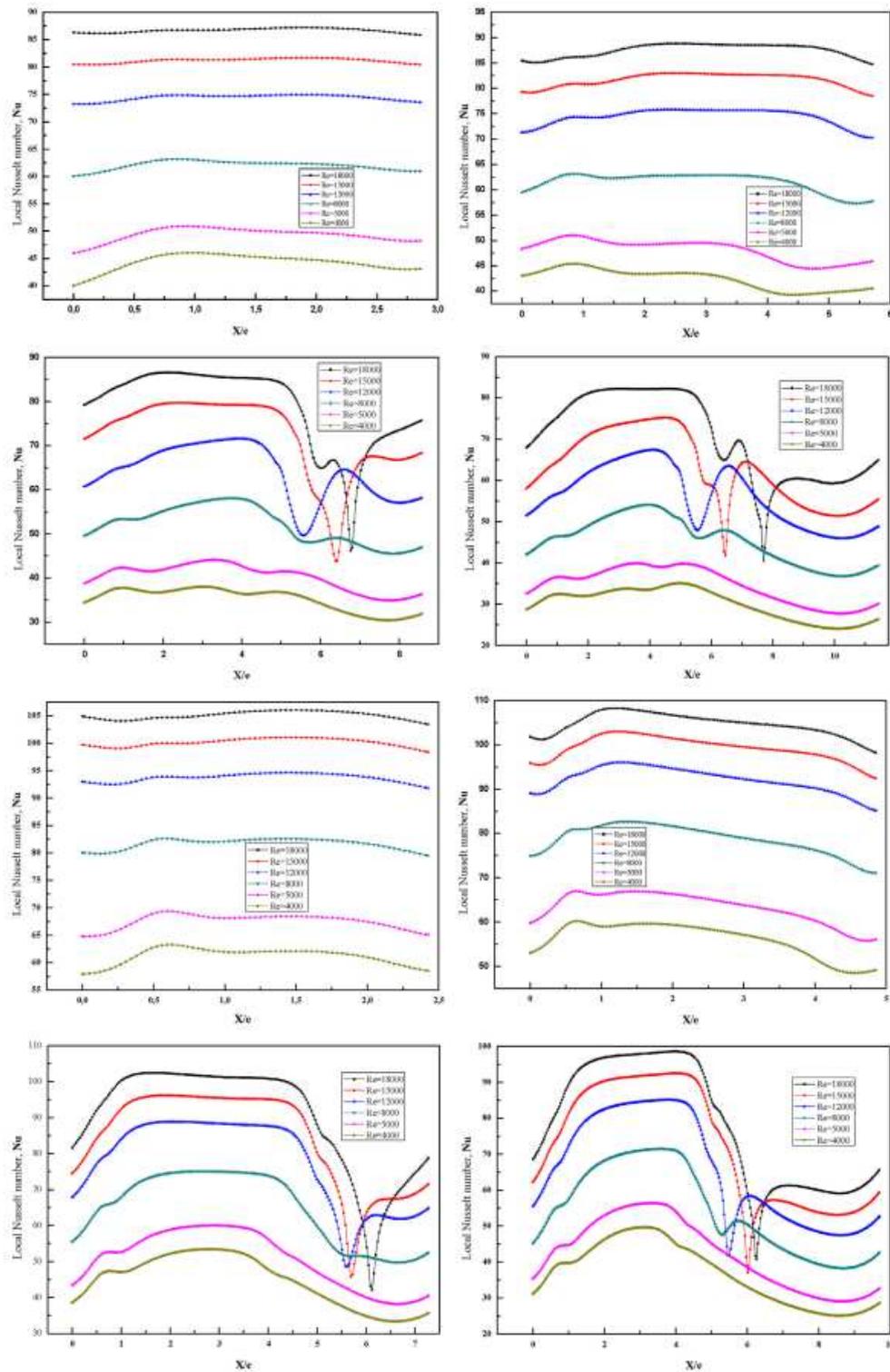


Fig. 14. Distribution of local Nusselt number between second and third baffle versus the range of studied Reynolds number (The first four cases: $B_R = 0.7$; the second four cases: $B_R = 0.82$; the third four cases: $B_R = 0.92$; the fourth four cases: $B_R = 0.98$) for interbaffle spacing of ($P_R = 2, 4, 6, \& 8$) successively.

