

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

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 numérique et expérimentale du transfert
thermique à l'intérieur des canaux utilisant
des rugosités artificielles : Application aux
capteurs solaires plans à air**

Présenté par :

BAISSI Mohamed Tahar

Soutenu publiquement le 18/12/2019

Devant le jury composé de :

Mr MOUMMI Abdelhafid	Pr., Université de Biskra	Président
Mr BRIMA Abdelhafid	Pr., Université de Batna	Directeur de thèse
Mr BEN MOUSSA Hocine	Pr., Université de Batna	Examineur
Mr LABED Adnane	M.C. (A), Université de Biskra	Examineur

Remerciements

Je tiens à remercier sincèrement mon directeur de thèse Monsieur **BRIMA Abdelhafid**, Professeur à l'Université de Batna, de m'avoir suivi et dirigé tout au long de la réalisation de cette thèse. Aussi, je le remercie pour la confiance qu'il a placée en moi, pour sa disponibilité permanente, pour sa patience et ses conseils.

Je voudrais remercier tout particulièrement Professeur **MOUMMI Noureddine** pour avoir accepté de consacrer son précieux temps à l'examen de ce travail et également pour son soutien et ses encouragements indéfectibles. Ces quelques lignes ne suffisent pas pour témoigner ma gratitude à Monsieur **AOUES Kamel** pour son soutien.

Je tiens à remercier Monsieur **MOUMMI Abdelhafid**, Professeur à l'Université de Biskra, d'avoir accepté de présider le jury.

Je tiens aussi à remercier Monsieur **BEN MOUSSA Hocine**, Professeur à l'Université de Batna et Monsieur **LABED Adnane**, Maître de Conférences à l'Université de Biskra, pour leurs participations à l'évaluation de ce modeste travail.

Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude à toute ma famille, mes frères et sœurs. Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Table des matières

REMERCIEMENTS	I
TABLE DES MATIERES	II
LISTE DES FIGURES	VI
LISTE DES TABLEAUX	X
NOMENCLATURE	XII
RESUME	XV
Introduction générale	1

1 Chapitre 1 : Étude bibliographique

Introduction	5
1.1. Contexte historique de capteur solaire artificiellement rugueux	6
1.2. Analyse de performance du capteur solaire plan à air	6
1.2.1. Performance thermique	7
1.2.2. Performance hydraulique	8
1.2.3. Performance thermo-hydraulique	8
1.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur	8
1.3.1. Techniques actives	9
1.3.2. Techniques passives	10
1.3.3. Techniques composées	11
1.4. Mécanismes d'amélioration du transfert de chaleur	12
1.5. Concept de rugosité artificielle pour améliorer le transfert de chaleur	13
1.6. Caractérisation des écoulements turbulents dans les conduits	14
1.7. Loi de la paroi	16
1.8. Effet des paramètres de rugosité sur la performance du capteur solaire plan à air	18
1.8.1. Effet de la présence de rugosité	18
1.8.2. Effet de la section transversale de la rugosité	18
1.8.3. Effet de la hauteur des rugosités	18
1.8.4. Effet du pas relatif de la rugosité	19
1.8.5. Effet de la hauteur relative de rugosité	20
1.8.6. Effet de l'angle d'attaque	21
1.8.7. Effet des dimensions géométriques sur la performance du capteur solaire plan à air	22
<i>1.8.7.1. Rapport d'aspect</i>	22
<i>1.8.7.2. Hauteur du conduit</i>	22

1.9. Différentes géométries de rugosités utilisées	23
1.9.1. Fixation à fil métallique	23
1.9.1.1. <i>Fils métalliques transversaux</i>	23
1.9.1.3. <i>Fils métalliques en forme de V</i>	26
1.9.1.4. <i>Fils métalliques en forme de V multiples</i>	29
1.9.1.5. <i>Fils métallique en forme de W</i>	31
1.9.1.6. <i>Fils métallique en forme d'arc</i>	32
1.9.1.7. <i>Fils métallique en forme multi-arc</i>	33
1.9.1.8. <i>Grillage métallique étendu</i>	35
1.9.2. Nervures formées par usinage	35
1.9.2.1. <i>Nervures en forme de cales</i>	35
1.9.2.2. <i>Nervure rainurée</i>	36
1.9.2.3. <i>Nervures chanfreinées</i>	36
1.9.2.4. <i>Nervures combinées avec d'autres formes de rugosités</i>	37
1.9.3. Rugosités en forme de Bosse (saillie)	38
1.9.4. Rugosité sous forme d'Obstacles (chicanes, ailettes)	39
1.9.5. Chicanes perforées	46
1.9.6. Absorbeur en tôle pliée (modèle en chevrons/ zigzag)	49
Conclusion	50

Chapitre 2 : Approche numérique

Introduction	51
2.1. Description de la géométrie	51
2.2. Modèles mathématiques	52
2.2.1. Équations générales gouvernantes	52
2.2.2. Hypothèses de travail	54
2.2.3. Equation de la continuité	54
2.2.4. Equation de la quantité de mouvement	55
2.2.5. Equation de l'énergie	55
2.2.6. Les modèles de turbulence adoptés pour notre problème	56
2.2.6.1. <i>Modèle de turbulence $(k - \varepsilon)$ RNG</i>	57
2.2.6.2. <i>Modèle de turbulence $(k - \omega)$ SST</i>	58
2.2.7. Choix du modèle de turbulence	59
2.3. Procédure de simulation CFD	60

2.3.1. Préprocesseur	61
2.3.1.1. <i>Maillage sous Gambit</i>	61
2.3.1.2. <i>Conditions aux limites</i>	62
2.3.2. Solveur	63
2.3.2.1. <i>Méthode de discrétisation</i>	63
2.3.2.2. <i>Choix de la formulation du solveur</i>	65
2.3.2.3. <i>Résolution de système d'équations linéaires</i>	66
2.3.2.4. <i>Choix du schéma d'interpolation de la pression</i>	66
2.3.2.5. <i>Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse</i>	67
2.3.2.6. <i>Choix des facteurs de relaxation</i>	68
2.3.3. Post-processeur	68
Conclusion	69
<u>Chapitre 3 : Description du dispositif expérimental</u>	
Introduction	70
3.1. Méthode d'essai pour déterminer la performance thermique d'un capteur solaire thermique conventionnel	70
3.2. Configuration expérimentale et l'instrumentation	71
3.3. Géométrie de rugosité et les gammes de paramètres	77
3.4. Traitement des données	78
3.5. Déroulement des expériences	80
3.6. Analyse des incertitudes	81
Conclusion	82
<u>Chapitre 4 : Résultats et discussions</u>	
Introduction	83
4.1. Résultats Numériques	84
4.1.1. Sélection du modèle de turbulence pour conduit lisse	84
4.1.2. Sélection du modèle de turbulence pour conduits rugueuses	86
4.1.3. Effet de l'arrangement delta courbé longitudinalement	87
4.1.4. Caractéristiques de transfert de chaleur	89
4.1.5. Caractéristiques du facteur de frottement	94
4.1.6. Paramètre de performance thermique	97
4.2. Résultats Expérimentaux	97
4.2.1. Validation des données expérimentales (Canal lisse)	98

4.2.2. Comparaison des performances thermiques des deux arrangements DCL	99
4.2.3. Transfert de chaleur	101
4.2.4. Facteur de frottement	103
4.2.5. Performances thermiques	105
4.2.6. Comparaison avec les études antérieures	105
4.2.7. Corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de frottement	106
4.2.7.1. <i>Choix des corrélations</i>	107
4.2.7.2. <i>Corrélations statistiques pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement</i>	107
4.3. Comparaison les résultats numériques et expérimentaux	113
Conclusion	115
Conclusion générale	117
Références bibliographiques	120

Liste des figures

<u>Liste des Figures</u>	<u>page</u>
Figure 1.1 <i>Schéma des constituants d'un capteur solaire à air conventionnel</i>	7
Figure 1.2 <i>Quatre régions distinctes dans un écoulement de canal turbulent</i>	14
Figure 1.3 <i>Distribution de vitesse adjacente à la paroi</i>	16
Figure 1.4 <i>Représentation semi-logarithmique de la distribution des vitesses dans une couche limite turbulent</i>	17
Figure 1.5 <i>Effet de la hauteur de rugosité</i>	19
Figure 1.6 <i>L'écoulement en aval de la rugosité en fonction de la rugosité relative de pas</i>	20
Figure 1.7 <i>L'écoulement en aval de la rugosité en fonction de la hauteur relative de rugosité</i>	21
Figure 1.8 <i>Effet de l'inclinaison de la rugosité</i>	22
Figure 1.9 <i>Fils transversaux continus</i>	24
Figure 1.10 <i>Fils transversaux discontinus</i>	25
Figure 1.11 <i>Fils continus inclinés</i>	25
Figure 1.12 <i>Fils continus inclinés avec écart</i>	26
Figure 1.13 <i>Rugosité à fils métalliques en forme de V continus</i>	27
Figure 1.14 <i>Rugosités en forme de V continus</i>	28
Figure 1.15 <i>Rugosités en forme de V discontinus</i>	29
Figure 1.16 <i>Fils métalliques en forme de V avec de multiples espaces</i>	29
Figure 1.17 <i>Rugosité continue des fils métalliques Multi V</i>	30
Figure 1.18 <i>Rugosité discontinue des fils métalliques Multi V</i>	31
Figure 1.19 <i>Rugosité continue des fils métalliques en forme W</i>	32
Figure 1.20 <i>Rugosités en forme d'arc</i>	33
Figure 1.21 <i>Rugosités continues en forme d'arcs multiples</i>	34
Figure 1.22 <i>Rugosités discontinues en forme d'arcs multiples</i>	34
Figure 1.23 <i>Rugosité de type grillage métallique étendu</i>	35
Figure 1.24 <i>Nervure en forme de cale</i>	35
Figure 1.25 <i>Géométrie de la rugosité de nervure rainurée</i>	36
Figure 1.26 <i>Rugosité en forme de nervures chanfreinées</i>	37
Figure 1.27 <i>Nervures combinées avec rainure</i>	37
Figure 1.28 <i>Rainure nervurée chanfreinée</i>	38

Figure 1.29 Rugosités en forme de bosse (a) manière régulière (b) manière décalée	38
Figure 1.30 Rugosité sous forme tubes d'ailettes : (a) écoulement vers le bas et (b) écoulement vers le haut	39
Figure 1.31 Générateurs de vortex (tourbillon)	40
Figure 1.32 Nervures combinées avec ailette delta	40
Figure 1.33 Obstacles en forme de delta monté sur une plaque	41
Figure 1.34 Géométrie d'obstacles : (a) OT ; (b) OIF1 ; (c) WT ; (d) WDL1 ; et (e) WOL1	42
Figure 1.35 Boîtes d'aluminiums fixés sur la surface d'absorbeur	42
Figure 1.36 Générateur de vortex combiné à rainure ondulée et aile-delta	43
Figure 1.37 Ailes-delta ondulées	44
Figure 1.38 Chicane en forme de diamant	44
Figure 1.39 Types des différentes plaques absorbantes utilisées	45
Figure 1.40 Collecteur avec des chicanes en forme d'aile delta	45
Figure 1.41 Géométrie des obstacles (a) solides, (b) droite perforée ($h = 0.2H$), (c) droite perforée ($h = 0.5H$), (d) droite perforée ($h = 0.8H$), (e) perforée inclinée ($\gamma = 15^\circ$) et (f) perforée inclinée ($\gamma = 30^\circ$)	46
Figure 1.42 Schéma des chicanes perforées	47
Figure 1.43 Obstacle du trou (a) trous circulaires, (b) trous étroits, (c) trous larges, (d) trous circulaires 7 et (e) trous circulaires 11	47
Figure 1.44 Chicane à moitié perforés et entièrement perforés	48
Figure 1.45 Obstacles en forme de V avec trou sur la surface d'absorbeur	48
Figure 1.46 Les trois types de plaques absorbantes	49
Figure 1.47 Collecteur à absorbeur en V ondulé	50
Figure 2.1 Schéma du canal mobile	52
Figure 2.2 Maillage du domaine de calcul	61
Figure 2.3 Conditions aux limites imposées aux parois du canal mobile	62
Figure 2.4 Volume de contrôle pour illustrer la discrétisation de l'équation de transport	65
Figure 2.5 Schémas de discrétisation	65
Figure 3.1 Détails géométriques udu conduit d'air (toutes les dimensions en mm)	72
Figure 3.2. Vue en coupe du conduit sur la section d'essai	72
Figure 3.3 Protocole expérimental	73
Figure 3.4. Configurations de l'absorbeur avec des chicanes en forme d'aile delta courbée longitudinalement	74
Figure 3.5. Répartition des thermocouples sur la surface testée de la plaque rugueuse	74

Figure 3.6 <i>Enregistreur de données</i>	75
Figure 3.7 <i>Micro-manomètre numérique</i>	75
Figure 3.8 <i>Ventilateur TD-MIXVENT série TD-800</i>	76
Figure 3.9. <i>Alimentation électrique AC/DC</i>	76
Figure 3.10. <i>Thermo-Anémomètre VTA</i>	76
Figure 3.11 <i>Absorbeur muni d'un obstacle en forme de delta courbée longitudinalement</i>	78
Figure 4.1 <i>Comparaison du nombre de Nusselt prédit par différents modèles de turbulence</i>	85
Figure 4.2 <i>Comparaison du facteur de frottement prédit par différents modèles de turbulence</i>	85
Figure 4.3 <i>Comparaison du nombre de Nusselt prédit par deux modèles de turbulence</i>	86
Figure 4.4 <i>Comparaison du facteur de frottement prédit par deux modèles de turbulence</i>	87
Figure 4.5 <i>Esquisse schématique de DCL seul</i>	88
Figure 4.6 <i>Comparaison du nombre de Nusselt prédit par deux arrangements</i>	88
Figure 4.7 <i>Comparaison du facteur de frottement prédit par deux arrangements</i>	88
Figure 4.8 <i>Variation de nombre de Nusselt avec nombre de Reynolds</i>	90
Figure 4.9 <i>Courbes de contour de la vitesse à partir de l'analyse CFD pour les deux configurations à $Re = 6007$ et au pas de relative rugosité (a) $Pl/e = 3$; $Pt/b = 0,6$ (b) $Pl/e = 4$; $Pt/b = 0,8$</i>	91
Figure 4.10 <i>Les contours de l'énergie cinétique turbulente utilisant CFD pour les deux configurations à les pas de relative rugosité $Pl/e = 3$; $Pt/b = 0,6$ à un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382</i>	92
Figure 4.11 <i>Les contours de l'intensité de turbulence en utilisant CFD pour les deux configurations à les pas de relative rugosité $Pl/e = 3$; $Pt/b = 0,6$ à un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382</i>	93
Figure 4.12 <i>Variation de facteur de frottement avec nombre de Reynolds</i>	95
Figure 4.13 <i>Les courbes de contour de la pression pour les deux configurations à les pas de relative rugosité $Pl/e = 3$; $Pt/b = 0,6$ à un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382</i>	96
Figure 4.14 <i>Variation de la performance thermique en fonction de nombre de Reynolds</i>	97
Figure 4.15 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et théoriques de Nu_0 pour le canal lisse</i>	98
Figure 4.16 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et théoriques de f_0 pour le canal lisse</i>	99
Figure 4.17 <i>Esquisse schématique de DCL seul</i>	99
Figure 4.18 <i>Effet des F-DCL et B-DCL sur Nu/Nu_0, f/f_0 et TEF</i>	100

Figure 4.19 <i>Variation de (a) Nu et (b) Nu/Nu_0 avec Re</i>	102
Figure 4.20 <i>(a) visualisation de l'écoulement numérique et (b) visualisation de l'écoulement optique de mélange de jet et l'écoulement principal</i>	103
Figure 4.21 <i>Variation de (a) f et (b) f/f_0 avec Re</i>	104
Figure 4.22 <i>Variation de TEF avec Re</i>	105
Figure 4.23 <i>Représentation de $\ln(Nu)$ par rapport à $\ln(Re)$</i>	108
Figure 4.24 <i>Représentation de $\ln(A_0)$ par rapport à $\ln(pl/e)$</i>	109
Figure 4.25 <i>Représentation de $\ln(B_0)$ par rapport à $\ln(Pt/b)$</i>	110
Figure 4.26 <i>Représentation de $\ln(f)$ par rapport $\ln(Re)$</i>	111
Figure 4.27 <i>Représentation de $\ln(A_0)$ par rapport $\ln(Pl/e)$</i>	112
Figure 4.28 <i>Représentation de $\ln(B_0)$ par rapport $\ln(Pt/b)$</i>	112
Figure 4.29 <i>Données prédites par rapport aux données expérimentales du nombre de Nusselt</i>	113
Figure 4.30 <i>Données prédites par rapport aux données expérimentales du facteur de frottement</i>	113
Figure 4.31 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de Nu pour le canal lisse</i>	114
Figure 4.32 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de f pour le canal lisse</i>	114
Figure 4.34 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de nombre de Nusselt</i>	115
Figure 4.35 <i>Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de facteur de frottement</i>	115

Liste des tableaux

<u>Liste des tableaux</u>	<u>page</u>
Tableau 1.1 Classification des méthodes d'amélioration	12
Tableau 2.1 Récapitulatif de modèles de turbulence employés lors de la simulation du transfert de chaleur dans les capteurs solaire plan à air	60
Tableau 2.2 Valeurs des facteurs de Relaxation pour les différentes variables utilisées	68
Tableau 3.1 Les gammes de paramètres	77
Tableau 3.2 Intervalle d'incertitude de diverses mesures	82
Tableau 4.1 Comparaison du travail actuel avec les travaux précédents	106

Nomenclature

Lettres latines		unité
A_c	Surface du capteur conventionnel	m^2
A_p	Surface de l'absorbeur	m^2
b	Base d'obstacles	m
C_p	Chaleur massique de l'air	$J/kg K$
D_h	Diamètre hydraulique	m
D_ω	Diffusion croisée dans l'équation de (k- ω)	-
e	Hauteur d'obstacle	m
G_b	Forces de poussée gravitationnelle dans l'équation du model de turbulence (k- ϵ)	-
G_k	Génération de l'énergie cinétique turbulente dans les équations de (k- ϵ)	-
G_ω	Génération de (ω) dans l'équation de (k- ϵ)	-
H	Hauteur du conduit	m
h	Coefficient de transfert thermique	W/m^2K
I	Intensité du rayonnement solaire	W/m^2
k	Energie cinétique turbulente	m^2/s^2
L	Longueur de conduit de section de test	m
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
P	Pas entre chicanes	m
P, P_{atm}	Pression, Pression atmosphérique	Pa
	Chute de pression dans la section de test	Pa
Q_u	Gain de chaleur utile	W
q_u	Taux d'énergie utile reçue	W/m^2
S_{ij}	Module du tenseur de des vitesses de déformation	-
T_{ai}	Température moyenne de l'air à l'entrée	K
T_{am}	Température moyenne de l'air	K
T_{ao}	Température moyenne de l'air à la sortie	K

T_e	Température de l'air à l'entrée	K
T_f	Température moyenne de l'air	K
T_s	Température de l'air à la sortie	K
T_p	Température moyenne de la plaque	K
T_{pm}	Température moyenne de la paroi	K
U_L	Coefficient des pertes thermiques	W/m^2K
V	Vitesse moyenne	m/s
W	Largeur du conduit	m

Nombres adimensionnels

e/H	Hauteur de rugosité relative
f	Facteur de frottement du conduit rugueux
f_0	Facteur de frottement du conduit lisse
f/f_0	Amélioration du facteur de frottement
F_R	Coefficient global de transfert air-absorbeur
Nu	Nombre de Nusselt de conduit rugueux
Nu_0	Nombre de Nusselt de conduit lisse
Nu/Nu_0	Facteur d'amélioration du nombre Nusselt
P_l/e	Le pas de relative rugosité transversal
P_l/b	Le pas de relative rugosité longitudinale
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
u^+	Vitesse adimensionnée de la paroi
y^+	Distance adimensionnée de la paroi

Lettres Grecs**unité**

η_{th}	Efficacité thermique	
Γ	Coefficient de diffusion	-
Γ_k, Γ_ω	Diffusivités effectives de (k) et (ω) respectivement	-
ΔP	Pertes de charge	Pa

δ	Epaisseur de la couche limite	m
δ''	Epaisseur de la sous-couche visqueuse	m
ε	Taux de dissipation turbulente	m^2/s^3
k	Conductivité thermique de l'air	W/mK
μ	Viscosité dynamique	Ns/m^2
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
ρ	Densité de l'air	Kg/m^3
α	Angle d'attaque	$^\circ$
τ_w	Contrainte de cisaillement	Pa
$(\tau\alpha)_e$	Produit de transmittivité et d'absorptivité effective	-
Φ	Dissipation visqueuse	-
ϕ	Variable d'état	-
ω	Dissipation spécifique	-

Résumé

Malgré les différentes techniques utilisées pour renforcer le capteur solaire plan à air à travers des surfaces améliorées (obstacles) sur la plaque absorbante, ses performances thermiques restent loin du taux optimal. Par conséquent, une étude expérimentale et numérique a été menée pour améliorer la performance thermique du capteur solaire plan à air. La technique consiste à étudier le transfert de chaleur, le facteur de frottement et le facteur d'amélioration thermique de l'écoulement dans un canal rectangulaire rendu rugueux artificiellement avec deux chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement. Deux cas ont été traités avec des chicanes perforées et non perforées. On a constaté que les résultats numériques concordent bien avec les résultats expérimentaux pour la gamme des paramètres étudiés. Les corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement ont été développées en fonction des paramètres de rugosité et d'écoulement.

Mots clés : Facteur de friction, Transfert de chaleur, Capteur solaire plan à air, Facteur d'amélioration thermique, Chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement

Abstract

Despite the various techniques used in strengthening the flat plate air solar collector through enhanced surfaces (obstacles) on the absorber plate, its thermal performance remains far from the optimal rate. Accordingly, an experimental and numerical study has been conducted to improve the flat plate air solar collector thermal performance. The technique consists in investigating the heat transfer, friction factor and thermal enhancement factor of flow in a rectangular channel artificially roughened with two longitudinally curved delta-shaped baffles. Two cases have been dealt with perforated and non-perforated baffles. It has been found that the numerical results are in good agreement with the experimental results for the range of parameters investigated. Correlations for Nusselt number and friction factor have been developed as a function of roughness and flow parameters.

Keywords: Friction factor, Heat transfer, Flat plate air solar collector, Thermal enhancement factor, Longitudinally curved delta-shaped baffles

ملخص

على الرغم من التقنيات المختلفة المستخدمة في تعزيز لاقط شمسي هوائي مسطح من خلال الأسطح المحسنة (الحواجز) مثبتت على لوحة الامتصاص ، فإن أداءها الحراري لا يزال بعيدا عن المعدل الأمثل. وبناء على ذلك أجريت دراسة تجريبية و رقمية لتحسين الأداء الحراري للاقط شمسي هوائي مسطح. تتمثل هذه التقنية في استقصاء انتقال الحرارة ، وعامل الاحتكاك، وعامل التعزيز الحراري للتدفق في قناة مستطيلة الشكل مصطنعة مع اثنين من الحواجز المنحنية على شكل دلتا. وقد تناولنا حالتين من الحواجز المثقوبة وغير المثقوبة. توصلنا أن النتائج الرقمية تتفق جيدا مع النتائج التجريبية لمجموعة الوسطاء التي تم التحقيق فيها. وقد تم تطوير ارتباطات لعدد نسلت (Nusselt) وعامل الاحتكاك كدالة لوسطاء الخشونة والتدفق.

كلمات مفتاحية : عامل الاحتكاك، نقل الحرارة، لاقط شمسي هوائي مسطح ، عامل التعزيز الحراري، حواجز دلتا ذات شكل منحني طولياً

Introduction générale

Introduction générale

L'énergie est la condition de base de la vie et du développement. Le développement social, culturel et économique de la population dépend dans une large mesure de la quantité d'énergie consommée par habitant et de la puissance des moyens technologiques avec lesquels elle est convertie en travail. Conventionnellement, l'énergie est extraite des combustibles fossiles, des grands systèmes hydroélectriques et du bois de chauffage. Récemment, la crise pétrolière a suscité des spéculations sur certains changements à long terme du système économique mondial ainsi que sur l'écologie. Le scénario énergétique actuel privilégie les sources d'énergie conventionnelles, bien qu'il ait été prouvé que celles-ci sont de nature finie, économiquement hors de portée de nombreux pays en croissance et causent une dégradation de l'environnement [1].

Les ressources mondiales en combustibles fossiles sont très limitées et s'épuisent à un rythme plus rapide. De nos jours, tous les pays ont besoin de beaucoup d'éléments d'énergie pour se développer. Il est donc nécessaire de se concentrer sur des sources d'énergie alternatives. L'énergie solaire est considérée comme l'une des sources d'énergie renouvelable les plus prometteuses et les plus importantes. Elle est propre, sûr et disponible en abondance dans presque toutes les régions du monde. Le moyen le plus simple et le plus efficace d'utiliser l'énergie solaire consiste à la convertir en énergie thermique pour les applications de chauffage.

Les capteurs solaires à air constituent l'élément majeur du système d'utilisation de l'énergie solaire. Les capteurs solaires à air couramment utilisés les dispositifs de collecte, car ils présentent les avantages suivants : conception simple, entretien réduit, problèmes de corrosion et de fuite moins importants. Les principales applications des capteurs solaires à air sont le séchage des produits industriels, le séchage des récoltes, le chauffage des locaux [2] et le séchage des composants de construction en argile.

Le capteur solaire à air absorbe le rayonnement solaire entrant, le convertit en énergie thermique à la surface de l'absorbeur et transfère l'énergie à l'air qui circule dans le conduit. L'exploitation de l'énergie solaire par un capteur solaire à air dépend énormément de son efficacité de conversion de l'insolation à l'énergie thermique et de l'efficacité avec laquelle l'énergie thermique est transférée de la surface absorbante à l'écoulement l'air à l'intérieur du conduit. L'efficacité du capteur solaire à air est moins importante en raison du faible coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et l'air en circulation, ce qui augmente la température de la plaque absorbante, entraînant des pertes thermiques plus importantes [3, 4]. La résistance thermique est également attribuée au chemin du flux de chaleur par la formation d'une sous-couche laminaire mince près de la surface de la plaque absorbante [5]. Un autre inconvénient des capteurs solaires à air est que de grands volumes d'air doivent être traités, ce qui nécessite plus de puissance pour souffler l'air si la perte de charge n'est pas maintenue dans les limites prescrites.

De nos jours, le transfert de chaleur est considéré comme l'un des aspects les plus importants des capteurs solaires. L'objectif principal de cette étude est d'améliorer l'efficacité des capteurs solaires pour les rendre économiquement réalisables. De nombreux chercheurs ont suggéré un certain nombre de nouveaux modèles pour extraire plus d'énergie solaire. Il s'agit de plaques de verre superposées, d'un réchauffeur d'air matriciel, d'un réchauffeur d'air à lit poreux en nid d'abeilles, d'un réchauffeur d'air à lit de galets et d'un réchauffeur d'air à plaque de jet. Ces conceptions produisent sans doute les meilleures caractéristiques de transfert de chaleur mais ne sont pas exemptes de pertes de puissance impliquées dans le processus de soufflage d'air pour surmonter le frottement. Par conséquent, il devient essentiel de faire le meilleur choix de la conception d'amélioration de transfert de chaleur.

Fournir une rugosité artificielle sur la surface de l'absorbeur est également une autre méthode pratique et économique. La rugosité artificielle appliquée sur la surface de transfert de chaleur brise la sous-couche laminaire, réduit la résistance thermique et favorise la turbulence dans une région proche de la surface artificiellement rugueuse [6]. Même une augmentation marginale de l'efficacité des réchauffeurs d'air peut réduire considérablement le coût de la puissance de soufflage d'air et la surface utile nécessaire pour recueillir la quantité prédéterminée d'énergie thermique.

Le présent travail de thèse intitulé : "étude numérique et expérimentale du transfert thermique à l'intérieur des canaux utilisant des rugosités artificielles : Application aux capteurs solaires

plans à air" est réalisé dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires à air en utilisant une rugosité artificielle sur la surface d'absorbeur. Des recherches sont en cours pour développer une approche systématique dans la sélection d'une configuration optimale pour les surfaces rugueuses artificiellement. Des chicanes perforées et non perforées en forme d'aile delta courbées longitudinalement sont utilisées sur la surface de l'absorbeur afin d'améliorer le transfert de chaleur à un coût minimal par frottement.

Une analyse CFD a été réalisée pour étudier les performances thermiques du capteur solaire à air afin d'optimiser la configuration de la forme de chicanes et les paramètres géométriques. Cette analyse numérique a été entreprise pour explorer l'effet du nombre de paramètres influant sur le transfert de chaleur. Les paramètres comprennent le nombre de Reynolds (Re), le pas relatif de rugosité longitudinale (Pl/e), le pas relatif de rugosité transversal (Pt/b), angle d'attaque (α), hauteur relative de rugosité (e/H).

Compte tenu de ce qui précède, une étude expérimentale est prévue pour générer des données de transfert de chaleur et de frottement pour un écoulement turbulent entièrement développé dans un conduit dynamique à des chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement. La configuration expérimentale est fabriquée et des tests sont effectués conformément aux recommandations de la norme ASHRAE 93-77 [7]. Les expériences sont conduites sur des surfaces d'absorbeurs lisses et rugueuses, et les résultats sont présents. Ces résultats sont comparés aux résultats numériques obtenus par CFD pour validation.

Des corrélations sont obtenues pour le transfert de chaleur et le facteur de frottement développées pour chaque configuration de rugosité à l'aide de données expérimentales par la méthode statistique. Enfin, toutes les configurations de géométrie de rugosité sont comparées pour identifier la meilleure configuration optimale de rugosité et le paramètre de fonctionnement dans la perception économique.

De nombreux chercheurs ont recommandé l'utilisation d'une rugosité artificielle sur la surface de l'absorbeur afin d'améliorer le transfert de chaleur dans les capteurs solaires à air. Les expériences sont conduites par plusieurs pionniers dans ce domaine en utilisant différentes géométries de rugosité sur la surface de l'absorbeur. Ces conceptions offrent les meilleures caractéristiques de transfert de chaleur mais ne sont pas exemptes des pertes de puissance inhérente au processus de soufflage d'air.

On constate que de nombreuses recherches sont en cours sur les capteurs solaires à air pour améliorer leur efficacité en utilisant des rugosités artificielles sur la surface de l'absorbeur. Par conséquent, ce travail est entrepris avec l'intention de mener des investigations en utilisant des configurations uniques de rugosité tridimensionnelle sur la surface d'absorbeur. Ces configurations sont collées sur la face inférieure de la surface de l'absorbeur qui est en contact avec l'air qui circule à l'intérieur du conduit.

À cet effet, nous proposons d'organiser cette thèse comme suit :

Chapitre 1 : Présentation d'une revue de littérature approfondie et de différentes techniques d'amélioration du transfert de chaleur. Les mécanismes d'amélioration du transfert de chaleur sont discutés. Le concept et la méthode de la rugosité artificielle, du modèle d'écoulement en aval d'un élément de rugosité et de l'effet de divers paramètres de rugosité sur le modèle d'écoulement sont également inclus.

Chapitre 2: Présentation des modèles mathématiques de turbulence qui caractérisent le phénomène d'un écoulement turbulent et le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des rugosités artificielles. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie ont été présentées avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées.

Chapitre 3: Présentation des détails de la configuration expérimentale. Les instruments, les procédures expérimentales, les formules des données, l'analyse de l'incertitude. Cette section comprend également la géométrie de rugosité et leurs gammes utilisées sur la surface de l'absorbeur.

Chapitre 4: présentation et interprétation des résultats obtenus par la simulation numérique et expérimentale de transfert de chaleur et du champ de l'écoulement en deux configurations de chicanes. Des corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de frottement pour des configurations de rugosité sont prédites.

CHAPITRE **1**

Étude bibliographique

Introduction

L'augmentation de la demande mondiale et de la consommation d'énergie due à la croissance technologique et démographique oblige la communauté scientifique à réfléchir aux moyens de conserver l'énergie dans toutes les applications industrielles, commerciales et domestiques. La conversion, l'utilisation et la récupération d'énergie impliquent invariablement un processus d'échange de chaleur, ce qui rend nécessaire l'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur. Le capteur solaire à air est un échangeur de chaleur largement utilisé pour capter l'énergie solaire et dont le rendement est très faible. Plusieurs solutions techniques viables, notamment avec l'utilisation de techniques d'amélioration du transfert de chaleur, sont disponibles pour atteindre un objectif d'amélioration des performances thermiques.

De nombreux chercheurs dans ce domaine suggèrent un certain nombre d'idées novatrices pour améliorer le transfert de chaleur d'une surface. Une méthode bien connue pour augmenter le transfert de chaleur d'une surface consiste à rendre la surface rugueuse soit de manière aléatoire avec un grain de sable, soit en utilisant des éléments de rugosité géométriques réguliers sur la surface. La présente investigation est une tentative pour augmenter le transfert de chaleur de la surface en utilisant des éléments de rugosité géométriques réguliers. Dans cette approche, l'utilisation de la rugosité artificielle à la surface pour but de rendre l'écoulement turbulent, adjacent à la surface de l'absorbeur se trouvant au voisinage de la région de la sous-couche laminaire. De nombreuses études sont effectuées pour sélectionner la gamme appropriée d'éléments de rugosité, ce qui réduit les pertes par frottement et améliore simultanément le transfert de chaleur.

Plusieurs chercheurs ont étudié le phénomène des caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide sur des surfaces rugueuses. La vaste étude bibliographique est réalisée et quelques paramètres importants pertinents pour les travaux de recherche proposés sont identifiés. Les plages de ces paramètres sont également identifiées sur la base de considérations pratiques concernant le système et les conditions de fonctionnement. Une étude de la littérature et des études élémentaires sont ensuite effectuées sur les concepts de techniques d'amélioration du transfert de chaleur, de paramètres de géométrie de la rugosité et d'écoulement de fluide dans des conduits rectangulaires. Les équations fondamentales du transfert de chaleur et du facteur de frottement sont identifiées pour l'analyse théorique de la présente étude.

1.1. Contexte historique de capteur solaire artificiellement rugueux

L'analyse de la littérature révèle que le taux de transfert de chaleur par convection peut être amélioré en augmentant la zone de transfert de chaleur exposée au fluide ou en augmentant le coefficient de transfert de chaleur par convection sur la plaque chauffée. L'utilisation d'une surface d'absorbeur ondulée ou la fixation d'obstacles sur la face inférieure de la plaque absorbante sont les moyens possibles pour augmenter la surface, cependant, elle offre une résistance indésirable à l'écoulement du fluide et augmente ainsi considérablement les pertes par frottement. Dans cette technique, la turbulence est créée au voisinage de la paroi chauffée en plaçant les éléments favorisant la turbulence tels que des chicanes, des saillies et des nervures sur la face inférieure de la surface d'absorbeur. La synthèse des travaux fait un grand nombre d'études concernant l'effet de la rugosité artificielle sur la performance thermo-hydraulique du réchauffeur d'air solaire. Le concept de rugosité artificielle a d'abord été appliqué par Joule pour améliorer les coefficients de transfert thermique de la condensation de vapeur dans le tube. Depuis lors, de nombreuses études expérimentales ont été menées sur l'application d'équipement de rugosité artificielle à l'électronique, les réacteurs nucléaires, etc [8]. Prasad et Mullick ont été les premiers à appliquer la rugosité artificielle sous la forme d'un fil de petit diamètre sur la face inférieure de la plaque absorbante pour améliorer les performances thermiques du collecteur solaire d'air [9].

1.2. Analyse de performance du capteur solaire plan à air

L'analyse des performances thermo-hydrauliques d'un capteur solaire plan à air nous aident à réaliser un système efficace. Les performances thermiques sont liées au processus de transfert de chaleur dans le collecteur et les performances hydrauliques concernent la perte de charge dans le conduit. Un capteur solaire plan à air conventionnel (voir la Figure 1.1) est considéré pour l'analyse détaillée des performances thermiques et hydrauliques. Le rendement thermique du capteur solaire à air est faible en raison de la faible valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air et l'absorbeur. Notre étude traite un phénomène de faible transfert de chaleur dans la veine d'air dynamique, de ce fait nous proposons de placer des rugosités artificielles à l'intérieur de la veine dynamique pour améliorer les performances (thermique et hydraulique).

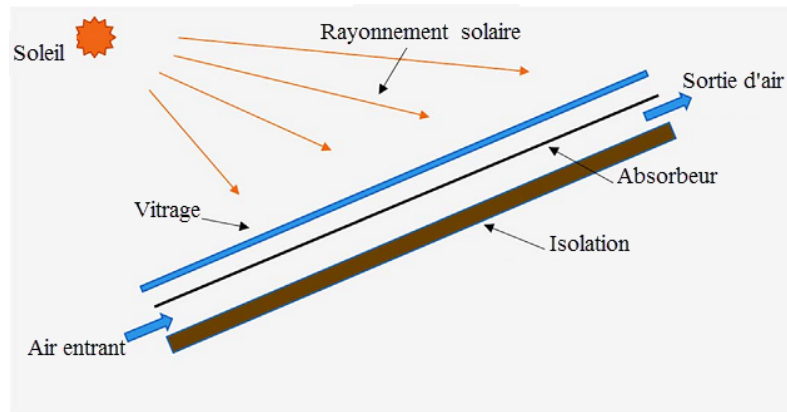


Figure 1.1 Schéma des constituants d'un capteur solaire à air conventionnel [10]

1.2.1. Performance thermique

Les performances thermiques de l'aérotherme solaire déterminent la capacité de transfert de chaleur de la plaque d'absorption à l'air. L'équation de Hottel – Whillier – Bliss est utilisée pour déterminer le gain de chaleur réel de l'air dans le conduit de chauffage d'air solaire [11].

$$Q_u = A_C F_R \left[I (\tau\alpha)_e - U_L (T_e - T_s) \right] \quad (1.1)$$

Ou bien

$$q_u = Q_u / A_C = F_R \left[I (\tau\alpha)_e - U_L (T_e - T_s) \right] \quad (1.2)$$

Le taux d'énergie utile reçue par l'air qui s'écoule dans la veine d'air mobile du capteur solaire à air peut également être calculé en utilisant l'équation suivante :

$$Q_u = \dot{m} C_P (T_s - T_e) = h A_C (T_{pm} - T_{am}) \quad (1.3)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection (h) est représenté sous une forme non dimensionnelle en utilisant la relation du nombre de Nusselt (Nu) rapporté par Duffie et Beckman [11].

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (1.4)$$

En outre, l'efficacité thermique d'un capteur solaire à air peut être exprimée par l'équation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{q_u}{I} = F_R \left[(\tau\alpha)_e - \frac{U_L (T_e - T_s)}{I} \right] \quad (1.5)$$

L'équation ci-dessus montre que la relation entre η_{th} et le paramètre $((T_e - T_s)/I)$ peut être approché par une droite, dont l'ordonnée à l'origine et la pente sont données par les valeurs de $(F_R (\tau\alpha)_e)$ et $(F_R U_L)$ respectivement.

1.2.2. Performance hydraulique

Les performances hydrauliques d'un capteur solaire à air sont relatives à la perte de charge ΔP dans la veine d'air mobile. La perte de charge tient compte de la consommation d'énergie par le ventilateur pour véhiculer l'air à travers la veine d'air mobile. La chute de pression peut être représentée sous forme non-dimensionnelle en utilisant la relation du coefficient de frottement f , rapportée par Frank et Mark [12].

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L V^2} \quad (1.6)$$

1.2.3. Performance thermo-hydraulique

Il est souhaitable que la conception d'un capteur solaire à air soit faite de manière à transférer l'énergie thermique maximale au fluide qui s'écoule avec une consommation minimale d'énergie. Par conséquent et afin d'analyser les performances globales d'un capteur solaire à air, les performances thermo-hydrauliques doivent être évaluées en tenant compte des caractéristiques thermiques et hydrauliques simultanément. Un paramètre d'évaluation des performances thermo-hydrauliques a été utilisé pour comparer le transfert de chaleur d'un conduit artificiellement rugueux à celui d'un conduit lisse sous des contraintes constantes de puissance de soufflage telles que définies par Webb et Eckert [13] ;

$$\text{Paramètre de performance thermo-hydraulique} = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (1.7)$$

Une valeur de ce paramètre supérieure à l'unité garantit l'efficacité de l'utilisation d'un dispositif d'amélioration et peut être utilisée pour comparer la performance du nombre d'arrangements afin de déterminer le meilleur parmi ceux-ci.

1.3. Techniques d'amélioration du transfert de chaleur

De nombreuses techniques d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur. Ces techniques sont classées en trois catégories [14].

1. Techniques actives
2. Techniques passives
3. Techniques composées

1.3.1. Techniques actives

Ces techniques sont plus complexes du point de vue de l'utilisation et de la conception, car le procédé nécessite une certaine alimentation externe pour provoquer la modification de débit souhaitée et améliorer le taux de transfert de chaleur. Il trouve une application limitée en raison du besoin d'alimentation externe dans de nombreuses applications pratiques. Comparées aux techniques passives, ces techniques n'ont pas montré beaucoup de potentielles car il est difficile de fournir une alimentation externe dans de nombreux cas. Diverses techniques actives sont les suivantes :

- a.** Aide mécanique : elle consiste à remuer le fluide par des moyens mécaniques ou en faisant tourner la surface pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur [14, 15].
- b.** Vibrations superficielles : elles impliquent des vibrations basses ou hautes fréquences pour améliorer le transfert de chaleur monophasé [14, 15].
- c.** Vibrations de fluide : il utilise des fréquences ultrasoniques de l'ordre de 1 Hz pour améliorer le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur monophasés. La vibration est appliquée au fluide à l'aide d'un interrupteur de débit ou d'un transducteur électrique. Une source d'alimentation ainsi que des commandes électriques sont nécessaires pour améliorer le transfert de chaleur [14, 15].
- d.** Champs électrostatiques : les systèmes d'échange de chaleur appliquent des champs électriques ou magnétiques, ou une combinaison des deux, provenant de sources de tension continue ou alternative, ce qui induit un mélange en masse plus important, une convection forcée ou un pompage électromagnétique afin d'améliorer le transfert de chaleur. Cette technique est applicable dans les processus de transfert de chaleur impliquant des fluides diélectriques [14, 15].
- e.** Injection : dans ce procédé, le même fluide ou un autre fluide est injecté dans le fluide en vrac principal à travers une interface de transfert de chaleur poreuse ou en amont de la section de transfert de chaleur. Cette pratique est utilisée pour le processus de transfert de chaleur monophasé [14, 15].

f. Aspiration : cette technique est utilisée pour les processus de transfert de chaleur à deux phases et à transfert de chaleur monophasé. L'ébullition nucléée en deux phases implique l'élimination de la vapeur à travers une surface chauffée poreuse, tandis que dans les écoulements monophasés, le fluide est soutiré par la surface chauffée poreuse [14, 15].

g. Impact par jet : cette technique est applicable aux processus de transfert de chaleur à deux phases et à une phase. Dans ce procédé, le fluide est chauffé ou refroidi perpendiculairement ou obliquement à la surface de transfert de chaleur [16, 17].

