

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire AbdelhafidBoussouf -Mila
Institut des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique et Electromécanique



N°Ref :.....

**Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme
de MASTER
Spécialité : Energétique**

**Simulation numérique de la convection forcée turbulente
dans une conduite rectangulaire munie des ailettes
ondulées Appliquer au capteur solaire plan a air**

Réalisé par :

**-FERRADJI Mouhammed Ali
-LAIB Haroune**

Soutenu devant le jury :

**Dr.HAMIDANE Abbas
Dr.HASSINET Liamena
Dr.FAKIRI Fethallah**

**Président
Examineur
Promoteur**

Année universitaire : 2022/2023

REMERCIEMENT

J'exprime mes gratitude, mes reconnaissances et mes sincères remerciements à Docteur FAKIRI Fethallah pour m'avoir encadré tout le long de mon projet. La patience, le soutien et le temps trop précieux m'ayant été accordé, c'est avéré concluant, et m'a été finalement d'un grand apport.

Il y'a lieu de remercier également Docteur HAMIDANE Abbas, pour avoir bien la bonté d'accepter de présider ce jury, et Docteur HASSINET Liamena Pour avoir examiné ce mémoire.

Toutes mes considérations à mes dignes et respectables Professeurs qui méritent autant d'égard, pour m'avoir donné le meilleur d'eux-mêmes afin d'arriver à ce stade du savoir

Table des Matières

Introduction Générale	13
Chapitre 1 : Généralités sur Propagation du fluide	14
I.1. Introduction	15
I.2. Modes de transfert de chaleur	15
I.2.1. La conduction	15
I.2.2. La convection	16
I.2.2.1. La convection naturelle	17
I.2.2.2. La convection forcée	18
I.2.3. Rayonnement thermique.....	18
I.2.3.1. Structure du rayonnement	19
I.2.3.2. Réception du rayonnement par un corps réel	19
I.3. Mode d'écoulement.....	20
I.3.1. Régimes d'écoulement	20
I.3.2. Régime turbulent	21
I.4. Des travaux réalisés dans ce domaine	22
I.5. Conclusion.....	27
Chapitre 2 : Modèle Mathématique	28
II.1. Introduction.....	29
II.2. Domaine étude.....	29
II.2.1. Equations de la quantité de mouvement	30
II.2.2. Equations moyennées	31
II.2.3. Equation de l'énergie	32
II.2.3.1. Conservation d'énergie dans le fluide.....	32

II.2.3.2. Conservation d'énergie dans la paroi	32
II.2.3.3. Energie cinétique turbulente k.....	32
II.2.3.4-Energie de dissipation ϵ	32
II.2.4. Modèle k - ϵ :	33
II.4. Hypothèse simplificatrice	34
II.5. Étapes de résolution du problème	34
II.6. Conclusion	36
Chapitre 3 : Résultats de la simulation et discussion.....	37
III.1. Introduction	38
III.1.1. Gambit.....	38
III.1.2. Fluent	38
III.2. Méthodologie.....	39
III.3. Description et maillage	39
III.3.1. Conditions aux limites	40
III.3.2. Méthode de résolution.....	40
III.3.3. Etude du maillage.....	40
III.3.4. Qualité et taille du maillage	41
III.3.5. Choix du maillage	41
III.4. Résultats.....	41
III.4.1. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du canal rectangulaire. ..	44
III.4.2. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur la vitesse de l'écoulement.....	46
III.4.3. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur le coefficient de friction local.	48
III.4.4. Aspect thermique	49
III.4.5. Profil de température totale dans des sections différentes	49
III.4.6. Profils du rapport de Nusselt moyenne du canal munie des ailettes ondulées.....	51
III.4.7. Profils coefficient de frottement f global du canal muni des ailettes ondulées.....	52
III.5. Calcul de l'efficacité de l'échangeur	53
III.5. Conclusion	54
Conclusion Générale	55
Bibliographie.....	57