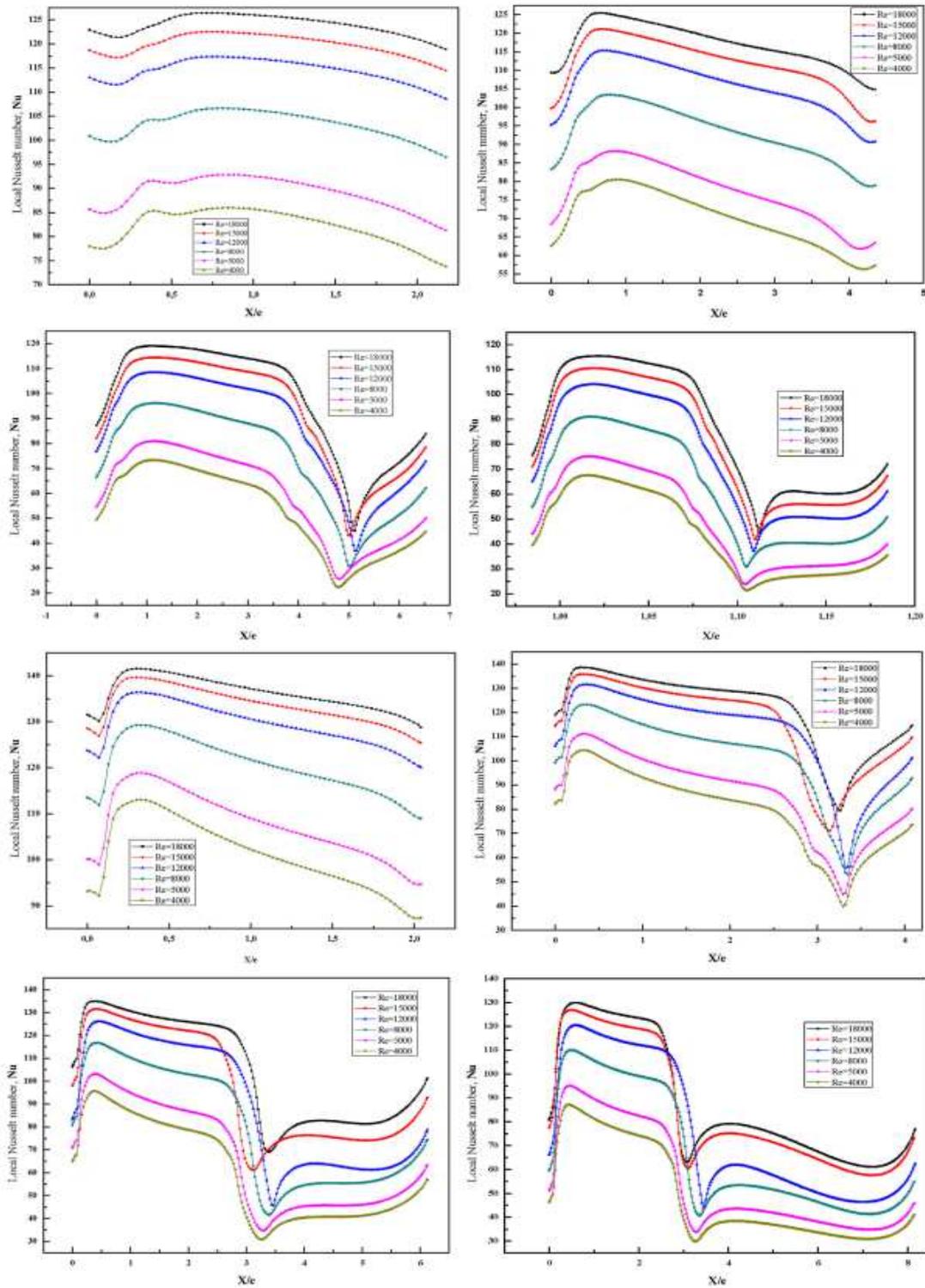


Fig. 14. (continued).

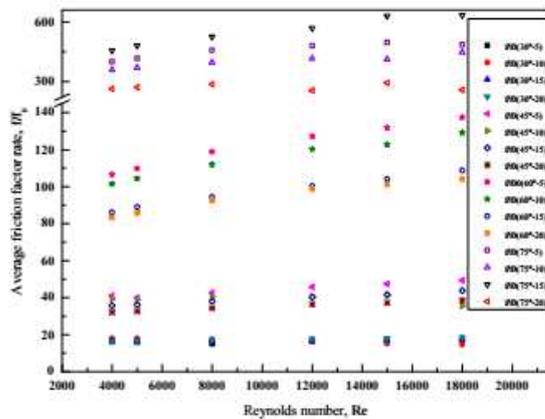


Fig. 15. Variation of predicted average Friction factor referring to the smooth channel, f/f_0 with Reynolds number.

discuss their roles and effects later (each vortex alone).