1.3.2. Techniques passives

Ces techniques utilisent généralement des modifications superficielles ou géométriques du canal d'écoulement en incorporant des inserts ou des dispositifs supplémentaires. Ils favorisent des coefficients de transfert de chaleur plus élevés en perturbant ou en modifiant le comportement de l'écoulement existant, ce qui entraîne également une augmentation de la perte de charge. Les techniques passives ont l'avantage sur les techniques actives car elles ne nécessitent aucune entrée directe d'énergie externe, générateurs ou autres équipements extérieurs à l'échangeur de chaleur. Diverses techniques passives sont les suivantes :

a. Surfaces traitées : elles impliquent une altération fine du revêtement de finition de surface et sont utilisées pour l'ébullition et la condensation. Un revêtement peut être appliqué sur le lubrifiant normal ou la surface peut être déformée pour produire des canaux ou des pores souterrains. L'ébullition de la piscine nucléée appartient à la catégorie des surfaces altérées fines. L'usinage sélectif, la formation ou le revêtement de la surface avec un matériau poreux augmente la probabilité d'avoir des sites de nucléation [14, 15].

b. Surfaces rugueuses : elles vont du type de grain de sable aux protubérances discrètes. La configuration est généralement choisie pour favoriser la turbulence plutôt que pour augmenter la surface de transfert de chaleur. L'application de surface rugueuse est dirigée principalement vers un écoulement monophasé [14, 15].

c. Surfaces étendues : Celles-ci sont utilisées dans de nombreux échangeurs de chaleur. Les tubes à ailettes internes, les interruptions des surfaces présentent un intérêt particulier [14, 15, 18].

d. Dispositifs d'amélioration déplacés : ils sont insérés dans le canal d'écoulement afin d'améliorer le transport d'énergie indirectement à la surface chauffée. Ils sont utilisés avec un écoulement forcé. Ces dispositifs mélangent périodiquement les structures d'écoulements

bruts et accélèrent la vitesse locale près des parois. La perte de charge de ces dispositifs est supérieure à celle des dispositifs à écoulement tourbillonnant [14, 15].

e. Dispositifs d'écoulement par tourbillonnement : ces dispositifs peuvent être intégrés aux surfaces de transfert de chaleur des échangeurs à plaques à ailettes, à tubes et à plaques, ou à tubes à ailettes. Les écoulements secondaires dus à ce dispositif élèvent le coefficient de transfert de chaleur [14, 19, 20]. L'augmentation de la perte de charge sera proportionnelle à l'augmentation du transfert de chaleur.

f. Tubes spiralés: dans ces dispositifs, des écoulements secondaires où des tourbillons sont générés en raison de la courbure des serpentins qui favorise un coefficient de transfert de chaleur plus élevé dans les écoulements monophasés et dans la plupart des régions d'ébullition [15].

g. Dispositifs de tension superficielle : ces dispositifs dirigent et améliorent l'écoulement de liquide vers les surfaces en ébullition et depuis les surfaces de condensation. Les exemples incluent les surfaces à mèche ou rainurées [14, 15].

h. Additive pour liquides : cette technique implique l'ajout de particules solides, d'additifs de traces solubles et de bulles de gaz dans les liquides afin de réduire la résistance à la traînée en cas d'écoulement monophasé. Dans le cas de systèmes à ébullition, des traces d'additifs sont ajoutées pour réduire la tension superficielle des liquides [14, 15, 21].

i. Additive pour gaz : cette technique consiste à ajouter des particules liquides ou solides dans des écoulements gazeux monophasés sous forme de phase diluée ou de phase dense [14, 15].

j. Lit compacté : dans cette technique, le conditionnement des conduits de circulation d'air est réalisé avec des copeaux de fer, des copeaux d'aluminium et des cailloux qui absorbent efficacement le rayonnement solaire et présentent un rapport surface / volume de transfert de chaleur élevé ainsi qu'une capacité de transfert de chaleur élevée [2, 22].

1.3.3. Techniques composées

Ces techniques utilisent simultanément plusieurs des techniques susmentionnées dans le but d'améliorer encore les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur. Lorsque deux ou plusieurs de ces techniques sont utilisées simultanément pour obtenir une augmentation du transfert de chaleur supérieure à celle produite par l'une ou l'autre lorsqu'elles sont utilisées individuellement, on parle de renforcement du composé. Cette technique implique une conception complexe et a donc limité applications [15, 21].

En outre, les techniques d'amélioration du transfert de chaleur sont également classées comme techniques d'amélioration des fluides, des surfaces et des composés. Des exemples représentatifs de chaque technique sont donnés dans le Tableau 1.1.

Tableau 1.1 Classification des méthodes d'amélioration [23].

Catégorie	Technique
Méthodes de surface	Surfaces rugueuses Surfaces étendues Surfaces ondulées Surfaces perforées Dispositifs de turbulence Vibrations de surface Rotation de surface
Méthodes fluides	Vibration de fluide Additive fluides Fluides électrostatiques
Méthodes composées mixtes	Vibration / rugosité Perforations / ondulations Rugosité / rotation

1.4. Mécanismes d'amélioration du transfert de chaleur

Les mécanismes d'amélioration du transfert de chaleur dans les techniques précédentes peuvent être au moins l'un des suivants [14].

- a. Utilisation d'une surface de transfert de chaleur secondaire.
- b. Perturbation de la vitesse du fluide non améliorée.
- c. Perturbation de la sous-couche laminaire dans la couche limite turbulente.
- d. Introduction d'écoulement secondaire.
- e. Promotion de la séparation des couches limites.
- f. Promotion de l'attachement / du rattachement des écoulements.
- g. Améliorer la conductivité thermique du fluide dans des conditions statiques.
- h. Améliorer la conductivité thermique du fluide dans des conditions dynamiques.
- i. Retarder le développement de la couche limite.
- j. Dispersion thermique.
- k. Redistribution de l'écoulement.
- l. Modification de la propriété radiative du milieu convectif.
- m. Augmenter la différence entre la température de surface et la température du fluide.

- n. Augmentation passive du débit de fluide.
- o. Augmentation de la conductivité thermique de la phase solide en utilisant des fabrications spéciales en nanotechnologie.

1.5. Concept de rugosité artificielle pour améliorer le transfert de chaleur

La rugosité artificielle est fondamentalement une technique d'amélioration du transfert de chaleur passive permettant d'améliorer les performances thermo-hydrauliques d'un capteur solaire à air. Les rugosités artificielles sont largement utilisées pour améliorer le transfert de chaleur par convection forcée, ce qui nécessite en outre que l'écoulement sur la surface de transfert de chaleur soit turbulent. Il est bien connu que dans un écoulement turbulent, il existe une sous-couche laminaire dans l'écoulement en plus du noyau turbulent. En utilisant la rugosité, il est possible de briser la sous-couche laminaire. La géométrie de la rugosité artificielle doit briser la sous-couche laminaire sans perturber le noyau pour maintenir la perte de charge à faible niveau. Par conséquent, il est souhaitable que la turbulence ne soit créée que dans la région très proche de la surface de transfert de chaleur, de sorte que la puissance de pompage requise puisse être minimisée. La rugosité peut être appliquée à la surface de l'absorbeur de capteur solaire en utilisant le processus traditionnel d'usinage, de formage, de coulée, de soudage ou de collage. Les paramètres géométriques importants sans dimension utilisés pour caractériser la rugosité sont les suivants.

1. Pas relatif de rugosité (P/e) : Il est défini comme le rapport entre la distance entre deux éléments de rugosité consécutive et leur hauteur.
2. Hauteur relative de la rugosité (e/D_h) : Il s'agit du rapport entre la hauteur de la rugosité et le diamètre hydraulique du passage d'air.
3. Angle d'attaque (α) : Il est défini comme l'inclinaison de la rugosité avec la direction de l'écoulement d'air à l'intérieur du conduit.
4. Écart relatif de rugosité (w/e) : C'est le rapport de la largeur de l'espace entre deux éléments de rugosité tridimensionnel consécutif à leur hauteur.
5. Rapport d'aspect (W/H) : C'est le rapport entre la largeur de la conduite et sa hauteur.

1.6. Caractérisation des écoulements turbulents dans les conduits

Une couche limite turbulente dans un conduit peut être distinguée en quatre régions différentes. La très fine couche située à proximité immédiate de la paroi du conduit où les effets visqueux sont dominants est la sous-couche visqueuse (ou laminaire ou linéaire ou paroi). Le profil de vitesse dans cette couche est presque linéaire, et les particules de fluide se déplacent suivant un motif aérodynamique ordonné parallèle à la paroi du conduit. À côté de la sous-couche visqueuse se trouve la couche tampon, dans laquelle les effets turbulents deviennent importants, mais l'écoulement est toujours dominé par des effets visqueux. Au-dessus de la couche tampon se trouve la couche de chevauchement (ou de transition), également appelée sous-couche inertielle, dans laquelle les effets turbulents sont beaucoup plus significatifs, mais non dominants. Au-dessus se trouve la couche externe (ou turbulente) du parti restant de l'écoulement dans laquelle les effets turbulents dominent par rapport aux effets de diffusion moléculaire (visqueux) et des morceaux de fluide se déplaçant de manière totalement chaotique, ce qui provoque un mélange intense du fluide. La Figure 1.2 montre quatre régions d'écoulement distinctes dans un écoulement turbulent du canal.

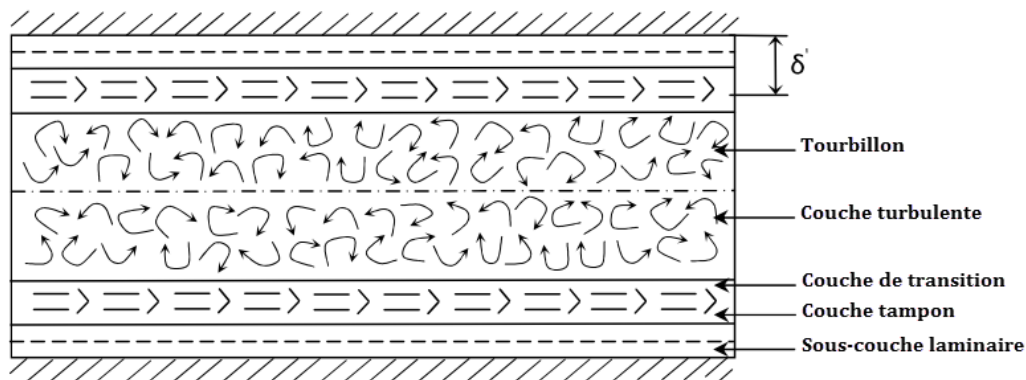


Figure 1.2 *Quatre régions distinctes dans un écoulement de canal turbulent* [5]

L'épaisseur de la sous-couche visqueuse est très faible, mais cette couche mince adjacente à la paroi joue un rôle dominant sur les caractéristiques d'écoulement en raison des forts gradients de vitesse qu'elle implique. La paroi amortit tout mouvement tourbillonnaire et l'écoulement dans cette couche est donc essentiellement laminaire et la contrainte de cisaillement consiste en une contrainte de cisaillement laminaire proportionnel à la viscosité du fluide. Étant donné que la vitesse passe de zéro à presque la valeur de la région centrale dans une couche, le profil de cette couche est presque linéaire. Ensuite, le gradient de vitesse dans la sous-couche

visqueuse reste constant à $\frac{du}{dy} = \frac{u}{y}$, et la contrainte de cisaillement de la paroi peut être exprimée comme suit [5].

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} = \rho \nu \frac{u}{y} \quad \text{or} \quad \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y} \quad (1.8)$$

Où y est la distance de la paroi. Le $\sqrt{\tau_w / \rho}$ ayant les dimensions de la vitesse, il est donc pratique de le voir comme une vitesse fictive appelée vitesse de frottement [24]. En réorganisant au-dessus de l'équation, le profil de vitesse dans la sous-couche visqueuse peut être exprimé sous forme sans dimension.

$$\frac{u}{\sqrt{\tau_w / \rho}} = \frac{y}{\nu} \sqrt{\tau_w / \rho} \quad \text{or} \quad u^+ = y^+ \quad (1.9)$$

Cette équation est connue sous le nom de loi de la paroi et il s'avère que la corrélation entre les données expérimentales pour les surfaces lisses est bonne pour $0 \leq y^+ \leq 5$. Où,

$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_w / \rho}}$ et $y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\tau_w / \rho}$. Par conséquent, l'épaisseur de la sous-couche visqueuse est,

$$y = \delta'' = \frac{5\nu}{\sqrt{\tau_w / \rho}} = \frac{5\nu}{u} \quad (1.10)$$

Où, u est la vitesse d'écoulement au bord de la sous-couche visqueuse. L'expression ci-dessus peut également être exprimée en termes de nombre de Reynolds,

$$\frac{\delta''}{D_h} = \frac{25}{Re} \quad (1.11)$$

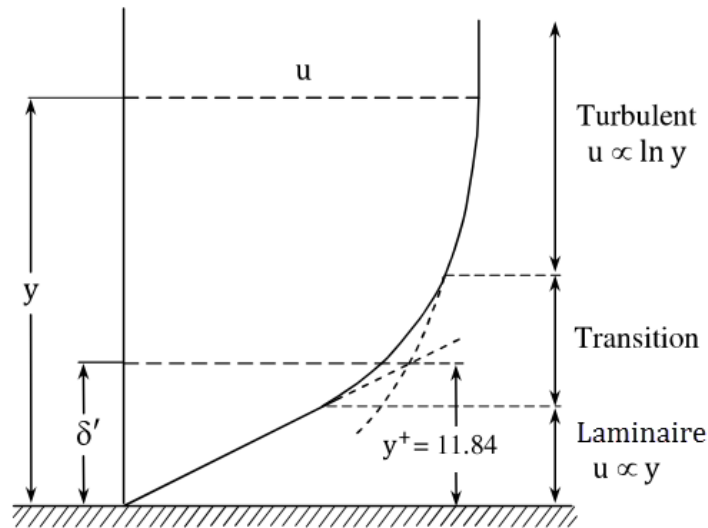


Figure 1.3 Distribution de vitesse adjacente à la paroi [25]

La Figure 1.3 montre le profil de vitesse typique d'un écoulement turbulent pleinement développé adjacent à la paroi. Comme il n'existe pas de ligne de démarcation bien définie entre écoulement laminaire et turbulent, la dimension (δ') (où les profils linéaires et logarithmiques de la vitesse se coupent) représente donc de manière arbitraire la distance entre la limite à laquelle l'écoulement passe de façon principalement laminaire à principalement turbulent. Il est important de connaître l'épaisseur de la couche de transition (δ') car la hauteur de la rugosité doit être comparable à (δ') pour améliorer le transfert de chaleur. Les valeurs du paramètre (δ''/D_h) définissent la limite d'épaisseur de sous-couche laminaire. De plus, les valeurs de (δ''/D_h) aident à décider de la hauteur de rugosité requise pour rompre ou interrompre la sous-couche laminaire pour un diamètre hydraulique D_h et un nombre de Reynolds donné. La valeur de $y^+ = 11.84$, qui définit l'épaisseur de la couche de transition (δ') [25].

1.7. Loi de la paroi

Loi de la paroi décrit la vitesse sans dimension u^+ en fonction de la distance sans dimension y^+ . Les différentes zones du profil de vitesse sont représentées comme indiqué ci-dessous [26].

$$u^+ = y^+, \quad \text{pour un écoulement laminaire,} \quad 0 \leq y^+ \leq 5 \quad (1.12)$$

$$u^+ = 5 \ln y^+ + 3.5, \quad \text{pour un écoulement tampon,} \quad 5 \leq y^+ \leq 30 \quad (1.13)$$

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5, \quad \text{pour un écoulement turbulent,} \quad y^+ > 30 \quad (1.14)$$

On montre que la distribution logarithmique des vitesses de la couche limite turbulente s'étend jusqu'à $y^+ = 500$. Pour la plage y^+ de 0 à environ 500, la distribution des vitesses est appelée loi de la paroi. Au-delà de $y^+ > 500$, la loi des défauts de vitesse s'applique. La Figure 1.4 montre une représentation semi-logarithmique de la distribution des vitesses dans une couche limite turbulente.

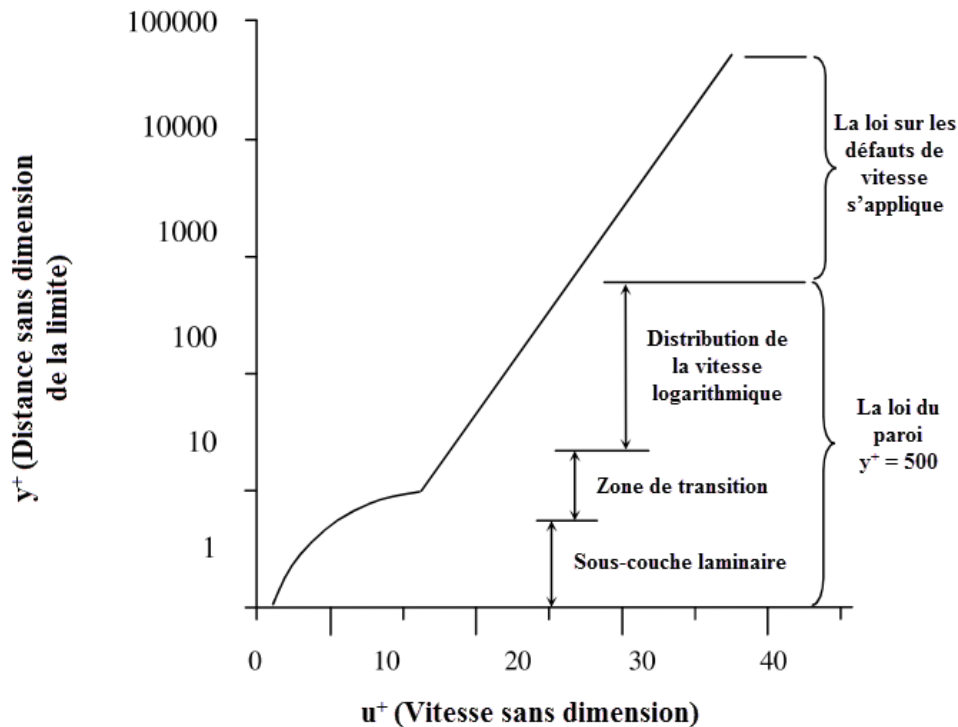


Figure 1.4 Représentation semi-logarithmique de la distribution des vitesses dans une couche limite turbulent [26]

La loi de défaut de vitesse implique l'existence d'une région éloignée du voisinage immédiat de la paroi, dans laquelle les effets directs de la viscosité et de la rugosité sur l'écoulement du cœur sont négligeables. La loi de la paroi implique pour un canal d'écoulement turbulent c'est-à-dire lorsqu'il existe une région proche de la paroi où la distribution de la vitesse dépend des conditions locales telles que la distance de la paroi, la densité, la vitesse cinématique, contrainte de cisaillement et hauteur de rugosité. Par conséquent, dans cette étude, la hauteur de rugosité est utilisée comme l'un des paramètres permettant de perturber la distribution des vitesses dans la sous-couche laminaire.

1.8. Effet des paramètres de rugosité sur la performance du capteur solaire plan à air

Ils existent plusieurs paramètres qui caractérisent les rugosités. Dans le cas du capteur solaire à air, la géométrie de rugosité la plus préférée est celle répétée, décrite par les paramètres sans dimension à savoir, le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt qui sont fonction de ces paramètres, en supposant bien sûr que l'épaisseur des rugosités est faible par rapport à l'espacement. Les effets de différents paramètres de la géométrie de rugosité artificielle sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement, basés sur l'analyse des références étudiées, sont les suivants [10] :

1.8.1. Effet de la présence de rugosité

L'effet le plus important, produit par la présence d'une rugosité sur le motif d'écoulement est la génération de zones de séparation à double écoulements, de chaque côté de celle-ci. Les tourbillons générés sont responsables de mouvement tourbillonnaires et donc de l'augmentation des transferts de chaleur ainsi que des pertes par frottement.

1.8.2. Effet de la section transversale de la rugosité

La section transversale de la rugosité affecte la taille de la région séparée et le niveau de perturbation dans l'écoulement. Le coefficient de frottement est moindre pour les rugosités de section transversale circulaire par rapport à celles des rugosités de section transversale rectangulaire ou carrée en raison de la réduction de la taille de la région séparée. Cela entraîne une diminution des pertes de charge, ce qui diminue le coefficient de frottement. Lorsque la taille de la région séparée diminue, le niveau de perturbation de l'écoulement diminue également, ce qui affecte négativement le transfert de chaleur. Un autre facteur contribuant à la diminution du nombre de Nusselt est la réduction de la surface de transfert de chaleur associée aux rugosités de section circulaire.

1.8.3. Effet de la hauteur des rugosités

La Figure 1.5 montre l'effet de la hauteur de rugosité (e) comme suit :

Si $e \ll \delta'$, la rugosité n'a aucun effet.

Si $e \gg \delta'$, la rugosité a plus d'effet sur la pression du fluide par rapport au transfert de chaleur, en raison de l'interférence probable de la turbulence induite dans le noyau déjà turbulent.

Si $e \geq \delta'$, le but recherché d'une augmentation notable du transfert de chaleur et d'une pression de fluide modérée pourrait être atteint.

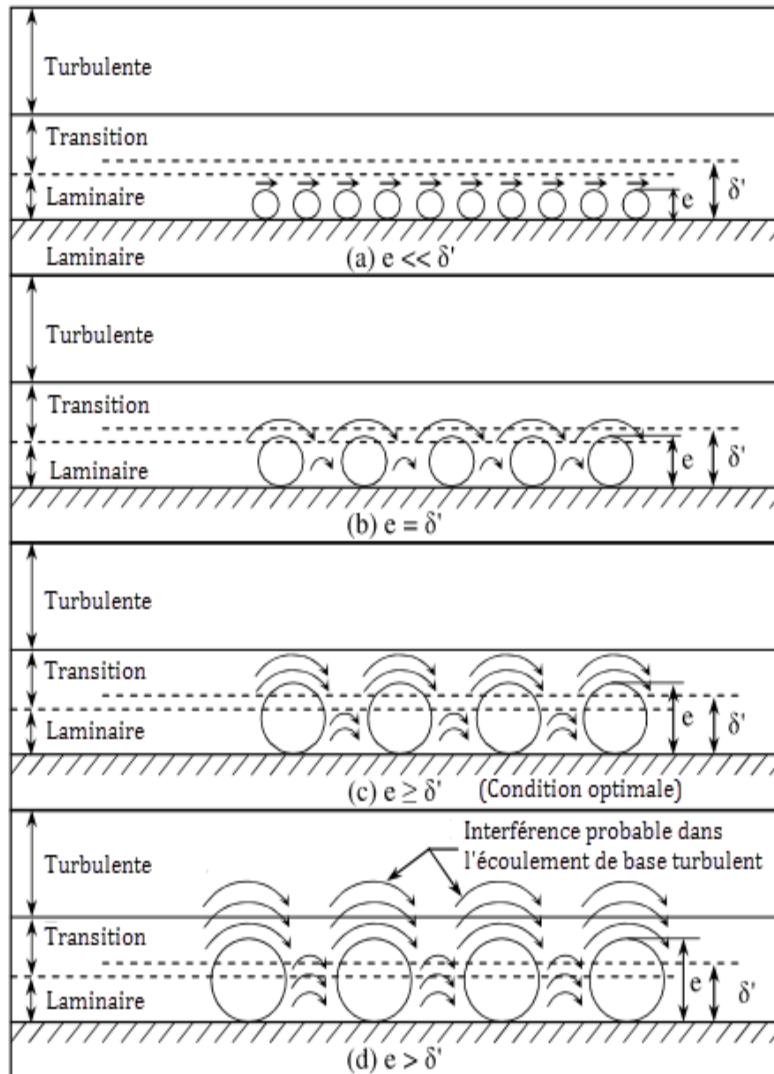


Figure 1.5 Effet de la hauteur de rugosité [27]

1.8.4. Effet du pas relatif de la rugosité

La Figure 1.6 montre les configurations d'écoulement en aval d'une rugosité avec variation du pas relatif de la rugosité. Le comportement a été expliqué sur la base de la séparation. En raison de la séparation de l'écoulement en aval d'une rugosité, le rattachement de la couche de cisaillement ne se produit pas par un pas de relatif rugosité inférieur à environ 8. Pour un petit (P/e), l'écoulement qui se sépare après chaque rugosité ne se rattache pas avant d'atteindre la rugosité suivante. Le transfert de chaleur maximal a été observé à proximité d'un point de rattachement. Un effet similaire peut être produit par diminution du pas relatif de rugosité (P/e) pour une hauteur de relative rugosité fixe (e/D). Pour un pas relatif de la rugosité nettement inférieur à environ 8, le rattachement ne se produira pas du tout, entraînant une diminution de l'amélioration du transfert de chaleur. Cependant, une augmentation du pas

au-delà d'environ 10 entraîne également une diminution de l'amélioration. Pour un pas relatif de rugosité plus important à une valeur (P/e) d'environ 10, le point de rattachement est atteint et une couche limite commence à croître avant que la rugosité suivante ne soit rencontrée. Cependant, l'amélioration diminue avec une augmentation de (P/e) au-delà de 10.

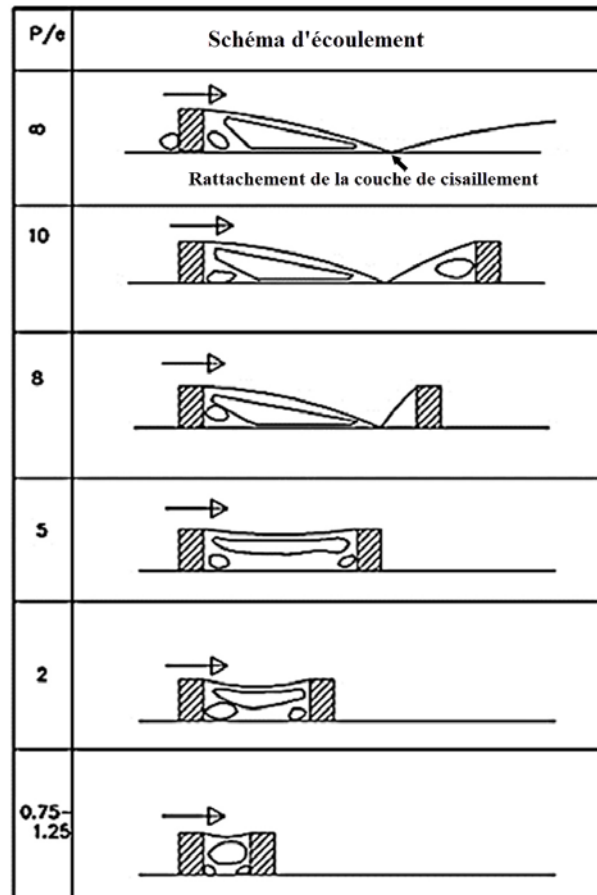


Figure 1.6 L'écoulement en aval de la rugosité en fonction du pas relatif de la rugosité [27]

1.8.5. Effet de la hauteur relative de rugosité

La Figure 1.7 montre les configurations d'écoulement en aval d'une rugosité avec variation de la hauteur relative de rugosité. L'augmentation du coefficient de transfert de chaleur dépend du débit et de la hauteur relative de rugosité. Lorsque (e/D) augmente, le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent. Pour un faible nombre de Reynolds, l'effet de (e/D) est insignifiant sur l'augmentation du nombre de Nusselt. Si la hauteur de rugosité est inférieure à l'épaisseur de la sous-couche laminaire, il n'y aura pas d'amélioration du transfert de chaleur, donc la hauteur minimale de rugosité doit être du même ordre que l'épaisseur de la sous-couche laminaire au nombre de Reynolds le plus bas. La hauteur maximale des rugosités doit être telle que les effets de blocage des obstacles et du passage d'écoulement soient négligeables.

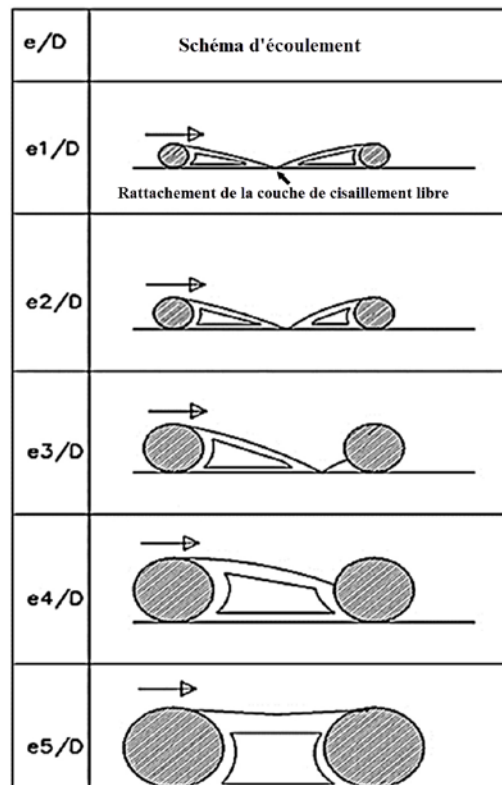


Figure 1.7 L'écoulement en aval de la rugosité en fonction de la hauteur relative de rugosité [27]

1.8.6. Effet de l'angle d'attaque

L'angle d'attaque de l'écoulement par rapport à la position de la rugosité, c'est-à-dire l'asymétrie de la rugosité vers l'écoulement, est un autre paramètre important qui influence le profil de l'écoulement. L'inclinaison de la rugosité produit des écoulements secondaires tournant en sens opposé, qui sont responsables de la variation importante du coefficient de transfert de chaleur. Les tourbillons se déplacent le long de la rugosité et rejoignent ensuite l'écoulement principal, le fluide pénétrant près de l'extrémité avant de la rugosité et sortant à proximité de l'extrémité arrière comme illustré à la Figure 1.8. La turbulence créée par les tourbillons mobiles augmenter le taux de transfert de chaleur tandis que le transfert de chaleur par l'extrémité arrière est relativement plus faible. Cet effet est important sur la variation du transfert de chaleur [28].

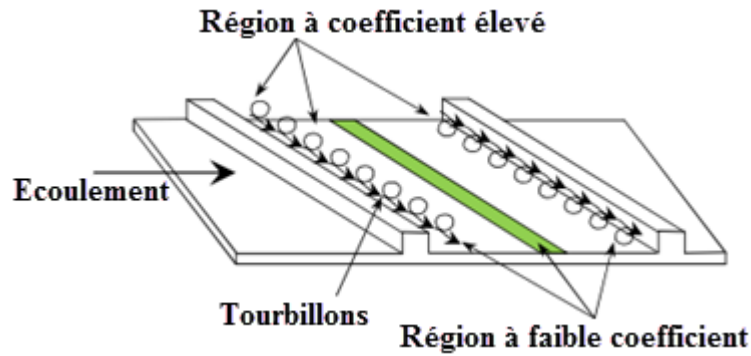


Figure 1.8 Effet de l'inclinaison de la rugosité [28]

1.8.7. Effet des dimensions géométriques sur la performance du capteur solaire à air

1.8.7.1. Rapport d'aspect

Le rapport d'aspect a un effet sur les performances des capteurs solaires à air. Dans les conduits à grand allongement, le frottement augmente avec l'augmentation de la turbulence. Le conduit d'un rapport d'aspect inférieur offre une meilleure performance de transfert de chaleur [29]. L'efficacité du collecteur augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect. Au fur et à mesure que le rapport d'aspect augmente, la section transversale du conduit d'air diminue et la vitesse d'écoulement augmente, de sorte que le transfert de chaleur par convection de la surface d'absorbeur vers l'air augmente. En plus d'améliorer le transfert de chaleur, il augmente également la puissance du ventilateur, ce qui entraîne une augmentation du coût d'exploitation de l'équipement [30].

1.8.7.2. Hauteur du conduit

Les capteurs solaires plans à air avec une hauteur de conduit inférieure, ont une efficacité supérieure. L'abaissement de la hauteur du conduit augmente la vitesse de l'air. Le rendement effectif diminue rapidement à mesure que le débit massique augmente en raison de l'augmentation de la puissance de ventilateur qui est inversement proportionnelle au cube de la hauteur ($1/H^3$) [31]. L'efficacité du capteur solaire à air peut être améliorée en diminuant la hauteur du système sur toute la longueur.

1.9. Différentes géométries de rugosités utilisées

Le capteur solaire à air conventionnel a des performances thermiques très faibles parce que la plaque d'absorbeur lisse offre un faible transfert de chaleur par convection avec l'air. Le rendement du capteur solaire à air peut être amélioré principalement par les techniques passives. Cette technique passive d'amélioration du transfert de chaleur vise à créer une perturbation de l'écoulement en utilisant des surfaces irrégulières. Elle consiste à l'application de rugosité artificielle sur la face inférieure de la plaque absorbante sous la forme de nervures, de rainures, de fossettes, ailettes, chicanes, fils de maille, etc. L'objectif principal est d'améliorer le taux de transfert de chaleur par convection au taux d'une consommation d'énergie minimale.

En ce qui concerne cette technique de nombreuses études ont été rapportées dans la littérature par divers auteurs.

Différents types de géométries de rugosité artificielle ont été présentés par différents chercheurs. Les plus importants peuvent être organisés en six catégories à savoir : (1) Fil métallique, (2) grille métallique étendue, (3) nervure, (4) Bosse (saillie) (5) Chicane, (6) Chevron / zigzag.

1.9.1. Fixation à fil métallique

Plusieurs chercheurs ont étudié l'effet des fils métalliques des différentes formes et taille sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour l'amélioration des performances thermiques des capteurs solaire plans à air.

1.9.1.1. Fils métalliques transversaux

L'effet des fils transversaux des différentes configurations sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement sont présentés ci-dessous.

- *Fils métalliques transversaux continus*

L'application de fil de petit diamètre fixé sur la face inférieure de la plaque absorbante comme une rugosité artificielle a été introduite par Prasad et Mullick [32] pour améliorer les performances thermiques du capteur solaire à air à des fins de séchage. L'étude expérimentale a été réalisée en utilisant des rugosités d'une hauteur de 0.019 m et d'un pas entre elles égale à 12.7 cm. Il a montré que les fils en saillie améliorent l'efficacité de l'absorbeur de 0.63 à 0.72, ce qui entraîne une amélioration de 14% du rendement de système.

Prasad et Saini [25, 9] ont étudié l'effet de la rugosité et des paramètres géométriques tels que la hauteur relative de la rugosité (e/D) et le pas relatif de rugosité (P/e) sur le transfert thermique et du coefficient de frottement. Le type et l'orientation de la géométrie de rugosité utilisée ont été montrés sur la Figure 1.9. Ils ont développé des corrélations pour le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un écoulement entièrement turbulent. Les performances thermo-hydrauliques optimales sont atteintes pour une hauteur de rugosité légèrement supérieure à l'épaisseur de la sous-couche laminaire de transition. Pour la valeur de la hauteur relative de rugosité (e/D) de 0.033 et la valeur du pas relatif de rugosité (P/e) de 10, l'amélioration maximale du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement est respectivement de 2.38 et 4.25 fois sur le conduit lisse.

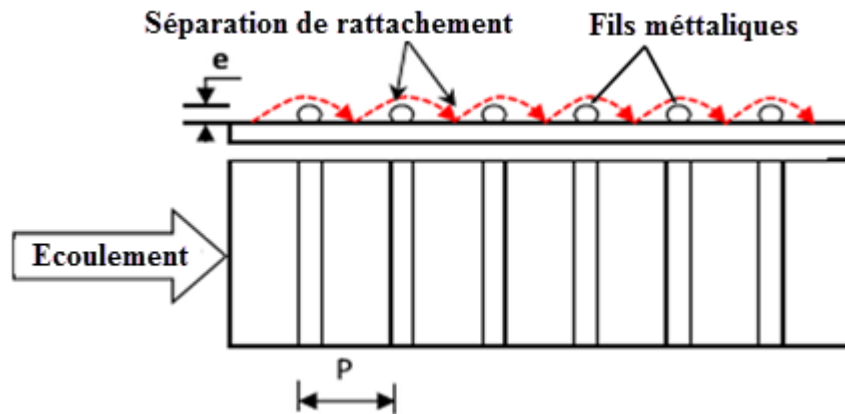


Figure 1.9 *Fils transversaux continus* [25, 9]

Gupta et al [33] ont utilisé des fils transversaux dans le conduit utile d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire d'écoulement. Les paramètres variables sont : la hauteur relative de rugosité comprise entre 0.018 et 0.052, le rapport d'aspect (W/H) de 6.8-11.5, le pas relatif de rugosité de 10 et le nombre de Reynolds comprise entre 3000 et 18000. Ils ont rapporté que pour le régime transitoire, le nombre de Stanton augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et il atteint la valeur maximale pour un nombre de Reynolds de 12 000.

Verma et Prasad [27] ont mené une étude expérimentale en utilisant une rugosité transversale sous forme de fil. Les paramètres variables étaient la hauteur relative de rugosité de 0.01-0.03, le pas de rugosité de 10-40 et le nombre de Reynolds comprise entre 5000 et 20000. Ils ont conclu que la performance thermo-hydraulique optimale est de 71%.

- *Fils métalliques transversaux discontinus*

L'effet des fils transversaux discontinus attachés sur la plaque absorbante sur le coefficient de transfert thermique a été étudié par Sahu et Bhagoria [34]. L'arrangement de rugosités discontinues est montré sur la Figure 1.10. Les paramètres considérés sont : une hauteur de rugosité de 1.5 mm et un pas allant de 10 à 30 mm. La plage du nombre de Reynolds était comprise entre 3000 et 12000. Les fils transversaux discontinus ont augmenté le transfert de chaleur de manière significative et le coefficient transfert de chaleur a été amélioré de 1.25 à 1.5. L'efficacité maximale observée est de 83.5% pour un pas de 20 mm.

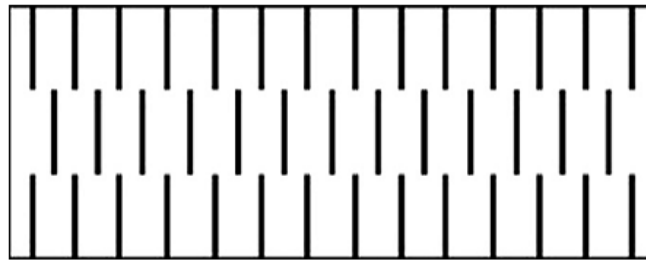


Figure 1.10 *Fils transversaux discontinus* [34]

1.9.1.2. *Fils métalliques inclinés*

- *Fils métalliques inclinés continus*

Gupta et al. [35] ont analysé l'effet des fils circulaires répétés inclinés sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement comme montré dans la Figure 1.11. Les fils inclinés ont été inclinés à un angle de 60° par rapport à l'écoulement en gardant un pas relatif de 10, mais la hauteur relative des fils varie de 0.023 à 0.5. Il a été rapporté que les rendements thermiques étaient augmentés de l'ordre de 1.16 à 1.25 fois par rapport à la plaque absorbante lisse.

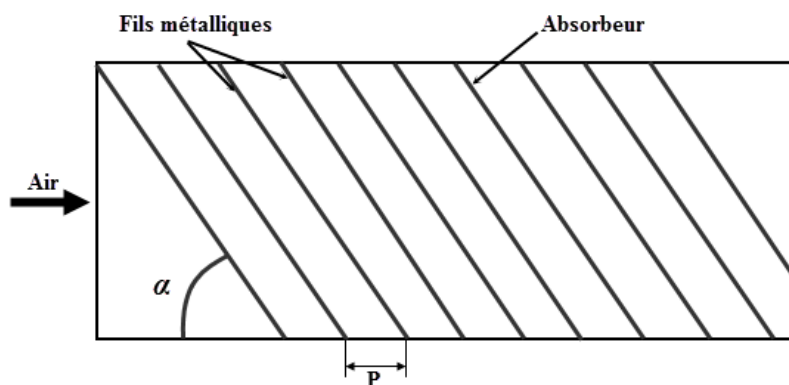


Figure.1.11 *Fils continus inclinés* [35]

- *Fils inclinés discontinus (avec écart)*

Aharwal et al. [39] ont étudié l'effet de l'espace dans les fils discontinus inclinés. Ils ont considéré les paramètres géométriques des fils tels que la largeur d'espace et la position, ainsi qu'une plage correspondante respectivement de 0.5-2 et 0.16-0.67. Les paramètres fixes sont le pas relatif de rugosité égale à 10 et la hauteur relative de rugosité de 0.0377. La rugosité discontinue libère l'écoulement secondaire mélangé avec l'écoulement principal en créant une turbulence supplémentaire et par conséquent un taux élevé du transfert de chaleur local. Le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt ont été améliorés jusqu'à 2.87 et 2.59 fois respectivement par rapport au conduit lisse. La performance thermo-hydraulique optimale a été obtenue pour une largeur d'espace égale à 1 et une position d'écart relatif de 0.25. De plus, Aharwal et al. [40] ont également varié le rapport de pas relatif, la hauteur relative de rugosité et l'angle d'attaque en plus de la largeur d'espace et de la position de l'écart relatif. Les plages de rapport de pas relatif, la hauteur relative de rugosité et l'angle d'attaque ont été considérées respectivement dans des expériences 4-10, 0.018-0.0377 et 30-90°. L'augmentation maximale du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt est de 3.6 et 2.83, respectivement pour la largeur de 1, la position de 0.25, l'angle d'attaque de 60°, le pas relatif de 10 et la hauteur relative de 0.037. L'arrangement des rugosités est montré sur la Figure 1.12.

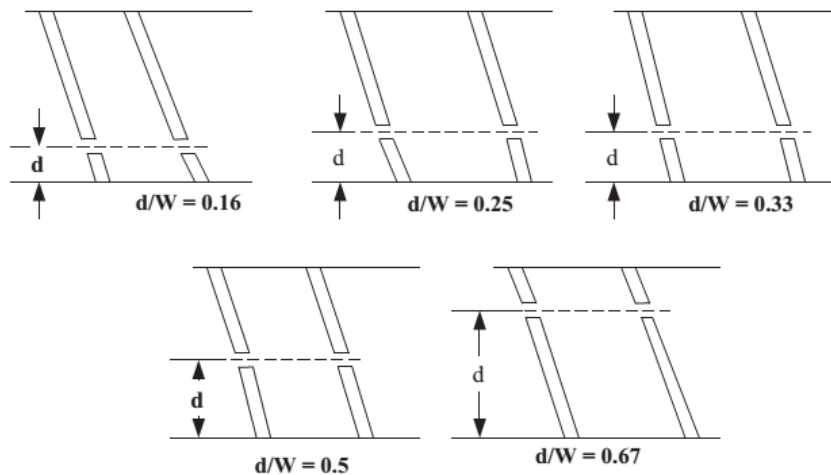


Figure 1.12 *Fils discontinues inclinées avec écart* [40]

1.9.1.3. Fils métalliques en forme de V

L'effet de diverses rugosités en forme de V sur le transfert de chaleur et le frottement ainsi que les caractéristiques ont été étudiées.

- *Fils métalliques en forme de V continues*

Momin et al. [41] ont examiné l'effet des paramètres géométriques des rugosités à fils métalliques en forme de V sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement d'un capteur solaire à air. La Figure 1.13 montre la géométrie de rugosité typique considérée dans cette étude. Le nombre de Reynolds varie de 2500 à 18000, la hauteur relative de rugosité (e/d) varie de 0.02 à 0.034 et l'angle d'attaque varie de 30° à 90° tandis que le pas relatif de rugosité (P/e) est maintenu égal à 10. L'augmentation maximale du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement en ce qui concerne le conduit lisse a été déduits respectivement de 2.30 et 2.83 fois pour l'angle d'attaque de 60° . L'étude a montré que l'augmentation du nombre de Nusselt avec des rugosités à fils métalliques en forme de V continues est 1.14 fois supérieur à celle des rugosités inclinées.