Liste des figures

Figure1. Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique.....	16
Figure2. Transfert de chaleur d'une plaque chaude par convection.	17
Figure3. Transfert thermique par rayonnement.	18
Figure4. Réflexion, transmission et absorption du rayonnement.	19
Figure5. Réception du rayonnement par un corps réel.	20
Figure6. Ecoulement laminaire.	21
Figure7. Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent.	22
Figure 8. Photographies de l'installation expérimentale (Kang-Hoon Ko., 2003).....	22
Figure 9. Système de coordonnées et modèle bidimensionnel axisymétrique d'un tube circulaire. (Orhan Selahaddin Akansu, Çeper Bilge, Yapici Huseyin, 2008).	23
Figure10. Modèle physique : a) un dissipateur de chaleur à ailettes poreux et b) représentant domaine de calcul. (Qiuwang Wang, Akira Nakayama, 2010).....	23
Figure11. Champ de vitesse axiale dans le canal pour les deux cas étudiés ($A : 4 e / b = 1$, $B : e / b = 0.25$) (Benzenine H., 2010).....	24
Figure12. Distribution spatiale de la température (Benmerkhi Meriem, Afrid Mohameda, 2011).	24
Figure13. Contours de la vitesse pour chicanes pour $\varepsilon = 0.7$ $Re = 3 \times 10^4$ (Fakiri F., 2012).	25
Figure14. Champ de température pour différents espacements entre les ailettes (Benzenine H., Saim R., Abboudi S. Imine O. 2013).....	26
Figure15. Lignes de courant dans une conduite circulaire (Nabila targui, Henda kahalerras 2014).....	26
Figure16. Une partie maillée de la conduite rectangulaire munie des différentes chicanes poreuses inclinées.	27
Figure17. Géométrie du problème.	29
Figure18. Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE (Balima Olivier, 2003).....	35

Figure19. Une partie maillée de la conduite rectangulaire munie des ailettes ondulées.	40
Figure20. Influence du maillage sur la vitesse axiale.	41
Figure21. Contours de la vitesse pour des ailettes ondulées solide.	42
Figure22. Contours de la vitesse axial pour des ailettes ondulées de $h = 0.02m$, $aRe = 1 \times 10^4$ $bRe = 2 \times 10^4$ $cRe = 3 \times 10^4$ $dRe = 4 \times 10^4$	43
Figure23. Profils de vitesse axiale adimensionnelle en amont en aval d'ailettes ondulée.	44
Figure24. Profils de la vitesse axiale à ($x=0.72$ m), pour les trois hauteurs d'ailettes traitées.	45
Figure25. Profils de la vitesse axiale à ($x=0.52$ m), pour les trois hauteurs d'ailettes traitées.	46
Figure26. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72$ m $h=0.01$ m).....	46
Figure27. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72$ m $h=0.02$ m).....	47
Figure28. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72$ m $h=0.03$ m).....	47
Figure29. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient de frottement $h=0.01$ m.....	48
Figure30. Distribution de champ de température totale dans la conduite, pour les trois cas étudiés ($h=0.01$ m, $h=0.02$ m, $h=0.03$ m)	49
Figure31. Profils de la température totale en amont et en aval de la première chicane ($x=0.72$ m ; $x=0.52$ m, $x=0.60$ m, $x=0.68$ m) pour la formes d'ailette ondulée traitées.	50
Figure32. Profils de la température totale en amont et en aval de la première chicane ($x=0.72$ m ; $x=0.52$ m) pour différente hauteur d'ailette ondulée traitée.	51
Figure33. Le rapport de nombre de Nusselt pour différence hauteur traité.....	52
Figure34. Le rapport de Coefficient de frottement pour différence hauteur traité.	52
Figure35. Efficacité thermique de l'échangeur avec le nombre de Reynolds pour différente hauteur	53

Liste des Tableaux

Tableau 1. Les constantes standards.....	33
Tableau 2. Tableau du maillage de test	41

Table des symboles

Symbols	Notation	Unité
D	Diamètre	m
T	Température	K
R_e	Nombre de Reynolds	
ρ	Masse volumique	[kg m ⁻³]
Dh	Diamètre hydraulique	m
μ	Viscosité dynamique	[kg m ⁻¹]
f	Coefficient de frottement	
L	Longueur	m
e	Épaisseur	s
U	Vitesse suivant x	m s ⁻¹
Q	Quantité de chaleur	W m ⁻¹
K_f	La conductivité thermique du fluide	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
P	Pression du fluid	Kg.s ⁻²
μ_t	Viscosité turbulente	kg s ⁻¹
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	$k - \varepsilon$ model de turbulence constante	kg s ⁻²
h	Coefficient d'échange convectif	J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹
h_k	Coefficient d'échange convectif du composant k	W.m ⁻² .K ⁻¹
ε	Taux de dissipation d'énergie	W.m ⁻² .K ⁻¹
λ	Conductivité thermique	W.m ⁻² K ⁻²
ρ	Masse Volumique	W.m ⁻¹ .K ⁻¹