3.2. Heat transfer results

3.2.1. Average Nusselt Number:

Fig. 11(a) shows the evolution of average Nusselt number (Nu_{ave}) of baffled duct versus Reynolds number (Re), it is interesting to note that the Nu_{ave} increase with both increasing of Reynolds number and the height of the baffle, and also with decreasing of pitch (P) between consecutive baffles, where the highest value of average Nusselt number ($Nu_{ave} = 108$) was marked in case ($B_R = 0.98$, $P_R = 2$, $Re = 18,000$) attributed to a better mixing of the fluid caused by the strong swirl motion and fluctuate disturbance of viscous sublayer, while the case ($B_R = 0.75$, $P_R = 8$, $Re = 4000$) marked the lowest average Nusselt number value ($Nu_{ave} = 27$).

The ratio of absorber averaged Nusselt number for baffled duct to those for the smooth one (Nu_{ave}/Nu_0) versus of Reynolds number is displayed in Fig. 11(b). It can be seen that the Nusselt number ratio increases as the baffle height is increased, this caused by the narrowing and sudden enlargement formed between the absorber plate and the upper part of baffle, hence, allowing the acceleration the flow, thus the highest levels of average Nusselt number ratio obtained when the blockage ratio reaches its greater value (i.e. $e/H \approx 0.98$ or $\alpha = 75^\circ$) this finding is in accordance with experimental results of M. A. Habib et al. in Ref. [4], it's explained by the fact that the end of baffle entering in sublayer where the heat transfer becomes conductive, purely in viscous sublayer.

3.2.2. Local interbaffle Nusselt Number distribution

Fig. 12 exhibits the longitudinal distribution of local Nusselt number of baffled duct at the absorber plate, plotted as function of dimensionless axial interbaffle coordinate (X/e) position. Graphic curves of the local interbaffle Nusselt number monotonically decrease for each successive interbaffle, it can be explained that the fluid (air) goes slowly towards to the energetic saturation due to the

weak capacity.

in which the velocity field repeats itself in successive interbaffle regions [46] A peaks of local Nusselt number located downstream of each baffle at the same position upstream of the reattachment point as has been confirmed by E.M SPARROW et al. in Ref. [50].

Generally, the behavior of interbaffle distribution of local Nusselt number submitted to two common shapes as shown in Fig. 13(a)–(b). This enables to distinguish conditions of the presence of each one separately.

Both cases are characterized by the same evolution, as well as an initial rise until reaching their maximum value through the recirculation zone, followed by:

1) Decay to the minimum value if the recirculation zone completely fills all interbaffle space.

2) Sudden sharp decay due to feeble velocity, results from the recirculation zone generated on the lower face of the absorber plate, followed by slight increase until the edge of baffle, as presented in Fig. 13(a).

Fig. 14 shows the distribution of local Nusselt number at the absorber plate between third and fourth baffle for all the cases studied. The conditions referred previously embodied in three effects:

- Effect of Reynolds Number:** where it was noted that although the sufficient distance to form the responsible vortex of the sudden decline in cases ($B_R = 0.7 \Rightarrow \alpha = 30^\circ$ and $B_R = 0.82 \Rightarrow \alpha = 45^\circ$ for both spacing baffle $P_R = 8$ and $P_R = 6$), but it did not form, except in cases when the Reynolds number reached the value $Re = 12,000$ and more.
- Effect of baffle height or angle of inclination:** this effect manifested in case where ($B_R = 0.98 \Rightarrow \alpha = 75^\circ$ and $P_R = 4$) for all values of Reynolds number while the responsible vortex (previously indicated) did not appear in the other cases for same spacing baffle.
- Effect of baffle spacing:** this effect illustrated in else cases ($B_R = 0.7, 0.82$ and $0.92 \Rightarrow \alpha = 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) for both baffle-pitch spacing ratios $P_R = 2$ and 4 , and the case ($B_R = 0.98$ for $P_R = 2$) when the spacing interbaffle forbids the appearance of sudden decay.

3.3. Average friction factor

The economic side invites us to know the pumping power to better assess the financial conditions in order to provide a turbulent flow, thus for such systems as well as the solar air heater, hence, the numerical results allow us to monitor this aspect through the exposing of average friction factor of our baffled duct (f) using in SAH compared to friction factor of smooth duct (f_0).

Fig. 15 shows the plot of average friction factor ratio (f/f_0) as function of Reynolds number for all studied cases. Friction factor is enhanced by the presence of this type of baffles compared to the smooth duct, it has been observed that the average friction factor ratio is slightly varied with increasing of Reynolds number, and decrease with increasing of interbaffle pitch. The interesting increase was observed when the height of baffle is increased, it was

Table 4
Various interbaffle position for case: $B_R = 0.82$, $P_R = 6$, $Re = 15,000$.