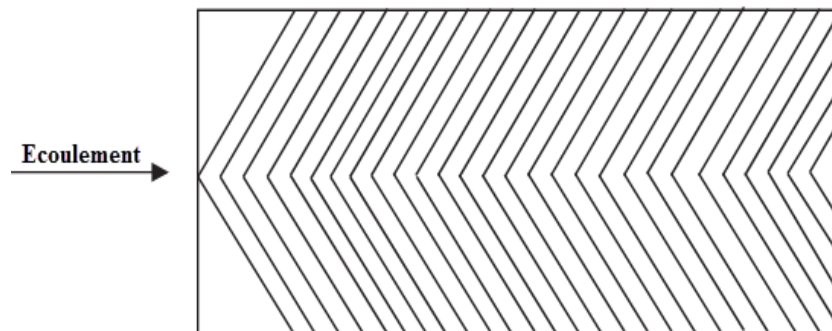


Figure 1.13 *Rugosité à fils métalliques en forme de V continues* [41]

Isanto et al. [43] ont exploré l'effet de la mise en forme en V des rugosités à fils métalliques sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement. L'angle d'attaque a été varié de 30° à 80° et d'autres paramètres, à savoir ; le pas relatif, la hauteur relative de rugosité ont été fixés comme 10 et 0.033, respectivement. L'augmentation maximale du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt ont été respectivement de 2.45 et 2.34 fois par rapport le conduit lisse. La géométrie des rugosités considérée est représentée sur la Figure 1.14.

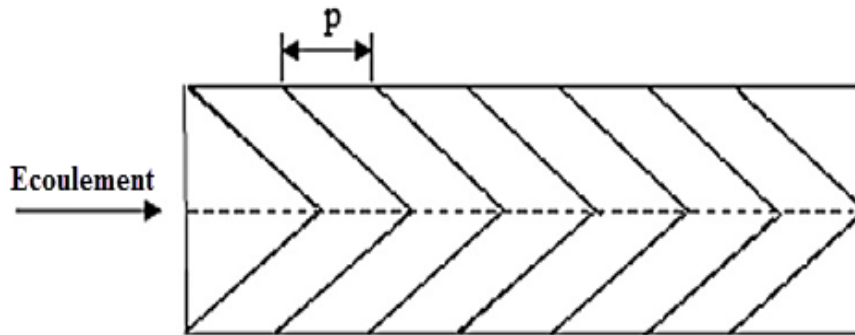


Figure 1.14 Rugosités en forme de V continues [43]

- *Fils métalliques en forme de V discontinus*

Singh et al. [40] ont étudié l'effet d'un petit espace symétrique dans les rugosités à fils métalliques en forme de V fixées sur la plaque absorbante. Un espace a été créé au milieu de la forme V et égale à l'épaisseur de la rugosité comme présenté sur la Figure 1.15. La plage d'angle d'attaque couvert est de 30° à 75° en gardant d'autres paramètres fixés comme le pas relatif égal à 8 et la hauteur relative de rugosité égale à 0.043. L'angle d'attaque est de 60° garantit un gain la performance thermo-hydraulique maximale égale à 2.06. Plus tard, l'effet de la position de l'espace, la largeur de l'espace relatif, le pas relatif de rugosité et la hauteur relative de rugosité ont été étudiés. Les plages correspondantes étaient les suivantes ; 0.2-0.8, 0.5-2.0, 4-12 et 0.015-0.043, respectivement. Le facteur d'amélioration maximal du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt trouvé égale à 3.11 et 3.04, respectivement, pour une largeur d'espace de 1.0 et une position d'espace relatif de 0.65. De plus, Singh et al. [36] ont analysé les efficacités et les rendements thermiques des rugosités à fils métalliques en forme de V espacés. Le rendement thermique optimale s'est avérée optimale pour $\alpha=60^\circ$, $(d/w)=0.65$, $(P/e)=8$ et $(e/D_h)=0.043$, cependant, l'efficacité effective dépendait du paramètre d'élévation de la température.

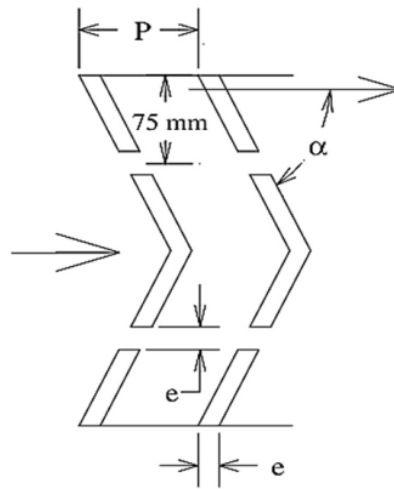


Figure 1.15 *Rugosités en forme de V discontinues* [40]

Karwa et al. [42] ont menés une étude expérimentale en utilisant des fils métalliques en forme V discontinues. Les paramètres considérés sont : l'angle d'attaque, la longueur relative de rugosité et le pas de rugosité. Les expériences et les valeurs correspondantes étaient de 45° - 60° , 3-6 et 10.63, respectivement. Les performances obtenus pour des rugosités en V discrètes avec un angle d'attaque de 60° ont été trouvées supérieures aux rugosités en V discrètes avec un angle d'attaque de 45° .

Maithani et Saini [1] ont étudié l'effet de multiples espaces symétriques dans les rugosités en forme de V, comme le montre la Figure 1.16. Nombre d'écart dans une seule branche de V, la largeur de l'espace relatif, l'angle d'attaque et le pas relatif de la rugosité varié et dans les plages de 1-5, 1-10, 30° - 75° et 6-12, respectivement. Le coefficient de frottement et le transfert de chaleur ont été trouvés être fonction de la largeur de l'espace et du nombre d'espace. L'amélioration du coefficient de frottement et le nombre de Nusselt ont été trouvés allant jusqu'à 3.67 et 3.6 fois par rapport la plaque d'absorbeur lisse, respectivement.

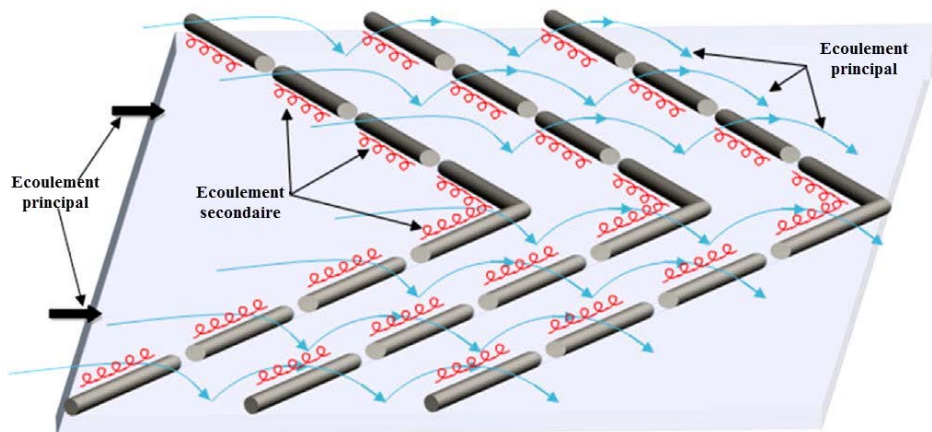


Figure 1.16 *Fils métalliques en forme de V avec de multiples espaces* [1]

1.9.1.4. Fils métalliques en forme de V multiples

Divers chercheurs ont étudié l'effet de fils métalliques continus et discontinus en forme de V multiples sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Certaines études basées sur des fils métalliques en forme de V multiples sont présentées ci-dessous :

- *Fils métalliques en forme de V multiples continus*

Une seule rugosité en forme V a créé deux écoulements secondaires le long des membres. Ce concept a été utilisé par Hans et al. [43] et l'effet de multiples rugosités en forme V sur le coefficient de frottement et le transfert de chaleur ont été étudiés. La rugosité en forme V multiple a créé plus de écoulement secondaire et a amélioré le transfert de chaleur plus que celui d'une seule rugosité en forme V. Les paramètres suivants ont été considérés : la hauteur relative de rugosité, le pas relatif de rugosité, la largeur relative de rugosité et l'angle d'attaque. Les plages correspondantes étaient de 0.019-0.034, 6-12, 1-10 et 30°-70°, respectivement. La largeur relative de 6 offre un facteur d'amélioration maximum pour le nombre de Nusselt, cependant, la largeur relative de 10 a offre un facteur maximum d'amélioration. La géométrie est présentée sur la Figure 1.17.

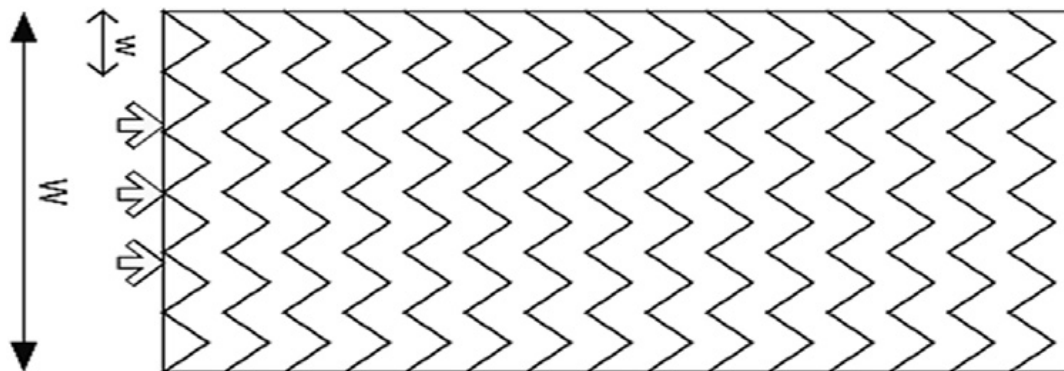


Figure 1.17 Rugosité continue des fils métalliques Multi V [43]

- *Fils métalliques en forme de V multiples discontinus*

L'espace entre les rugosités continues améliore significativement le taux de transfert de chaleur. Un concept similaire d'espace était également utilisé dans de multiples rugosités en forme V par Kumar et al. [44,45]. Les paramètres considérés sont un angle d'attaque de 30° à 75°, une largeur relative d'espace de 0.5 à 1.5, une position relative de 0.24 à 0.8. La largeur relative de la rugosité de 1 à 10, le pas relatif de la rugosité de 6 à 12 et la hauteur relative de rugosité de 0.022 à 0.043. La largeur relative d'espace et la position relative d'espace se sont révélées être une fonction importante du facteur de frottement et le nombre de Nusselt et la

largeur relative d'espace de 1 et la position d'espace de 0.69 ont permis d'améliorer au maximum le facteur de frottement et le nombre de la rugosité a été présentée à la Figure 1.18.

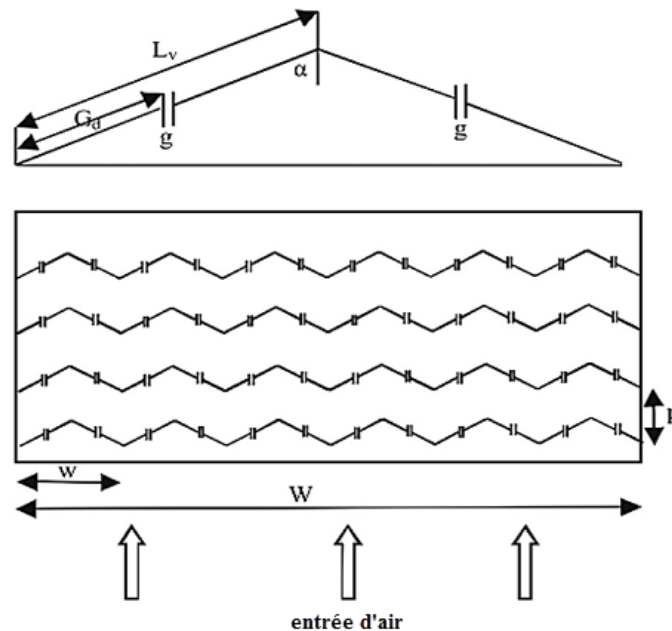


Figure 1.18 Rugosité discontinue des fils métalliques Multi V [44,45]

1.9.1.5. Fils métallique en forme de W

L'effet de différentes rugosités continues et discontinues en forme de W sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement a été étudié. Diverses études de rugosités en forme de W sont présentées ci-dessous.

- *Fils métalliques en forme de W continus*

Lanjewar et al. [46] ont étudié expérimentalement les fils métalliques en forme W. Ils ont considéré les paramètres suivants : angle d'attaque de 45° , pas relatif de rugosité de 10 et hauteur relative de rugosité de 0.03375. Les rugosités en forme W ont été testées dans un arrangement de bas en haut. Les rugosités en forme W dans la configuration du bas et du haut fournissaient les performances thermo-hydrauliques dans les gammes de 1.46-1.95 et 1.21-1.73, respectivement. Plus tard, Lanjewar et al. [47,3] ont également étudié l'effet de l'angle d'attaque et de la hauteur relative de rugosité des fils métalliques (voir la Figure 1.19). L'angle d'attaque et la hauteur relative des rugosités variaient respectivement de 30° à 75° et de 0.018 à 0.03375. L'angle d'attaque de 60° s'est avéré optimal, ce qui a donné une performance thermo-hydraulique maximale et une augmentation correspondante du coefficient de

frottement et du nombre de Nusselt rapportées respectivement à 2.01 et 2.36 fois sur le conduit lisse.

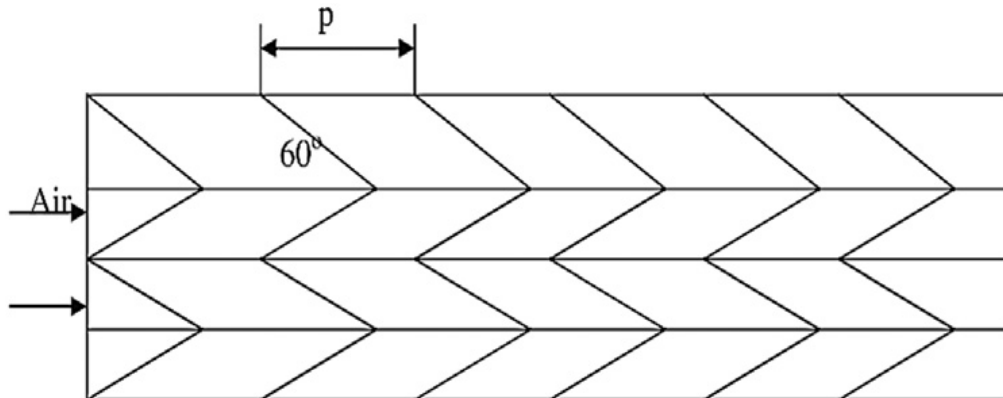


Figure 1.19 Rugosité continue des fils métalliques en forme W [47]

- *Fils métallique en forme de W discontinus*

Kumar et al. [48] ont mené une étude expérimentale pour étudier l'effet des fils métalliques discontinus en forme W. Des rugosités en forme W discontinues avec un angle d'attaque de 60° offrent un coefficient de frottement et un transfert de chaleur maximum. Le facteur d'amélioration maximal correspondant au coefficient de frottement au nombre de Nusselt sont respectivement de 2.75 et 2.16.

1.9.1.6. Fils métallique en forme d'arc

Saini et Saini [49] ont testés expérimentalement des fils métalliques répétées en forme d'arc. Le but de l'utilisation de rugosités en forme d'arc était de générer un écoulement secondaire le long des rugosités, tel que généré dans le cas d'un arrangement en forme de V. Les paramètres considérés sont : l'angle relatif d'arc, le pas relatif de rugosité et la hauteur relative de rugosité suivante ont été considérés comme 30° - 60° , 10 et 0.0213-0.0422, respectivement. Facteur d'amélioration du coefficient de frottement et le nombre de Nusselt ont été augmentés de 1.75 et 3.80, respectivement. Plus tard, Sahu et Prasad [50] ont analysé les rendements exergétiques du capteur solaire à air ayant des rugosités en forme d'arc. Saini et Saini ont étudié des paramètres similaires pour les mêmes gammes [49]. L'angle d'arc optimal et la hauteur relative de rugosité étaient respectivement de 30° et de 0.0422, ce qui donnait un rendement exergétique maximal de 56%. La géométrie de rugosité est montrée sur la Figure 1.20.

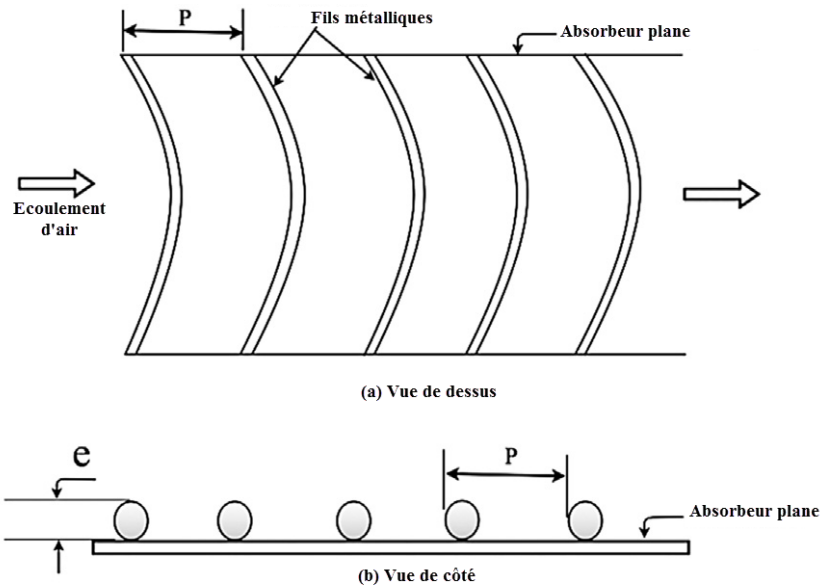


Figure 1.20 Rugosités en forme d'arc [49]

1.9.1.7. Fils métallique en forme multi-arc

L'effet des rugosités multi-arc sur le transfert de chaleur et la caractéristique de frottement ont été étudiés par différents chercheurs. Les investigations basées sur les fils métalliques multi arc sont présentées ci-dessous.

- *Fils métalliques en forme multi-arc continus*

En utilisant le concept de l'écoulement secondaire comme dans le cas de multiples rugosités en V, Singh et al. [51] ont étudié l'effet des arcs multiples (voir la Figure 1.21). Les paramètres considérés la hauteur relative de rugosité, le pas relatif de rugosité, l'angle d'arc et la largeur relative de rugosité ont été inclus dans l'étude expérimentale. Les gammes respectives étaient 0.018-0.045, 4-16, 30-75° et 1-7, respectivement. Le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt dus aux rugosités à arcs multiples ont été augmentés de 3.71 et 5.07 fois respectivement sur le conduit lisse. De plus, Singh et al. [49] ont analysé les performances thermo-hydrauliques de rugosités multi-arc. Le paramètre de performance thermo-hydraulique optimal a été trouvé égal à 3.4 à un angle d'arc de 60°, une largeur de rugosité relative de 5, un pas relatif de 8 et une hauteur relative de rugosité de 0.045.

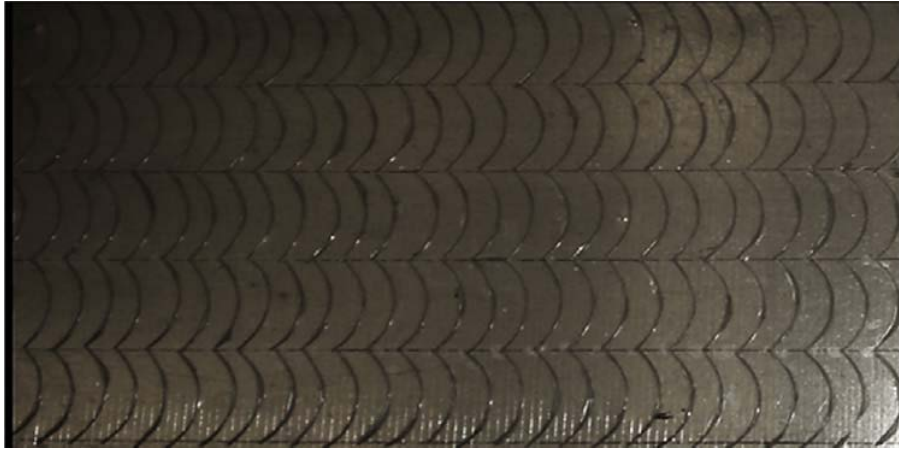


Figure 1.21 *Rugosités continues en forme d'arcs multiples* [51]

- *Fils métalliques en forme multi-arc discontinus*

Pandey et al. [53] ont introduit l'espace dans les fils métalliques multi arc (voir la Figure 1.22) de la même manière que dans le cas de fils métalliques multi V, étudiés par Kumar et al. [44,45]. La largeur relative et la position de l'espace ont été modifiées de 0.5 à 0.2 et de 0.25 à 0.85, respectivement, cependant, d'autres paramètres de rugosité étaient similaires à ceux pris en compte dans le cas des arcs continus à arcs multiples [51,52]. Le facteur maximal d'amélioration du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt ont été respectivement de 4.96 et 5.86, avec une largeur relative de 1 et la position d'espace de 0.65.

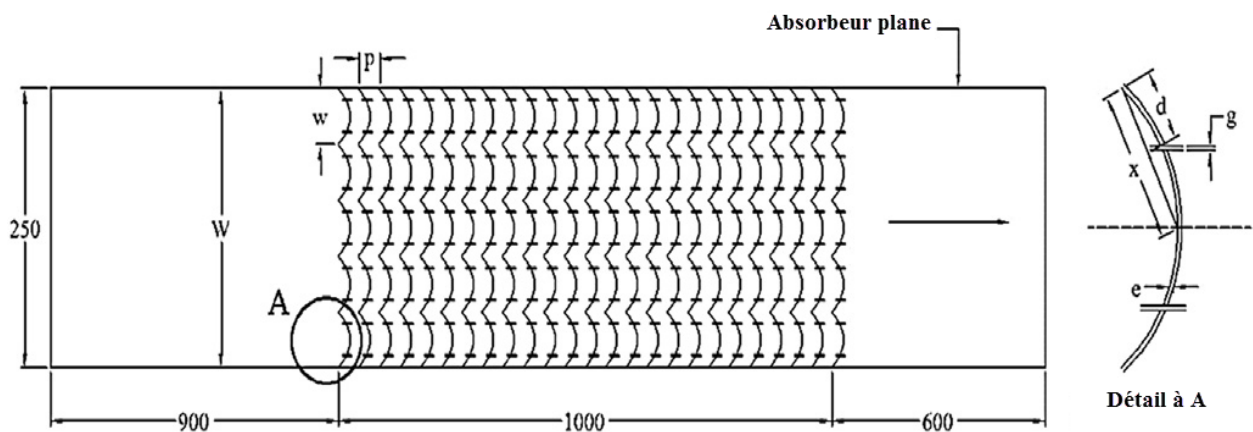


Figure 1.22 *Rugosités discontinues en forme d'arcs multiples* [53]

1.9.1.8. Grillage métallique étendu

Saini et al. [54] ont utilisé un grillage métallique étendu comme géométrie de rugosité (voir la Figure 1.23). Ils ont étudié l'effet de la longueur relative de la maille (l/e) et de la longueur relative de la maille (s/e) sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Ils ont rapporté une augmentation du coefficient de transfert thermique et un coefficient de frottement de l'ordre de 4 et 5 fois par rapport au conduit lisse correspondant à un angle d'attaque de 61.9° et 72° respectivement.

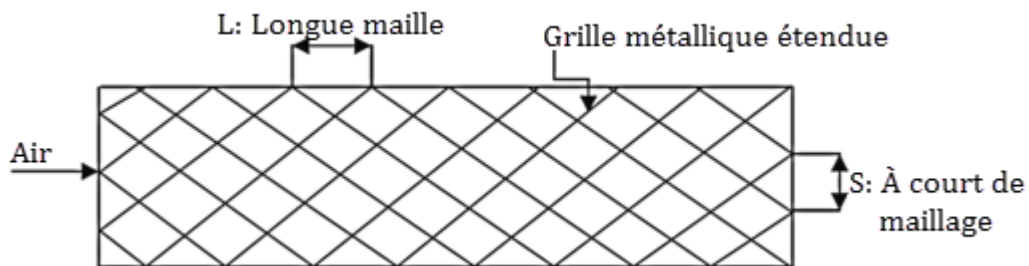


Figure 1.23 Rugosité de type grillage métallique étendu [54]

1.9.2. Nervures formées par usinage

1.9.2.1. Nervures en forme de cales

Bhagoria et al. [55] ont collecté des données de transfert de chaleur et de frottement pour la circulation forcée de l'air dans un conduit rectangulaire de capteur solaire à air avec une large paroi rendue rugueuse par des nervures transversales intégrées en forme de cale (voir la Figure 1.24). L'expérience a été réalisée dans la gamme du nombre de Reynolds de 3000 à 18000, la hauteur relative de rugosité de 0.015 à 0.033 et le pas relatif de rugosité de 12.12 à 60.17.

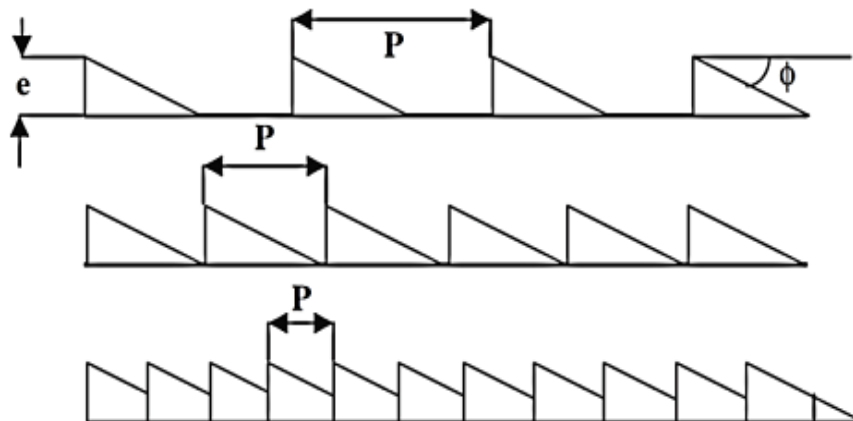


Figure 1.24 Nervure en forme de cale [55]

1.9.2.2. Nervure rainurée

Jaurker et al. [6] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement de la rugosité artificielle rainurée par nervures sur une large paroi chauffée d'un conduit de grand rapport d'aspect (voir la Figures 1.25). Il a été montré que le nombre de Nusselt peut être encore amélioré au-delà de celui du conduit nervuré tout en gardant l'amélioration du coefficient de frottement faible.

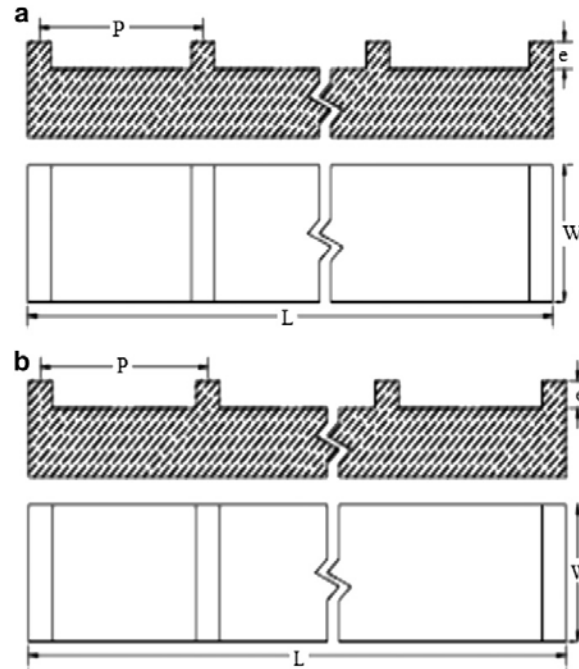


Figure 1.25 Géométrie de la rugosité de nervure rainurée [6]

1.9.2.3. Nervures chanfreinées

Karwa et al. [29] ont étudié l'effet de la nervure chanfreinée comme rugosité artificielle comme montré sur la Figure 1.26. L'angle de chanfrein de nervure considéré par l'étude (ϕ) de 15° à 18° , rapport d'aspect de conduit de 4.8-12, nombre de Reynolds de 3000-20000, hauteur relative de rugosité de 0.0141-0.0328 et pas relatif de rugosité de 4.5-8.5. Ils ont conclu deux et trois fois l'augmentation du nombre de Stanton et du coefficient de frottement respectivement. Le nombre de Stanton et le coefficient de frottement étaient tous deux les plus élevés pour un angle de chanfrein de 15° .

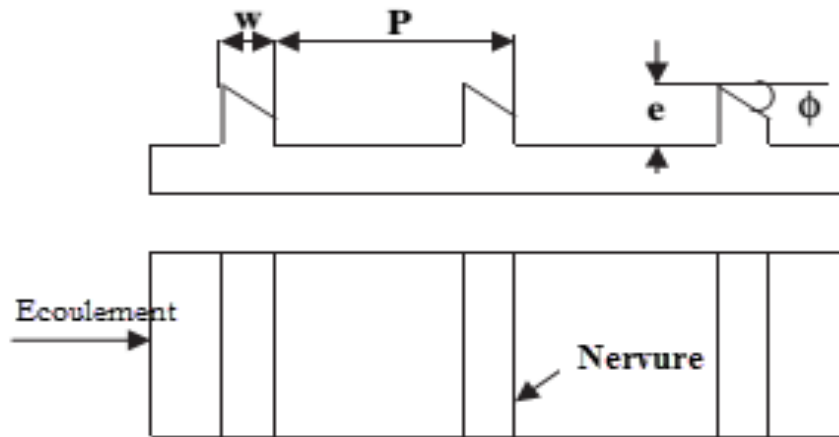


Figure 1.26 Rugosité en forme de nervures chanfreinées [29]

1.9.2.4. Nervures combinées avec d'autres formes de rugosités

Juarker et al. [6] ont étudié l'effet de la nervure combinée à la rainure dans la plaque absorbante, comme le montre la Figure 1.27. Les expériences ont été menées par les paramètres suivants ; position relative de la rainure par rapport au pas allant de 0.3 à 0.7, hauteur relative de rugosité allant de 0.0181 à 0.0363 et pas relatif de rugosité de 4.5 à 10. Le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt ont été augmentés respectivement jusqu'à 3.6 et 2.7 fois par rapport un canal lisse.

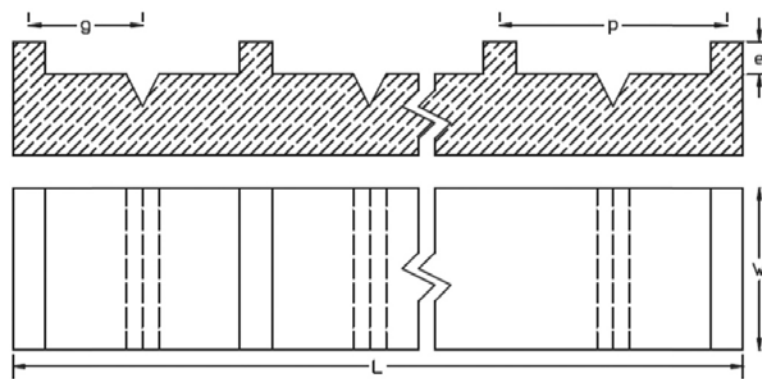


Figure 1.27 Nervures combinées avec rainure [6]

Layek et al. [56] ont exploré l'effet des nervures intégrées combinées avec la rainure. Bien que les nervures aient été utilisées en forme chanfreinée comme présenté sur la Figure 1.28. L'angle chanfreiné de nervure a été varié de 5° à 30° . La position de la rainure, le pas relatif de rugosité de la nervure et la hauteur relative de rugosité de la nervure ont également été varié dans les intervalles respectifs de 0.3-0.7, 4.5-10 et 0.022-0.4. Le facteur maximal d'amélioration du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt était respectivement de 3.74 et 3.24.

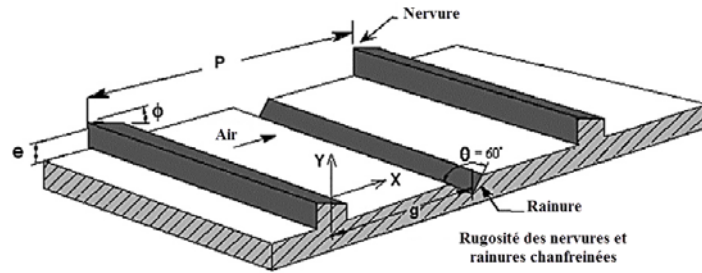


Figure 1.28 Rainure nervurée chanfreinée [56]

1.9.3. Rugosités en forme de Bosse (saillie)

La surface rugueuse générée par des rugosités en forme de bosse hémisphérique, d'abord employées par Saini et Verma [57]. Les rugosités en forme de bosse ont été générées de manière régulière, comme montré sur la Figure 1.29.a. L'étude a considéré les paramètres suivants : le pas relatif et la hauteur relative dans les gammes correspondantes de 8-12 et 0.018-0.037, respectivement. La combinaison du pas relatif de 10 et de la hauteur relative de 0.0379 fournit le nombre maximum de Nusselt, cependant, la combinaison du pas relatif de 10 et de la hauteur relative de 0.0289 fournit un coefficient de frottement minimum.

Bhushan et Singh [58] ont mené des expériences sur la rugosité en forme de bosse de manière décalée comme présenté sur la Figure 1.29.b. Les paramètres de rugosité considérés dans leur étude sont le diamètre relatif de rugosité de 0.147 à 0.367, la longueur relativement courte de 18.75 à 37.50, la longueur relative de 25.00 à 37.50, et une hauteur relative fixée de 0.03. Le facteur d'amélioration maximal du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt ont été respectivement de 2.2 et 3.8.

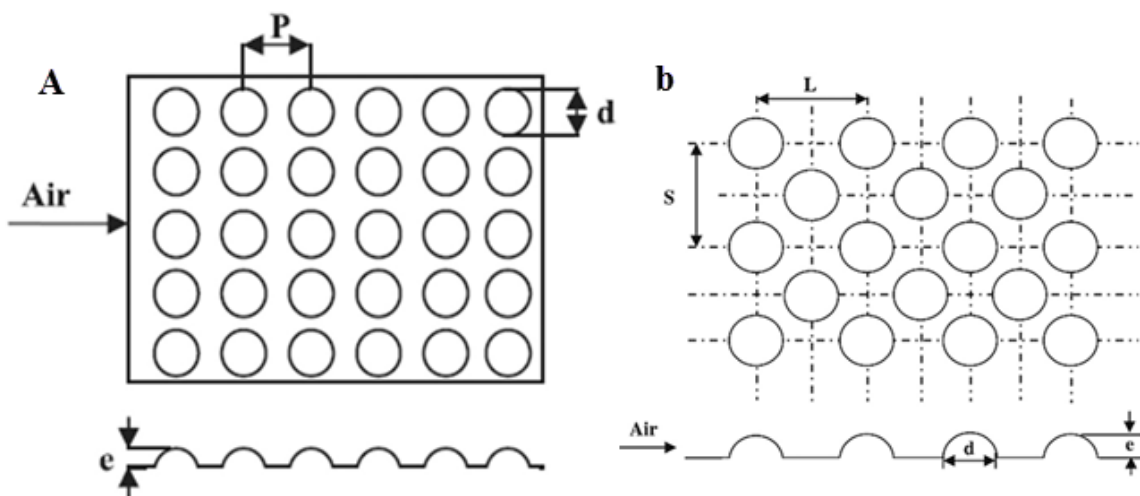


Figure 1.29 Rugosités en forme de bosse (a) manière régulière (b) manière décalée [57,58]

1.9.4. Rugosité sous forme d'obstacles (chicanes, ailettes)

Le but de l'introduction d'obstacles dans le conduit d'air est de créer un écoulement secondaire, un écoulement rotatif ou une turbulence, de façon à augmenter le coefficient de transfert de chaleur et donc la performance du conduit d'air. Divers obstacles formés, y compris des générateurs de tourbillons, des ailettes en forme de delta, des ailettes rectangulaires, des canettes peuvent être attachés et pliées afin de créer une turbulence dans le champ d'écoulement.

Torii et al. [59] ont étudié deux types d'arrangement (en quinconce et en ligne) de générateurs de vortex (tourbillon) de type ailette delta dans un échangeur de chaleur à tubes d'ailettes tel qu'illustré sur la Figure 1.30. Le transfert de chaleur a été augmenté de 10% à 30%. La perte de pression a été réduite de 55% à 34%. Mais, dans le cas d'un arrangement en ligne, il s'est avéré que l'augmentation était de 10% à 20% et la réduction de pression est de 15% à 8%.

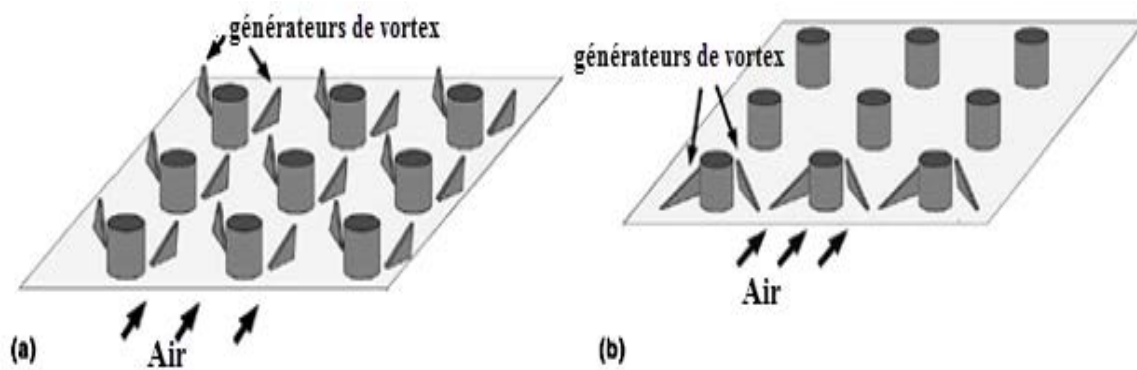


Figure 1.30 Rugosité sous forme tubes d'ailettes : (a) écoulement vers le bas et (b) écoulement vers le haut [59]

Zhou et Ye [60] ont étudié la performance thermo-hydraulique de l'ailette trapézoïdale courbée, comme le montre la Figure 1.31. Les résultats ont été comparés avec l'ailette rectangulaire, l'ailette trapézoïdale et l'ailette delta. Il a été observé que l'ailette trapézoïdale courbée et l'ailette delta avaient les meilleures performances thermo-hydrauliques dans une région d'écoulement entièrement turbulent. Cependant, l'ailette delta est meilleure dans la région d'écoulement laminaire et transitoire.

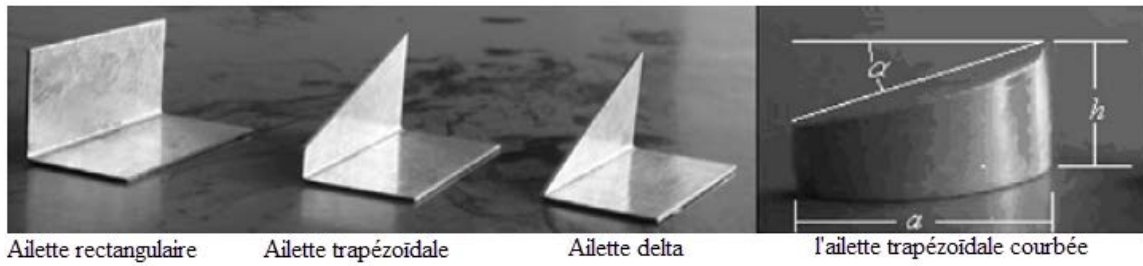


Figure 1.31 Générateurs de vortex (tourbillon) [60]

Promvonge et al. [71] ont étudié les effets des nervures combinées et des générateurs de tourbillons ailette delta pour l'écoulement d'air turbulent dans le conduit du capteur solaire à air comme montré sur la Figure 1.32. Dix paires d'ailettes delta ayant une hauteur de rugosité 0.4 ont été testées. Trois angles d'attaque de 60° , 45° et 30° . Il a été conclu que le nombre de Nusselt et les valeurs de coefficient de frottement pour les nervures et ailette delta combinés, se sont révélés beaucoup plus élevés que ceux de la nervure ou ailette delta seul.

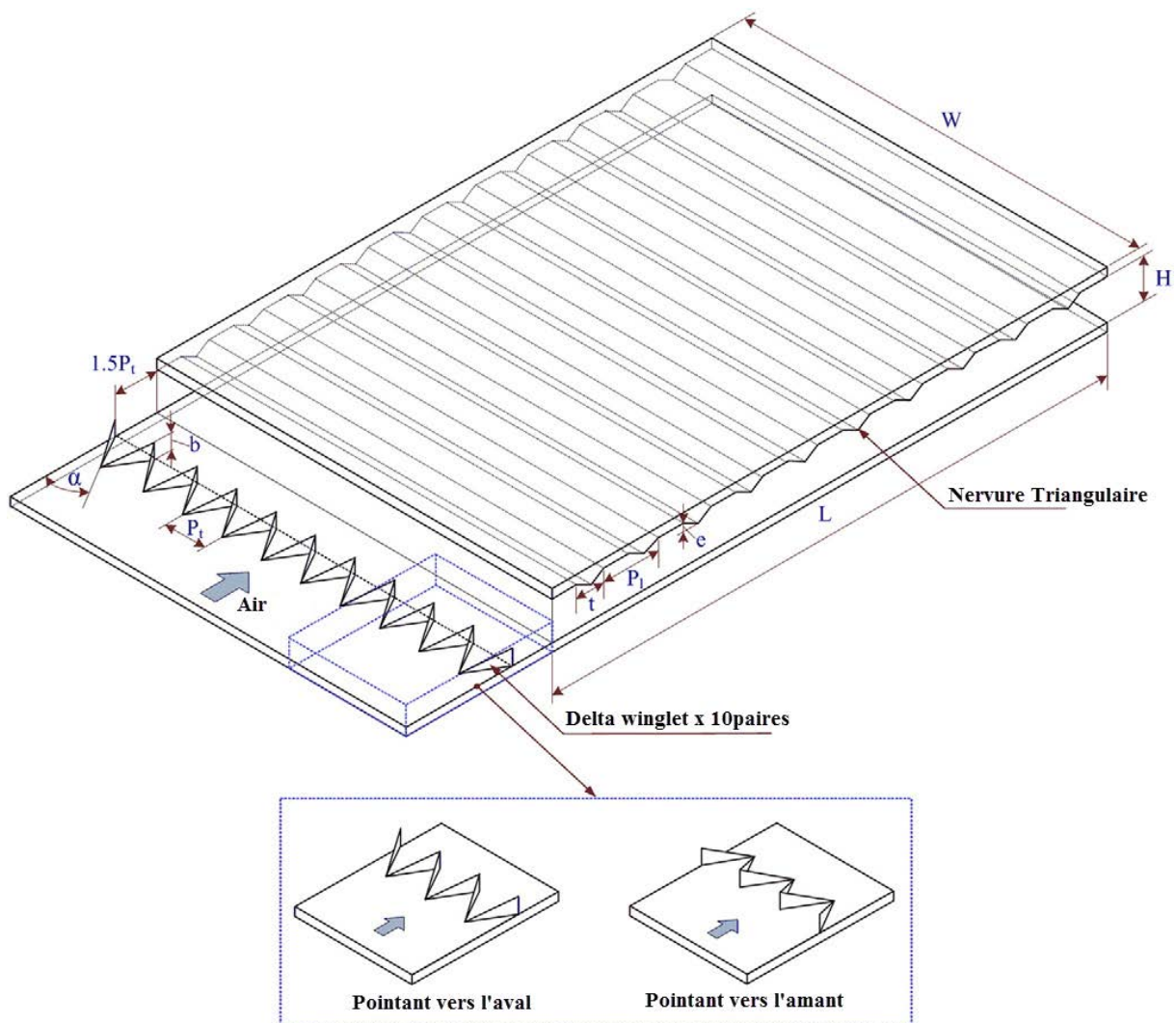


Figure 1.32 Nervures combinées avec ailette delta [71]

Bekele et al. [62] ont étudié l'effet des obstacles en forme de delta dans le conduit dynamique du capteur solaire à air comme indiqué sur la Figure 1.33. Le pas longitudinal (P_1/e) et la hauteur relative de l'obstacle (e/H) étaient les paramètres principaux $3/2$ à $11/2$ et 0.25 à 0.75 respectivement. Ces conduits montés sur les obstacles ont amélioré le transfert de chaleur de 3.6 fois par rapport au conduit lisse dans des conditions géométriques et d'écoulement similaires à $Re = 7276.82$, $P_1/e = 3/2$ et $e/H = 0.75$.