k	Perméabilité	m^2
μ	Viscosité	$Kg.m^{-3}$
τ	Coefficient de transmission	$Kg.m^{-1}.s^{-1}$
σ	Constante de Stephan Boltzmann	$J.mol^{-1}.K^{-1}$
\emptyset	Puissance	$W.m^{-2}.K^{-4}$
S	Surface	W
N_u	Nombre de Nusselt	
ε	Emissivité thermique	
<i>eff</i>	Efficacité de l'échangeur	

Résumé

Une étude numérique, d'un écoulement turbulent stationnaire deux dimensions d'air traversant une conduite de section rectangulaire munie des ailettes ondulées solide pour un capteur plan à air en utilisant Gambit et le code du calcul Fluent. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle utilisé pour modéliser la turbulence stationnaire, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLE.

Les profils et les champs de la vitesse axiale, ainsi que les profils et la distribution du nombre de Nusselt dans le conduit ont été obtenus pour toute la géométrie considérée et pour différentes sections choisies, à savoir, en amont, en aval et entre les deux ailettes de forme ondulée avec l'efficacité de la conduite munie des ailettes solides.

Abstract

A numerical study was conducted to investigate the steady turbulent flow of air in a two-dimensional rectangular duct equipped with solid wavy fins for an airfoil sensor using Gambit and Fluent computational fluid dynamics software. The governing equations, based on the selected model for simulating steady turbulence, were solved using the finite volume method with the SIMPLE algorithm.

The profiles and fields of the axial velocity, as well as the profiles and distribution of the Nusselt number within the duct, were obtained for the entire considered geometry and for different selected sections, namely upstream, downstream, and between the two wavy-shaped fins, along with the efficiency of the duct equipped with solid fins.

ملخص

دراسة عددية لتدفق مضطرب الثابت ثنائي الأبعاد من الهواء يمر عبر مجرى هواء مستطيل مزود بزعانف مموجة صلبة لمستشعر الهواء المستوي باستخدام كود غامبيط و فليانت.

المعادلات الحاكمة ، بناءً على النموذج المستخدم لنمذجة الاضطراب المستقر ، يتم حلها بطريقة الحجم المحدود باستخدام الخوارزمية سيمبل.

ملامح وحقول السرعة المحورية ، وكذلك ملامح وتوزيع عدد نيسالت داخل الماسورة، لكافة الهندسة المدروسة ولمختلف الأقسام المختارة، وهي الجزء العلوي، والجزء السفلي، وبين الشرائح المتموجة مع فعالية الماسورة المزودة بالشرائح الصلبة.

Introduction Générale

Dans industrielles, les échangeurs de chaleurs ont acquis une importance économique, on estime que presque toute l'énergie thermique basé sur la production ou recueillie transite par un échangeur. Ces systèmes de transfert de chaleur ou les échangeurs sont quasi présents dans toutes les entreprises dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur à titre d'exemples, il est possible de citer les secteurs de l'industrie, tels que la pétrochimie, la chimie ou recyclage, les secteurs du transport, tels que l'aéronautique, la marine ou l'automobile, et les secteurs tertiaires, tels que la climatisation ou le chauffage c'est notre domaine étude dans notre mémoire. Pour toute utilisation, le choix d'un 'échangeur thermique dépend de plusieurs paramètres, tels que la température du fluide, sa pression, ses propriétés physiques, l'espace disponible pour l'installation des échangeurs et sa maintenance toujours reste coûteuse.

L'augmentation rendement et la quantité d'énergie transférer par unité de surface et par unité de temps est la clé de l'accomplissement de traitement de chauffage ou de refroidissement. Il est donc essentiel de maîtriser leurs conceptions et les calculs mathématiques qui s'y rapportent notre étude. Ce travail consiste à utiliser un code de calcul CFD afin de simuler l'échange thermique dans une conduite munie des ailettes ondulées avec différentes géométries (épais, mince). La simulation a été réalisée à l'aide du code Fluent alors que la génération de maillage a été effectuée avec le logiciel Gambit. Notre mémoire sera structuré en trois chapitres et une conclusion générale. Le premier chapitre sera présenter des généralités sur une recherche bibliographie avec quelle que théorie sur transfert thermique, leurs classifications, les différents types existant et leur domaine d'utilisation.