Section	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
Position [m]	1.0703033	1.075606	1.080909	1.086613	1.091916	1.102523	1.144949	1.150252	1.163511	1.1714668	1.192679	1.213892	1.230909	1.236613	1.241916

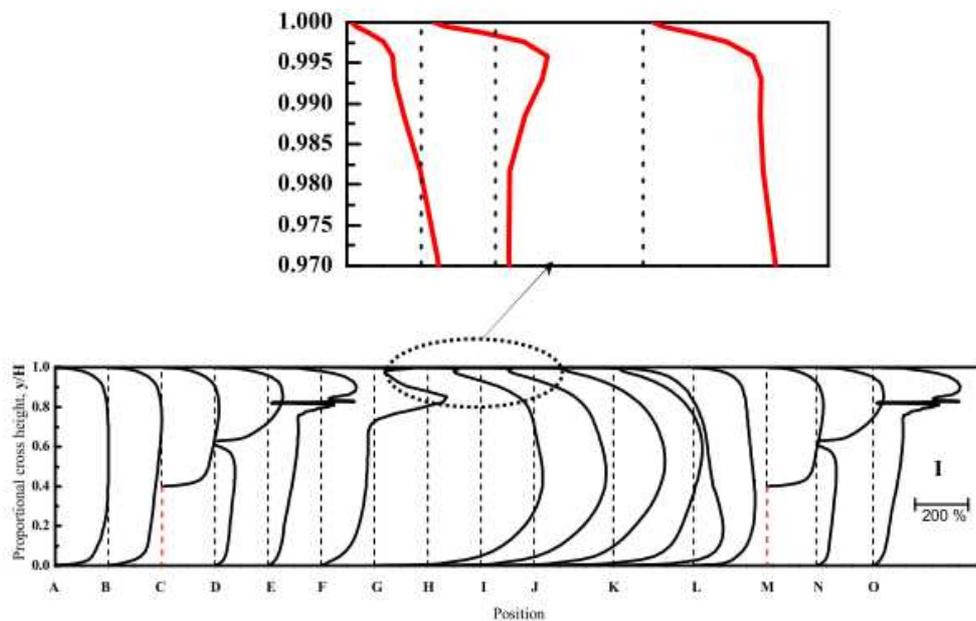


Fig. 16. Turbulent intensity profiles along the third and fourth interbaffle distance (case $B_R = 0.82$, $P_R = 6$ & $Re = 15,000$).

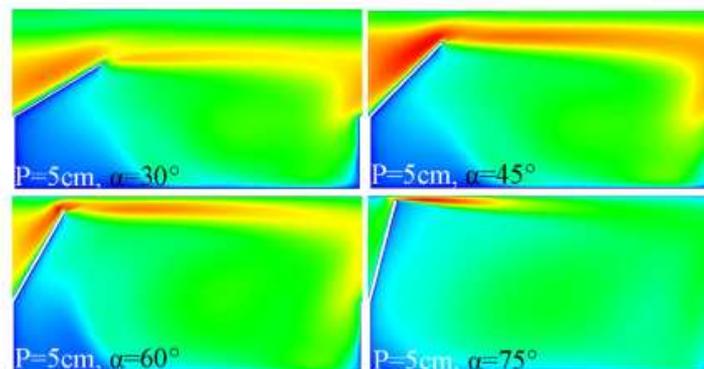


Fig. 17. Contour plots of the turbulent intensity at a Reynolds number $Re = 15,000$.

attribute also to the increase of blockage ratio occurs the strong recirculation flow leading to the better mixing, which it is in reasonable agreement with [17,15].

The maximum and the minimum enhancement in average friction factor are found to be 634 and 14 times that of smooth duct corresponding the configurations ($B_R = 0.98$, $P_R = 6$ & $Re = 18,000$) and ($B_R = 0.7$, $P_R = 6$ & $Re = 18,000$), respectively.

3.4. Turbulent intensity

For more description of the flow field state as well as the mixing of fluid within baffled duct, the distribution of turbulent intensity will be discussed in this section. For case ($B_R = 0.82$, $P_R = 6$ & $Re = 15,000$) the turbulent intensity profiles in flow direction at various cross-sections for locations indicated in Table 4 are shown in Fig. 16, where the points C and M represent the location of the

third and the fourth baffle in this case.