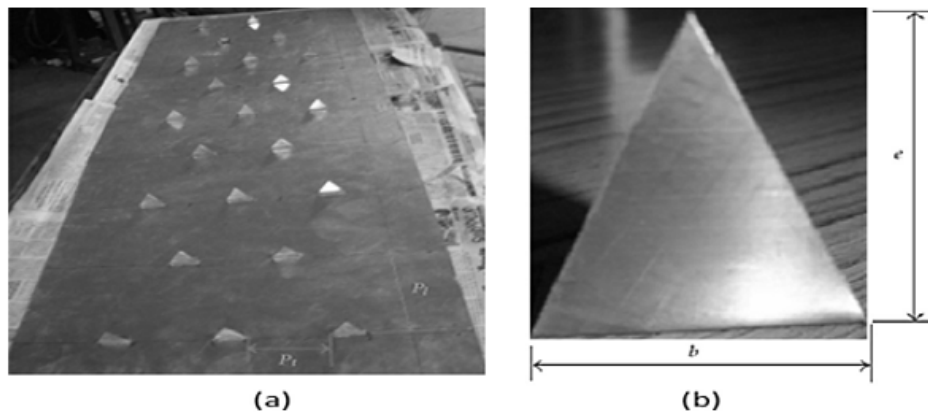


Figure 1.33 Obstacles en forme de delta montés sur une plaque [62]

Abene et al. [63] ont étudié le couple efficacité-température du capteur solaire plan à air en considérant plusieurs types d'obstacles disposés en rangées dans la veine d'air dynamique du capteur plan tel qu'illustré sur la Figure 1.34. Les différentes formes étudiées étaient transversales ogivales (OT), ogival plié incliné (OIF), tube cintré (WT), delta dans le sens de la longueur (WDL), longueur ogivale (WOL) et obstacles longitudinaux transversaux (TL). En comparant avec le collecteur sans obstacles (WO), les transferts thermiques et par conséquent la température de sortie et l'efficacité du collecteur ont été améliorés. Le résultat montre que l'introduction d'obstacles dans le canal d'air était un facteur très important pour l'amélioration des performances du capteur. Les pertes de charge étaient acceptables dans tous les cas en raison des espaces (E_t) et (E_l) entre les obstacles d'une même rangée et entre deux rangées successives d'obstacles.

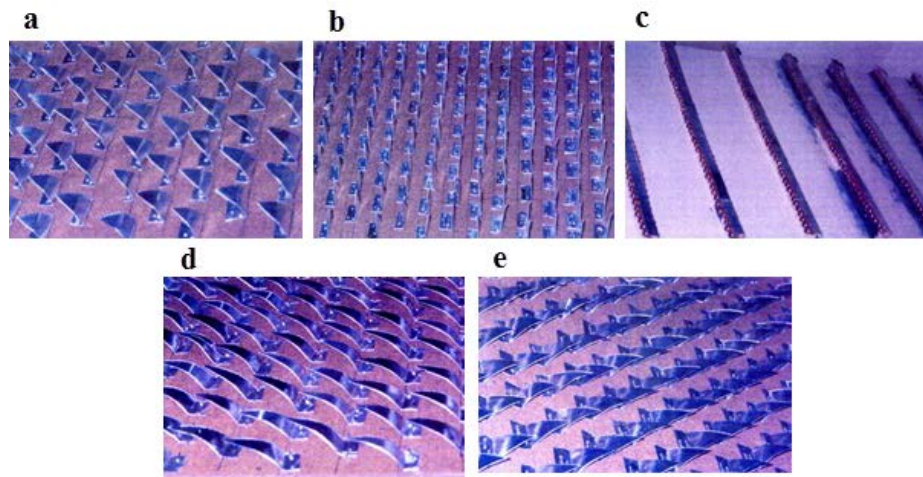


Figure 1.34 Géométrie d'obstacles : (a) OT ; (b) OIF1 ; (c) WT ; (d) WDL1 ; et (e) WOLI [63]

Ozgen et al. [64] ont étudié un dispositif d'insertion d'une plaque absorbante en aluminium dans le canal à double passage d'un capteur solaire à air plan. Trois plaques absorbantes différentes ont été conçues, à savoir le type I (boîtes en zigzag décalées), le type II (rangé dans l'ordre) et le type III (sans boîtes) sur la plaque absorbante (voir la Figure 1.35). Des tests ont été effectués pour des débits massiques d'air de 0.03 kg/s et de 0.05 kg/s. Les résultats montrent que le rendement le plus élevé a été obtenu pour le type I à 0.05 kg/s. Cette technique améliore sensiblement l'efficacité du collecteur en augmentant la vitesse du fluide et en augmentant le coefficient de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et l'air.

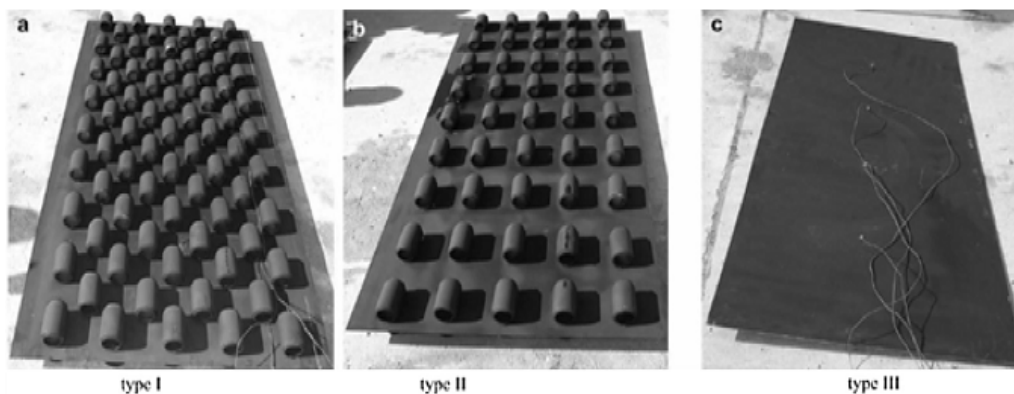


Figure 1.35 Boîtes d'aluminiums fixés sur la surface d'absorbeur [64]

Skullong et al. [65] ont analysé les performances thermiques d'un canal d'air solaire avec un générateur de vortex (tourbillon) combiné de rainures ondulées et à aile delta (WVG) (voir la Figure 1.36) fixé sur l'absorbeur avec nombre de Reynolds allant de 4800 à 23000. Le résultat expérimental révèle que les dispositifs combinés donnent une amélioration de performance thermique d'environ 37.7-46.3% supérieure à la rainure seule et également d'environ 1.5-12.5% au-dessus de la rainure combinée avec aile delta (WVG) non perforée.

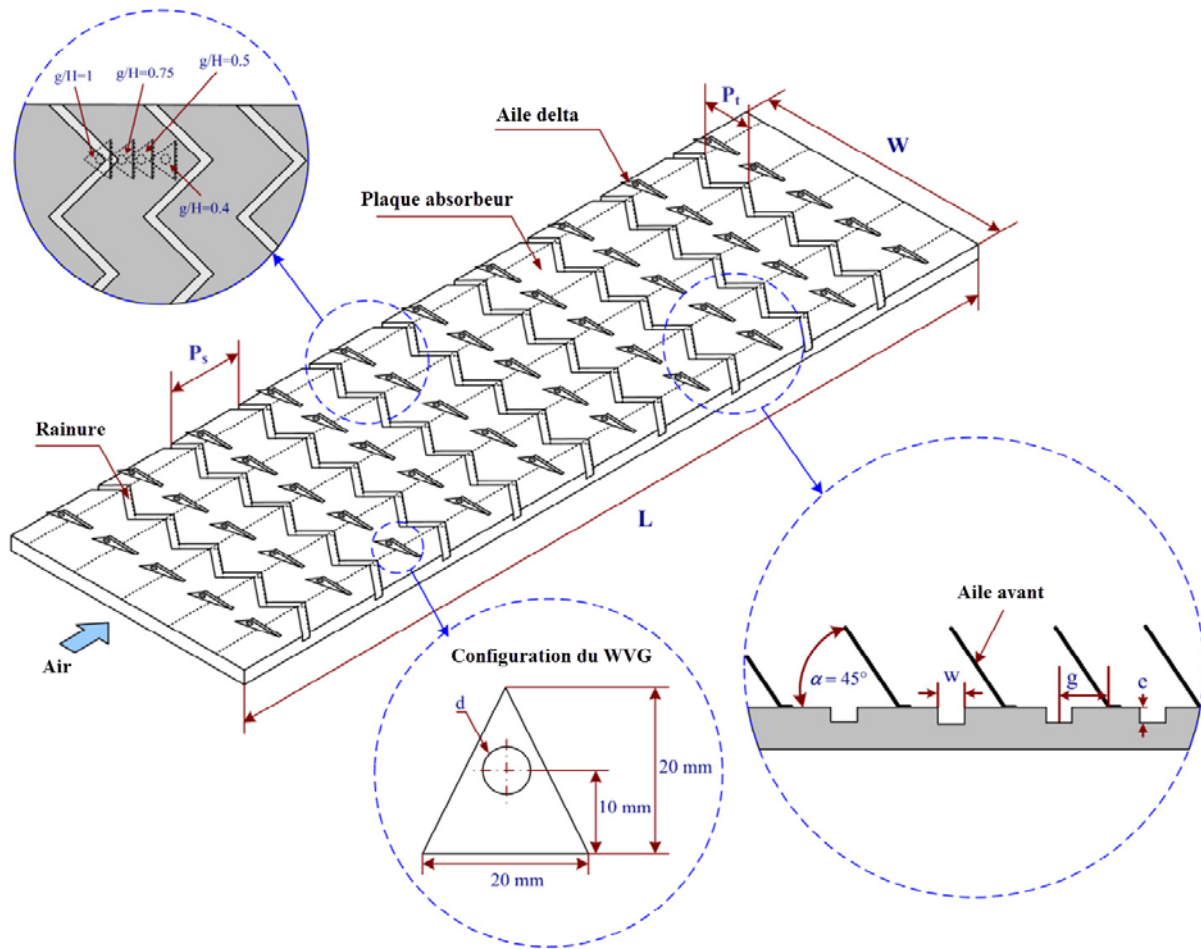


Figure 1.36 Générateur de vortex combiné à rainure ondulée et aile-delta [65]

Sawhney et al. [66] ont mené une étude expérimentale sur le nombre de Nusselt et coefficient de frottement d'un canal de capteur solaire à air rendu rugueux avec des générateurs de vortex ailette delta ondulés montés sur l'absorbeur (voir la Figure 1.37). Le nombre de Reynolds dans cette étude pris dans la gamme 4000 à 17300. Les paramètres étudiés des ailettes delta ondulées (φ) 3, 5 et 7 et (P_H/B_B) de 3, 4, 5 et 6, respectivement à α_a unique de 60° . La comparaison de l'arrangement en quinconce et en ligne révèle que l'arrangement en ligne produit un nombre de Nusselt élevé. L'amélioration maximale de nombre de Nusselt trouvé est de 223% sur l'absorbeur.

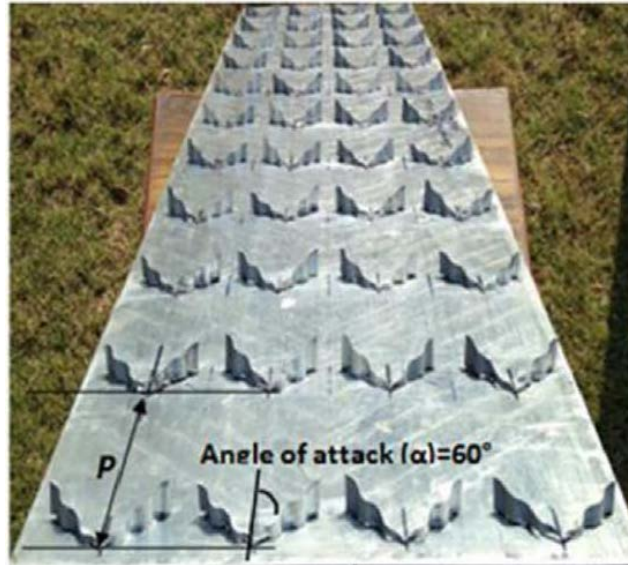


Figure 1.37 Ailes-delta ondulées [66]

Sripattanapipat et Promvongse [67] ont étudié le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dans un canal horizontal bidimensionnel équipé de deux chicanes transversales décalées en forme de diamant (voir la Figure 1.38). Le nombre de Reynolds allant de 100 à 600 pendant l'étude. Ils ont examiné les effets de différents angles de pointe des chicanes sur le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dans le canal et ont trouvé que le nombre de Nusselt pour une chicane en forme de diamant de 5° est 6% plus grand que celui sans chicane.

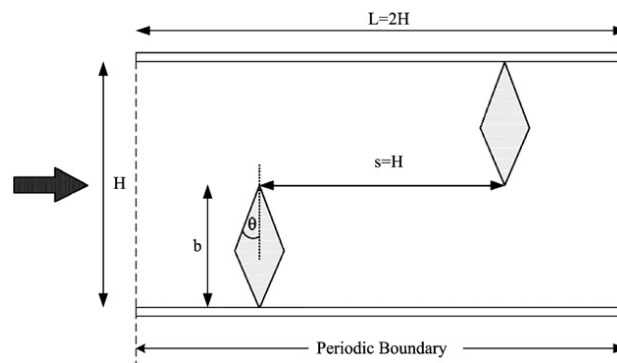


Figure 1.38 Chicanes en forme de diamant [67]

Hikmet Esen [68] a utilisé un capteur solaire à air à double écoulement pour étudier trois obstacles de différents types placés sur des surfaces d'absorbeur, comparés à la plaque d'absorbeur sans obstacles (voir la Figure 1.39). Le capteur dispose de trois plaques d'absorption pour faire trois passages pour l'air circulant à travers. Ils ont trouvé que tous les collecteurs avec des obstacles donnaient un rendement plus élevé que la plaque d'absorbeur sans obstacles et que les obstacles de type III avec un écoulement dans le passage donnaient le

rendement le plus élevé, soit 52.9%, pour un débit d'air de 0.02 kg/s. Il était environ 1.13 fois plus élevé celui sans obstacle.

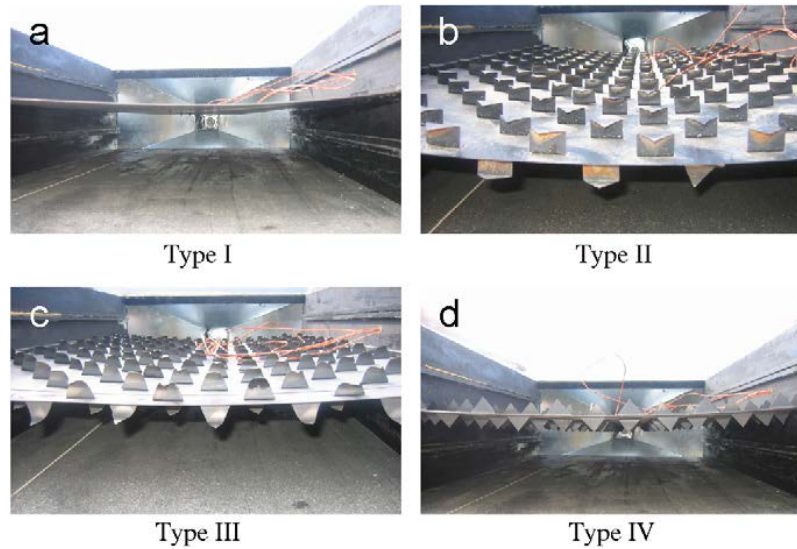


Figure 1.39 Types des différentes plaques absorbantes utilisées [68]

Gbaha [69] a étudié les chicanes en forme d'aile delta (voir la Figure 1.40), l'étude porte sur l'amélioration des performances, par introduction de chicanes dans la veine d'écoulement de fluide d'un capteur solaire plan à deux veines d'air, incliné de 55° . Le cas qui apparaît intéressant était celui dont les résultats sont meilleurs correspondent à la combinaison de 9 chicanes transversales avec 26 rangées de chicanes en ailes delta inclinées de 140° (par rapport à l'isolant) et d'angle d'apex de 60° . Le rendement est égale à 70% pour un débit d'air de $35\text{m}^3/\text{h.m}^2$, alors qu'il est de 39.8% pour le capteur sans chicanes, avec un écart de température de 82.7°C contre 23.3°C dans le cas du même capteur sans chicanes.

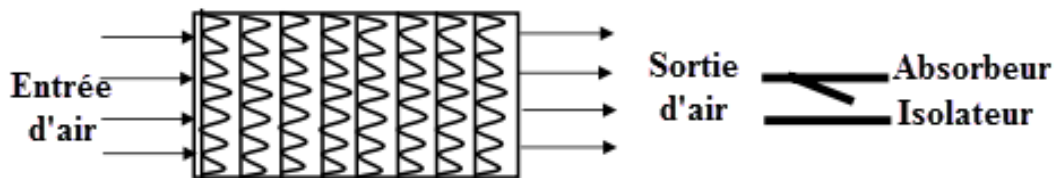


Figure 1.40 Collecteur avec des chicanes en forme d'aile delta [69]

1.9.5. Chicane perforées

Les chicanes de grande hauteur ont fournis un transfert de chaleur élevé avec une augmentation significative des pertes de charge. Une zone chaude a également été développée juste en aval des obstacles à la suite de la séparation de l'écoulement et de la recirculation autour de cette position. Cela peut conduire à un transfert de chaleur plus faible. Pour surmonter ce problème, des efforts ont été faits pour améliorer le transfert en mettant des perforations dans les obstacles. Les éléments de perforation permettent à une partie de l'écoulement de passer à travers cette perforation et ainsi les zones chaudes sont réduites.

Nuntadusit et al. [70] ont étudié le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement en utilisant la technique des cristaux liquides thermo-chromiques dans un canal avec six types d'obstacles transversales perforées comme montré sur la Figure 1.41. L'angle d'inclinaison de perforation ($\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$), l'emplacement du trou sur la chicane ($h=0.2 H, 0.5 H, 0.8 H$) ont été considérés comme les paramètres importants. Il a été constaté que le transfert de chaleur augmente immédiatement derrière l'obstacle en diminuant la hauteur du trou de la perforation. Ils ont constaté que le transfert de chaleur supplémentaire augmente avec des angles inclinés de la perforation des chicanes ($\theta = 15^\circ, 30^\circ$).

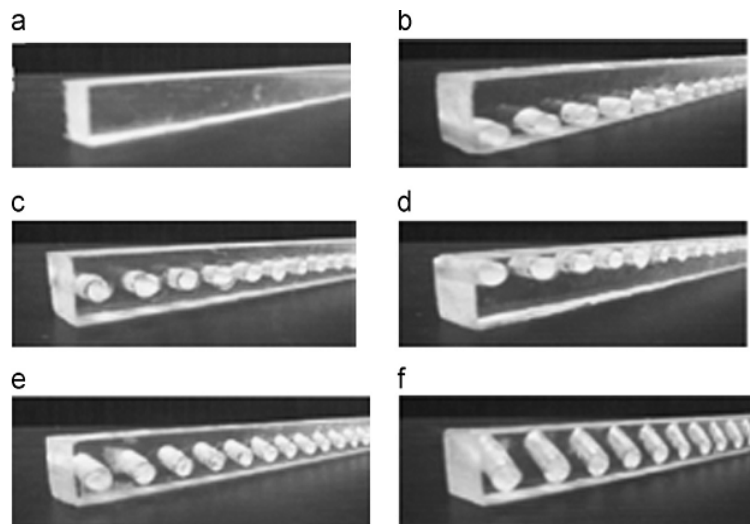


Figure 1.41 Géométrie des obstacles (a) solides, (b) droite perforée ($h = 0.2H$), (c) droite perforée ($h = 0.5H$), (d) droite perforée ($h = 0.8 H$), (e) perforée inclinée ($y = 15^\circ$) et (f) perforée inclinée ($y = 30^\circ$) [70]

Les formes des trous affectent les caractéristiques du transfert de chaleur et de frottement. Cinq types différents de formes de trou faites dans le plexiglas comme montré sur la Figure 1.42 ont été étudiés par Buchhlin [71]. Une combinaison de chicanes ayant un rapport de pas

de 5 avec un rapport de surface ouverte de 0.53 s'est révélée être une géométrie efficace pour le transfert de chaleur.

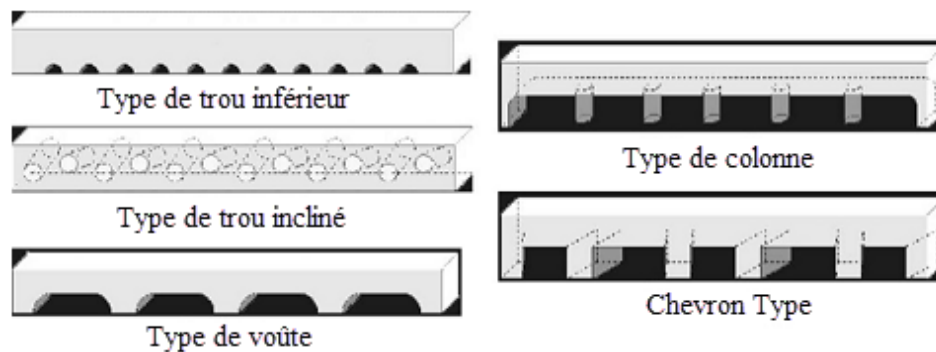


Figure 1.42 Schéma des chicanes perforées [71]

Shin et Kwak [72] ont étudié l'effet de la forme du trou de la paroi des obstructions sur le transfert de chaleur dans le passage d'écoulement. Cinq formes de trous étroites, larges et circulaires comme montré sur la Figure 1.43 ont été testées. Il a été observé que la paroi de blocage avec des trous plus larges fournissait un coefficient de transfert de chaleur plus uniforme et un facteur de performance thermique plus élevé.

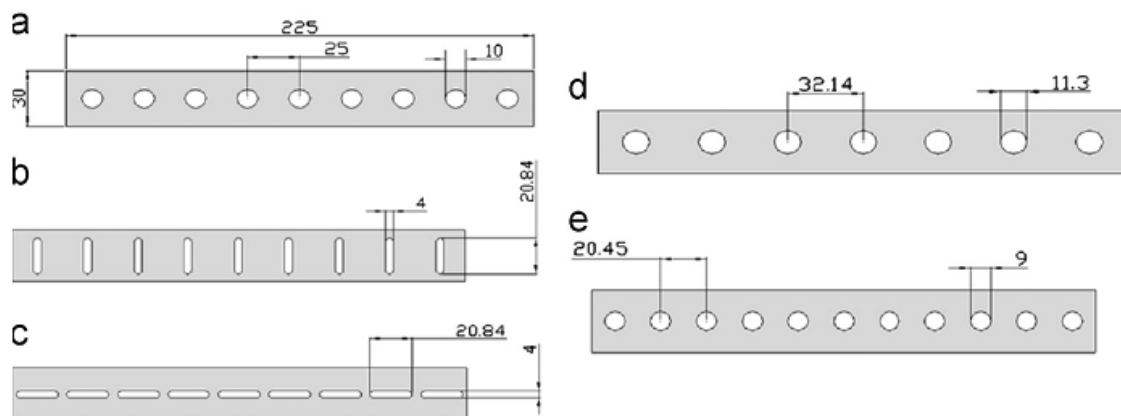


Figure 1.43 Obstacle du trou (a) trous circulaires, (b) trous étroits, (c) trous larges, (d) trous circulaires 7 et (e) trous circulaires 11 [72]

Karwa et Maheshwari [73] ont étudié les chicanes entièrement et à moitié perforés (voir la Figure 1.44) couvrant le nombre de Reynolds allant de 2700 à 11150. L'amélioration maximale des nombres de Nusselt pour les perforations complètes et les perforations à moitié ont été respectivement de 169% et 274%. Des chicanes semi-perforées ayant un pas relatif de 7.2 se sont avérées avoir une amélioration maximale de performance d'environ 75% par rapport à un conduit lisse pour une puissance de pompage égale.

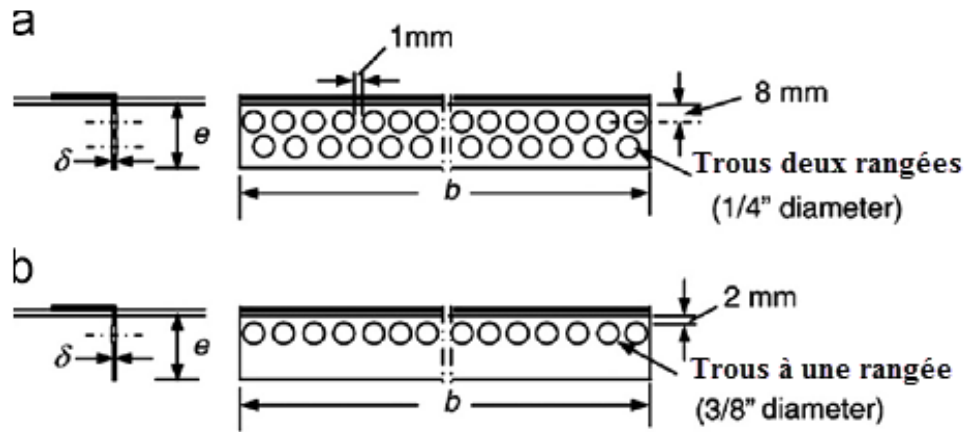


Figure 1.44 *Chicanes à moitié perforés et entièrement perforés* [73]

Alam Tabish et al. [74] étudient l'effet de la circularité des trous de perforation dans les obstacles en forme de V sur les caractéristiques de chaleur et du coefficient de frottement du conduit rectangulaire d'un capteur solaire à air. Il a créé un trou sur l'obstacle en forme de V de forme circulaire au carré représenté sur la Figure 1.45. Avec un pas relatif variable de 4 à 12, une hauteur relative de blocage de 0.4 à 1.0, un rapport aire ouverte de 5% -20%, angle d'attaque 30° - 75° , aussi l'expérience a été faite pour un nombre de Reynolds compris entre 2000 et 20000. Cette plaque absorbante est exposée à un flux de chaleur uniforme. Enfin, des trous de perforation non circulaires donnés un transfert de chaleur plus élevé par rapport au trou circulaire. Le taux maximal de transfert de chaleur et le coefficient de frottement sont de 60° . La valeur la plus élevée du nombre de Nusselt est trouvée pour un rapport de pas $P/e = 8$, et $f = 4$.

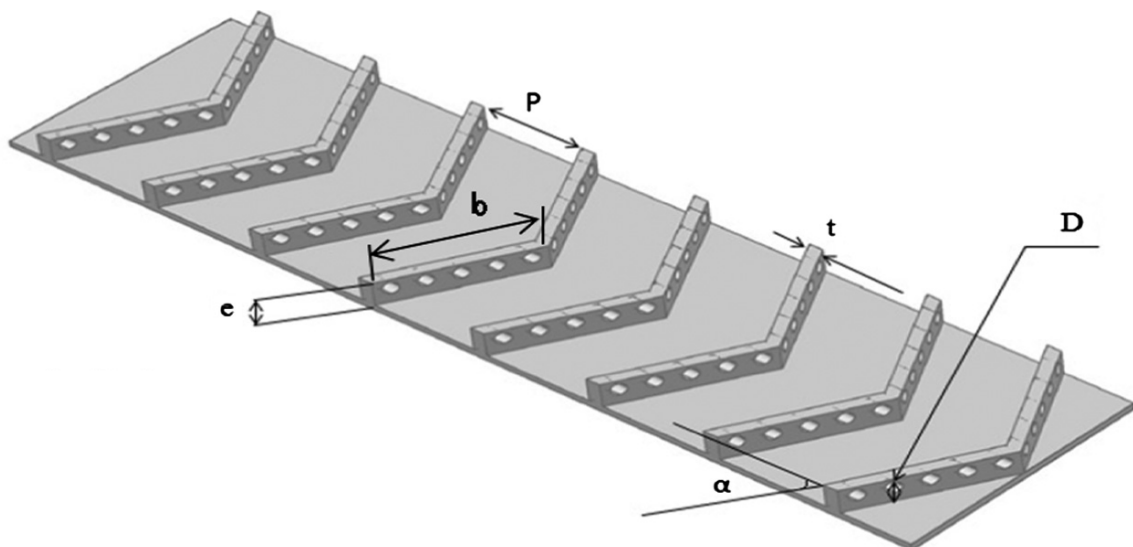


Figure 1.45 *Obstacles en forme de V avec trou sur la surface d'absorbeur* [74]

1.9.6. Absorbeur en tôle pliée (modèle en chevrons/ zigzag)

El Sawi et al. [75] ont utilisé une nouvelle technologie du procédé de pliage continu de feuilles. Cette nouvelle technologie a montré une application réussie dans la conception et la fabrication d'un nouveau capteur solaire à air avec un absorbeur en feuilles pliées à motif chevron. Les résultats expérimentaux ont montré que cet absorbeur à motif de chevrons a une amélioration de 20% du rendement thermique et une augmentation d'environ 10°C de température à certaines gammes du débit massique. En outre, une comparaison théorique était effectuée entre les absorbeurs à plaques planes à zigzag et à chevrons (voir la Figure 1.46). Ils ont trouvé que le motif en chevrons a une efficacité thermique supérieure de 10% et 20% par rapport au zigzag et aux absorbeurs plats respectivement.

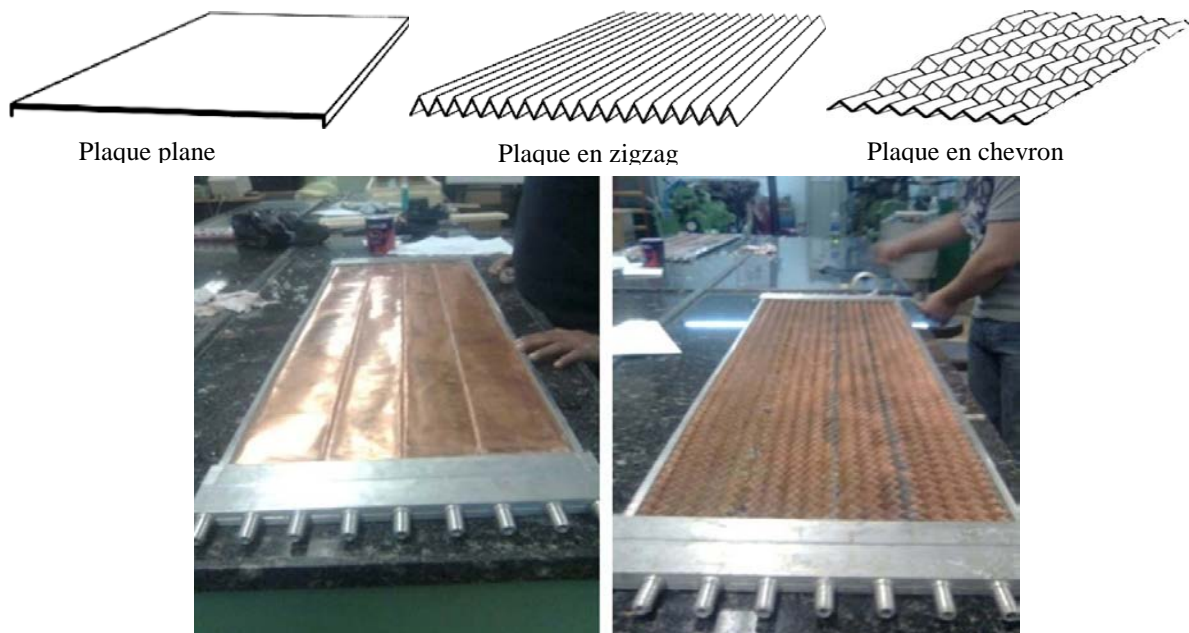


Figure 1.46 Les trois types de plaques absorbantes [75]

Karim et al [76] ont étudié les performances thermiques d'une plaque plan, en V ondulé (zigzag) et collecteurs d'air à ailettes. Ils ont conclu que le collecteur à absorbeur en V ondulé (voir la Figure 1.48) est le collecteur le plus efficace et que le collecteur à plaque plate est le moins efficace. Ils ont également constaté que le collecteur en V ondulé avait un rendement supérieur de 7% à 12% à celui des collecteurs à plaque plate. Les conditions optimales des trois collecteurs sont étudiées ; où, le rendement thermique du collecteur en V ondulé est d'environ 70% pour un débit de 0.031 kg/m²s.

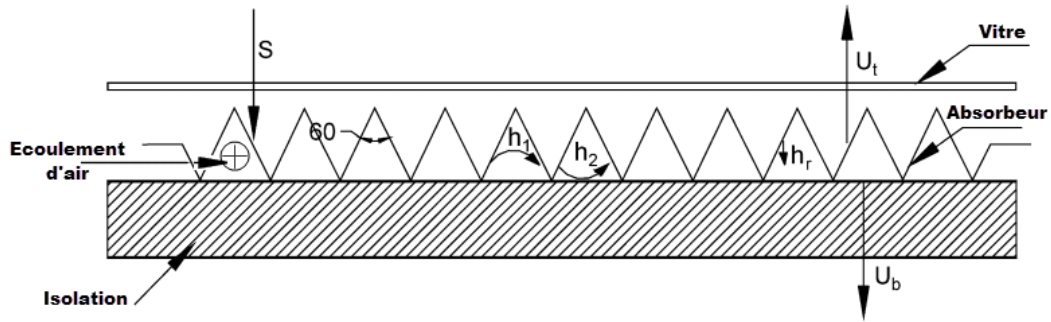


Figure 1.47 Collecteur à absorbeur en V ondulé [76]

Conclusion

Cette étude synthèse bibliographique basée sur l'analyse de différents documents rencontrés dans la littérature nous a permis de dire que l'utilisation de la rugosité artificielle sur la surface de l'absorbeur est une technique efficace pour améliorer le transfert de chaleur du fluide circulant dans le conduit dynamique d'un capteur solaire à air. Les capteurs solaires à air artificiellement rugueux ont un taux de transfert de chaleur amélioré par rapport aux capteurs solaires à air lisses. L'un des objectifs principaux de cette recherche bibliographique est d'étudier les méthodes de l'amélioration des performances thermiques des capteurs solaires plans à air. Ceci dépend de plusieurs techniques. Telles que, les techniques d'amélioration de surface et des composés. La technique la plus utilisée est celle liée aux rugosités artificielles.

Il a été trouvé que les géométries de rugosité utilisées dans les capteurs solaires à air sont de divers types en fonction des formes, de la taille, de l'arrangement et des orientations sur la plaque d'absorbeur. Le plus important dans l'étude d'optimisation des formes de ces obstacles est de trouver quelles sont les combinaisons qui permettent un meilleur gain de chaleur conduisant à un compromis idéal entre rendements et pertes de charge.

CHAPITRE 2

Approche numérique

Introduction

Dans ce chapitre, le concept de dynamique des fluides numériques (CFD) et l'utilisation de l'outil informatique pour le présent travail sont expliqués. Des modèles CFD ont été développés pour étudier le comportement d'écoulement et les performances thermiques du capteur solaire à convection forcée en présence des rugosités artificielles. L'objectif de ce travail est de comparer expérimentalement avec le travail de CFD effectué en ce qui concerne la performance thermique et hydraulique à l'intérieur du canal mobile du capteur solaire plan à air. Nous avons commencé en premier lieu à présenter la géométrie du problème considéré et les modèles mathématiques qui caractérisent le phénomène d'un écoulement turbulent ainsi que le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des rugosités artificielles (chicanes). En second lieu, nous présentons la résolution numérique du problème. Nous utilisons Ansys 16.0, avec Gambit pour toute la mise en place des cas à étudier : construction de la géométrie et le maillage, Fluent pour la résolution et traitement. Le calcul en question est exécuté sur une machine HP Z6 G4 Workstation avec un processeur Intel(R) Xeon(R) Silver 4114 CPU @ 2.20 GHz et de 16.0 Go de mémoire vive.

2.1. Description de la géométrie

L'utilisation de la simulation numérique CFD nous permet de modéliser le comportement hydraulique et thermique d'un écoulement de fluide à l'intérieur de canal mobile d'un capteur solaire plan à air. Ce canal mobile prend une forme rectangulaire comprise entre deux plaques. La plaque inférieure est considérée comme plaque isolante (adiabatique), la plaque supérieure est considérée comme plaque absorbante (absorbeur) qui génère un flux de chaleur par contre les autres plaques latérales isolantes sont supposées.

Les détails géométriques du domaine de calcul tridimensionnel du système de chauffage à air solaire pris en considération pour l'analyse numérique sont présentés sur la Figure 2.1. Le domaine de calcul se compose seulement du fluide de travail, c'est-à-dire de l'air qui coule à l'intérieur du conduit. La Figure décrit un canal rectangulaire de longueur $L=0.85$ m, largeur $W=0.45$ m et de hauteur $h=0.025$ m, et des chicanes de forme d'aile delta courbée longitudinalement placés sur la plaque supérieure du canal. La plaque supérieure est soumise à un flux de chaleur constant $900\text{W}/\text{m}^2$.

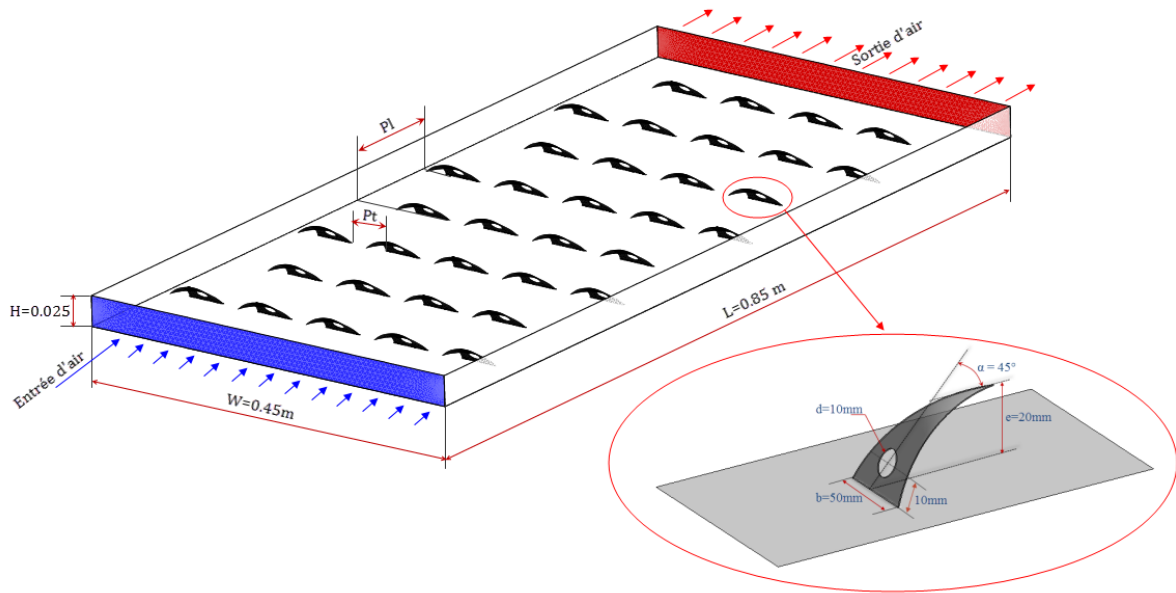


Figure 2.1 Schéma du canal mobile

2.2. Modèles mathématiques

Le meilleur modèle mathématique, disponible jusqu'à ce jour, pour décrire les différents phénomènes thermo-hydrauliques, aussi complexes soient-ils, rencontrés dans la majorité des problèmes de l'industrie des systèmes thermo-hydraulique, est le système d'équations de Navier Stokes. Les équations de Navier-Stokes restent mathématiquement d'un formalisme particulièrement ardu. Il s'agit en effet d'équations aux dérivées partielles non linéaires en fonction du temps et d'espace. Aucun cadre général n'existant pour ce genre de problème, des hypothèses simplificatrices sont formulées afin d'obtenir des modélisations abordables mathématiquement.

L'étude de la dynamique et thermique des fluides est basée sur le système d'équations de Navier Stokes qui sont le principe de conservation de la masse, le principe de conservation de la quantité de mouvement et le principe de conservation de l'énergie. Celles-ci permettent d'établir des relations entre des variables qui, dans le cas général, sont la masse volumique, la température, les trois composantes de la vitesse et la pression. Ces variables sont toutes fonctions des coordonnées de l'espace et du temps.

2.2.1. Équations générales gouvernantes

L'expression mathématique de l'équation générale de transport de l'écoulement d'une variable générale ϕ peut s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi\vec{v}) = \nabla(\Gamma_\phi \nabla\phi) + S_\phi \quad (2.1)$$

L'équation (2.1) est utilisée comme point de départ pour les procédures de calcul dans la méthode des volumes finis (CFD). L'étape clé de la méthode des volumes finis est l'intégration de l'équation (2.1) sur un volume de contrôle. Nous obtenons alors la forme suivante [77] :

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_V \nabla(\rho\phi\vec{v}) dV = \int_V \nabla(\Gamma_\phi \nabla\phi) dV + \int_V S_\phi dV \quad (2.2)$$

En utilisant le théorème de la divergence de Gauss, l'équation (2.2) devient :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\phi dV}_{\text{Instationnaire}} + \underbrace{\int_A \rho\phi v dA}_{\text{Convection}} = \underbrace{\int_A \Gamma_\phi \nabla\phi dA}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{Génération}} \quad (2.3)$$

L'équation (2.3) est l'équation de transport générale qui peut être facilement transformée en équation d'écoulement ou d'énergie par la variable générale ϕ . Si ϕ peut être égale à 1, u , v , w , ou T alors l'équation de transport peut être identifiée respectivement comme l'équation de conservation de masse, l'équation de quantité de mouvement suivant X, l'équation de quantité de mouvement suivant Y, l'équation de quantité de mouvement suivant Z ou l'équation de l'énergie dans le système de coordonnées cartésiennes.

Généralement, en prenant les valeurs de ϕ et en choisissant des valeurs adéquates pour le coefficient de diffusion (Γ) et le terme source (S), nous obtenons la formulation mathématique régissant le mouvement d'un fluide.

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

- 1- La loi de conservation de masse (équation de continuité)

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.4)$$

2- La loi de conservation de quantité de mouvement (équation de Navier-Stokes)

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \vec{F} \quad (2.5)$$

3- La loi de conservation d'énergie (équation d'énergie)

$$(\rho C_p)_f \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (K_f \nabla T) + q'' + \mu \Phi \quad (2.6)$$

Où \vec{F} représente les forces volumiques, Φ est la dissipation visqueuse et \vec{V} le vecteur de la vitesse en coordonnées tridimensionnelles.

2.2.2. Hypothèses de travail

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit le phénomène physique étudié de ce problème, on suppose :

- L'écoulement est considéré comme stationnaire ;
- L'écoulement et le transfert de chaleur sont tridimensionnels (3D) ;
- Le régime d'écoulement est supposé complètement turbulent ;
- L'air qui est le fluide caloporteur est Newtonien et incompressible ;
- Les propriétés physiques des milieux fluides et solides sont constantes ;
- Le flux de la source de chaleur est constant dans le temps ;
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit :

2.2.3. Equation de la continuité :

Cette équation est déduite du principe de la conservation de masse. Elle s'exprime selon Patankar et Spalding [77], sous forme tensorielle :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2.7)$$

où $j = 1, 2, 3$: indice de sommation

Pour un écoulement incompressible ($\rho = \text{constante}$) on obtient : $\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0$

2.2.4. Equation de la quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit selon Patankar et Spalding [77], sous forme tensorielle comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.8)$$

Où :

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

$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j}$: Représente le taux de transport de la quantité de mouvement suivant la direction

(i), par mouvement du fluide.