Le deuxième chapitre englobera les formulations mathématiques liées au mouvement du fluide, et l'étude énergétique dans une conduite de section rectangulaire muni des ailettes ondulées appliquer au capteur solaire plans à air, et au flux thermique dégagé. Le troisième chapitre présentera brièvement les deux logiciels Gambit et Fluent 6.3 avec les étapes suivies pour traiter le problème et consacré aux résultats de simulation obtenus et leurs discussions et à l'étude comparative menée à la lumière de l'évolution de température et les valeurs de l'efficacité calculée pour les différentes géométries choisies. Enfin sera terminer par une conclusion générale clôture à la fin notre mémoire.

*Chapitre 1 : Généralités sur Propagation du
fluide.*

I.1. Introduction

Transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. La diversité des opérations thermiques industrielles est considérable : traitement thermique, cuisson, séchage . . . Ces opérations thermiques nécessitent une source de production de chaleur puis le transfert de cette chaleur vers l'objet à traiter. La transmission de la chaleur peut s'effectuer :

- Par conduction,
- Par convection,
- Par rayonnement.

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide, en outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode : le plus souvent deux si non trois modes entrent en jeu. Il sera donc nécessaire de poser correctement les problèmes pour prendre en compte ces différents mécanismes.

Les capteurs solaires plans à air transforment l'énergie solaire en énergie thermique extraite par l'écoulement d'air turbulent instationnaire dans un capteur plan à air. Cette énergie peut être utilisée dans différentes applications, le séchage des grains ou du bois, le chauffage des locaux industriels ou à usage d'habitation, ainsi que dans la climatisation solaire.

Les échanges thermiques d'un conduit de section rectangulaire munie des ailettes sont des utilisés dans différents domaines surtout dans l'industrie, avec différents compositions et structures qui visent à avoir un rendement thermique pour chaque fonction requise. Ce chapitre parlera de leurs fonctionnements, de certaines généralités et quelques travaux dans le domaine de recherche.

I.2. Modes de transfert de chaleur

Ils existent trois modes de transfert de chaleur

I.2.1. La conduction

La conduction est le processus par lequel la chaleur se propage de manière continue à travers un matériau ou passe d'un corps à un autre en contact physique direct, grâce à l'interaction moléculaire.

Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vigoureusement les unes aux autres, transférant leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur s'écoule toujours des zones chaudes vers les zones froides. Lorsque les molécules de la surface d'un corps sont chauffées par le rayonnement solaire, elles transfèrent cette chaleur aux molécules voisines, qui à leur tour la transfèrent, et ainsi de suite, jusqu'à ce que toute la masse du corps atteigne l'équilibre thermique.

La vitesse de propagation du flux de chaleur à travers un matériau, appelée conductivité thermique, dépend de la capacité de ses molécules et électrons à absorber et transmettre la chaleur.

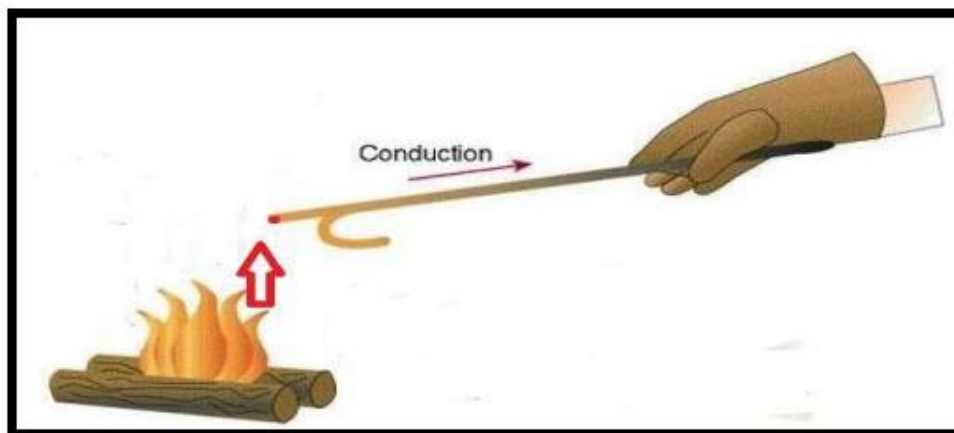


Figure 1. Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique.