Small peaks in the turbulent intensity profiles are observed in the shear layers near the absorber plate at positions GHI and J due to the high gradient in velocity and temperature. A more convex shape is taken by the intensity profile was observed on the downstream side bridge of the baffle due to the acceleration of flow. It is worth noting that the higher values of turbulent intensity occur within main recirculation zone due to the strong mixing of flow, while the maximum value reached near the location I at distance about 3.8 times of baffle height where there are great gradient in axial velocity, in similar pattern with that mentioned in study of Y.-M. Chen et al. [51]. It may be noted that the most significant fluctuations of velocity are attached in this regions produce the greatest turbulent stress. The behavior of the turbulent intensity predicted by RNG $k-\epsilon$ model for all cases is similar in terms that the higher values exist close to the main flow, while the lower

values observed align with the inner face of baffles and the bottom wall area, except another regions had high turbulent intensity appear just above the inclined upper part of baffles in cases when $Pr = 2$ and $Pr = 4$ as indicated in Fig. 17.

4. Conclusion

The thermo-hydraulic characteristics of fully developed turbulent flow, in rectangular duct provided with continuous rectangular baffles having an inclined upper part, planted on the bottom wall, and heated by constant heat flux equal to 1Kw/m^2 applied on the absorber plate, were obtained for 2-D simulations by means of FLUENT code. The effects of baffles on thermo-hydraulic performance have been concluded as shown below:

- 1) This study adopted the RNG k- ϵ model to predict the outcomes, for the reason of their closest results to those of the experimental.
- 2) The implantation of baffles on the bottom wall of ducts is an effective technique to improve the heat exchange despite their advantages in terms of pressure loss.
- 3) Configuration ($B_R = 0.7$, $Pr = 2$ & $Re = 5000$) is the best selection from the thermo-hydraulic performance factor viewpoint
- 4) The geometry of baffles, their locations and Reynolds number were the main controller of thermo-hydraulic flow fields.
- 5) Despite the fact that the maximum value of the average Nusselt number ratio has been found to be 3.72 for configuration ($B_R = 0.98$, $Pr = 2$ & $Re = 4000$), it produce huge pressure drop, while the minimum value of average friction factor has been found to be 14.47 for configuration ($B_R = 0.7$, $Pr = 4$ and $Re = 18,000$).