F_i : Représente les forces de volume suivant la direction (i).

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$: Représente les forces dues à la pression.

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

L'équation (2.8) n'est autre que les équations de Navier-Stokes, qui représentent la conservation de la quantité de mouvement d'un fluide visqueux incompressible pour le régime transitoire.

2.2.5. Equation de l'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit, selon Patankar et Spalding [77] :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q + \mu \Phi \quad (2.9)$$

Où :

ρ : La masse volumique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

k : La conductivité thermique.

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

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

2.2.6. Les modèles de turbulence adoptés pour notre problème

La sélection des modèles physiques : en fait, ce sont rarement les équations exactes de Navier Stokes qui sont à l'origine des modèles CFD parce que la résolution des équations exactes serait trop coûteuse en temps de calcul comme c'est le cas pour la turbulence. Ce sont donc des équations approchées qui sont proposées pour décrire les phénomènes physiques et l'ensemble de ces équations constitue un « modèle ». Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes afin de fermer le problème : on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également trois grandes catégories de modèles de turbulence qui sont des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques. Et qui sont très utilisés, à savoir : (D.N.S : Direct Numerical Simulation) la simulation numérique directe, (L.E.S : Large Eddy Simulation) la simulation à grande échelle et (RANS : Reynolds average Navier-Stocks) les modèles moyennés de Reynolds. Les modèles de turbulence les plus utilisés à l'heure actuelle dans les codes CFD sont les modèles à deux équations de transport.

Pour notre simulation en régime turbulent, nous allons utiliser deux modèles à deux équations de transport à savoir : $(k - \varepsilon)$ RNG, et $(k - \omega)$ SST. Ces modèles sont plus élaborés, plus généraux et plus utilisés en pratique. Les modèles à une et à deux équations utilisent des équations aux dérivées partielles pour atteindre le même but.

2.2.6.1. Modèle de turbulence $(k - \varepsilon)$ RNG

Le modèle $(k - \varepsilon)$ RNG (Renormalization Group Theory) est également un modèle de turbulence à deux équations, et constitue une version améliorée du modèle Standard. Le modèle $(k - \varepsilon)$ RNG a été dérivé des équations instantanées de Navier-Stokes, à la différence qu'il utilise une technique appelée théorie des groupes de renormalisation décrite par Yakhot et Orszag [78]. Cette dérivation produit un modèle avec des constantes différentes de celles utilisées dans le modèle standard k-epsilon et ajoute également de nouveaux termes aux équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente et sa dissipation. L'effet du tourbillon est également pris en compte dans le modèle $(k - \varepsilon)$ RNG, ce qui améliore la précision des écoulements tourbillonnants. Une formule analytique pour les nombres de Prandtl turbulents est fournie dans ce modèle, tandis que le modèle standard repose sur des valeurs constantes propres à l'utilisateur. Enfin, en supposant un traitement approprié de la région proche de la paroi, le modèle $(k - \varepsilon)$ RNG utilise une formule différentielle calculée analytiquement pour la viscosité turbulente effective qui prend en compte les écoulements à faible nombre de Reynolds. Le modèle $(k - \varepsilon)$ RNG est donc plus précis et plus fiable que le modèle $(k - \varepsilon)$ standard pour une gamme de débits plus large.

En conséquence de ces différences, les équations de transport apparaissent comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon + G_b \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon \quad (2.11)$$

Le terme R_ε , est le terme additionnel propre au modèle RNG :

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (2.12)$$

Avec $\eta = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} k / \varepsilon$, $\beta = 0.012$ et $\eta_0 = 4.38$

σ_k et σ_ε sont les inverses des nombres de Prandtl effectif pour (k) et (ε) respectivement, et les constantes de ce modèle sont données par :

$$C_{\mu} = 0.0845, C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68, C_{3\varepsilon} = 1.8, \sigma_k = 1.393, \sigma_\varepsilon = 1.393$$

2.2.6.2. Modèle de turbulence ($k - \omega$) SST

Le modèle ($k - \omega$) SST (*Shear Stress Transport*) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle ($k - \omega$) *Standard*. Il a été développé par Menter [79] en utilisant le modèle ($k - \omega$) *Standard* et un modèle ($k - \varepsilon$) transformé. La principale différence réside dans la manière dont le modèle calcul de la viscosité turbulente pour tenir compte du transport de la contrainte de cisaillement turbulente principale. Ce modèle intègre également un terme de diffusion croisée dans l'équation et une fonction de fusion pour permettre un calcul correct des zones proches des parois et des champs lointains. La fonction de mélange déclenche le modèle ($k - \omega$) *Standard* dans les régions proches des parois et déclenche le modèle de type ($k - \varepsilon$) dans les zones éloignées de la surface. Ces différences rendent le modèle ($k - \omega$) SST plus précis pour une plus grande variété de flux que le modèle standard.

Similaire au modèle ($k - \omega$) *Standard*, les équations de transport pour k et ω sont légèrement modifiées et sont données par ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + D_\omega - Y_\omega \quad (2.14)$$

\tilde{G}_k : représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne.

G_ω : représente la génération de (ω).

Γ_k, Γ_ω : représentent les diffusivités effectives de (k) et (ω) respectivement.

Y_k, Y_ω : représentent les dissipations de (k) et (ω) respectivement.

D_ω : représente le terme de diffusion croisée.

2.2.7. Choix du modèle de turbulence

L'un des défis les plus complexes dans le domaine de la physique classique a été et reste la description complète et précise de l'écoulement turbulent des fluides. Jusqu'à jour, aucun modèle de turbulence n'est universellement reconnu supérieur aux autres pour toutes les classes de problème. Le choix du modèle de turbulence va dépendre de considérations telles que la physique de l'écoulement, la pratique établie pour une classe de problèmes spécifiques, le niveau de précision requis, le temps de calcul et la place mémoire disponible pour la simulation. Pour choisir le modèle le mieux adapté à notre application, il est important de connaître les limites de chacun des modèles de turbulence des codes (CFD). Quand cela est possible, une comparaison de résultats numériques obtenus à partir de différents modèles avec des résultats expérimentaux reste une aide dans le choix du modèle le plus approprié. Un certain nombre d'études expérimentales et CFD menées sur des rugosités artificielles pour leur analyse de performance ont été rapportées dans la littérature, nous avons résumé quelques travaux dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Récapitulatif de modèles de turbulence employés lors de la simulation du transfert de chaleur dans les capteurs solaire plan à air.

Auteurs	Modèles de turbulence	Remarques
Chaube et al. [80]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent 6.1 ▪ Modèles de turbulence : SST (k-ω) ▪ Maillage : rectangulaire non-uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Prashant et al. [81]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : CFX ▪ Modèles de turbulence : SST (k-ω) ▪ Maillage : hexaédrique uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Boukadoum et Benzaoui [82]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD ▪ Modèles de turbulence : SST (k-ω) ▪ Maillage : non-uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Peng et al. [83]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent 6.3.26 ▪ Modèles de turbulence : SST (k-ω) ▪ Maillage : rectangulaire uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Kumar et Saini [84]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent 6.3.26 ▪ Modèles de turbulence : RNG (k-ϵ) ▪ Maillage : non-uniforme 	Bonne concordance
Karmare et Tikekar [85]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent 6.2.16 ▪ Modèles de turbulence : Standard (k-ϵ) ▪ Maillage : non-uniforme 	Les résultats d'analyse donnent le bon accord
Yadav et Bhagoria [4-87]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent 12.1 ▪ Modèles de turbulence : RNG (k-ϵ) ▪ Maillage : rectangulaire uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Rajput [88]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Modèle de turbulence : RNG (k-ϵ) ▪ Maillage : non-uniforme ▪ Maillage : uniforme 	Bon accord avec les résultats expérimentaux
Sharma et Thakur [89]	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Code CFD : Fluent ▪ Modèle de turbulence : Realizable(k-ϵ) ▪ Maillage : uniforme 	Nombre de Nusselt $\pm 3\%$ Coef de frottement $\pm 3\%$

2.3. Procédure de simulation CFD

Les codes CFD sont structurés autour d'algorithmes numériques capables de résoudre les problèmes d'écoulement de fluide. Afin de fournir un accès facile à leur pouvoir de résolution, tous les packages CFD incluent des interfaces utilisateur sophistiquées permettant de saisir les paramètres du problème et d'en examiner les résultats. Tous les codes contiennent donc trois éléments principaux : Préprocesseur, Solveur, Post-processeur

2.3.1. Préprocesseur

2.3.1.1. Maillage sous Gambit

Gambit est le modèleur associé à Fluent où l'on décrit la géométrie et le maillage du problème à traiter ainsi que le type des conditions aux limites. Celui-ci permet de définir le type des différentes frontières du système ainsi que la nature du (des) domaine(s) décrit(s) globalement (solide ou fluide). Il permet aussi de construire deux types de maillage, structuré ou non structuré.

La création de la géométrie ainsi que le maillage sont effectués par le logiciel "Gambit" 2.4.6. Nous avons choisi un maillage tridimensionnel non-structuré (Tri/tétra) tétraédriques à la raison de la forme complexe de chicane étudiée. Le maillage non-structuré utilisé est composé d'environ 10537339 cellules, correspondant à 2043020 nœuds (voir la Figure 2.2). Il s'agit d'un canal rectangulaire de longueur 0.85 m, largeur 0.45 m et hauteur 0.025 m. Ce canal rectangulaire munit des chicanes se forme d'aile delta courbée longitudinalement avec trous.

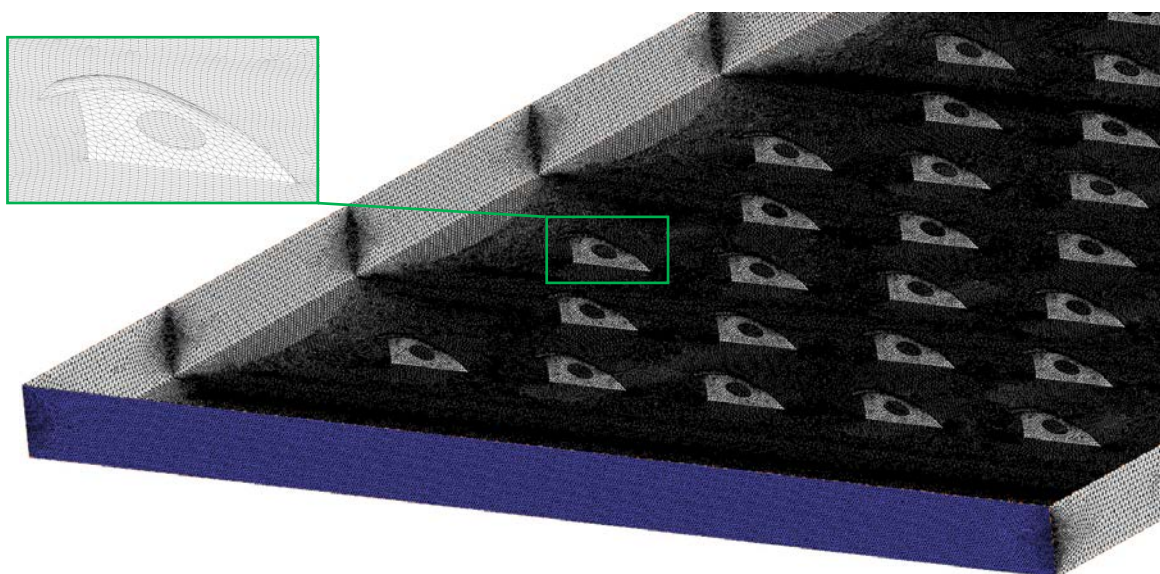


Figure 2.2 Maillage du domaine de calcul

2.3.1.2. Conditions aux limites

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites. Sous Gambit, il y a deux caractéristiques de types de zones (*conditions aux limites*) :

- Type frontière (*Wall* ou *Vent*) pour définir les frontières externes ou internes.
- Type continuum (*Fluid* ou *Solid*) pour définir les régions du domaine.

Les conditions aux limites imposées aux parois du canal mobile sont résumées sur la Figure 3.3.

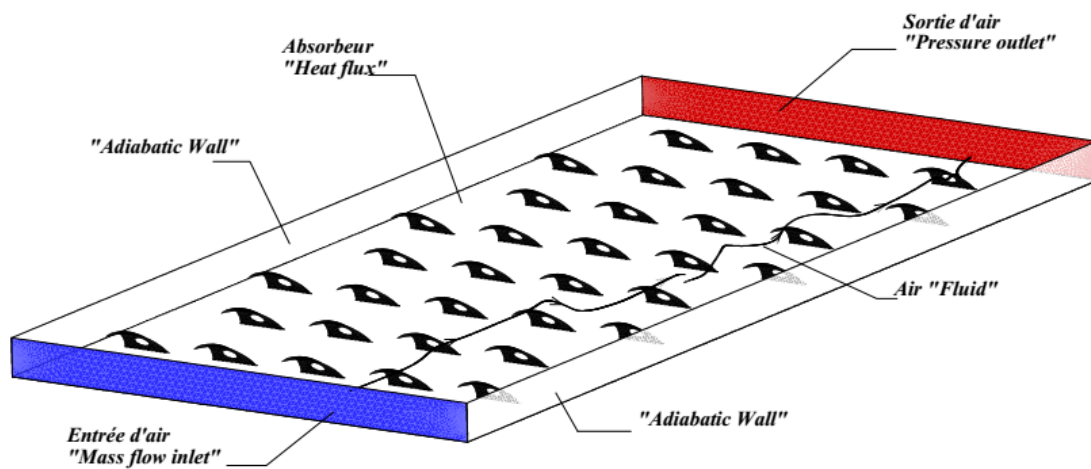


Figure 2.3 Conditions aux limites imposées aux parois du canal mobile

L'écoulement dans le canal mobile est délimité par deux parois horizontales, l'une supérieure «*Absorbeur*» et l'autre inférieure «*isolant*». La première est considérée comme parois rigides soumise à un flux de chaleur «*Heat flux*», alors que la deuxième est adiabatique «*Adiabatic wall*», ainsi que les deux autres parois latérales sont adiabatiques «*Adiabatic wall*». La condition imposée à l'entrée est un débit massique «*Mass flow inlet*» et à la sortie c'est une pression «*Pressure outlet*». L'intérieur du domaine est considéré comme «*Fluide*» incompressible et visqueux «*air*».

2.3.2. Solveur

Une fois que la géométrie du phénomène physique de notre étude est créée et les conditions limites de frontière et du domaine sont définies (réalisées avec le logiciel GAMBIT), nous exportons le fichier de maillage à Fluent pour pouvoir effectuer une résolution numérique par la méthode des volumes finis, pour discrétiser les équations intégrales traduisant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans tous les volumes finis ainsi que dans tout le domaine de calcul.

En général, la méthode des volumes finis implique les étapes suivantes :

- Décomposition du domaine du problème en volumes de contrôle ;
- Formulation d'équations d'équilibre intégral pour chaque volume de contrôle ;
- Approximation des intégrales par intégration numérique ;
- Approximation des valeurs de fonction et des dérivées par interpolation avec des valeurs nodales ;
- Assemblage et solution du système algébrique discret.

2.3.2.1. Méthode de discrétisation

Fluent utilise une technique basée sur le volume de contrôle pour convertir les équations gouvernantes en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Cette technique de volume de contrôle consiste à intégrer les équations directrices autour de chaque volume de contrôle, produisant des équations discrètes qui conservent chaque quantité sur une base de volume de contrôle [77].

La discrétisation des équations directrices peut être illustrée la plus facilement en considérant l'équation de conservation en régime permanent pour le transport d'une quantité scalaire ϕ . Ceci est démontré par l'équation suivante écrite sous forme intégrale pour un volume de contrôle arbitraire V comme suit :

$$\int_V \nabla(\rho\phi\vec{v})dV = \int_V \nabla(\Gamma_\phi \text{grad}\phi)dV + \int_V S_\phi dV \quad (2.15)$$

où

ρ : La densité du fluide

Γ_ϕ : Le coefficient de diffusion de la grandeur ϕ

$\nabla(\rho\phi\vec{v})$: Terme de convection

$\nabla(\Gamma_\phi \text{grad}\phi)$: Terme de diffusion

S_ϕ : Le terme source

À l'aide du théorème de Green- Ostrogradsky, les intégrales de volume sont converties en intégrales sur la surface.

L'équation (2.15) est appliquée sur chaque volume de contrôle du domaine de calcul.

La discrétisation de cette équation donne :

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} (\rho\vec{v})_f \phi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_\phi (\nabla\phi)_n \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.16)$$

N_{faces} : Le nombre de faces de la cellule

ϕ_f : Valeur de la quantité scalaire à travers la face f

$(\rho\vec{v})_f \phi_f \vec{A}_f$: Débit massique à travers la face f

\vec{A}_f : Surface de la face f

$(\nabla\phi)_n$: La valeur normale à la face f du gradient de ϕ

V : Représente le volume de la cellule

Par défaut, Fluent stocke les valeurs discrètes du scalaire ϕ aux centres cellulaires (c_0 et c_1) sur la Figure 2.4. Cependant, les valeurs de face sont requises pour les termes de convection dans l'équation (2.16) et doivent être interpolées à partir des valeurs du centre de la cellule. Ceci est accompli en utilisant un schéma Upwind.

"Upwinding" signifie que la valeur faciale ϕ_f est dérivée des quantités dans la cellule en amont, ou (Upwind) par rapport à la direction de la vitesse normale v_n dans l'équation (2.16) Fluent nous permet de choisir parmi plusieurs schémas Upwind : premier ordre, deuxième ordre, loi de puissance (Power Law) et QUICK. Ces schémas sont résumés dans la Figure 2.5. Dans notre cas, nous avons adopté pour le "Second Order Upwind Scheme" qui est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

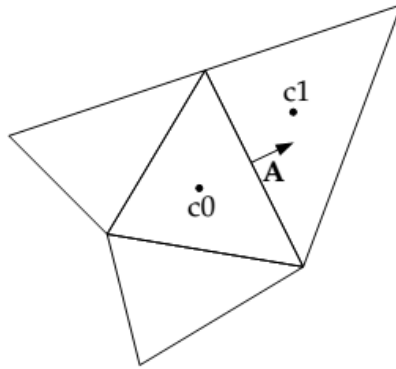


Figure 2.4 Volume de contrôle pour illustrer la discrétisation de l'équation de transport [93]

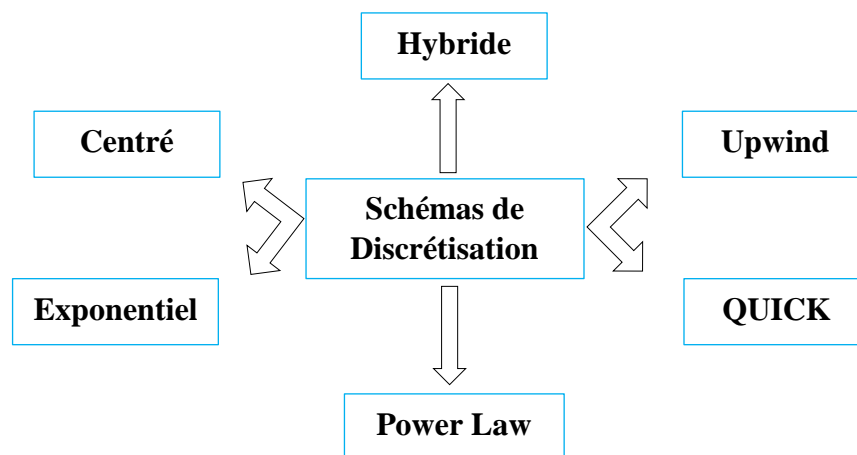


Figure 2.5 Schémas de discrétisation

2.3.2.2. Choix de la formulation du solveur

Sous "Fluent" on peut de choisir l'une des deux méthodes numériques suivantes :

- La formulation "Segregated", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles. De ce fait, nous avons choisi cette formulation à notre problème.
- La formulation "Coupled", ou couplée soit implicite ou explicite : Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres.

2.3.2.3. Résolution de système d'équations linéaires

Précédemment, nous avons décrit les méthodes de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement turbulent et le transfert thermique. Ces équations peuvent se mettre pour la variable ϕ en chaque volume de contrôle élémentaire, sous la forme suivante :

$$a_p \phi_{i,j} = a_E \phi_{i+1,j} + a_W \phi_{i-1,j} + a_N \phi_{i,j+1} + a_S \phi_{i,j-1} + b \quad (2.17)$$

Ce processus conduit à un système d'équations algébriques linéaires qui doit être résolu. La complexité et la dimension de l'ensemble d'équations dépendent du dimensionnement du problème, du nombre de nœuds de la grille et de la méthode de discrétisation. Il y a deux méthodes pour la résolution des équations algébriques linéaires : les méthodes directes et les méthodes indirectes ou itératives. Les exemples simples des méthodes directes sont la règle de Cramer par inversion de la matrice et la méthode de Gauss. Les méthodes itératives sont basées sur une application répétée d'un algorithme relativement simple qui mène à la convergence éventuelle après un ou quelquefois un grand nombre de répétitions. Les exemples les plus connus sont les méthodes d'itération point par point, les méthodes de Jacobi et Gauss Seidel. Les méthodes itératives sont plus économiques que les méthodes directes.

Fluent résout ce système linéaire par la méthode de Gauss-Seidel conjointement avec des méthodes à Multi-grilles algébriques (AMG).

2.3.2.4. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Fluent Présente plusieurs schémas d'interpolation de pression disponible, on peut choisir parmi les options suivantes [90] :

- Standard : Schéma par défaut, exactitude réduite pour des écoulements montrant de grands gradients de pression normaux à la surface près des frontières.
- PRESTO : est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.
- Linear : est disponible comme alternative au cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.
- Second-ordre : est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

- **Body Force Weighted** : est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (convection naturelle) ou pour des écoulements hautement tourbillonnaires.

Pour notre cas, le schéma "Second ordre" a été adopté, pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.

2.3.2.5. *Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse*

La présence de la pression dans les équations de conservation de la quantité de mouvement sous forme de gradient rend la résolution de celles-ci plus compliquée, pour la principale raison est que cette pression est inconnue et constitue l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid". Et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou faire le couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression sur le "maillage décalée" des composantes de la vitesse. Parmi les méthodes pour le couplage pression vitesse nous avons :

- **Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations "SIMPLE"** : Schéma robuste est souvent considéré par défaut, basé sur une procédure d'estimation et de correction.
- **SIMPLE-Consistent "SIMPLEC"** : Permet une convergence plus rapide pour les problèmes simples (par exemple : écoulements laminaires sans utilisation de modèles physiques supplémentaires).
- **Pressure-Implicit with Splitting of Operators "PISO"** : Utile pour des écoulements instationnaires ou pour des maillages contenant des cellules avec une obliquité plus élevée que la moyenne.
- **Fractional Step Method "FSM"** : Destinée aux écoulements instationnaires. Elle est utilisée avec le schéma NITA et présente des caractéristiques semblables à celles du schéma PISO.

Dans notre cas, on se limitera à l'utilisation de l'algorithme "SIMPLE" qui est robuste, offrant ainsi plus de garanties pour la convergence de la solution.

2.3.2.6. Choix des facteurs de relaxation

En cas de difficultés de convergence et en raison de la non-linéarité des équations de transport, il est nécessaire d'opérer un changement de la variable (ϕ) en accélérant ou en ralentissant d'une itération à l'autre, la variation de la variable considérée. Ceci est typiquement réalisé via les processus de sous-relaxation (ralentissement) et de sur-relaxation (accélération).

- Sur-relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss-Seidel. La méthode obtenue s'appelle alors SOR (Successive Over-Relaxation) très peu utilisée avec la méthode ligne par ligne.
- Sous-relaxation est très pratique pour les problèmes non linéaires car elle permet d'éviter la divergence des méthodes itératives utilisées pour la résolution.

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont présentés dans le Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Valeurs des facteurs de Relaxation pour les différentes variables utilisées.

Variables	Facteurs de Relaxation
Pression	0.7
Densité	1
Forces de volume	1
Quantité de mouvement	0.3
Energie	0.7

2.3.3. Post-processeur

Comme dans le prétraitement, un énorme travail de développement a récemment eu lieu dans le domaine du post-traitement. En raison de la popularité croissante des stations de travail d'ingénierie, dont beaucoup offrent des capacités graphiques exceptionnelles, les principaux logiciels CFD sont désormais équipés d'outils de visualisation de données polyvalents. Ceux-ci inclus,

- Géométrie de domaine et affichage en grille
- Parcelles de vecteur
- Tracés de courbes linéaires et ombrés
- Tracés de surface 2D et 3D

- Manipulation de vues (translation, rotation, mise à l'échelle, etc.)

Tout le résultat de simulation CFD obtenu sera présenté dans le dernier chapitre.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé les modèles mathématiques qui caractérisent le phénomène d'un écoulement turbulent et le transfert de chaleur d'air dans le conduit mobile d'un capteur solaire plan à air. Par la suite, nous avons présenté les détails de la démarche de résolution numérique du problème en utilisant le code de calcul Fluent. Dans ce qui suit, nous allons décrire l'étude expérimentale utilisée dans ce travail de thèse.

CHAPITRE 3

Description du dispositif expérimental

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons faire une description détaillée du dispositif expérimental mis en place pour notre étude. Un dispositif expérimental est conçu et fabriqué pour mener une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide d'un conduit rectangulaire du capteur solaire sans et avec des chicanes fixées sur la surface chauffée, ainsi que pour valider les résultats obtenus par une étude de simulation numérique. Aussi une présentation des procédures suivies, pour la réalisation des expériences une méthode de recherche qui repose sur la planification des expériences. Le fait que le rayonnement solaire est fluctuant dans la journée, nous avons opté pour des expériences à l'intérieure. Ainsi, une configuration intérieure est choisie de manière à maintenir le flux de chaleur fournie au système au niveau désiré et toutes les variables peuvent être étudiées dans le même flux de chaleur fournie et la reproductibilité est également possible. Pour cela, nous avons réalisé une maquette pour l'étude expérimentale. Cette configuration expérimentale est conçue selon la norme ASHRAE 93-77 [7]. Les travaux expérimentaux sont effectués au laboratoire de génie mécanique de l'Université de Biskra (Algérie).

3.1. Méthode d'essai pour déterminer la performance thermique d'un capteur solaire thermique conventionnel

Les performances thermiques d'un capteur solaire thermique conventionnel peuvent être déterminées par l'analyse détaillée des caractéristiques optiques et thermiques des matériaux des collecteurs et de la conception du collecteur ou par des tests de performance expérimentaux dans des conditions de contrôle. Une telle analyse est généralement effectuée lors du développement de prototypes, qui sont ensuite testés dans des conditions environnementales définies. En général, une vérification expérimentale des caractéristiques du collecteur est nécessaire et doit être effectuée sur tous les modèles de collecteurs fabriqués. Un certain nombre de normes décrivent les procédures d'essai pour la performance thermique des capteurs solaires. La norme la plus connue, est celle ASHRAE Standard 93-77 [7]. Cela peut être utilisé pour évaluer les performances des capteurs solaires à plaques et à concentration. La norme ASHRAE 93-77 fournit des informations sur les essais de capteurs d'énergie solaire utilisant des fluides monophasés et aucun stockage interne significatif. Les données peuvent être utilisées pour prédire la performance du collecteur à n'importe quel endroit et dans toutes les conditions météorologiques où la charge, les conditions

météorologiques et l'insolation sont connues. Cette norme contient des méthodes pour effectuer des essais à l'extérieur sous rayonnement solaire naturel et des essais à l'intérieur sous rayonnement solaire simulé. Les capteurs solaires peuvent être testés par deux méthodes de base : en régime permanent ou en utilisant une procédure d'essai dynamique (transitoire). Pour les essais en régime permanent, les conditions environnementales et le fonctionnement du capteur doivent être constants pendant la période d'essai. Pour les endroits clairs et secs, les conditions environnementales stables requises sont facilement satisfaites et la période d'essai ne nécessite que quelques jours. Dans tous les endroits du monde, cependant, des conditions stables peuvent être difficiles à atteindre et des tests peuvent être possibles seulement dans certaines périodes de l'année, principalement pendant l'été, et même alors, des périodes d'essai prolongées peuvent être nécessaires. Pour cette raison, des méthodes d'essai transitoires ou dynamiques ont été développées. Les essais transitoires comprennent la surveillance de la performance du collecteur pour une plage de rayonnement ou des conditions d'angle d'incident. Par la suite, un modèle mathématique dépendant du temps est utilisé pour identifier à partir des données transitoires les paramètres de performance du collecteur. Un avantage de la méthode transitoire est qu'elle peut être utilisée pour déterminer une gamme plus large de paramètres de performance des capteurs que la méthode en régime permanent [7]. Pour notre étude expérimentale, nous allons utiliser la méthode transitoire (dynamique) pour déterminer les divers paramètres de performance du collecteur.

3.2. Configuration expérimentale et instrumentation

La configuration expérimentale consiste en un système à boucle ouverte conçu et fabriqué pour mener des recherches expérimentales sur les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide d'un conduit rectangulaire du capteur solaire sans et avec des chicane fixes sur la surface chauffée. L'air est aspiré au moyen d'un souffleur à travers un canal rectangulaire. Trois sections consécutives de conduit rectangulaire, une section d'entrée (600 mm x 450 mm x 25 mm), une section d'essai (850 mm x 450 mm x 25 mm) et une sortie section (300 mm x 450 mm x 25 mm). La géométrie du conduit d'air utilisé est illustrée sur la Figure 3.1. La configuration expérimentale a été conçue selon la norme ASHRAE 93-77 [7] qui recommande une longueur minimale d'entrée et de sortie de $5\sqrt{WH}$ et de $2.5\sqrt{WH}$, respectivement. La section d'essai composée d'une plaque inférieure et d'une plaque absorbeur de 1 mm d'épaisseur en feuille de fer galvanisé (FG). La surface supérieure de la plaque

absorbeur a été revêtu de peinture noire mate pour augmenter la chaleur absorbée. Une feuille de verre de 5 mm d'épaisseur a été utilisée pour recouvrir le collecteur afin de diminuer la perte de chaleur du haut du collecteur avec une épaisseur de 25 mm entre la surface de l'absorbeur et le verre. Sauf le côté supérieur de la section d'essai qui est exposée au simulateur solaire, tous les côtés du conduit rectangulaire sont protégés contre la perte de chaleur. Ils sont constitués d'un isolant en bois de 20 mm d'épaisseur et d'un isolant en polystyrène de 40 mm. Toutes les dimensions sont montrées sur la Figure 3.2. L'installation expérimentale et vue ensemble de la configuration expérimentale à l'intérieur du laboratoire sont illustrés sur la Figure 3.3a et sur la Figure 3.3b, respectivement.

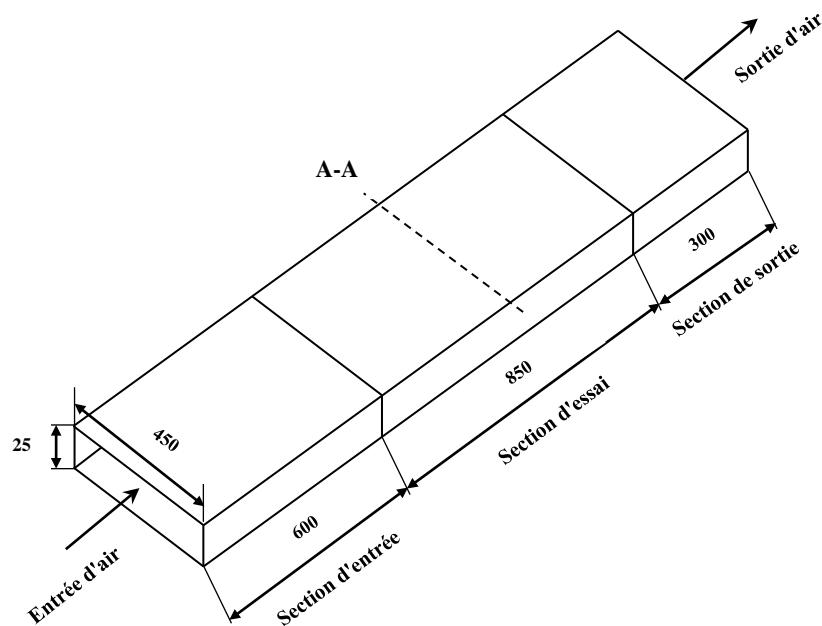


Figure 3.1 Détails géométriques utilisé du conduit d'air (toutes les dimensions en mm)

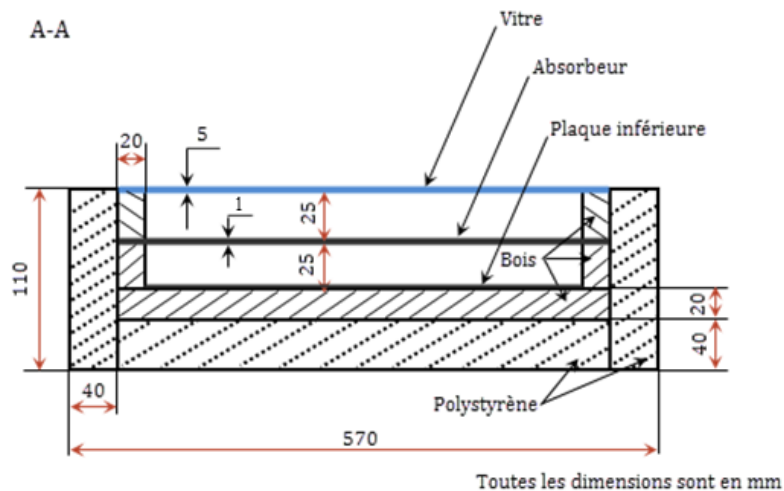
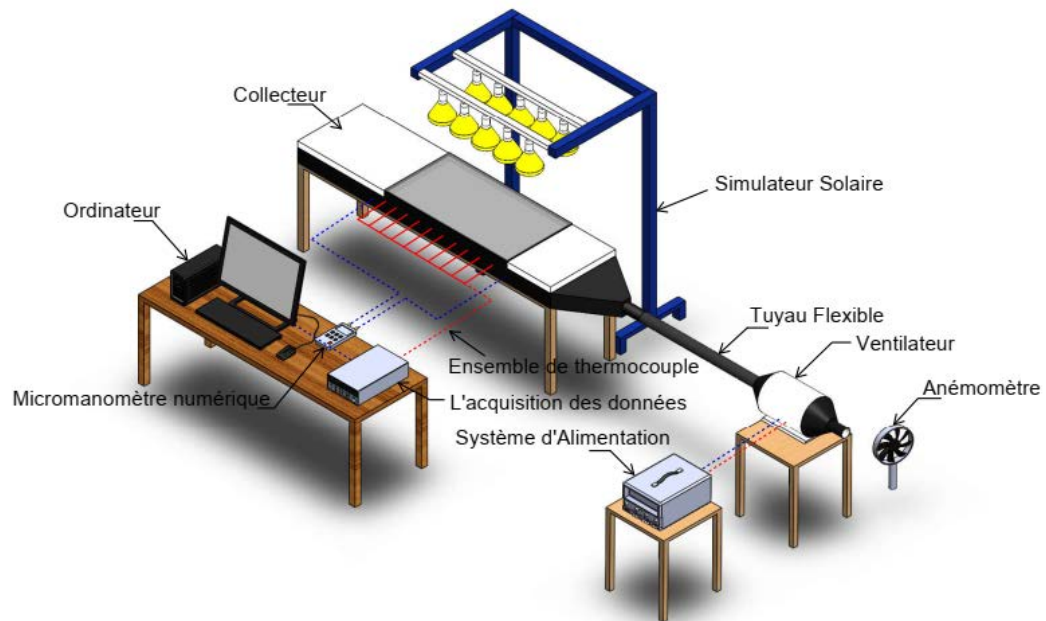
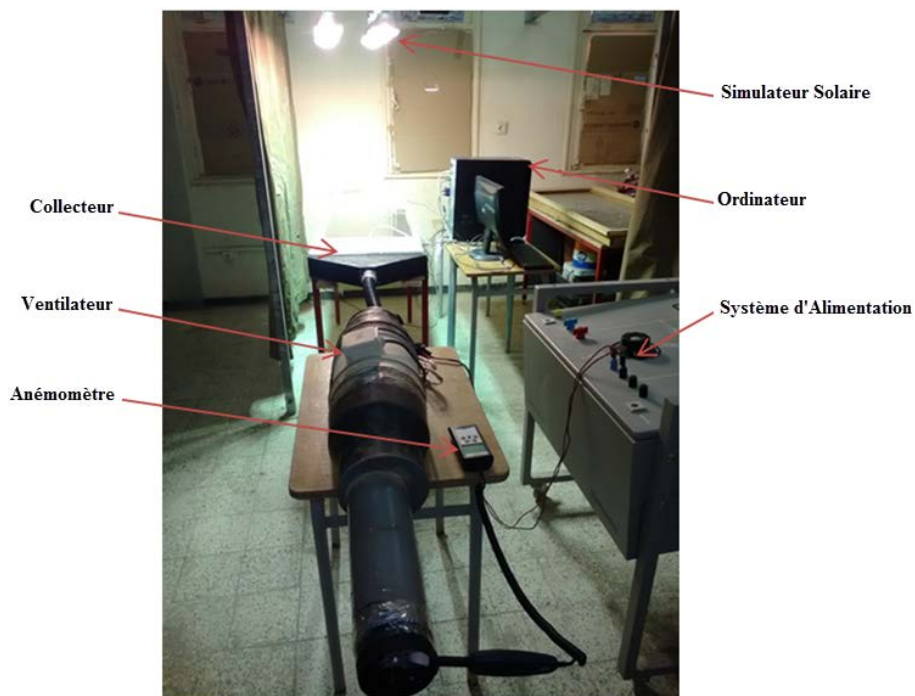


Figure 3.2 Vue en coupe du conduit sur la section d'essai



(a) L'installation expérimentale



(b) Vue d'ensemble de la configuration expérimentale à l'intérieur du laboratoire

Figure 3.3 Protocole expérimental

Les chicanes en forme d'aile delta courbée longitudinalement, comme indiqué sur la Figure 3.4, sont constituées d'une feuille de fer galvanisée (FG) d'une épaisseur de 0,2 mm montée de manière décalée (quinconce) sur le côté inférieur de la surface de l'absorbeur. Le côté supérieur est exposé à la lumière du simulateur solaire.



Figure 3.4 Configurations de l'absorbeur avec des chicanes en forme d'aile delta courbée longitudinalement

La surface de l'absorbeur est chauffée par une lampe ULTRA-VITALUX de type OSRAM, intégrée sur le simulateur solaire (voir la Figure 3.3). Il assure un éclairage uniforme sur la zone testée avec un éclairement moyen d'environ 900 W/m^2 . Les mesures de la distribution de la température sur la surface de l'absorbeur à différents endroits sont effectuées par 9 thermocouples placés sur la surface de l'absorbeur. Alors que la température à l'entrée et à la sortie est mesurée à l'aide de quatre thermocouples, deux sont placés à l'entrée et les autres à la sortie du canal d'essai, en plus de la température mesurée au niveau de la surface de l'absorbeur, comme l'illustre sur la Figure 3.5.

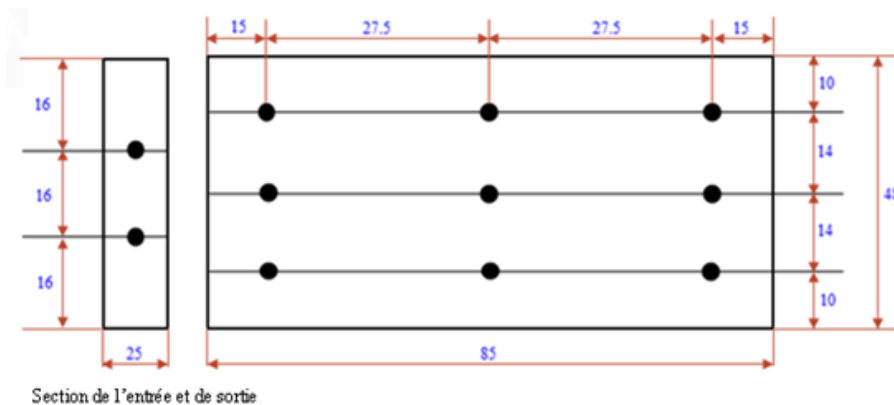


Figure 3.5 Répartition des thermocouples sur la surface d'absorbeur et à l'entrée et sortie du canal d'essai

Les résultats sont stockés directement dans l'ordinateur via un enregistreur de données (voir la Figure 3.6).

La chute de pression entre l'entrée et la sortie de l'air qui circule, à travers le conduit d'essai est mesurée par un micro-manomètre numérique (voir la Figure 3.7). Un ventilateur TD-MIXVENT série TD-800 (voir la Figure 3.8) est utilisé pour induire l'air circulant à travers le conduit rectangulaire. L'alimentation AC/DC (voir la Figure 3.9) est utilisée pour réguler le débit d'air d'entrée dans le conduit rectangulaire, mesuré par un VTA - Thermo-Anémomètre avec un intervalle de précision de ± 0.05 m/s (voir la Figure 3.10).



Figure 3.6 *Enregistreur de données*



Figure 3.7 *Micro-manomètre numérique*



Figure 3.8 Ventilateur TD-MIXVENT série TD-800



Figure 3.9 Alimentation électrique AC/DC



Figure 3.10 Thermo-Anémomètre VTA

3.3. Géométrie de rugosité et les gammes de paramètres

Les chicanes testées sont caractérisées par : la hauteur (e), la base (b), l'angle d'attaque (α), le diamètre de la perforation (d) et le pas longitudinaux et transversaux (Pl et Pt) (voir la Figure 3.11). Ces paramètres sont exprimés en termes de paramètres de rugosité non-dimensionnelle comme suit : le pas relatif de rugosité longitudinale (Pl/e), le pas relatif de rugosité transversale (Pt/b), hauteur relative de rugosité (e/H) et angle d'attaque (α). La gamme des paramètres de cette étude a été choisie sur la base de considérations pratiques relatives au système et aux conditions de fonctionnement du capteur solaire d'air. La gamme de hauteur relative de rugosité est définie sur la base du pourcentage de blocage de l'écoulement d'air. La gamme de pas de rugosité transverse et longitudinal est sélectionnée sur la base de la considération de la séparation de l'écoulement et de la longueur de rattachement. De même, l'angle d'attaque est défini sur la base de la création de turbulence. La gamme du nombre de Reynolds (débits d'air) est définie en fonction de la capacité d'appareil utilisée. Les valeurs des divers débits d'air et paramètres géométriques de rugosité utilisés dans cette étude sont données dans le Tableau 3.1 ci-dessous.