References

- [1] Berner C, Durst F, McEligot DM. Flow around baffles. *J Heat Transf* 1984;107:743–9.
- [2] Verma SK, Prasad BN. Investigation for the optimal thermo-hydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renew Energy* 2000;20:19–36.
- [3] Habib MA, Mobarak AM, Attya AM, Aly Z. An experimental investigation of heat-transfer and flow in channels with streamwise-periodic flow. *Energy* 1992;17:1049–58.
- [4] Habib MA, Mobarak AM, Sallak MA, Abdel Hadi EA, Affify RL. Experimental investigation of heat transfer and flow over baffles of different heights. *J Heat Transf* 1994;116:363–8.
- [5] Liou T-M, Hwang J-J. Turbulent heat transfer augmentation and friction in periodic fully developed channel flows. *J Heat Transf* 1992;114:56–64.
- [6] Dutta S, Dutta P, Jones RE, Khan JA. Heat transfer coefficient enhancement with perforated baffles. *J Heat Transf ASME* 1998;120:795.
- [7] Dutta Prashanta, Dutta Sandip. Effect of baffle size, perforation, and orientation on internal heat transfer enhancement. *Int J Heat Mass Transf* 1998;41:3005–13.
- [8] Dutta Prashanta, Hossain Akram. Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles. *Int J Heat Fluid Flow* 2005;26:223–32.
- [9] Nasiruddin MH, Kamran Siddiqui. Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle. *Int J Heat Fluid Flow* 2007;28:318–28.
- [10] Demarrini LC. Numeric and Experimental Analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. *J Braz Soc Mech Sci Eng* 2004;26:153–9. Springer-Verlag.
- [11] Thianpong C, Chomookham T, Skullong S, Promvong P. Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs. *Int Commun Heat Mass Transf* 2009;36:712–7.
- [12] Promvong Pongjet, Jedsadaratanachai Withada, Kwankaomeng Sputapat. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators. *Appl Therm Eng* 2010;30:1292–303.
- [13] Promvong P, Sripattanapipat S, Tamina S, Kwankaomeng S, Thianpong C. Numerical investigation heat transfer in square channel with 45° inclined baffles. *Int Commun Heat Mass Transf* 2009;36:32–8.
- [14] Promvong Pongjet, Sripattanapipat Somchai, Kwankaomeng Sputapat. Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls. *Int J Therm Sci* 2010;49:963–75.
- [15] Sripattanapipat Somchai, Promvong Pongjet. Numerical analysis of laminar heat transfer in channel with diamond-shaped baffles. *Int Commun Heat Mass Transf* 2009;36:32–8.
- [16] Sriromreun Parkpoom, Thianpong Chinaruk, Promvong Pongjet. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in channel with Z-shaped baffles. *Int Commun Heat Mass Transf* 2012;39:945–52.
- [17] Eiamsa-ard Smith, Promvong Pongjet. Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves. *Int Commun Heat Mass Transf* 2008;35:844–52.
- [18] Saim R, Bouchenafa R, Benzenine H, Oztop Hakan F, Al-Salem K, Abboud S. A computational work on turbulent flow and heat transfer in channel fitted with inclined baffles. *Heat Mass Transf*. 2013;49:761–74. Springer-Verlag.
- [19] Aoues Kamel, Moumni Nouredine, Zellouf Miloud, Benchabane Adel. Thermal performance improvement of solar air flat plate collector, a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria. *Int J Ambient Energy* 2011;32:95–102.
- [20] Gupta Dhananjay, Solanki SC, Saini JS. Thermo-hydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Sol Energy* 1997;61:33–42.
- [21] Cengel Yunus A. Introduction to thermodynamics and heat transfer. 2nd ed. McGraw-Hill companies; 2008.
- [22] Kreith Frank, Manglik Raj M, Bohn Mark S. Principles of heat transfer. 7th ed. Copyright Cengage Learning, Inc; 2011.
- [23] Rohsenow Warren M, Hartnett James P, Cho Young L. Handbook of heat transfer. 3rd ed. McGraw-Hill companies; 1998.
- [24] Kays WM, Crawford ME. Convective heat and mass transfer. 3rd ed. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering; 1993.
- [25] American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) Standard 93–2003. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. Atlanta. 2003.
- [26] Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *Int J Heat Mass Transf* 1999;42:1597–615.
- [27] ANSYS Fluent. 12.0 User's guide. ANSYS, Inc; 2009.
- [28] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. A CFD (computational fluid dynamics) based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber. *Energy* 2013;55:1127–42.
- [29] Safer Nassim, Woloszyn Monika, Roux Jean Jacques. Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin façade equipped with a venetian blind. *Sol Energy* 2005;79:193–203.
- [30] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. Numerical investigation of flow through an artificially roughened solar air heater. *Int J Ambient Energy* 2015;36:87–100.
- [31] Duffie John A, Beckman William A. Solar engineering of thermal processes. 2nd ed. New York: Wiley-Interscience; 1980.
- [32] Patankar SV. Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation; 1980.
- [33] Bakker André. Lecture 5-solution methods, applied computational fluid dynamics. Fluent Inc; 2002.
- [34] Elgharbi Najla, Abbi Rafik, Benzaoui Ahmed. Amélioration de la prévision du transfert thermique près d'une paroi. Congrès 5FT, Société Française de Thermique, Energie Solaire et Thermique, Perpignan. May 2011. p. 24–7. Perpignan, France.
- [35] Kumar Sharad, Saini RP. CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness. *Renewable Energy* 2009;34:1285–91.
- [36] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. A CFD based heat thermo-hydraulic performance analysis of an artificially roughened solar air heater having equilateral triangular sectioned rib roughness on the absorber plate. *Int J Heat Mass Transf* 2014;70:1016–39.
- [37] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. A numerical investigation of turbulent flows through an artificially roughened solar air heater. *Numer Heat Transf A* 2014;65:679–98.
- [38] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. A numerical investigation of square sectioned transverse rib roughened solar air heater. *Int J Therm Sci* 2014;79:111–31.
- [39] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. Heat transfer and fluid flow analysis of an artificially roughened solar air heater: a CFD based investigation. *Front Energy* 2014;8:201–11.
- [40] Yadav Anil Singh. CFD investigation of effect of relative roughness height on Nusselt number and friction factor in an artificially roughened solar air heater. *J Chin Inst Eng* 2015;38:494–502.
- [41] Yadav Anil Singh, Bhagoria JL. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: a review of CFD approach. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;23:60–79.
- [42] ANSYS Fluent. 12.0 theory guide ANSYS, Inc. 2009.
- [43] Webb RL, Eckert ERG. Application of rough surfaces to heat exchanger design. *Int J Heat Mass Transf* 1972;15:1647–58.
- [44] Layek Apurba, Saini JS, Solanki SC. Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators. *Renew Energy* 2009;34:1292–8.
- [45] Yilmaz M. The effect of inlet flow baffles on heat transfer. *Int Commun Heat Mass Transf* 2003;30:1169–78.
- [46] Rowley GJ, Patankar SV. Analysis of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins. *Int J Heat Mass Transf* 1984;27:553–60.
- [47] Webb RL, Eckert ERG, Goldstein RJ. Heat transfer and friction factor in tubes with repeated-rib roughness. *Int J Heat Mass Transf* 1971;14:601–17.
- [48] Lee CK, Abdel-Moneim SA. Computational analysis of heat transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs. *Int Commun Heat Mass Transf* 2001;28:161–70.
- [49] Launder BE, Spalding DB. The numerical computation of turbulent flows. *Comput Methods Appl Mech Eng* 1974;3:269–89.