Paramètres	Valeurs
Le pas relatif de la rugosité longitudinale (Pl/e)	3, 4, 5
Le pas relatif de la rugosité transversal (Pt/b)	0.6, 0.8, 1
Hauteur relative de rugosité (e/H)	0.8
Angle d'attaque (α)	45°
Nombre de Reynolds (Re)	2500-12000 (6 valeurs)

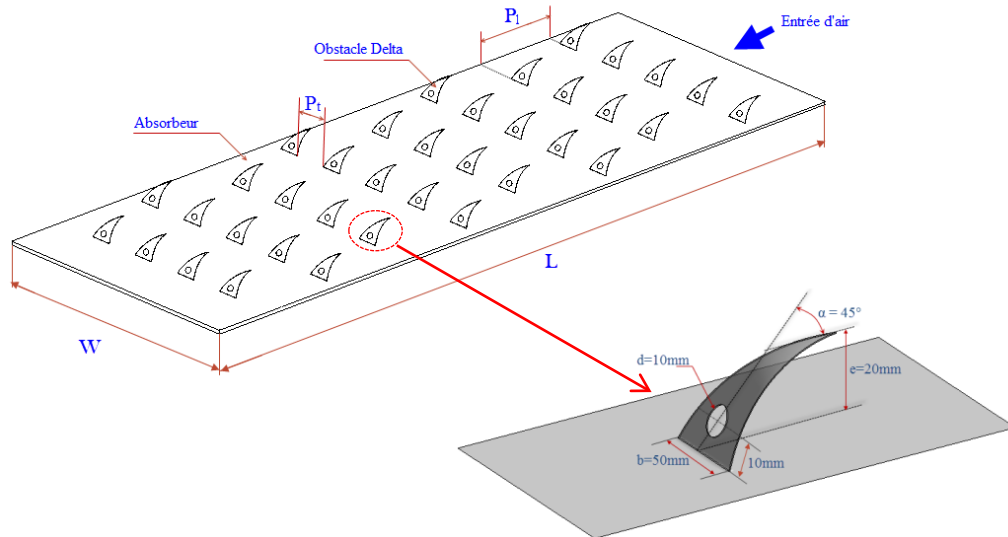


Figure 3.11 Absorbeur muni d'une chicane en forme d'aile delta courbée longitudinalement

3.4. Traitement des données

Les valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de frottement (friction) sont déterminées en exploitant les résultats expérimentaux. Par conséquent, ils peuvent constituer une base pour évaluer les performances des valeurs de paramètres sélectionnés. La température de surface de l'absorbeur est calculée en faisant la moyenne des températures enregistrées mesurées à différents endroits est donnée par la formule ci-dessous :

$$T_p = \frac{\sum_{i=1}^n T_{pi}}{n} \quad (3.1)$$

Où : n est le nombre de thermocouples placés sur la surface de l'absorbeur.

T_{pi} est la température de surface chauffée localement.

De même, la température de l'air sous la surface chauffée est prise comme température moyenne de l'entrée et de la sortie de la zone testée et est exprimée comme suit :

$$T_f = \frac{T_{ai} + T_{ao}}{2} \quad (3.2)$$

La vitesse de l'air (V) circulant dans le canal est calculée comme suit :

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho WH} \quad (3.4)$$

Le nombre de Reynolds pour le débit d'air dans le canal est alors déterminé comme suit :

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (3.5)$$

Où D_h est le diamètre hydraulique défini comme :

$$D_h = \frac{2WH}{(W + H)} \quad (3.6)$$

La quantité de chaleur échangée indiquée par (Q_u) entre la plaque chauffée et l'air est déterminée en combinant le principe du débit massique et l'élévation de température dans la section d'essai, comme suit :

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{ao} - T_{ai}) \quad (3.7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur h est donné par :

$$h = \frac{Q_u}{A_p (T_p - T_f)} \quad (3.8)$$

Considérant que le nombre Nusselt peut être exprimé par :

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.9)$$

Le facteur de frottement est calculé à partir des valeurs mesurées de perte de charge (ΔP) en utilisant l'équation de Darcy – Wiesbach :

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho V^2 / 2)(L / D_h)} \quad (3.10)$$

L'efficacité d'une chicane donné est déterminé en fonction du facteur d'amélioration thermique ('TEF' Thermal Enhancement Factor) qui est donné par la formule (3.14).

Toutes les propriétés thermo-physiques du fluide sont déterminées à la température moyenne de l'air, T_f , à partir de l'équation (3.2).

Pour une puissance de soufflage constante

$$(\dot{V}\Delta P)_0 = (\dot{V}\Delta P) \quad (3.11)$$

La relation entre le facteur de friction (f) et le nombre de Reynolds (Re) peut être exprimée comme suit :

$$(f Re^3)_0 = (f Re^3) \quad (3.12)$$

$$Re_0 = Re(f/f_0)^{1/3} \quad (3.13)$$

En règle générale, les performances thermiques du capteur solaire à air sont évaluées en fonction du TEF calculé à puissance de soufflage égale, comme expliqué par Webb [91]. Le 'TEF' est défini comme un rapport de (h) de la surface améliorée sur (h_0) du canal lisse à puissance de soufflage identique (pb) et peut être exprimé par.

$$TEF = \frac{h}{h_0} \Big|_{bp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{bp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (3.14)$$

3.5. Déroulement des expériences

Les données expérimentales sont générées conformément aux recommandations de l'ASHRAE 93-77 [7] pour tester les capteurs solaires fonctionnant en mode de circulation en boucle ouverte. Toutes les surfaces lisses incluant la plaque d'absorbeur sont utilisées pour collecter les données pour la vérification de la configuration d'essai. La plaque d'absorbeur lisse est ensuite remplacée par la plaque rugueuse ayant les chicanes en forme d'aile delta courbée longitudinalement fixés sur le côté inférieur de la plaque absorbeur. Tous les joints du conduit, de la section d'entrée, de la section d'essai, de la section de sortie et de tuyau sont soigneusement vérifiés pour éviter toute fuite avant de commencer l'expérience à chaque fois.

Tous les appareils de mesure ont été étalonnés. Les essais sont menés en régime transitoire pour recueillir les données pertinentes sur le transfert de chaleur et le frottement. L'état d'équilibre est supposé atteint lorsque la température à n'importe quel endroit ne change pas pendant environ 10 minutes. Le premier état d'équilibre pour chaque série d'essais est observé après environ 1.5 à 2 h. Lorsqu'un changement des conditions de fonctionnement est effectué,

il faut encore 15-25 min pour atteindre l'état stable. Six valeurs de débits (Nombre de Reynolds) sont utilisées pour chaque série d'expériences à une condition de flux de chaleur fixe. Après chaque changement de débit, le système, doit atteindre un état stable avant l'enregistrement des données. Pendant les expériences, les paramètres suivants ont été mesurés.

- Température de la surface de l'absorbeur ;
- Température de l'air à l'entrée ;
- Température de l'air à la sortie ;
- Débit massique de l'air ;
- La chute de pression.

3.6. Analyse des incertitudes

En règle générale, une valeur mesurée expérimentalement diffère de sa valeur réelle en raison de la présence d'erreurs aléatoires. Il est donc souhaitable de décrire l'incertitude dans une mesure et d'estimer la manière dont ces incertitudes individuelles se propagent dans le résultat calculé. Kline et McClintok [92] ont suggéré une méthode statistique pour l'estimation de l'incertitude associée aux résultats expérimentaux. La distribution de l'erreur est supposée être normale. Pour chaque variable V , il est décrit comme suit :

$$V = m \pm w, (20 \text{ à } 1) \quad (3.15)$$

Cette formule indique que la meilleure valeur de la variable est supposée être m et que la probabilité que la vraie valeur se situe dans les limites de $\pm w$ d'une probabilité de 20 à 1.

Si un résultat R est fonction de n variables ($V_1, V_2 \dots V_n$), chacune d'elles étant distribuée normalement et si $w_1, w_2 \dots w_n$ sont les intervalles d'incertitude dans les variables, les intervalles d'incertitude du résultat, w_R , qui donne les mêmes chances pour chacune des variables et pour le résultat R sera :

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial V_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial V_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial V_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

Où $R = R(V_1, V_2 \dots V_n)$.

L'incertitude des différents paramètres mesurés pour le présent travail expérimental est répertoriée dans le Tableau 3.2.

Sr. No.	Instrument	Paramètres mesurés	Incertitude
1	Règle en acier	Largeur du conduit, W Longueur du conduit, L	± 1 mm
2	Pied à coulisse	Profondeur du conduit, H	± 0.1 mm
3	Rapporteur	Angle d'attaque, α	1 Degree
4	Micro manomètre	Chute de pression	± 0.1 Pa
5	Thermocouple de type K	Température	± 0.1 °C
6	VTA - Thermo-Anémomètre	Débit massique	± 0.05 m/s

Dans la présente étude, le nombre de Nusselt (Nu), le facteur de frottement (f) et le nombre de Reynolds (Re) sont les principaux paramètres utilisés pour évaluer le transfert de chaleur. En effet, ces paramètres sont liés au transfert de chaleur et aux performances thermiques du capteur solaire à air. Ainsi, l'incertitude globale dépend de manière significative de l'incertitude de ces paramètres.

A travers l'analyse de l'incertitude dans les mesures effectuées par divers instruments, les incertitudes maximales dans les valeurs calculées des différents paramètres sont données ci-dessous.

- Nombre de Reynolds, $Re = 1.35\%$
- Coefficient de transfert de chaleur, $h = 2.66\%$
- Nombre de Nusselt, $Nu = 2.69\%$
- Facteur de frottement, $f = 2.62\%$

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les procédures d'essai pour la performance thermique des capteurs solaires, ainsi que les équipements nécessaires pour cette étude. Afin d'effectuer des expériences, une description de méthodologie de recherche qui repose sur la planification des expériences. Une maquette est réalisée sur la norme ASHARE 93 77 dans le but d'étudier le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide d'un conduit rectangulaire du capteur solaire. Les expériences sont effectuées sur une maquette de diverses configurations et conditions de fonctionnement. Les résultats sont présentés au chapitre 4.

CHAPITRE 4

Résultats et discussions

Introduction

Ce chapitre est consacré en premier lieu à la présentation des résultats obtenus numériquement, en second lieu à la présentation des résultats expérimentaux et enfin une comparaison entre les résultats obtenus.

L'analyse expérimentale et l'étude numérique CFD 3D sont réalisées pour deux configurations de chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement, comme montré dans deux chapitres précédents. Des chicanes sont fixées sur la face inférieure de la plaque absorbante. Différents arrangements et placements des chicanes et leurs effets sur le transfert de chaleur, sur la perte de charge et sur la performance thermique sont étudiés.

Les simulations numériques sont effectuées sur un modèle 3D du conduit en utilisant CFD. L'analyse est effectuée pour estimer trois paramètres qui sont : le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et facteur d'amélioration thermique. Nous avons effectué une étude comparative entre les résultats numériques obtenus à l'aide du logiciel CFD Ansys Fluent 16.0 avec deux modèles de turbulences ; $(k-\varepsilon)$ RNG et $(k-\omega)$ SST dans des configurations différentes.

Les travaux expérimentaux sont menés au laboratoire de génie mécanique de l'Université de Biskra (Algérie). Les chicanes d'ailes delta courbées longitudinalement (DCL) perforés et non perforés sont testés. Les résultats obtenus ont été analysés et comparés à ceux rencontrés dans la littérature. Les résultats de ces tests sont discutés en fonction du nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le facteur d'amélioration thermique.

Enfin, les résultats expérimentaux sont comparés aux résultats numériques obtenus à l'aide du logiciel CFD Ansys Fluent 16.0.

4.1. Résultats Numériques

Afin d'augmenter le transfert de chaleur, des chicanes de forme d'aile delta courbé longitudinalement ont été étudiées dans le cadre de ce travail. L'objectif étant l'insertion de trous dans les chicanes contribuent à la turbulence dans l'écoulement et le mélange d'écoulement principal et secondaire, ce qui entraîne un taux de transfert de chaleur élevé de la plaque absorbante. À cet égard, une étude numérique a été menée pour étudier l'effet du pas relatif de rugosité longitudinale (P_l/e) et le pas relatif de rugosité transversale (P_t/b) des chicanes de forme d'aile delta courbés longitudinalement fixées sur la plaque absorbante sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement.

4.1.1. Sélection du modèle de turbulence pour le conduit lisse

Afin de sélectionner le modèle de turbulence dans le présent travail, des simulations de conduits lisses ont été réalisées à l'aide de cinq modèles de turbulence qui sont : le modèle Standard $k-\varepsilon$, le modèle Renormalization Group (RNG) $k-\varepsilon$, le modèle Realizable $k-\varepsilon$, le modèle standard $k-\omega$ et modèle Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$. La sélection d'un modèle de turbulence spécifique est validée en comparant les valeurs CFD du nombre de Nusselt et facteur de frottement obtenus à partir de divers modèles de turbulence aux valeurs théoriques du nombre de Nusselt obtenues par l'équation de Dittus-Boelter et les valeurs théoriques du facteur de frottement obtenues par l'équation de Blasius modifiée. Les corrélations utilisées dans cette validation sont données ci-dessous :

Équation de Dittus-Boelter [93] :

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{pour } 10^4 \leq Re \leq 1.24 \times 10^5 \quad (4.1)$$

Équation de Blasius modifiée [93] :

$$f = 0.085 Re^{-0.25} \quad \text{pour } 4000 < Re < 10^5 \quad (4.2)$$

La comparaison du nombre de Nusselt et du facteur de frottement a été présentée aux Figures 4.1 et 4.2, respectivement. Ces graphiques montrent clairement que, sur différents modèles de turbulence, le modèle (SST) $k-\omega$ prédit le nombre de Nusselt et le facteur de frottements proches des données théoriques. L'écart moyen relatif pour le facteur de frottement et le nombre de Nusselt a été observée 19.64 % et 20.11 %, respectivement, dans le cas du modèle de turbulence (SST) $k-\omega$, cependant, le modèle Standard $k-\varepsilon$, modèle Renormalization Group

(RNG) $k-\varepsilon$, modèle Realizable $k-\varepsilon$ et modèle standard $k-\omega$ prédisent l'écart moyen relatif maximal pour le facteur de frottement et le nombre de Nusselt. Il ressort clairement de ces analyses que les résultats obtenus par le modèle de turbulence (SST) $k-\omega$, concordent bien avec les résultats théoriques. Par conséquent, le modèle (SST) $k-\omega$ est choisi comme modèle de turbulence approprié dans cette étude de simulation pour les conduits lisses.

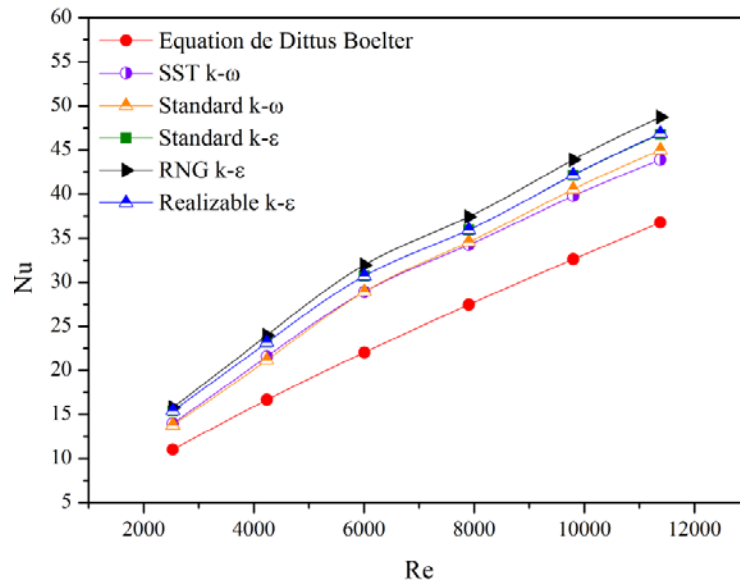


Figure 4.1 Comparaison du nombre de Nusselt prédit par différents modèles de turbulence

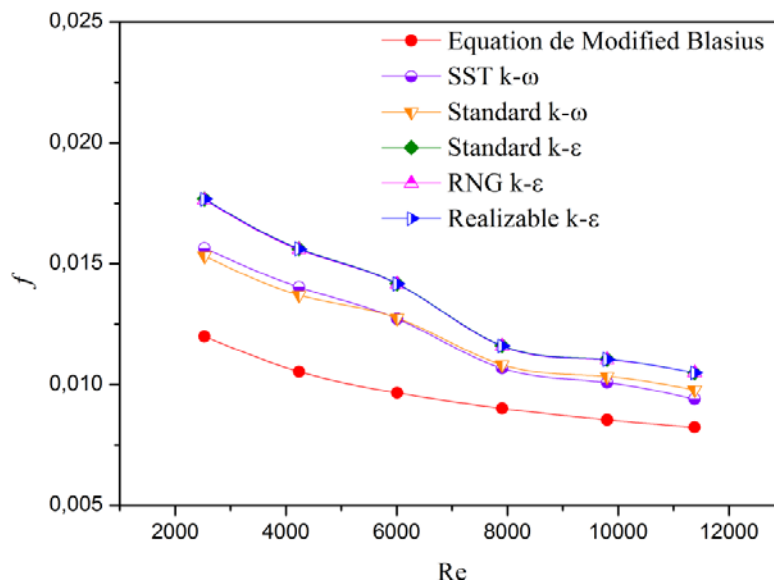


Figure 4.2 Comparaison du facteur de frottement prédit par différents modèles de turbulence

4.1.2. Sélection du modèle de turbulence pour les conduits rugueux

La sélection d'un modèle de turbulence approprié pour l'étude de simulation de conduits rugueux est effectuée sur la base de la méthode suivie par les chercheurs précédents [82, 84, 86, 87]. Le logiciel CFD utilisé pour l'analyse propose deux modèles de turbulences telles que le modèle Renormalization Group (RNG) $k-\varepsilon$ et le modèle Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ pour les études de transfert de chaleur et de l'écoulement de fluide. La simulation est effectuée à l'aide de chacun de ces modèles de turbulence, les valeurs du nombre de Nusselt et facteur de frottement de la plaque absorbante de l'écoulement d'air dans le canal mobile à différents nombres de Reynolds et ($Pl/e = 3$ et $Pt/b = 0,6$) à configuration F-DCL sont tracées comme le montrent les Figures 4.3 et 4.4, respectivement. La sélection d'un modèle de turbulence spécifique est validée en comparant les valeurs CFD du nombre de Nusselt et facteur de frottement obtenus à partir de deux modèles de turbulence. L'écart moyen relatif du nombre de Nusselt et du facteur de frottement de modèle Renormalization Group (RNG) $k-\varepsilon$ par rapport au modèle Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ est de 1.17% et 1.09%, respectivement. Nous avons observé que les résultats sont très proches entre les deux modèles de turbulence. Par conséquent, le modèle (RNG) $k-\varepsilon$ est choisi comme modèle de turbulence approprié dans cette étude de simulation pour les conduits rugueux.

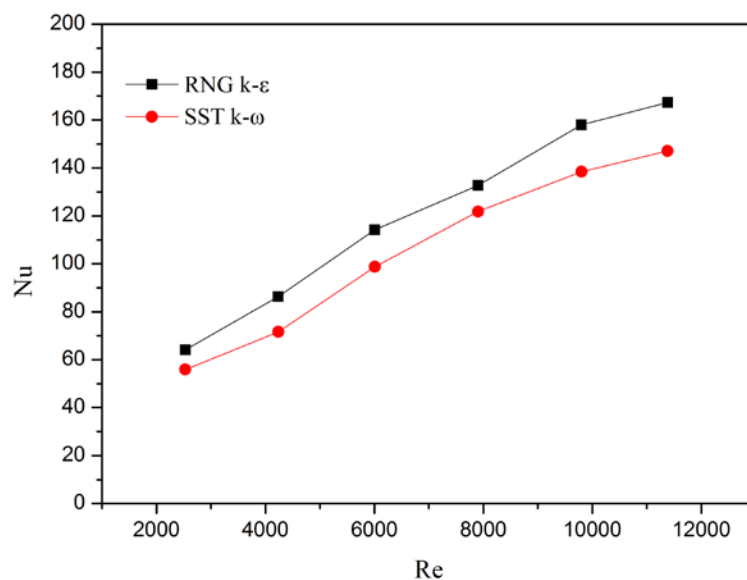


Figure 4.3 Comparaison du nombre de Nusselt prédit par deux modèles de turbulence

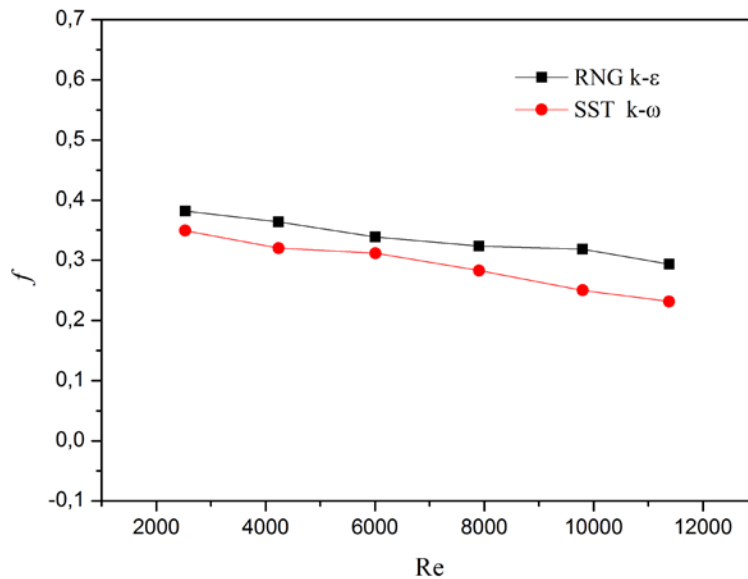


Figure 4.4 Comparaison du facteur de frottement prédit par deux modèles de turbulence

4.1.3. Effet de l'arrangement des chicane d'aile delta courbées longitudinalement

Les résultats actuels sont rapportés pour l'utilisation de deux arrangements d'aile delta courbés longitudinalement : direction à l'avant (Forward) – DCL (F-DCL) et direction à l'arrière (Backward) – DCL (B-DCL) de l'écoulement (voir la Figure 4.5). Les comparaisons du transfert de chaleur et de la perte de charge dans le canal équipé du F-DCL et de B-DCL sont également illustrées sur Figures 4.6 et 4.7, respectivement. Il est clair que le canal avec le F-DCL fournit un taux de transfert de chaleur plus élevé que celui avec le B-DCL. Les taux de transfert de chaleur obtenus en utilisant le F-DCL et le B-DCL sont autour de 257% et 181% sur ceux du canal lisse, respectivement. La variation de la valeur du facteur de frottement avec le nombre de Reynolds pour deux arrangements du DCL est également illustrée sur la Figure 4.7. Dans cette Figure, le facteur de frottement pour le F-DCL est élevé que celui pour le B-DCL et a tendance à être presque uniforme avec l'augmentation du nombre de Reynolds. L'écart moyen relatif du facteur de frottement de l'arrangement F-DCL par rapport à l'arrangement B-DCL est de 15.62%. Par conséquent, l'arrangement F-DCL est sélectionné dans ce travail pour un examen plus approfondi.

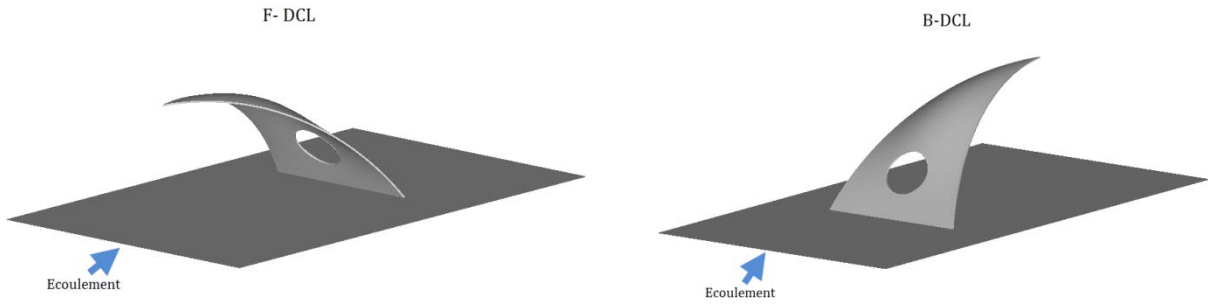


Figure 4.5 Schéma d'une chicane en aile Delta

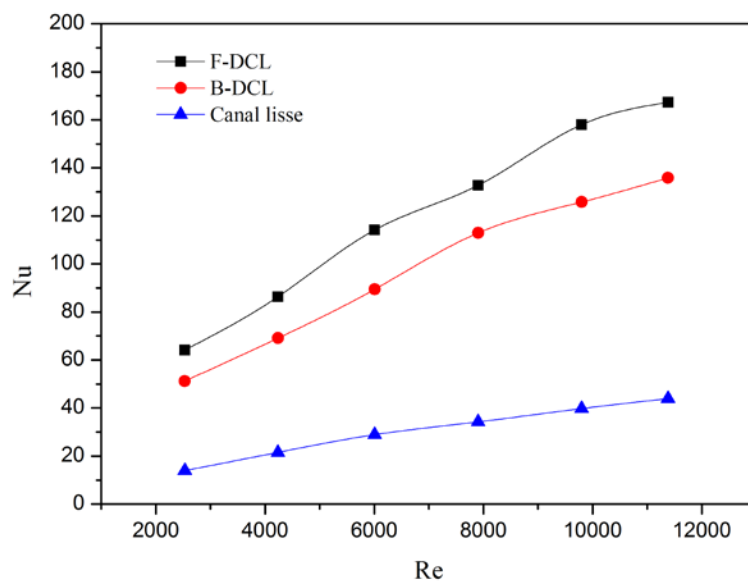


Figure 4.6 Comparaison du nombre de Nusselt prédit par deux arrangements

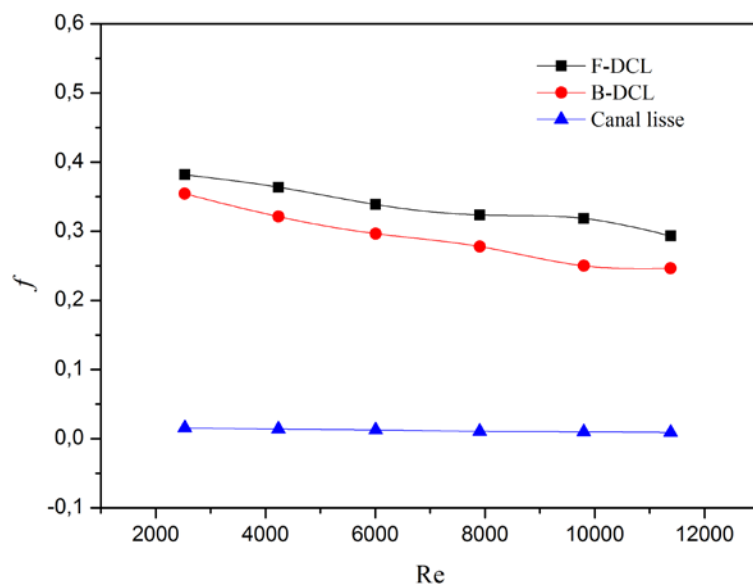


Figure 4.7 Comparaison du facteur de frottement prédit par deux arrangements

4.1.4. Caractéristiques de transfert de chaleur

L'insertion de chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement sous forme de rugosité artificielle sur la face inférieure de l'absorbeur d'un capteur solaire à air entraîne une augmentation de l'amélioration du transfert de chaleur. La Figure 4.8 montre l'effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt pour différentes valeurs de pas relatif de rugosité longitudinale et transversale. La présence des chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement en tant que rugosité artificielle produit un transfert de chaleur supérieur à celui d'un conduit lisse. Le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds en raison de l'augmentation de la vitesse. Les contours de vitesse dans un plan perpendiculaire à l'absorbeur obtenues à partir de l'analyse CFD pour les deux configurations et divers pas de rugosités à $Re = 6007$ sont illustrées sur la Figure 4.9. L'augmentation de la turbulence générée par l'augmentation de la vitesse crée des tourbillons autour de la surface supérieure de la chicane et entre les chicanes, qui transmettent la chaleur de la plaque d'absorbeur chaud au fluide froid. La chicane en forme d'aile delta courbée longitudinalement perturbe le développement de la couche limite. Cela provoque une augmentation de l'énergie cinétique turbulente et de son intensité turbulente. Les contours de l'énergie cinétique turbulente et de l'intensité turbulente aident à comprendre le phénomène thermique du capteur solaire à air artificiellement rugueux avec des chicanes en forme de DCL. Les contours d'énergie cinétique turbulente et d'intensité turbulente dans un plan perpendiculaire à l'absorbeur obtenu à partir de l'analyse CFD sont représentés sur les Figures 4.10 et 4.11. L'énergie cinétique turbulente est définie comme l'énergie cinétique moyenne par unité de masse associée aux tourbillons dans un écoulement turbulent. Elle représente directement la force de la turbulence dans le champ d'écoulement. L'intensité de la turbulence est également une mesure de la turbulence exprimée en pourcent.

Les contours de l'énergie cinétique turbulente et de l'intensité turbulente montrent que la valeur maximale de l'énergie cinétique turbulente et de l'intensité turbulente sont prédites près de la plaque absorbante et autour de la surface de la chicane, puis diminue avec l'augmentation de la distance par rapport à la plaque absorbante.

La Figure 4.8 montre également que le nombre de Nusselt a tendance à augmenter lorsque le pas relatif de rugosité longitudinale et transversale diminue pour les deux configurations DCL (perforé et non perforé). La diminution du pas relatif de la rugosité longitudinale et transversale augmente l'intensité de turbulence et l'accélération de l'écoulement. Cela conduit à une augmentation du nombre de Nusselt. Par contre, la valeur du pas relatif de la rugosité

longitudinale et transversale augmente l'intensité de turbulence et l'accélération de l'écoulement diminue. L'augmentation du pas relatif de rugosité longitudinale et transversale diminue le transfert de chaleur dans les conduits de capteur solaire à air. Les données numériques tracées sur la Figure 4.8 montrent que l'amélioration maximale du nombre de Nusselt est obtenue à un pas relatif de rugosité longitudinale et transversale de $Pt/e=3$ et $Pt/b=0.6$ à $Re=11382$. L'amélioration maximale du nombre de Nusselt est de 4.29 fois par rapport au conduit lisse correspondant à un pas relatif de rugosité longitudinale et transversale de $Pt/e=3$ et $Pt/b=0.6$ à une hauteur relative de rugosité constante de $e/H=0.8$.

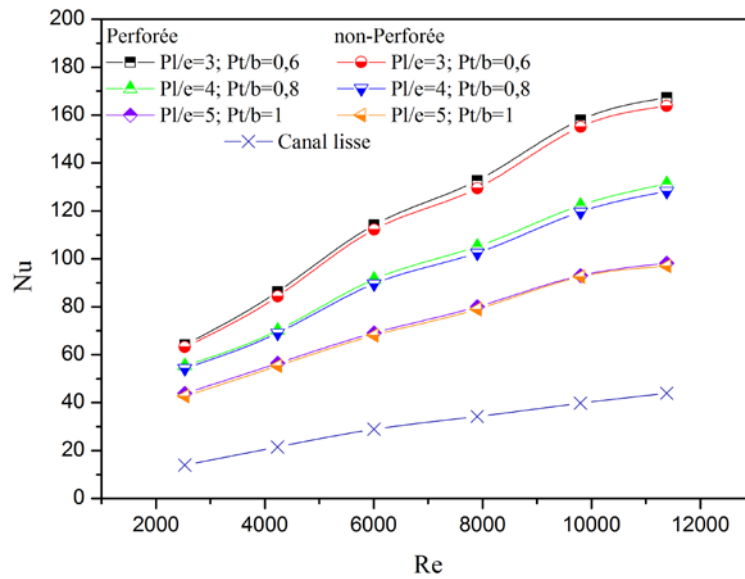
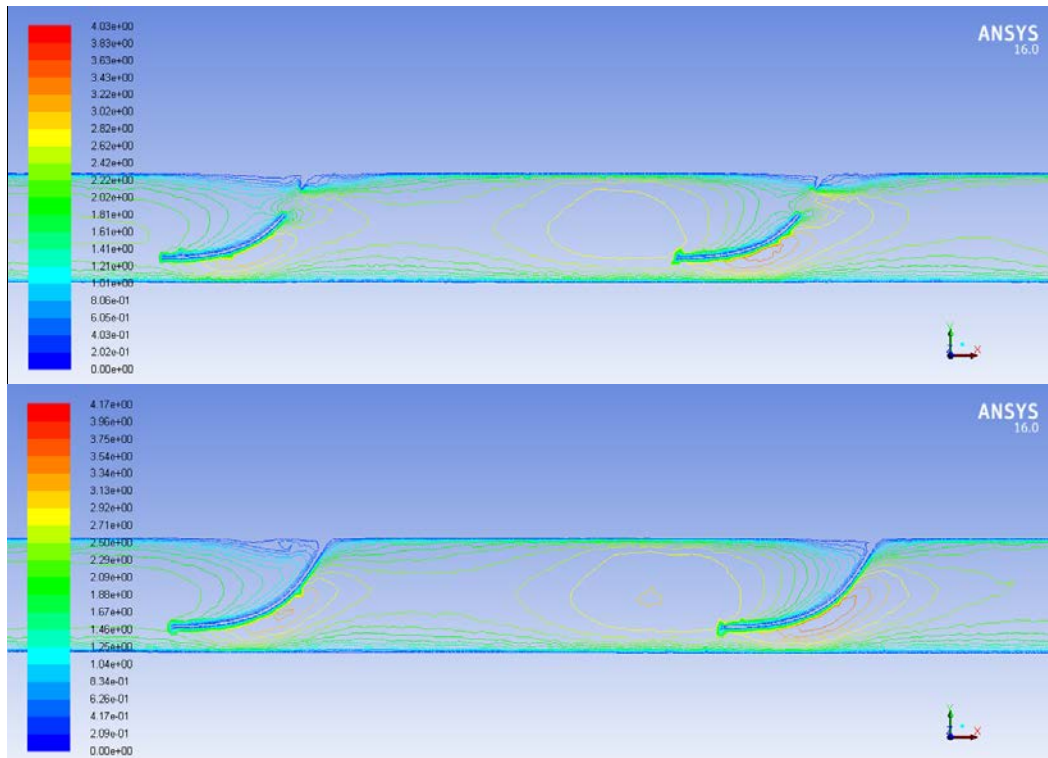
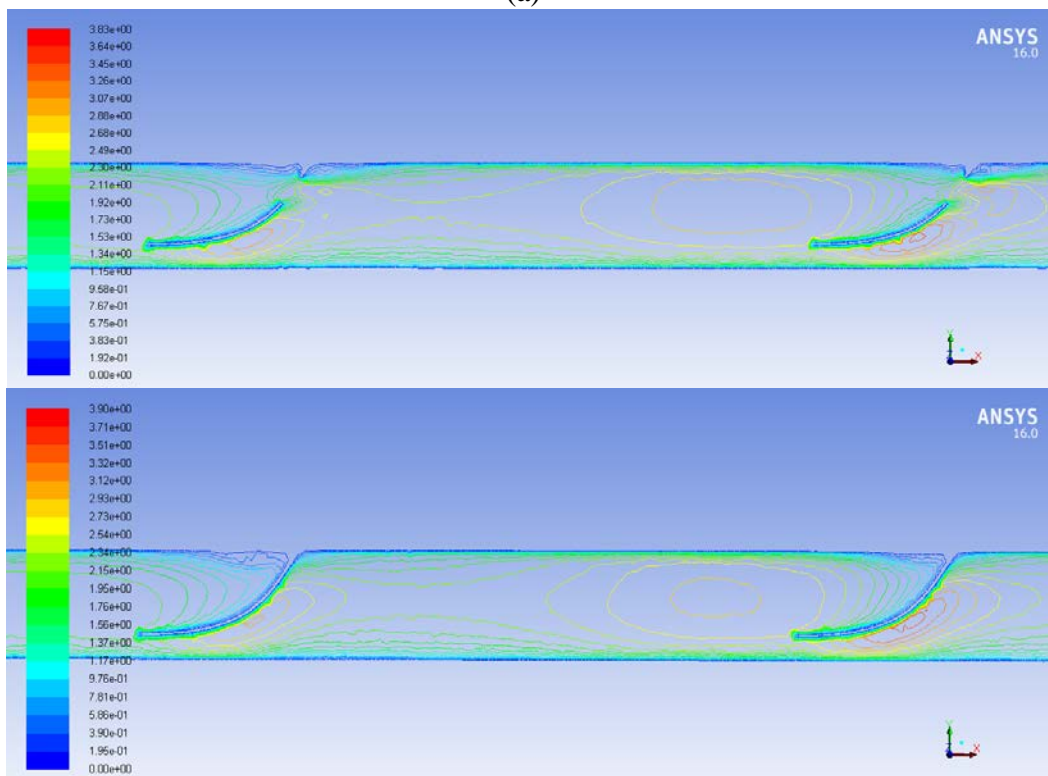


Figure 4.8 Variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds



(a)



(b)

Figure 4.9 Les contours de vitesse à partir de l'analyse CFD pour les deux configurations à $Re = 6007$ et au pas relatif de rugosité (a) $Pl/e = 3$; $Pt/b = 0,6$ (b) $Pl/e = 4$; $Pt/b = 0,8$

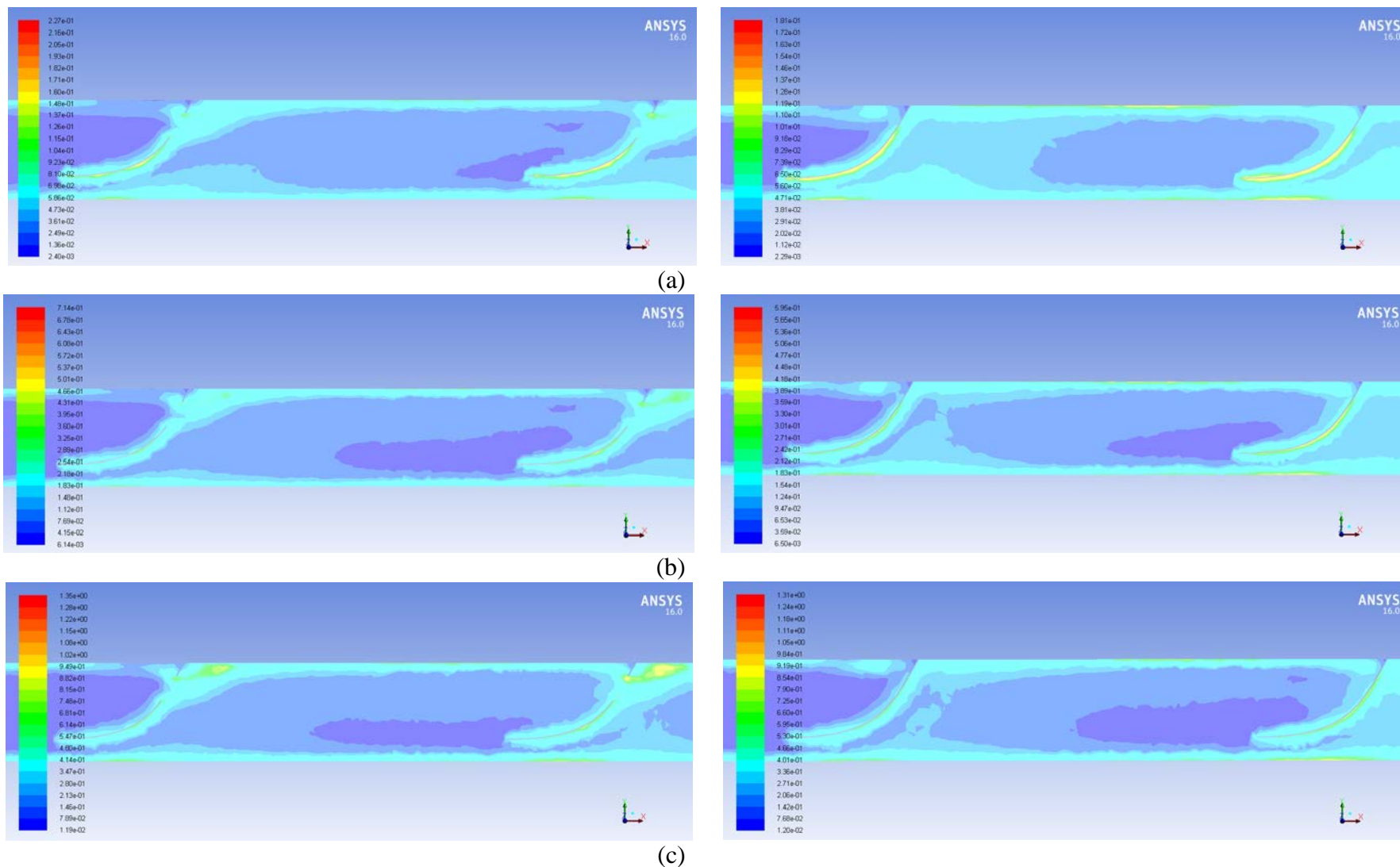


Figure 4.10 Les contours de l'énergie cinétique turbulente utilisant CFD pour les deux configurations à des pas relatif de rugosité $Pl/e=3$; $Pt/b=0,6$ à un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382

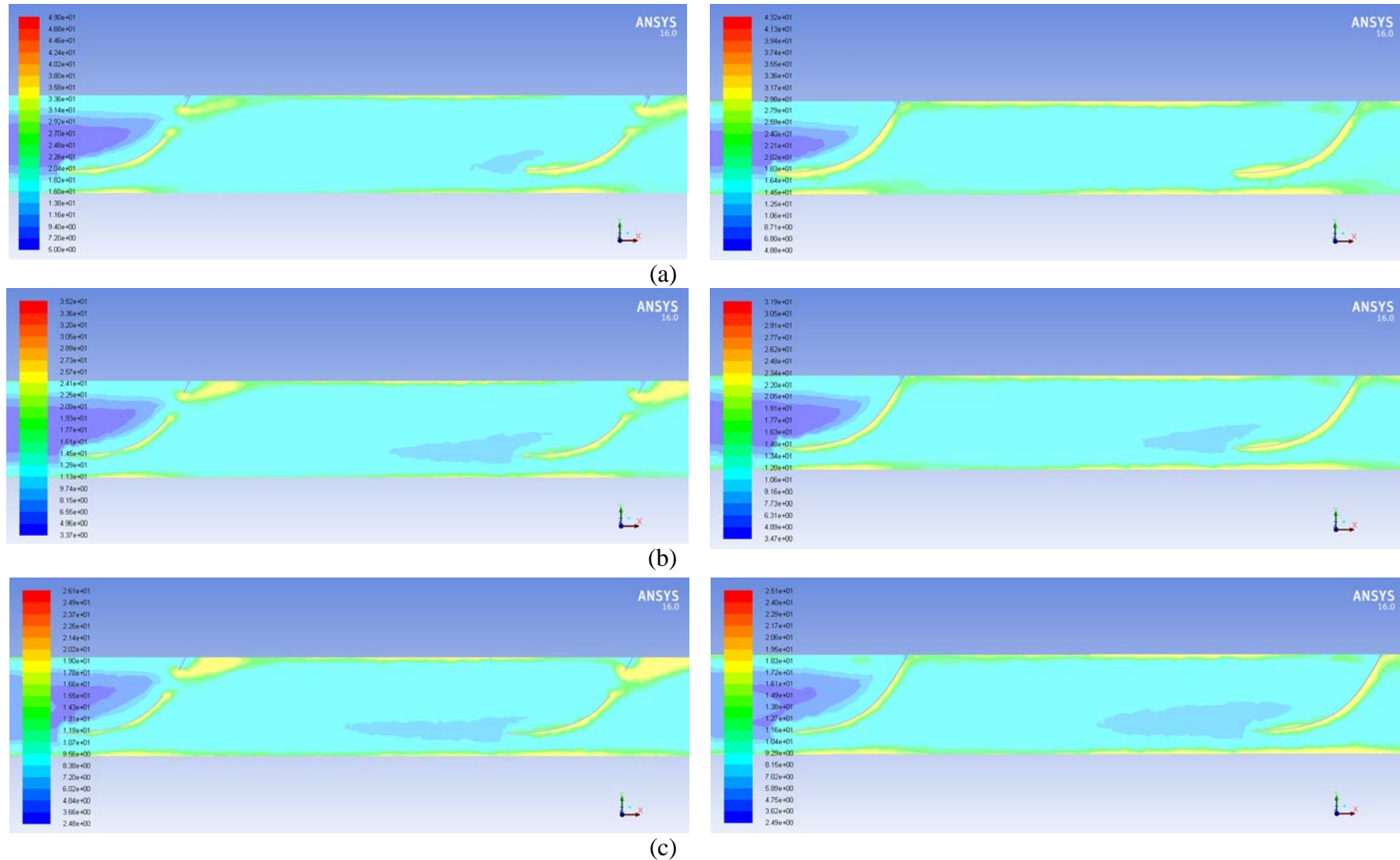


Figure 4.11 Les contours de l'intensité de turbulence en utilisant CFD pour les deux configurations à des pas relatif de rugosité $Pl/e=3$; $Pt/b=0,6$ à un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382

4.1.5. Caractéristiques du facteur de frottement

La Figure 4.12 montre l'effet du nombre de Reynolds sur le facteur de frottement pour différentes valeurs de rapports Pl/e et Pt/b relatif aux deux configurations. L'insertion d'une chicane en forme d'aile delta courbée longitudinalement en tant que rugosité artificielle sur l'absorbeur crée une obstruction dans l'écoulement. Il en résulte une chute de pression élevée due à la séparation et au rattachement de la couche limite. L'augmentation de la perte de charge entraîne une augmentation du facteur de frottement dans les conduits rugueux par rapport aux conduits lisses. Aussi, l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne la suppression de la sous-couche laminaire et par conséquent, les valeurs du facteur de frottement diminuent. On peut observer à partir de cette Figure que le facteur de frottement a tendance à augmenter lorsque le pas relatif de rugosité longitudinale et transversale diminue. La diminution du pas relatif de rugosité longitudinale et transversale augmente le blocage dans l'écoulement, ce qui entraîne une forte perte de charge dans le conduit en raison d'une perte de quantité de mouvement supplémentaire. Ainsi, on observe que le facteur de frottement pour la configuration DCL perforées s'est avéré inférieur à celui de la configuration DCL non perforées. Cela peut être dû à la réduction des recirculations en aval de la chicane par l'effet des trous introduits dans la configuration DCL perforées. La configuration DCL non perforée avec un pas relatif de rugosité longitudinale et transversale ($Pl/e=3$, $Pt/b=0.6$) fournit la valeur maximale du facteur de frottement à $Re = 2529$.