- [50] Sparrow EM, Kang SS, Chuck W. Relation between the points of flow reattachment and maximum heat transfer for regions of flow separation. *Int J Heat Mass Transf* 1987;30:1237–46.
- [51] Chen Y-M, Wang K-C. Simulation and measurement of turbulent heat transfer in a channel with a surface-mounted rectangular heated block. *Heat Mass Transf* 1996;31:463–73. Springer-Verlag.

Nomenclature

A: Cross section area, m^2
 Cp: Specific heat of air, J/kgK
 D: Circular tube diameter, m
 D_h : Hydraulic diameter, m
 e: Absolute height of baffle, Cm
 h: Heat transfer coefficient, W/m^2K
 H: Height of the duct, mm
 I: Turbulence intensity, %
 k: Turbulent kinetic energy, m^2/s^2
 L: Total length of duct, mm
 L_1 : Entrance section length, mm
 L_2 : Test section length, mm
 L_3 : Exit section length, mm
 L_r : Reattachment length of main vortex, Cm
 \dot{m} : Mass flow rate, Kg/s
 p: Witted perimeter, m
 P: Interbaffle spacing, Cm
 ΔP : Pressure drop, Pa
 Q: Useful heat gain, W/m^2
 s: Absorber plate area, m^2
 T: Temperature, K
 u: Velocity, m/s
 u^* : Friction velocity, m/s
 U: Mean velocity over whole computational domain, m/s
 W: Width of duct, mm
 y: Distance from the wall to the first adjacent cell center, m

Dimensionless parameters:

$B_R = e/H$: Flow blockage ratio
 C_f : Coefficient friction factor
 L_r/e : Reattachment length ratio
 f: Friction factor
 Nu: Nusselt number
 Pr: Prandtl number
 $P_2 = P/H$: Baffle-pitch spacing ratios
 Re: Reynolds number
 X/e : Dimensionless axial interbaffle coordinates position:
 y^* : Dimensionless wall distance

Greek symbols

α : Upper part of baffle inclination angle, degree
 λ : Thermal conductivity, W/m^2K
 ρ : Density, Kg/m^3
 μ : Dynamic Viscosity, Ns/m^2
 ν : Kinematic viscosity, m^2/s
 δ : Viscous sublayer thickness, m
 ϵ : Dissipation rate m^2/s^3

Subscripts

0: Smooth
 ave: Average
 b: Bulk
 i: X Component
 j: Y Component
 in: Inlet
 out: Outlet
 w: Wall
 CFD: Computational Fluid Dynamic
 THPF: Thermo-Hydraulic Performance Factor

Etude de l'effet des rugosités artificielles sur l'optimisation les performances et des échanges thermiques par convection dans les capteurs solaires a air

RESUME

La dégradation de l'environnement associée à l'utilisation des carburants d'origine fossile, de plus, l'augmentation des prix de ces derniers associée à l'augmentation de la demande d'énergie, sont tous des défis et des préoccupations qui ont obligé la communauté scientifique à développer des techniques efficaces d'extraction et d'utilisation des sources d'énergies renouvelables similaires à l'énergie du rayonnement solaire considérée comme une source d'énergie permanente, disponible en abondance et produisant de l'énergie propre.

La conversion thermique de cette énergie par collecteur solaire thermique est la conversion la plus simple et la plus efficace, qui nous a conduit à étudier le problème d'amélioration de l'efficacité de ces collecteurs les plus simples, à savoir le capteur solaire à air, en prévoyant le canal actif dans ce dispositif avec différents obstacles pour augmenter l'échange de chaleur entre la plaque absorbante et l'air utile pendant un certain processus d'échange thermique ; ainsi, le but de cette thèse est d'améliorer le transfert de chaleur d'un capteur solaire thermique à air en insérant des obstacles (Nervures ou Chicanes) au niveau du conduit de l'air circulant.

Une étude bibliographique extensive a été réalisée pour connaître les différentes techniques adoptées dans les recherches précédentes. Certains paramètres de conception ont été déterminés et un capteur solaire thermique à air a été construit au niveau de la plateforme de l'Unité de Recherche en Energie Renouvelables en Milieu Saharien et selon ces paramètres et les mesures qui ont été collectés au moyen d'équipements disponibles, des résultats numériques prédits ont été validés.