Cette variation du facteur de frottement avec les pas relatif de rugosité longitudinale et transversale est provoquée par la variation de la pression statique sur la section de test du conduit rugueux. La Figure 4.13 montre les contours de la pression statique dans un plan perpendiculaire à l'absorbeur à un pas relatif de rugosité longitudinale et transversale ($Pl/e=3$; $Pt/b= 0.6$) pour des valeurs de nombre de Reynolds de 2529, 6007, 11382. On peut constater que la pression statique est minimale derrière la chicane en raison de la recirculation des écoulements et augmente à une certaine distance en aval de la chicane en raison du réattachement de l'écoulement.

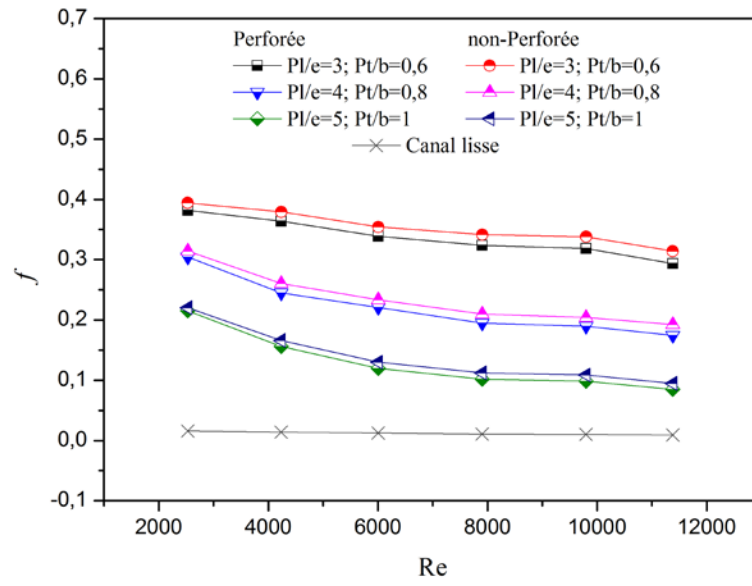


Figure 4.12 Variation de facteur de frottement avec le nombre de Reynolds

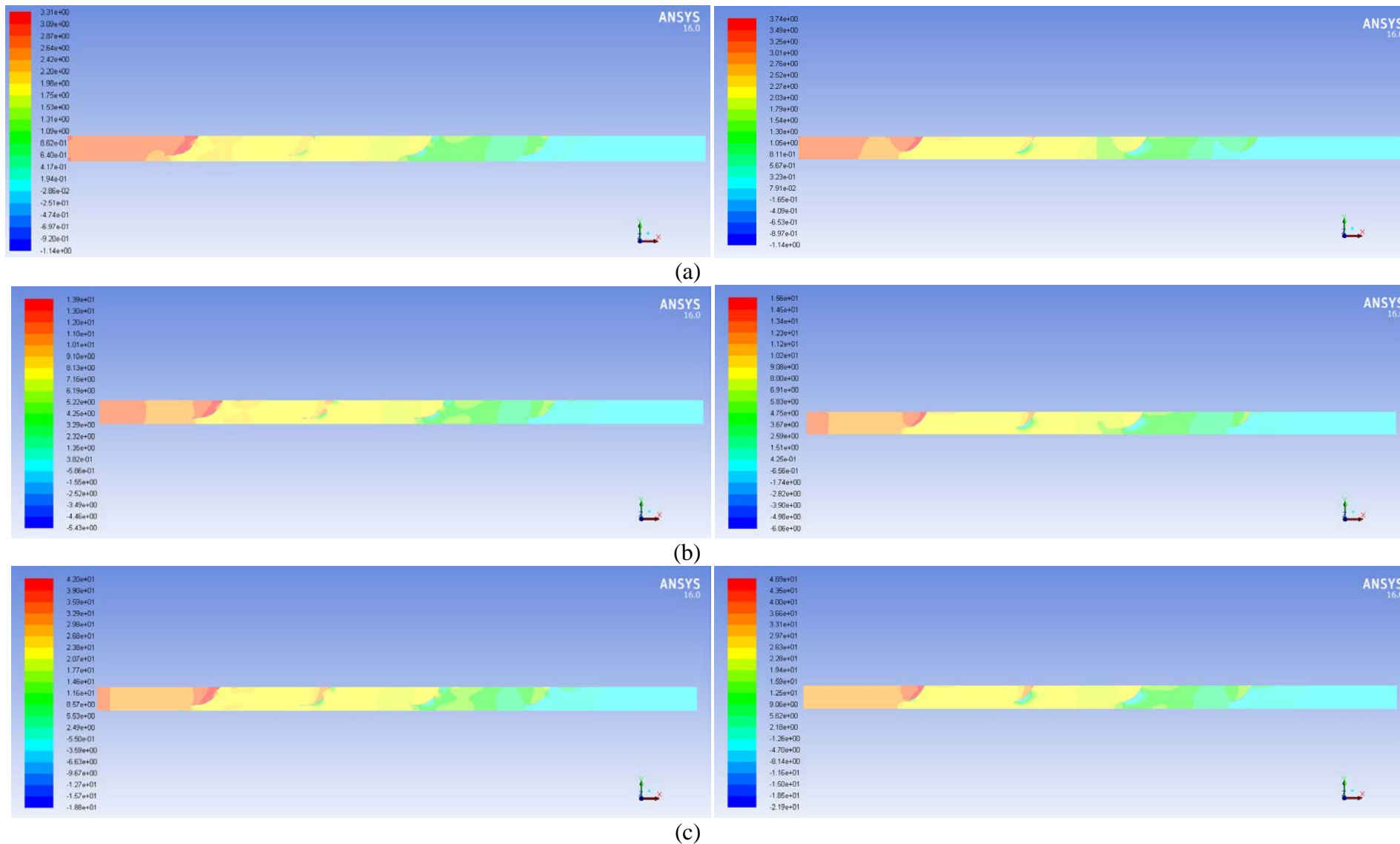


Figure 4.13 Les contours de la pression pour les deux configurations à des pas relatif de rugosité $Pl/e=3$; $Pt/b=0,6$ pour un nombre de Reynolds de (a) 2529, (b) 6007, (c) 11382

4.1.6. Paramètre de performance thermique

La Figure 4.14 montre la variation du facteur d'amélioration thermique 'TEF' (Thermal Enhancement Factor) de tous les cas considérés dans la présente étude numérique. Les valeurs du TEF de la présente simulation numérique sont montrées pour la gamme de paramètres d'écoulement et géométriques considérés. Dans la Figure 4.14, il a été constaté que le facteur d'amélioration thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds dans les cas considérés et pour les deux configurations de chicanes. La DCL perforée confère au TEF une valeur supérieure à celle de la DCL non perforée. Il est clair que le maximum de TEF d'environ 1.57 est atteint pour $Pl/e = 3$ et $Pt/b = 0,6$ au plus faible nombre de Reynolds.

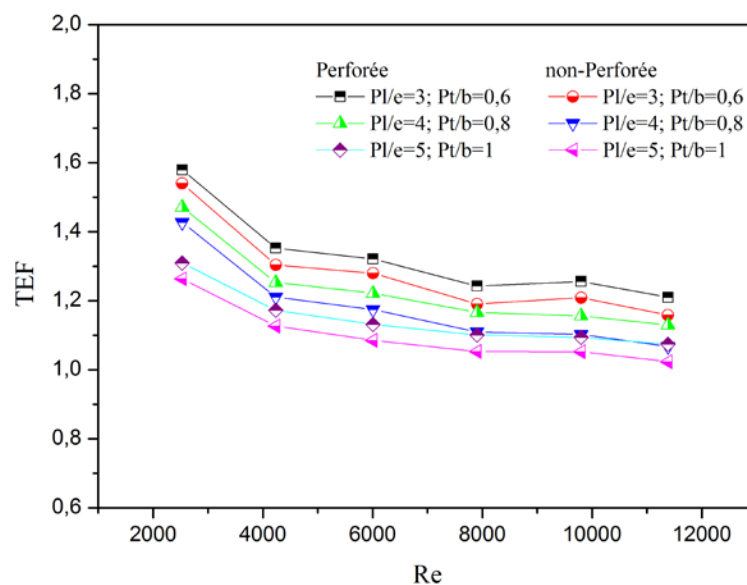


Figure 4.14 Variation de la performance thermique en fonction du nombre de Reynolds

4.2. Résultats expérimentaux

Dans la présente étude expérimentale, les données générées sur le transfert de chaleur (Nu) et le facteur de frottement (f) en fonction des paramètres de rugosité et du nombre de Reynolds d'écoulement de fluide sont expliquées dans le chapitre 3. Les données générées sont traitées pour calculer le transfert de chaleur, le facteur de frottement et le facteur d'amélioration thermique. De plus, avec ces données, des corrélations pour le facteur de frottement et le nombre de Nusselt sont développées. Ces corrélations sont utilisées pour le traitement des données et l'évaluation de la performance du capteur solaire à air lors d'essais réels. Les résultats expérimentaux, le développement des corrélations et l'analyse des résultats sont décrits dans les sections qui suivent.

4.2.1. Validation des données expérimentales (Canal lisse)

Avant de réaliser le travail expérimental précédent, la formule de corrélation entre le nombre de Nusselt et le facteur de frottement était validée par la réalisation d'un test expérimental sur canal lisse. Pour être plus précis, les valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de frottement trouvées expérimentalement sont comparées à celles trouvées théoriquement à l'aide des équations (4.1) et (4.2). La Figure 4.15 décrit les valeurs théoriques et expérimentales du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Cette Figure montre clairement qu'il existe un écart entre les résultats tracés. L'écart moyen relatif obtenu est 2,13%.

De même, la Figure 4.16 décrit les valeurs du facteur de frottement trouvées théoriquement et expérimentalement en fonction du nombre de Reynolds. On peut conclure de cette Figure qu'il existe également un écart entre les résultats tracés. L'écart moyen relatif obtenu est 8,46%.

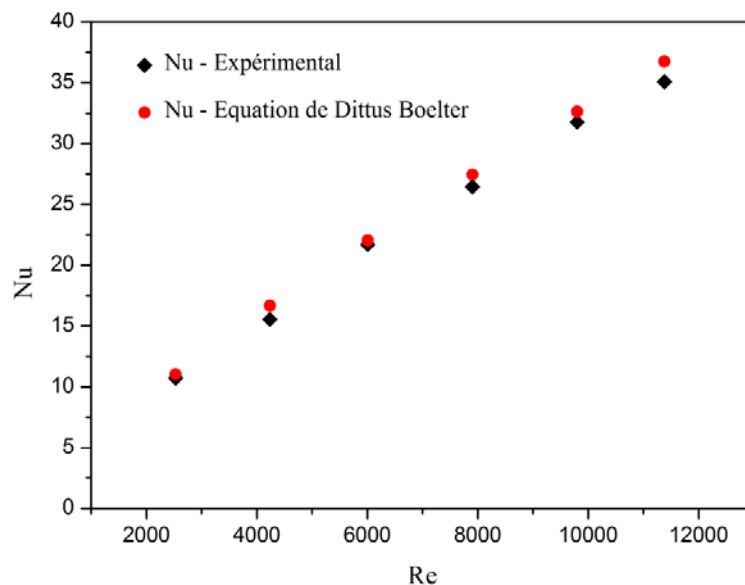


Figure 4.15 *Comparaison entre les valeurs du nombre de Nusselt expérimentales et théoriques (Canal lisse)*

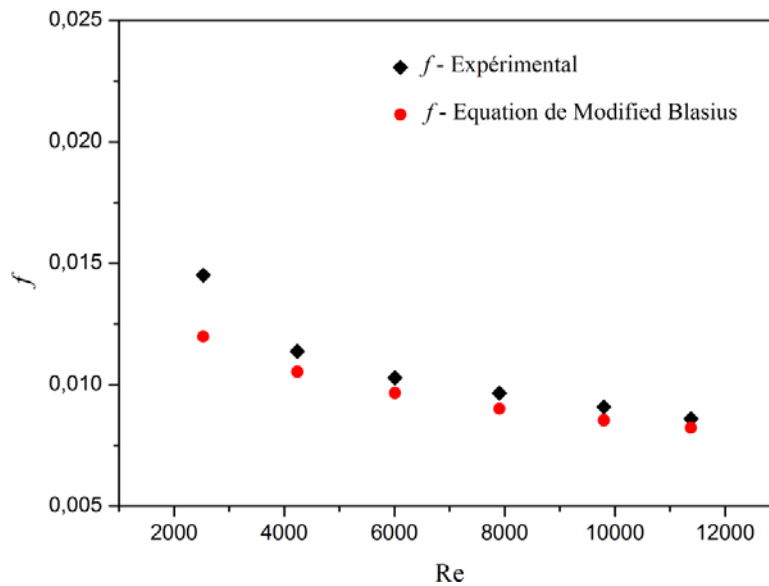


Figure 4.16 Comparaison entre les valeurs de facteur de frottement expérimentales et théoriques (Canal lisse)

4.2.2. Comparaison des performances thermiques des deux arrangements DCL

L'optimisation des paramètres DCL perforés et non perforés est nécessaire pour améliorer les performances thermiques du système de chauffage à air solaire. Les configurations de chicanes avant (Forward) – DCL (F-DCL) et arrière (Backward) – DCL (B-DCL) ont toutes les deux été traitées. Les rapports entre la longueur longitudinale entre deux rangées de chicanes consécutives et la longueur transversale entre deux chicanes adjacentes sur la plaque absorbante sont respectivement $Pl/e = 3$, $Pt/b = 0,6$. La Figure 4.17 décrit un aperçu schématique des deux arrangements. L'effet de ces rapports sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement et le facteur d'amélioration thermique ont été étudiés et comparés à ceux du canal lisse.

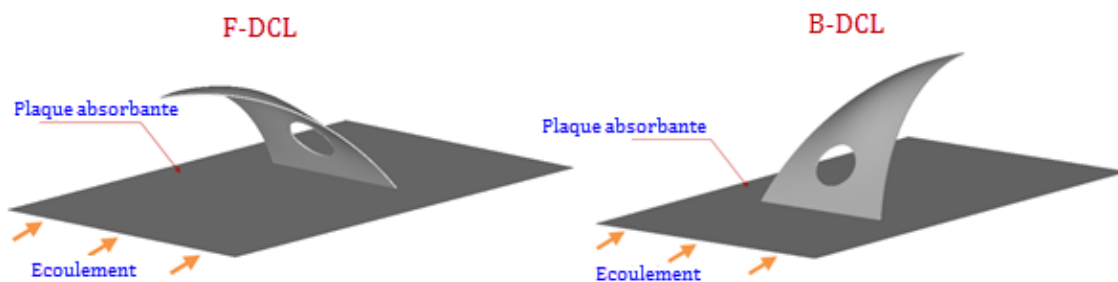


Figure 4.17 Schéma d'une chicane en aile Delta

La Figure 4.18 représente les variations des rapports Nu/Nu_0 , f/f_0 et TEF en fonction du nombre de Reynolds pour les deux arrangements. On peut déduire d'après cette Figure que la configuration F-DCL perforée fournit le taux de transfert de chaleur le plus élevé par rapport à l'autre configuration. Le rapport Nu/Nu_0 dans le cas d'un F-DCL perforé s'avère être plus élevé que celui d'une autre configuration.

On peut également apprendre de cette Figure que la configuration F-DCL a produit une perte de charge supérieure à celle obtenue dans le cas d'une configuration B-DCL. Ceci est plus prononcé en cas de configuration non perforée.

Tous les travaux expérimentaux et par conséquent, les TEF calculés ont été réalisés à sous une puissance de soufflage d'air constante. La Figure 4.18 montre également que le TEF est plus élevé que celui obtenu avec un canal lisse et qu'il est généralement plus élevé que l'unité, ce qui montre l'avantage de l'insertion de chicanes DCL. Le TEF diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La valeur la plus élevée du TEF a été obtenue avec un F-DCL perforé. En général, TEF pour F-DCL est supérieur à celui du B-DCL pour les deux configurations.

Sur la base du résultat présenté sur la Figure 4.18, on peut conclure que la configuration du F-DCL a donné le TEF le plus élevé et qu'il a donc été sélectionné dans ce travail pour un examen plus approfondi.

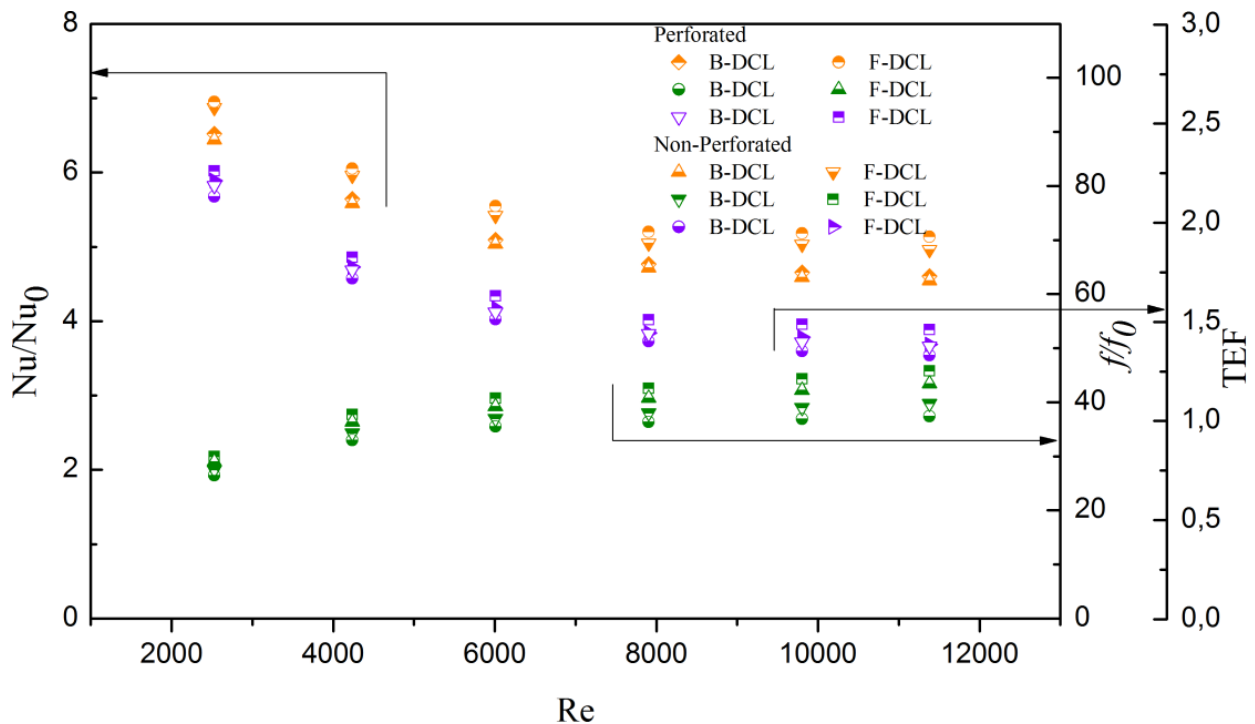


Figure 4.18 Effet des F-DCL et B-DCL sur Nu/Nu_0 , f/f_0 et TEF

4.2.3. Transfert de chaleur

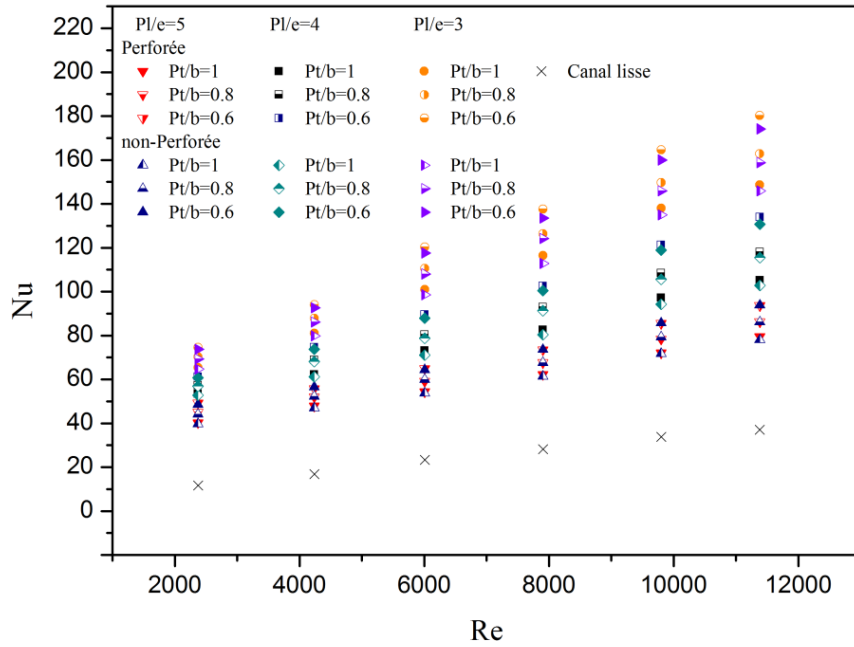
Les courbes de distribution de nombre de Nusselt (Nu) et l'amélioration du nombre de Nusselt (Nu/Nu_0) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour les deux configurations DCL (perforé et non perforé) sont tracées respectivement sur les Figures 4.19a et b. La Figure 4.19a représente la variation de Nu avec Re pour différents rapports Pl/e et Pt/b pour les deux configurations. Alors que, la Figure 4.19b décrit l'amélioration du nombre Nusselt pour différents rapports Pl/e et Pt/b pour les deux configurations. On peut déduire de la Figure 4.19a qu'une augmentation considérable des taux de transfert de chaleur dans le cas de chicane perforées et non perforées par rapport au canal lisse. Les taux de transfert de chaleur des chicanes perforées et non perforées ont présenté des valeurs presque similaires. Il a également été constaté que, dans le cas de chicanes DCL perforées pour les rapports $Pl/e=3$ et $Pt/b=0,6$, des valeurs meilleurs pour le nombre de Nusselt ont été enregistrées par rapport aux DCL non perforées. Cette amélioration est de l'ordre de 2,63%. On peut donc conclure que les DCL perforées offrent de meilleurs taux de transfert de chaleur que ceux des DCL non perforées.

Cette conclusion a été validée en effectuant des travaux numériques et expérimentaux, comme montré sur les Figures 4.20a et b respectivement. En effet, on peut voir sur les deux Figures que DCL perforé une production d'un écoulement secondaire le long des chicanes. Les jets d'air traversant les trous entraînent un mélange d'écoulement secondaire et principal. Le phénomène est illustré par les Figures 4.20a et b. L'écoulement d'air à travers les chicanes a été simulé à l'aide d'un ensemble CFD (Fluent) Figure 4.20a. Sa visualisation expérimentale est illustrée sur la Figure 4.20b.

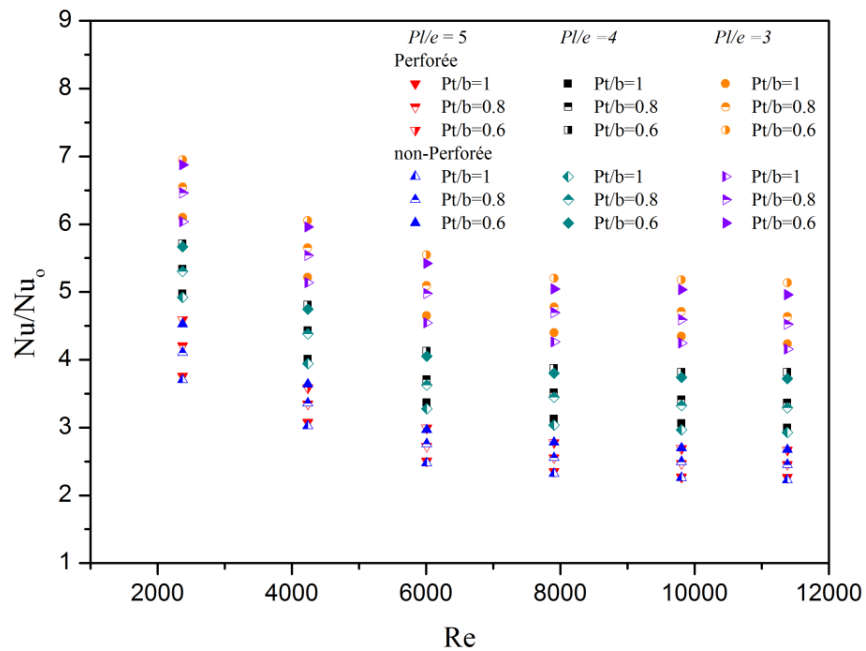
Pour les valeurs inférieures des rapports Pl/e et Pt/b , on a constaté que les deux configurations de DCL produisent des taux de transfert de chaleur plus élevés que ceux obtenus dans le cas de rapports élevés. Le nombre de Nusselt pour les deux configurations DCL est presque similaire pour les grands rapports Pl/e et Pt/b . Cela peut être dû à la réduction de l'impact du jet, comme le montre la Figure 4.19a.

La Figure 4.19b illustre la variation des améliorations du nombre Nusselt Nu/Nu_0 en fonction du nombre de Reynolds pour divers rapports Pl/e et Pt/b pour les deux configurations DCL obtenues dans un écoulement turbulent. On peut observer à partir de cette Figure que les valeurs inférieures des rapports Pl/e et Pt/b entraînent une augmentation du rapport Nu/Nu_0 .

L'augmentation du rapport Nu/Nu_0 pour les deux configurations de chicanes se situe entre 2,22 et 6,94 fois comparativement à celle obtenue dans le cas d'un canal lisse.



(a)



(b)

Figure 4.19 Variation de (a) Nu et (b) Nu/Nu_0 en fonction de Re

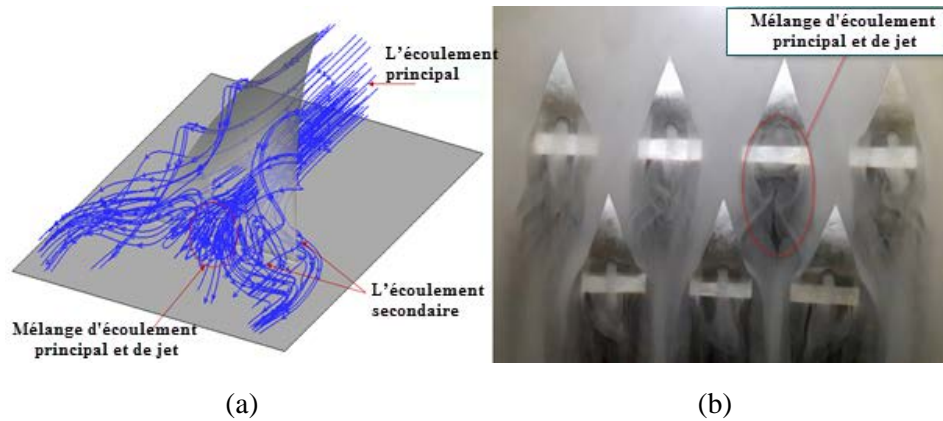
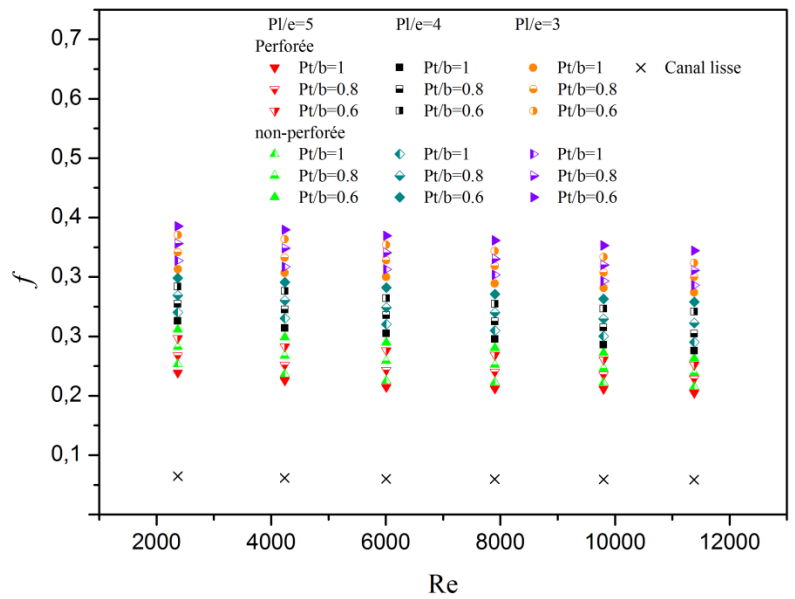


Figure 4.20 (a) visualisation de l'écoulement numérique et (b) visualisation de l'écoulement expérimental de mélange de jet et l'écoulement principal

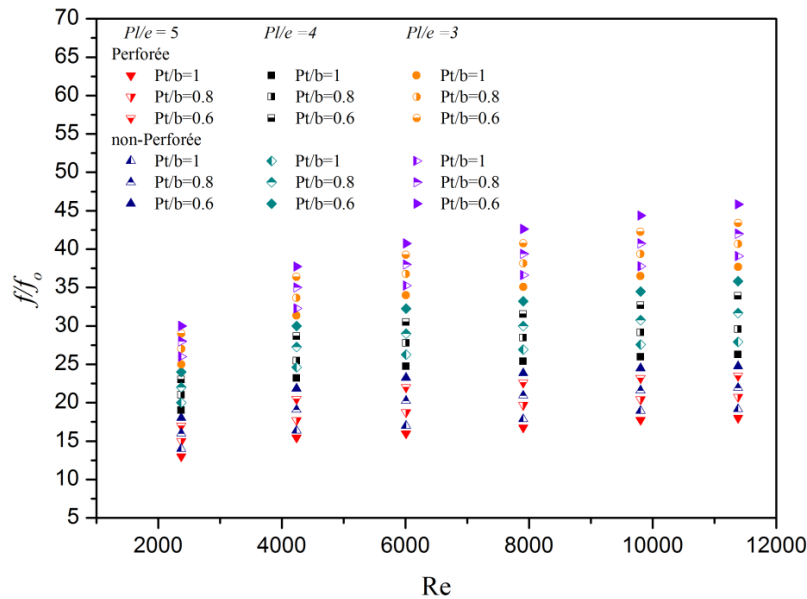
4.2.4. Facteur de frottement

La variation de la perte de charge exprimée en fonction du facteur de frottement f et le rapport de ce facteur de frottement par rapport du canal lisse f/f_0 , sur la section de test en fonction du nombre de Reynolds, sont illustrés sur les Figures 4.21a et b respectivement. Cette variation a été effectuée pour trois valeurs différentes de rapports de pas, à savoir ($Pt/e=3, 4$ et 5). Pour chacun de ces rapports, le test est répété pour trois valeurs différentes du rapport Pt/b . Les rapports sélectionnés étaient ($Pt/b=0,6, 0,8$ et 1). Essentiellement, ces tests sont effectués pour les chicanes en ailes delta en forme de courbes longitudinales perforées et non perforées. On peut facilement voir à partir de cette courbe que pour un rapport Pt/e plus grand, le facteur de frottement diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour un rapport Pt/b plus grand dans le cas de chicanes perforées en forme d'aile delta courbées longitudinalement. Le même aspect de la courbe du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds est obtenu dans le cas de chicanes en aile delta longitudinalement courbés non perforés, mais avec des valeurs plus élevées pour le facteur de frottement. Pour une valeur inférieure de Pt/b ($Pt/b = 0,6 ; Pt/b = 0,8$), la courbe de variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds présente le même aspect que celui obtenu pour un grand rapport Pt/b , c'est vrai pour les deux configurations de chicanes. La légère différence entre les facteurs de frottement enregistrés pour tous les cas considérés est attribuée à l'effet des trous introduits qui augmente la pression de l'écoulement lorsque la surface des chicanes est réduite et que, par conséquent, des valeurs légèrement inférieures du facteur de frottement sont enregistrées. De plus, les trous insérés génèrent une zone de sillage réduite derrière les chicanes, contribuant ainsi à une diminution de la perte de charge.

L'effet inverse est obtenu en cas de chute de pression exprimée en termes de rapports du facteur de frottement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour être plus clair, la chute de pression augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci peut être facilement remarqué à partir de la Figure 4.21b qui montre la variation de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds. L'augmentation du rapport f/f_0 pour les deux configurations de chicanes est comprise entre 13 et 45,83 fois par rapport à celle obtenue en cas du canal lisse. La valeur de frottement maximum enregistré f/f_0 a été obtenu pour $Pl/e = 3$ et $Pt/b = 0,6$ dans le cas d'un DCL non perforé en raison d'un blocage plus important de l'écoulement.



(a)



(b)

Figure 4.21 Variation de (a) f et (b) f/f_0 en fonction Re

4.2.5. Performances thermiques

La Figure 4.22 montre la variation du facteur d'amélioration thermique (Thermal Enhancement Factor "TEF") en fonction du nombre de Reynolds pour des chicane en forme d'aile delta courbées longitudinalement perforés et non perforés. Ceci est enregistré pour tous les rapports Pt/e et Pt/b déjà mentionnés. Il a été constaté que le facteur d'amélioration thermique diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds dans les cas considérés et pour les deux configurations de chicane. En fait, les valeurs de TEF pour les chicane perforées sont légèrement supérieures à celles obtenues pour les chicane non perforées. Cela signifie que la perforation du DCL est préférable. Il est clair que le TEF maximal d'environ 2,26 est atteint pour $Pt/e = 3$ et $Pt/b = 0,6$ à la valeur la plus faible du nombre de Reynolds. Tout au long des résultats, on a constaté que l'utilisation de petites valeurs des deux rapports de pas donne des valeurs plus élevées du facteur d'amélioration thermique que celles obtenues en utilisant de grandes valeurs des deux rapports de pas.

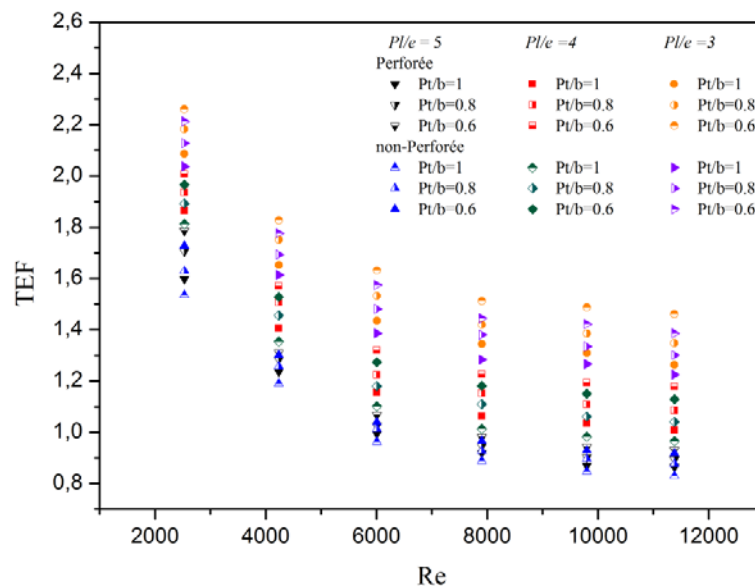


Figure 4.22 Variation de TEF en fonction Re

4.2.6. Comparaison avec les études antérieures

Pour démontrer clairement l'avantage qui pourrait être apporté par l'insertion de chicane en forme d'aile delta courbées longitudinalement, perforées et non perforées, on effectue une comparaison avec les résultats de la littérature obtenus en utilisant des formes différentes. Le Tableau 4.1 résume cette comparaison. Il ressort de ce tableau qu'un facteur d'amélioration thermique plus élevé et des taux de transfert de chaleur sont obtenus en

adoptant la forme actuelle de la chicane par rapport aux autres techniques utilisées dans la littérature.

Tableau 4.1 Comparaison des résultats de notre travail avec les travaux antérieurs.

S.No	Chercheurs	Géométrie	paramètres	Nu/Nu ₀	f/f_0	TEF
1	Skullong et al.[65]	Wavy-groove combined with perforated-delta wing	Re=4800-23000 $A_h/A_w=0.031-0.167$ $g/H=0.4-1$ $\alpha = 45^\circ$	5.74	17.01	2.24
2	Promvonge et al.[61]	Rib combined with delta-winglet	Re=5000-22000 $e/H=0.2$ $b/H=0.4$ $\alpha =30^\circ- 60^\circ$	2.32	4.35	1.39
3	Skullong et al.[95]	Winglets combined with wavy grooves	Re=4500-22000 $P_R=1-3$ $B_R=0.12-0.28$ $\alpha = 45^\circ$	7.3	41	2.12
4	Promvonge et al.[96]	Ribs combined with winglet	Re=5000-22000 $e/H=0.13$ $P/H=1.33$ $\alpha =30^\circ- 60^\circ$	2.6	4.6	1.67
5	Promvonge et al.[97]	multiple 60° V-baffles	Re=5000-25000 $e/H=0.1-0.3$ $P/H=1-3$	3.9	8.31	1.87
6	Present study	Longitudinally curved delta-shaped baffles (with holes)	Re=2500-12000 $P_l/e= 3-5$ $P_t/b= 0.6-1$	6.94	29	2.26

4.2.7. Corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de frottement

Les résultats expérimentaux présentés dans la partie expérimentale ont été utilisés pour développer des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement pour un capteur solaire à air à conduit rugueux en d'aile delta courbé longitudinalement en fonction de paramètres géométriques et d'écoulement. Ces corrélations peuvent être utiles aux chercheurs et aux concepteurs travaillant dans ce domaine. Ces corrélations peuvent également être

utilisées pour prédire les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement des chicanes en d'aile delta courbée longitudinalement (perforé et non perforé). La solution théorique pour les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur d'une telle rugosité complexe et épuisante et les concepteurs doivent donc s'appuyer sur des corrélations empiriques développées au cours d'expériences.

4.2.7.1. Choix des corrélations

De nombreux chercheurs à savoir. (Kumar et al. [45], Karwa et al. [29], Maithani et al. [1] et beaucoup d'autres) ont utilisé une méthode statistique pour développer des corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de frottement et ont découvert que ces corrélations statistiques sont capables de prédire la performance d'un capteur solaire à air rugueux alors que la différence entre les valeurs prédites et expérimentales se situent dans les limites acceptables. Le succès de cette approche suggère que les méthodes statistiques constituent un moyen efficace de corréler les données pour les surfaces rugueuses. Gardant cela à l'esprit, les données expérimentales obtenues et présentées dans la partie expérimentale ont été corréllées à l'aide de méthodes statistiques. Le logiciel Origin 8.5.1 a été utilisé comme outil statistique pour l'analyse de régression et pour développer les corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de frottement.