Enfin, plusieurs études numériques ont été menées sur des conduits rectangulaires équipés de chicanes dans des conditions aux limites d'un capteur solaire thermique à air et l'influence de la géométrie de rugosité et des paramètres de fonctionnement sur les performances thermo hydrauliques ont été étudiées et comparées pour identifier les meilleures configurations bidimensionnelles de la rugosité.

Mots-clefs : conduit rectangulaire, chicanes, nervures, performance thermohydraulique, écoulement turbulent, simulation numérique.

Study of the effect of artificial roughness on the optimization of performances and thermal exchanges by convection in solar air collectors

ABSTRACT

The environmental degradation associated with the use of fossil fuels, moreover the rise in prices of the latter coupled with the increase in the demand of energy, all are challenges and concerns have been forced the scientific community to develop effective techniques in the extraction and the use of renewable energy sources similar to the solar radiation energy which considered as permanent energy source, available in abundance and provides clean energy.

Thermal conversion of this energy by solar thermal collector, is the simplest and most efficient conversion, which led us through this study to address the topic of improving the efficiency of these simplest collectors, namely solar air heater collector by providing the effective channel in this device with different obstacles to increase heat exchange between the absorber plate and the used air during a certain thermal exchange process; so, the aim of this thesis is to enhance the heat transfer of solar air heater by inserting obstacles (Ribs or baffles) at the level of the flowing air duct.

A comprehensive literature survey has been carried out to learn about different techniques adopted in previous researches. Some design parameters were determined and a solar air heater was constructed to the Renewable Energy Research Unit in Saharan medium platform according to these parameters and the measurements were provided by means of available equipments, the numerical predicted results were validated.

Finally, several numerical studies have been carried out on rectangular ducts equipped with baffles under solar air heater boundary conditions and the effect of roughness geometry and operating parameters on thermohydraulic performance has been investigated and compared to identify the best two-dimensional roughness configurations.

Keywords: Rectangular duct, Baffles, Ribs, Thermohydraulic performance, Turbulent flow, Numerical simulation

دراسة تأثير الخشونة الاصطناعية على تحسين الأداء والتبادل الحراري بالحمل في اللواقط الشمسية الحرارية الهوائية

ملخص

التدهور البيئي المرتبط باستخدام الوقود الأحفوري، بالإضافة إلى ارتفاع أسعار هذا الأخير، مع زيادة الطلب على الطاقة كلها تحديات ومخاوف أجبرت المجتمع العلمي إلى تطوير تقنيات فعالة من أجل استخلاص واستخدام مصادر الطاقة المتجددة على غرار طاقة الإشعاع الشمسي كمصدر دائم للطاقة، متاح بوفرة لإنتاج طاقة نظيفة

التحويل الحراري لهاته الطاقة عن طريق اللواقط الشمسية الحرارية هو أبسط وأنجع تحويل، مما دفعنا من خلال هاته الدراسة إلى تناول موضوع تحسين مردودية هاته اللواقط، و بالأخص اللاقط الشمسي الهوائي عن طريق تزويد قناة السريان في هذا الجهاز بعوائق مختلفة لتحسين التبادل الحراري بين السطح الماص والهواء المستعمل في عملية تبادل ونقل الطاقة الحرارية. و من هذا المنطلق كان هدف هاته الأطروحة، هو تحسين التبادل الحراري بواسطة تجهيز قناة سريان السائل الحراري داخل اللاقط الشمسي الهوائي بحواجز (نتوءات أو عوارض).

بعد عملية مسح شامل و دقيق للعديد من الأعمال العلمية، من أجل معرفة مختلف التقنيات المعتمدة في الأبحاث السابقة حيث تم تحديد بعض معايير التصميم، و من ثم تم تشييد لاقط شمسي هوائي على مستوى منصة تجارب وحدة البحث في الطاقات المتجددة في الوسط الصحراوي وفقاً لهذه المعايير، ولقد تم تسجيل قياسات بواسطة ما أتيج من معدات للتحقق من صحة النتائج العددية المنتظرة.

وأخيراً، تم إجراء العديد من الدراسات العددية حول القنوات المستطيلة والمجهزة بعوارض تحت الشروط الحدية للاقط الشمسي الهوائي، حيث تمت دراسة تأثير هندسة الخشونة ومعلمات التشغيل على الأداء الحراري - الهيدروليكي ومقارنتها، لتحديد أفضل التكوينات ثنائية الأبعاد للخشونة.

الكلمات المفتاحية: قناة مستطيلة، عوارض، نتوء، الأداء الحراري - الهيدروليكي، سريان مضطرب، محاكاة عددية