4.2.7.2. Corrélations statistiques pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement

Les valeurs Nu et f ont été trouvés en fonction du paramètre d'écoulement Re : et des paramètres géométriques à savoir la longueur longitudinale relative des chicanes sur la plaque absorbante (P_l/e) et la longueur transversale relative des chicanes sur la plaque absorbante (P_t/b). Les relations fonctionnelles pour les chicanes perforées sont les suivantes :

$$Nu = f_1(Re, P_l/e, P_t/b) \quad (4.3)$$

$$f = f_2(Re, P_l/e, P_t/b) \quad (4.4)$$

La relation fonctionnelle entre Nu et Re peut être établie à partir de la relation de loi de puissance entre ces paramètres pour le transfert de chaleur par convection forcée d'où :

$$Nu = A_0 Re^n \quad (4.5)$$

La forme logarithmique de l'équation (4.5) peut être écrite comme suit :

$$\ln Nu = n \ln Re + A_1 \quad (4.6)$$

Où $A_1 = \ln A_0$

Toutes les valeurs de Nu provenant de données expérimentales ont été reportées en fonction de Re, comme le montre la Figure 4.23. Cette Figure montre que Nu et Re ont une relation presque linéaire. L'analyse de régression a révélé qu'une pente moyenne de toutes les lignes est de 0,4793. L'équation en ligne droite peut être présentée par l'équation ci-dessous :

$$Nu = A_0 Re^{0.4793} \quad (4.7)$$

Où

$$A_0 = \frac{Nu}{Re^{0.4793}} \quad (4.8)$$

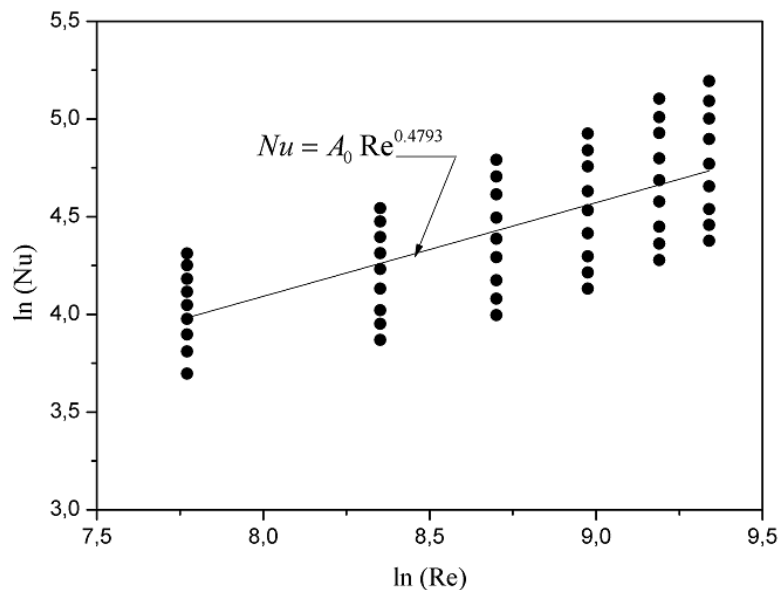


Figure 4.23 Représentation de $\ln(Nu)$ par rapport à $\ln(Re)$

Le coefficient A_0 est influencé par les paramètres, Pl/e et Pt/b . Pour établir la relation entre (A_0) et (Pl/e), les valeurs de $\ln(A_0) = (\ln(Nu/Re^{0.4793}))$ ont été tracées en fonction des valeurs de $\ln(Pl/e)$. On peut voir que la relation fonctionnelle entre (A_0) et (Pl/e) est mieux décrite par l'équation polynomiale de second ordre comme il est montré dans l'équation (4.9):

$$\ln(A_0) = \ln(B_0) + B_1 \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\} + B_2 \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\}^2 \quad (4.9)$$

Un graphique composite de $\ln(A_0)$ et $\ln(P_l/e)$ pour l'ensemble des données illustrées sur la Figure 4.24 résulte de la relation suivante :

$$\ln(A_0) = \ln(B_0) + 0.5943 \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\} + (-0.6506) \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\}^2 \quad (4.10)$$

Eq. (4.10) peut être réarrangée comme suit :

$$A_0 = B_0 \left(\frac{P_l}{e}\right)^{0.5943} \exp \left[-0.6506 \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\}^2 \right] \quad (4.11)$$

Où

$$Nu = B_0 Re^{0.4793} \left(\frac{P_l}{e}\right)^{0.5943} \exp \left[-0.6506 \left\{ \ln\left(\frac{P_l}{e}\right) \right\}^2 \right] \quad (4.12)$$

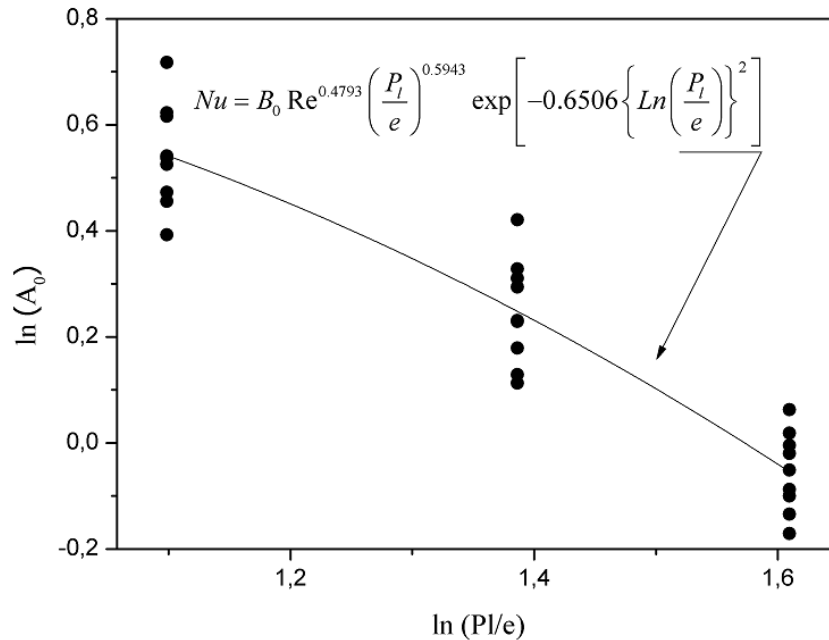


Figure 4.24 Représentation de $\ln(A_0)$ par rapport à $\ln(P_l/e)$

Où B_0 , est la fonction de la longueur transversale relative des chicane sur la plaque d'absorbeur Pt/b. B_0 est tracée en fonction de la longueur transversale relative des chicane

sur la plaque d'absorbteur Pt/b comme le montre la Figure 4.25. Une analyse de régression pour ajuster une ligne droite à travers ces points est donnée par :

$$B_0 = \frac{Nu}{\text{Re}^{0.4793} \left(\frac{P_t}{e}\right)^{0.5943} \exp\left[-0.6506 \left\{ \text{Ln}\left(\frac{P_t}{e}\right) \right\}^2\right]} = C_0 \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.3521} \quad (4.13)$$

Où

$$Nu = C_0 \text{Re}^{0.4793} \left(\frac{P_t}{e}\right)^{0.5943} \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.3521} \exp\left[-0.6506 \left\{ \text{Ln}\left(\frac{P_t}{e}\right) \right\}^2\right] \quad (4.14)$$

Où C_0 est constant et a une valeur de $C_0 = 0.5884$.

Ainsi, la corrélation finale pour le nombre de Nusselt peut être écrite comme suit :

$$Nu = 0.5884 \text{Re}^{0.4793} \left(\frac{P_t}{e}\right)^{0.5943} \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.3521} \exp\left[-0.6506 \left\{ \text{Ln}\left(\frac{P_t}{e}\right) \right\}^2\right] \quad (4.15)$$

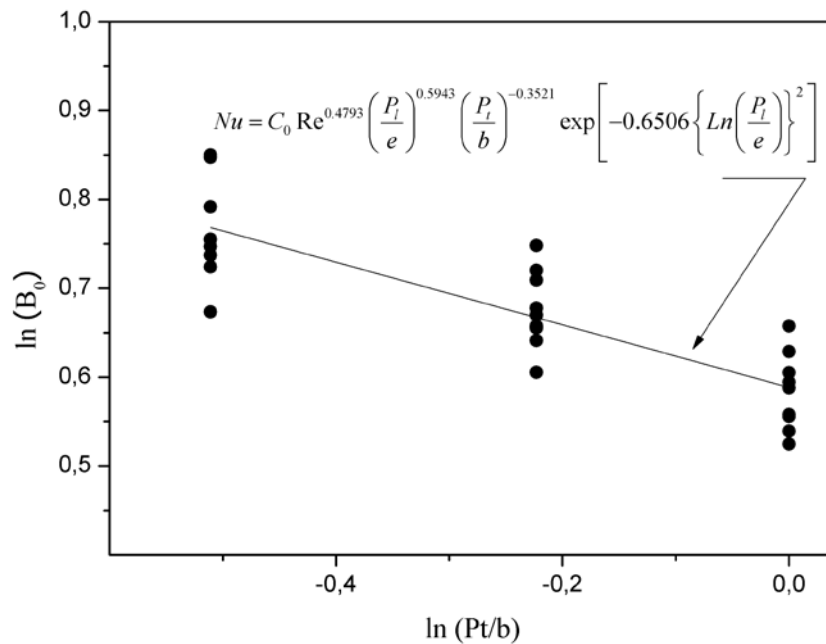


Figure 4.25 Représentation de $\ln(B_0)$ par rapport à $\ln(P_t/b)$

Pour la configuration DCL non perforé, on a :

$$Nu = 1.0496 Re^{0.475} \left(\frac{P_l}{e}\right)^{0.9894} \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.3201} \exp\left[-0.5426 \left\{Ln\left(\frac{P_l}{e}\right)\right\}^2\right] \quad (4.16)$$

Une procédure similaire a été suivie pour développer une corrélation statistique du facteur de frottement. Les valeurs des coefficients sont en fonction du paramètre d'écoulement et des paramètres géométriques, comme il est montré sur les Figures 4.26-4.28. La corrélation finale pour f du DCL perforé peut être écrite comme suit :

$$f = 0.3385 Re^{-0.0996} \left(\frac{P_l}{e}\right)^{2.1042} \exp\left[-1.2539 \left\{Ln\left(\frac{P_l}{e}\right)\right\}^2\right] \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.56} \exp\left[-0.2375 \left\{Ln\left(\frac{P_t}{b}\right)\right\}^2\right] \quad (4.17)$$

Pour la configuration DCL non-perforés :

$$f = 0.2572 Re^{-0.0981} \left(\frac{P_l}{e}\right)^{2.4651} \exp\left[-1.3716 \left\{Ln\left(\frac{P_l}{e}\right)\right\}^2\right] \left(\frac{P_t}{b}\right)^{-0.5622} \exp\left[-0.2669 \left\{Ln\left(\frac{P_t}{b}\right)\right\}^2\right] \quad (4.18)$$

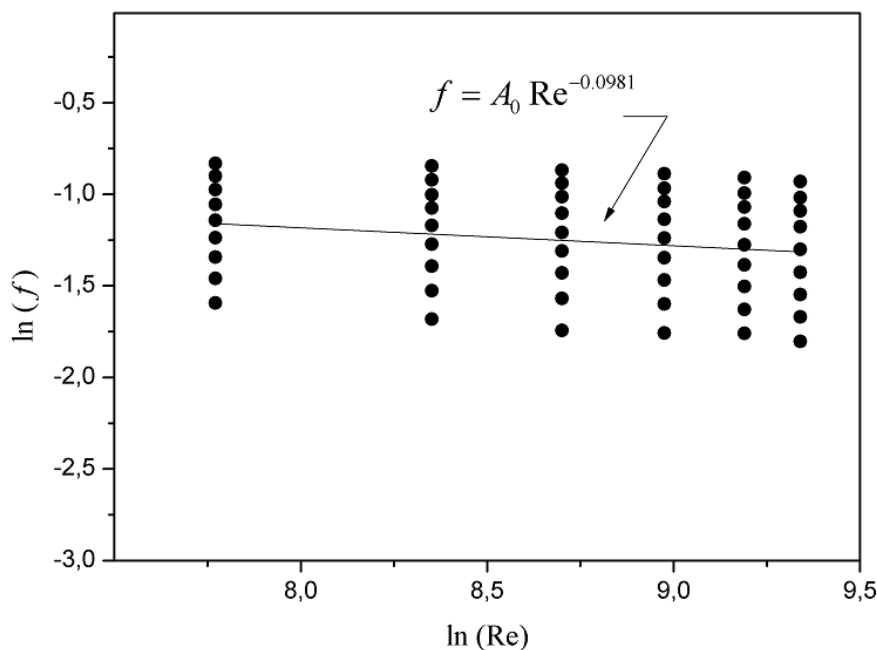


Figure 4.26 Représentation de $\ln(f)$ par rapport $\ln(Re)$

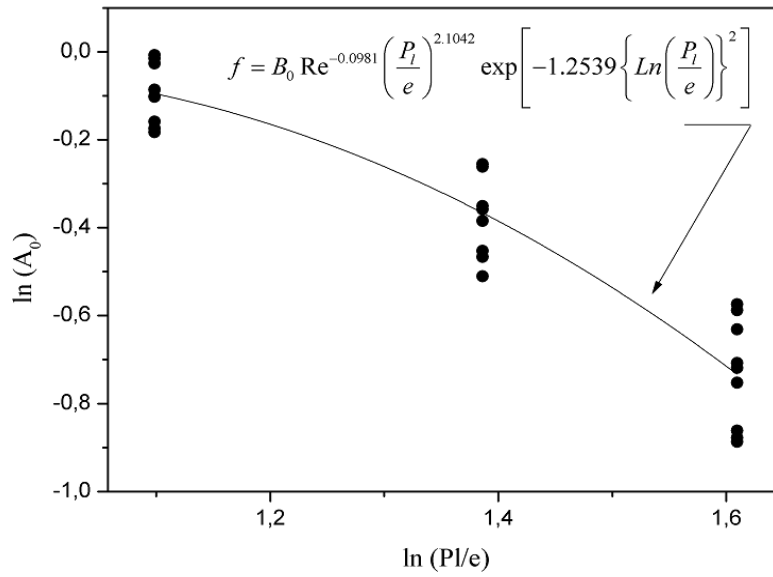


Figure 4.27 Représentation de $\ln(A_0)$ par rapport $\ln(P_l/e)$

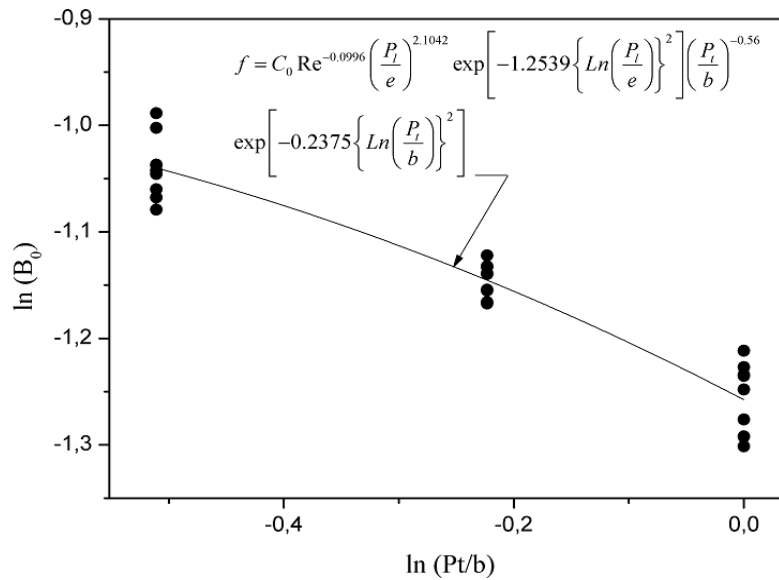


Figure 4.28 Représentation de $\ln(B_0)$ par rapport $\ln(P_t/b)$

La comparaison des valeurs prédites et expérimentales de Nu et f est représentée sur les Figures 4.29 et 4.30 respectivement. Le graphique entre les valeurs expérimentales et celles prédites du Nu montre que l'écart est de l'ordre de $\pm 12\%$, ce qui est dans la limite acceptable [45]. Le graphique entre les valeurs prédites et les valeurs expérimentales de f montre que l'écart est de $\pm 7\%$, ce qui est également dans les limites acceptables [45].

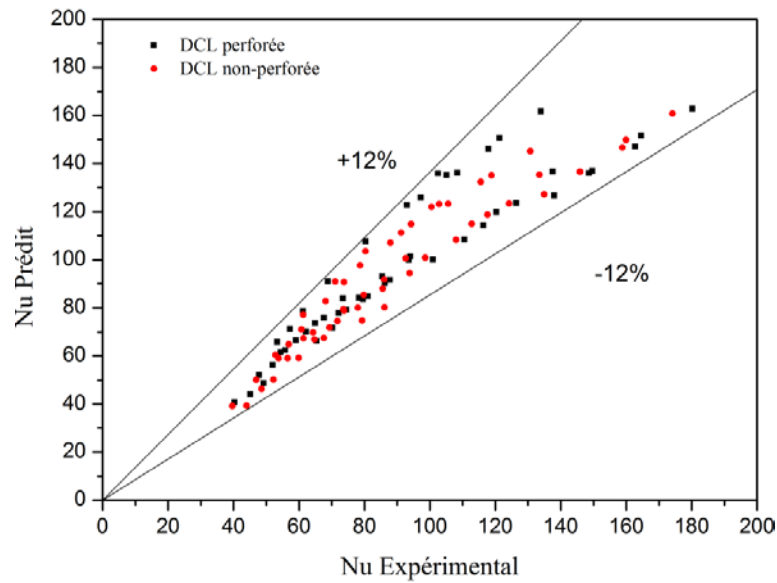


Figure 4.29 Données prédites par rapport aux données expérimentales du nombre de Nusselt

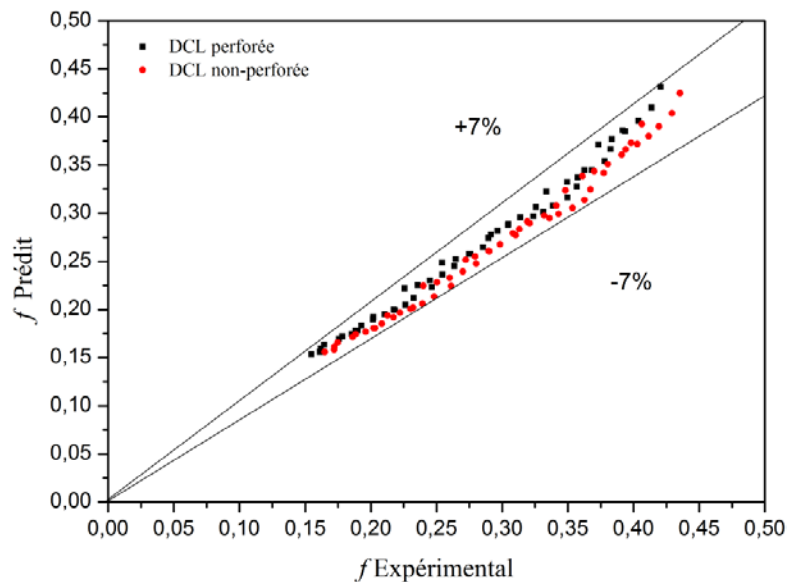


Figure 4.30 Données prédites par rapport aux données expérimentales du facteur de frottement

4.3. Comparaison les résultats numériques et expérimentaux

Les Figures 4.31 et 4.32 permettent de comparer les valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de frottement du canal lisse obtenu à partir de l'étude expérimentale et prédite par un modèle de turbulence. Il ressort de ces graphiques que les valeurs obtenues à partir du modèle (SST) $k-\omega$ sont très proches des valeurs obtenues à partir des études expérimentales pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement. L'écart moyen relatif entre le nombre de Nusselt expérimental et celui prédit par simulation numérique est de l'ordre de 22,56% et l'écart moyen relatif du facteur de frottement expérimental par rapport à celui prédit par

simulation numérique avoisine les 12,44%. On remarque qu'il existe un bon accord entre les résultats expérimentaux et CFD avec les valeurs prédites dans des limites raisonnables.

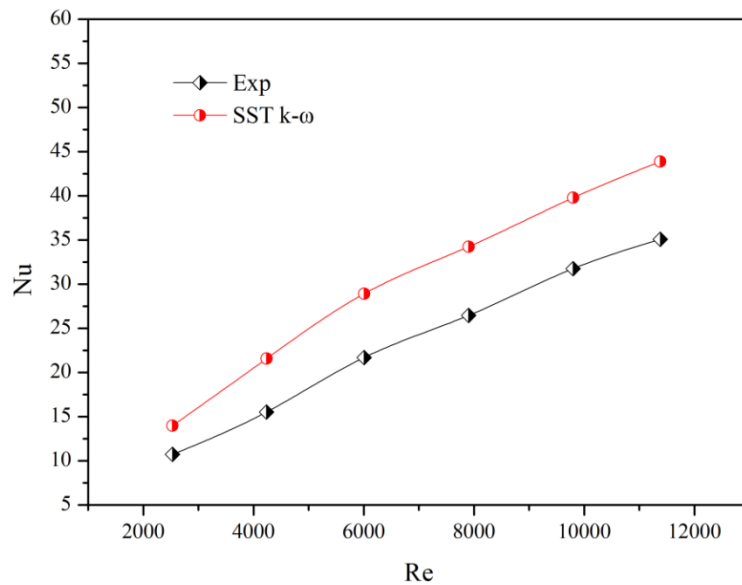


Figure 4.31 Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de Nu pour le canal lisse

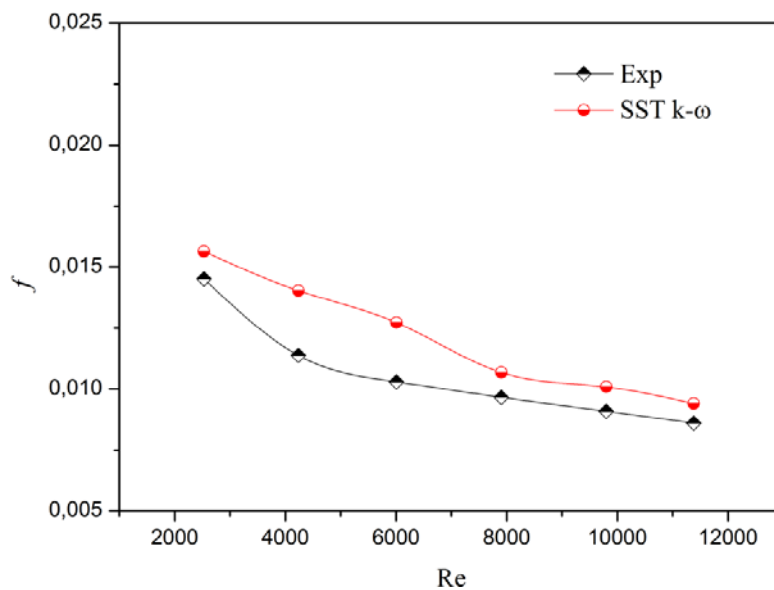


Figure 4.32 Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de f pour le canal lisse

La comparaison du nombre de Nusselt et du frottement a été présentée aux Figures 4.34 et 4.35, respectivement. Les courbes montrent les comparaisons des résultats du nombre de Nusselt et du facteur de frottement prédit à partir des simulations 3D de conduits rugueux comportant des chicane en forme d'aile delta courbée longitudinalement perforées ($Pt/e = 3$ et $Pt/b = 0.6$) avec ceux obtenus à partir d'études expérimentales. Les résultats de simulation

sont en bon accord avec les résultats expérimentaux. Les écarts moyens relatif entre les résultats numériques obtenus à l'aide du modèle de turbulence (RNG) $k-\varepsilon$ et les résultats expérimentaux des valeurs de Nusselt et du facteur de frottement ont été observée égale à 7% et 18,25%, respectivement.

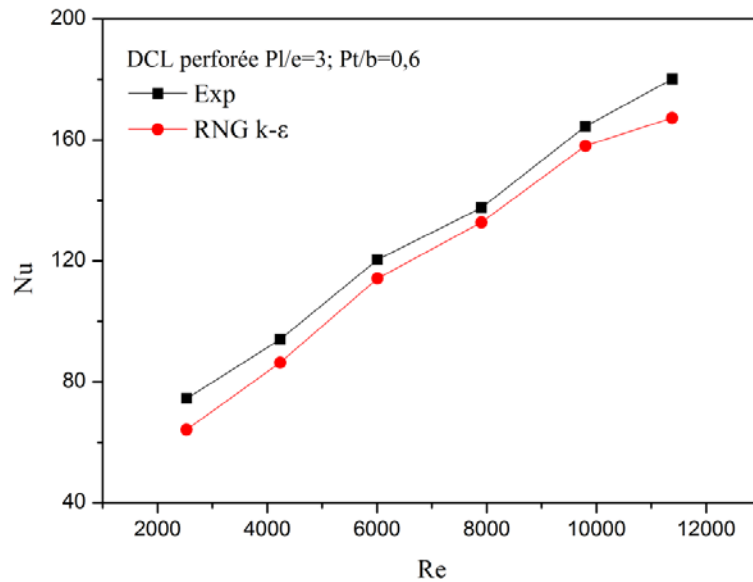


Figure 4.34 Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de nombre de Nusselt

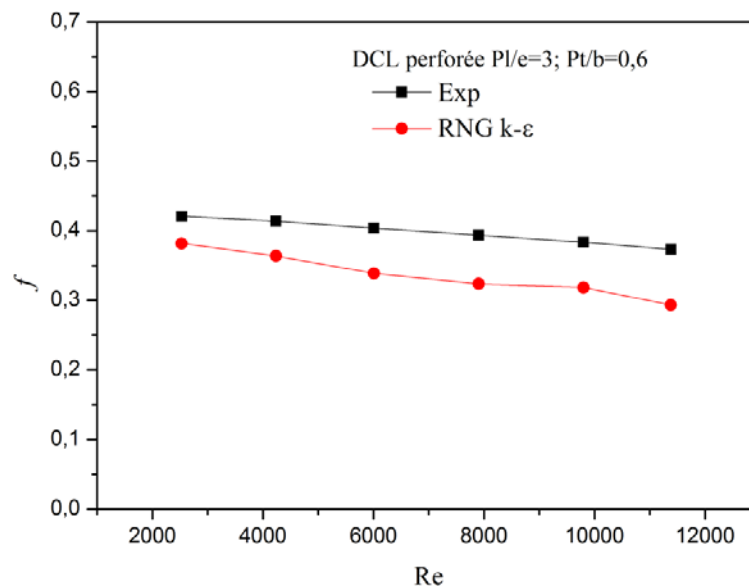


Figure 4.35 Comparaison des valeurs expérimentales et CFD de facteur de frottement

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté et interprété les résultats obtenus par la simulation numérique et l'approche expérimentale de transfert de chaleur et du champ de

l'écoulement pour les deux configurations de chicanes. L'analyse expérimentale et numérique de la rugosité de la chicane en forme d'aile delta courbée longitudinalement d'un capteur solaire plan à air artificiellement rugueux sur la plaque absorbante a été effectuée. L'effet du pas relatif de rugosité (longitudinale et transversale) et du nombre de Reynolds sur l'amélioration du transfert de chaleur et les caractéristiques de frottement de l'écoulement est étudié. Les résultats de l'analyse des CFD sont en bon accord avec les résultats expérimentaux et avec les approches théoriques standard. Ainsi, le module CFD actuel peut être utilisé pour l'analyse des nouvelles géométries dans le capteur solaire plan à air.

Les principaux résultats des recherches expérimentales sont les suivants :

- Il a été constaté que dans le cas de chicanes en forme d'ailes delta courbées longitudinalement perforées, une résistance à l'écoulement s'est développée, en particulier lorsque les rapports Pl/e et Pt/b sont plus importants.
- Une amélioration notable des taux de transfert de chaleur et des facteurs de friction s'est produite lorsque Pl/e est égale à 3 et Pt/b égale à 0,6 et ils diminuent en cas de valeurs élevées de ces rapports.
- Pour tous les rapports Pl/e et Pt/b considérés, les taux de transfert de chaleur obtenus pour les chicanes perforées en forme d'aile delta courbés longitudinalement sont supérieurs à ceux obtenus avec les chicanes en forme d'aile delta courbées longitudinalement non perforées.
- La valeur maximale du facteur d'amélioration thermique (TEF) enregistrée est égale à 2,26 et elle est obtenue dans le cas de chicanes perforées en forme d'aile delta courbées longitudinalement avec un nombre de Reynolds compris entre 2529-11382 avec Pl/e et Pt/b valent 3 et 0,6 respectivement.
- Les corrélations du nombre de Nusselt et du facteur de friction ont été développées en fonction des paramètres de rugosité et du nombre de Reynolds. Les corrélations développées prédisent les valeurs de Nu et f avec un écart maximal de $\pm 12\%$ et $\pm 7\%$ respectivement.

En général, l'insertion de chicanes augmente à la fois le taux de transfert de chaleur et le facteur de frottement ; cette amélioration est plus importante dans le cas de chicanes perforées en forme d'aile delta courbées longitudinalement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le présent travail de thèse est réalisé dans le but d'améliorer la performance thermique de capteur solaire plan à air en utilisant une rugosité artificielle sur la plaque d'absorption. Des travaux numériques et expérimentaux de recherche ont été entrepris dans le but de mener des recherches approfondies sur les caractéristiques de transfert de chaleur et des écoulements de fluides en présence des chicane en forme d'aile delta courbés longitudinalement comme rugosité artificielle.

D'abord une étude bibliographique a été réalisée et quelques paramètres importants pertinents pour les travaux de recherche proposés sont identifiés. Les plages de ces paramètres sont également identifiées sur la base de considérations pratiques concernant le système et les conditions de fonctionnement. Une étude de la littérature et des études élémentaires sont ensuite effectuées sur les concepts de techniques d'amélioration du transfert de chaleur, de paramètres de géométrie de la rugosité et d'écoulement de fluide dans des conduits rectangulaires.

Dans ce contexte, nous avons présenté les modèles mathématiques adoptés pour la présente simulation numérique. Par la suite, nous avons présenté les principales étapes et les paramètres que nous avons adoptés pour la modélisation de l'écoulement de l'air en présence des chicanes à l'intérieur du canal mobile en configurations (3D) d'un capteur solaire plan à air. Nous avons aussi, présenté les détails de la démarche de résolution numérique du problème en utilisant le code de calcul Fluent.

La simulation CFD a été réalisée pour optimiser la configuration de la forme de chicanes et les paramètres géométriques et aussi pour étudier les caractéristiques du transfert de chaleur et l'écoulement de fluide d'un canal mobile du capteur solaire sans et avec des chicanes.

Le transfert de chaleur et la perte d'énergie dus au frottement de l'écoulement dans la surface d'absorbeur d'un canal mobile du capteur solaire plan à air équipé de chicanes en forme d'aile delta courbés longitudinalement perforés et non perforés ont été étudiés. Cette étude a été réalisée sous un écoulement turbulent caractérisé par une valeur Re comprise entre 2500 et 12000 pour différents rapports Pl/e et Pt/b .

Les résultats de l'analyse des simulations numériques révèlent un bon accord avec les résultats expérimentaux et avec les approches théoriques standard. Ainsi, le modèle RNG ($k-\epsilon$) peut être utilisé pour l'analyse des nouvelles géométries dans le capteur solaire plan à air.

L'analyse vous a permis des résultats numériques, constater que l'utilisation de petites valeurs des deux rapports de pas relatif de rugosité donne des valeurs plus élevées du facteur d'amélioration thermique que celles obtenues en utilisant de grandes valeurs des deux rapports de pas relatif de rugosité.

Ce travail numérique a été poursuivi par une étude expérimentale sur les conduites des capteurs solaires plans à air thermiques. Les travaux expérimentaux ont été menés au laboratoire de génie mécanique de l'Université de Biskra (Algérie). Réellement, les chicanes DCL perforés et non perforés ont été testés. Ces expériences ont été menées pour recueillir des données sur les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement des fluides de ces conduites artificiellement rugueuses pour une gamme de paramètres déterminés sur la base de considérations pratiques du système et des conditions d'exploitation. Les résultats ont été comparés à ceux des conduits lisses dans des conditions d'écoulement similaires afin de déterminer l'amélioration du transfert de chaleur et du facteur de frottement. Les données ont été présentées sous forme de variation du nombre de Nusselt et du facteur de frottement en fonction de paramètres géométriques de rugosité artificielle pour mettre en évidence l'effet de ces paramètres sur l'amélioration de la performance thermique.

Les données expérimentales ont également été utilisées afin d'établir des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de frottement pour les conduites rugueuses, comme elles ont été utilisées pour prédire la performance thermique de la conduite rugueuse du capteur solaire plan à air.

Le critère de performance thermique a été utilisé pour optimiser les paramètres géométriques des conditions de fonctionnement spécifiées d'un capteur solaire plan à air. En utilisant ces résultats, un concepteur peut sélectionner des paramètres de rugosité qui peuvent donner la meilleure performance thermique.

Enfin, il est recommandé d'opter pour des configurations qui ont des trous comme éléments de rugosité sur la surface de l'absorbeur et de faire fonctionner les capteurs solaires à air à des valeurs relativement inférieures du nombre Reynolds. L'augmentation du nombre Reynolds est une indication de turbulence, donc une valeur plus élevée n'est pas recommandée pour la meilleure performance de conduit de chauffage solaire absorbant

rugueux. De plus, il est recommandé de tenir compte des paramètres de la géométrie de la rugosité en observant l'énergie thermique obtenue et l'énergie fournie pour le fonctionnement du capteur solaire.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Maithani R, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple V-ribs. *Sol Energy* 2016; 84:898–911.
- [2] Abdul–Malik Ebrahim Momin, Saini J S, Solanki S C. 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.
- [3] Lanjewar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. Experimental study of augmented heat transfer and friction in solar air heater with different orientations of W-Rib roughness. *Exp Therm Fluid Sci* 2011; 35:986–995.
- [4] Yadav AS, 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 plate. *Energy* 2013; 55:1127–1142.
- [5] Yunus A Cengel, John M Cimbala, Robert H Turner. *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. Tata McGraw–Hill Education India Private Limited, New Delhi, 3rd Edition 2008.
- [6] Jaurker AR, Saini JS, Gandhi BK. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Sol Energy* 2006; 80:895–907.
- [7] ASHRAE Standard 93-77, Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Air Heater, New York, 1977, pp. 1e34.or ,https://ashrae.iwrapper.com/ViewOnline/Standard_93-1977.
- [8] Joule J.P. Handbook of Heat Transfer. *Philos Trans R Soc Lond* 1861; 151:133–60.
- [9] Prasad BN, Saini JS. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Sol Energy* 1988; 41:555–560.
- [10] Tabish A, Man–Hoe K. A critical review on artificial roughness provided in rectangular solar air heater duct. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017; 69:387–400.
- [11] Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. New York: Wiley; 1980.

- [12] Frank K, Mark SB. Principles of heat transfer. Colorado: Thomson Learning Inc.; 2001.
- [13] Webb RL, Eckert ERG, Goldstein RJ. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness. *Int J Heat Mass Transf* 1971; 14:601–617.
- [14] Kuppan T. Heat Exchanger Design Handbook. Marcel Dekker Incorporation, New York; 2000.
- [15] Anirudh Gupta, Mayank Uniyal. Review of heat transfer augmentation through different passive intensifier methods. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* 2012; 1:14–21.
- [16] Abdmonem H Beitelmal, Michel A Saad, Chandrakant D Patel. Effects of surface roughness on the average heat transfer of an impinging air jet. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2000; 27:1–12.
- [17] Vadiraj Katti, Prabhu S V. Heat transfer enhancement on a flat surface with axisymmetric detached ribs by normal impingement of circular air jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2008; 29:1279–1294.
- [18] Webb R L, Eckert ERG. Application of rough surfaces to heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1972; 15:1647–1658.
- [19] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1998; 41:2221–2225.
- [20] Sheriff N, Gumley P. Heat-transfer and friction properties of surfaces with discrete roughnesses. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1966; 9:1297–1320.
- [21] Mahure A N, Kriplani V M. Review of Heat Transfer Enhancement Techniques. *International Journal of Engineering Research and Technology* 2012; 5:241–249.
- [22] Yasar Demirel, Habib AI–Ali H, Basem Abu–Al–Saud A. Enhancement of convection heat–transfer in a rectangular duct *Applied Energy* 1999; 64:441–451.
- [23] Constantinou AB. A review of augmentation techniques for heat transfers surfaces in single phase heat exchangers. *Energy* 1990; 15:899–906.
- [24] Webb R L, Eckert ERG, Goldstein R J. Generalized heat transfer and friction correlations for tubes with repeated rib roughness. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1972; 15:180–184.

- [25] Prasad BN, Saini JS. Optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Solar Energy* 1991; 47:91–96.
- [26] Vishavjeet Singh Hans, Saini R P, Saini J S. Performance of artificially roughened solar air heaters-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009; 13:1854–1869.
- [27] Verma SK, Prasad BN. Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renew Energy* 2000; 20:19–36.
- [28] Taslim ME, Li T, Kretcher DM. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, v-shaped and discrete ribs on two opposite walls. *Trans ASME J Turbomach* 1996; 118:20–28.
- [29] Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib roughened rectangular ducts 1999; 42:1597–1615.
- [30] Yeh Ho-Ming, Lin Chi-Yen. The effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward-type flat-plate solar air heaters. *Energy* 1996; 21:843–850.
- [31] Han JC, Glicksman LR, Rohsenow WM. An investigation of heat transfer and friction for rib roughened surfaces. *Int J Heat Mass Transf* 1978; 21:1143–1156.
- [32] Prasad K, Mullick SC. Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes. *Appl Energy* 1983; 13(2):83–93.
- [33] Gupta D, Solanki SC, Saini JS. Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates. *Solar Energy* 1993; 51(1):31–37.
- [34] Sahu MM, Bhagoria JL. Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater. *Renew Energy* 2005; 30:2057–2073.
- [35] Gupta D, Solanki SC, Saini JS. Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Sol Energy* 1997; 61:33–42.
- [36] Aharwal KR, Gandhi BK, Saini JS. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renew Energy* 2008; 33:585–596.
- [37] Aharwal KR, Gandhi BK, Saini JS. Heat transfer and friction characteristics of solar air heater ducts having integral inclined discrete ribs on absorber plate. *Int J Heat Mass Transf* 2009; 52:5970–5977.

- [38] Momin AME, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate. *Int J Heat Mass Transf* 2002; 45: 3383–3396.
- [39] Istanto T, Danardono D, Yaningsih I, Wijayanta AT .Experimental study of heat transfer enhancement in solar air heater with different angle of attack of V-down continuous ribs. In: *AIP conference proceedings* 2016; 60002:1–13.
- [40] Singh S, Chander S, Saini JS. Investigations on thermo-hydraulic performance due to flow-attack-angle in V-down rib with gap in a rectangular duct of solar air heater. *Appl Energy* 2012; 97:907–912.
- [41] Singh S, Chander S, Saini JS. Thermal and effective efficiency based analysis of discrete V-down rib-roughened solar air heaters. *J Renew Sustain Energy* 2011; 3:023107.
- [42] Karwa R, Bairwa RD, Jain BP, Karwa N. Experimental study of the effects of rib angle and discretization on heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct. *J Enhanc Heat Transf* 2005; 12:343–355.
- [43] Hans VS, Saini RP, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple V-ribs. *Sol Energy* 2010; 84:898–911.
- [44] Kumar A, Saini RP, Saini JS. Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics of airflow in a rectangular duct with Multi V-shaped rib with gap roughness on the heated plate. *Sol Energy* 2012; 86:1733–1749.
- [45] Kumar A, Saini RP, Saini JS. Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having multi V-shaped with gap rib as artificial roughness. *Renew Energy* 2013; 58:151–163.
- [46] Lanjewar AM, Bhagoria JL, Sarviya RM. Performance analysis of W-shaped rib roughened solar air heater. *J Renew Sustain Energy* 2011; 3: 043110.
- [47] Lanjewar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate. *Energy* 2011; 36:4531–4541.
- [48] Kumar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs. *Energy Convers Manag* 2009; 50:2106–2117.

- [49] Saini SK, Saini RP. Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness. *Sol Energy* 2008; 82:1118–1130.
- [50] Sahu MK, Prasad RK. Exergy based performance evaluation of solar air heater with arc-shaped wire roughened absorber plate. *Renew Energy* 2016; 96:233–243.
- [51] Singh AP, Varun, Siddhartha. Heat transfer and friction factor correlations for multiple arc shape roughness elements on the absorber plate used in solar air heaters. *Exp Therm Fluid Sci* 2014; 54:117–126.
- [52] Singh AP, Varun, Siddhartha. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction characteristics having multiple arc shaped roughness element on the absorber plate. *Sol Energy* 2014; 105:479–493.
- [53] Pandey NK, Bajpai VK, Varun. Experimental investigation of heat transfer augmentation using multiple arcs with gap on absorber plate of solar air heater. *Sol Energy* 2016; 134:314–326.
- [54] Saini RP, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expended metal mesh as roughness element. *Int J Heat Mass Transfer* 1997; 40:973–986.
- [55] Bhagoria JL, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renew Energy* 2002; 25:341–369.
- [56] Layek A, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer and friction characteristics for artificially roughened ducts with compound turbulators. *Int J Heat Mass Transf* 2007; 50:4845–4854.
- [57] Saini RP, Verma J. Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters. *Energy* 2008; 33:1277–1287.
- [58] Bhushan B, Singh R. Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having artificially roughened absorber plate. *Sol Energy* 2011; 85:1109–1118.
- [59] Torii K, Kwak KM, Nishino K. Heat transfer enhancement accompanying pressure loss reduction with winglet type vortex generators for fin tube heat exchangers. *Int J Heat Mass Transf* 2002; 45:3795–3801.

- [60] Zhou G, Ye Q. Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators. *Appl Therm Eng* 2012; 37:241–248.
- [61] Promvong P, Khanoknaiyakarn C, Kwankaomeng S, Thianpong C. Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta winglet. *Int Commun Heat Mass Transf* 2011; 38:749–756.
- [62] Bekele A, Mishra M, Dutta S. Effects of delta-shaped obstacles on the thermal performance of solar air heater. *Advances in Mechanical Engineering* 2011; 2011:1–10.
- [63] Abene A, Dubois V, Ray ML, Ouagued A. Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape. *J Food Eng* 2004; 65:15–22.
- [64] Ozgen F, Esen M, Esen H. Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminum cans. *Renew Energy* 2009; 34:2391–2398.
- [65] Skullong S, Promvong P, Thianpong C, Pimsarn M. Thermal performance in solar air heater channel with combined wavy-groove and perforated-delta wing vortex generators. *Appl Therm Eng* 2016; 100:611–620.
- [66] Sawhney JS, Maithani R, Chamoli S. Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of solar air heater using wavy delta winglets. *Appl Therm Eng* 2017; 117:740–751.
- [67] Sripattanapipat S, Promvong P. Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond shaped baffles. *Int Commun Heat Mass Transf* 2009; 36:32–38.
- [68] Hikmet Esen. Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Building and Environment* 2008 ;43:1046–1054.
- [69] Gbaha, P. Etude et optimisation des échanges thermiques et des performances des capteurs solaires plans à deux veines d’air. Thèse doctorat Valenciennes 1989.
- [70] Nuntadusit C, Wae-hayee M, Bunyajitradulya a, Eiamsa-ard S. Thermal visualization on surface with transverse perforated ribs. *Int Commun Heat Mass Transf* 2012; 39:634–639.
- [71] Buchlin J. Convective heat transfer in a channel with perforated ribs Transfert de chaleur par convection dans un canal muni de pontets perforés. *Therm Sci* 2002; 41:332–340.

- [72] Shin S, Kwak JS. Effect of hole shape on the heat transfer in a rectangular duct with perforated blockage walls. *J Mech Sci Technol* 2008; 22:1945–1951.
- [73] Karwa R, Maheshwari BK. Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches. *Int Commun Heat Mass Transf* 2009; 36:264–268.
- [74] Tabish Alama, Sainia RP, Sainib JS. Effect of circularity of perforation holes in V-shaped blockages on heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct. *Energy Conversion and Management* 2014; 86:952–963.
- [75] El-Sawi AM, Wifi AS, Younan MY, Elsayed EA, Basily BB. Application of folded sheet metal in flat bed solar air collectors. *Appl Thermal Engineering* 2010; 30:864–871.
- [76] Azharul Karim M, Hawlader MNA. Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications. *Appl Thermal Engineering* 2006; 26:121–130.
- [77] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, New York, 1980.
- [78] Yakhot V, Orszag SA. Renormalization Group Analysis of Turbulence: Basic Theory. *Journal of Scientific Computing* 1986; 1:1-51.
- [79] Menter FR. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal* 1994; 32:1598-1605.
- [80] Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC. 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.
- [81] Prashant S, Yongbin J, Srinath VE. Experimental and numerical investigation of heat and fluid flow in a square duct featuring criss-cross rib patterns. *Applied Thermal Engineering* 2018; 128:415–425.
- [82] Boukadoum AB, Benzaoui A. CFD based analysis of heat transfer enhancement in solar air heater provided with transverse rectangular ribs. *Energy Proc* 2014; 50:761–772.
- [83] Peng W, Jiang PX, Wang YP, Wei BY. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in channels with different types of ribs. *Appl. Therm. Eng* 2011; 31: 2702–2708.

- [84] Kumar S, Saini RP. CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness, *Renewable Energy* 2009; 34: 1285–1291.
- [85] Karmare SV, Tikekar AN. Analysis of fluid flow and heat transfer in a rib grit roughened surface solar air heater using CFD. *Solar Energy* 2010; 84:409–417.
- [86] Yadav AS, 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.
- [87] Yadav AS, Bhagoria JL. Numerical investigation of flow through an artificially roughened solar air heater. *Int. J. Ambient Energy* 2013; 36:87–100.
- [88] Rajput RS. Heat transfer and fluid flow analysis of inverted U-type turbulator in a solar air heater duct by CFD. M.Tech, dissertation, MANIT Bhopal, India; 2010.
- [89] Sharma AK, Thakur NS. CFD based fluid flow and heat transfer analysis of a v- shaped roughened surface solar air heater. *International Journal of Advanced Engineering Technology* 2012; 4:2115–2121.
- [90] Ansys Fluent. Theory Guide, Release 14.0, USA; 2011.
- [91] Webb RL. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design* 1981; 24:715–726.
- [92] Kline SJ, McClintock FA. Describe uncertainties in single sample experiments. *Mechanical Engineering* 1953; 75:3–8.
- [93] Hartnett JP, Rosenhow WM, Warren M. *Hand book of heat transfer*, New York: McGraw Hill 1973.
- [94] Kakac S, Shah RK, Aung W. *Hand book of single-phase convective heat transfer*. New York: Wiley 1987.
- [95] Skullong S, Promvonge P, Thianpong C, Jayranaiwachira N, Pimsarn M. Heat transfer augmentation in a solar air heater channel with combined winglets and wavy grooves on absorber plate. *Applied Thermal Engineering* 2017; 122:268–284.
- [96] P. Promvonge, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion and Management* 2010; 51:1242–1249.

[97] P. Promvonge, Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 835–840.