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi Fondamentale de la conduction est la loi de **FOURIER** et s'écrit comme suit :

$$\vec{\Phi} = -\lambda S \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (\text{I.1})$$

Avec :

$\vec{\Phi}$: Quantité de chaleur échangée [W].

λ : Coefficient de conduction [W/M K]

S : Surface d'échange [m²]

T ; Température [K]

I.2.2. La convection

Le transfert thermique par convection concerne l'échange de chaleur entre une surface et un fluide en mouvement qui la borde. Ce phénomène peut être observé lorsque du liquide s'écoule sur un cylindre, à travers un tube ou entre deux plaques parallèles. La convection

implique également l'étude de l'interaction thermique entre les fluides, comme lorsqu'un jet de fluide est émis dans un milieu de même nature ou différent. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure se produit en plusieurs étapes.

Tout d'abord, la chaleur se propage par conduction de la surface aux particules fluides voisines. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. En général, deux types de convection sont distingués.

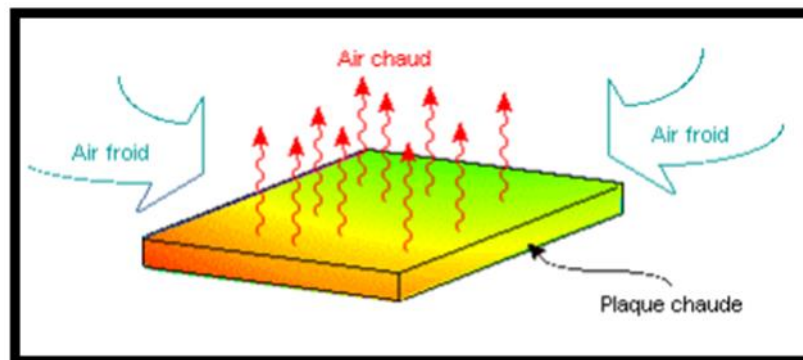


Figure 2. Transfert de chaleur d'une plaque chaude par convection.

$$\phi = h S \Delta T \quad (\text{I.2})$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [W].

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

S : Surface d'échange [m^2]

ΔT ; différence de Température [K] $\Delta T = T_c - T_f$

I.2.2.1. La convection naturelle

La convection naturelle est un processus de transfert de chaleur entre un solide et un fluide de températures différentes, qui se manifeste par une diffusion de chaleur entre les deux milieux. Les gradients de température créent des gradients de densité dans le fluide, ce qui entraîne une force verticale (appelée poussée d'Archimède) due à l'expansion locale du fluide. Comme le champ de vitesse dans le fluide dépend de son champ de température, la convection naturelle nécessite la résolution simultanée de problèmes mécaniques et thermiques, qui sont

influencés par les propriétés thermodynamiques du fluide, les écarts de température et la géométrie des systèmes impliqués

I.2.2.2. La convection forcée

Dans ce type de convection le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc...) ; c'est un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petite dimension. Les études de convection forcée sont nécessaires à la gestion des flux thermiques et la conception des équipements (les capteurs solaires, fabrication des panneaux solaires, ...).

I.2.3. Rayonnement thermique

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange. Par exemple, le rayonnement solaire est capable d'échauffer la terre bien que le milieu traversé soit à une température plus basse que la terre [1].

C'est un transfert de chaleur à travers un vide et aussi la matière générer par des ondes électromagnétiques (mouvement des charges électriques) émises par un corps. On prend l'exemple du soleil qui fait chauffer la terre en émettant des ondes électromagnétiques à travers l'espace qui est un vide [2].



Figure 3. Transfert thermique par rayonnement.

L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de [STEFAN BOLTZMANN](#)

$$\phi = \sigma \varepsilon S T^4 \quad (\text{I.3})$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [W].

σ : Constante de STEFAN BOLTZMANN [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$] $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$

ε : Emissivité thermique du matériau

S : Surface d'échange [m^2]

T : Température [K]

I.2.3.1. Structure du rayonnement

Le rayonnement est un mode d'échange d'énergie par émission et absorption de radiations électromagnétiques. L'échange thermique par rayonnement se fait par :

- **Émission** : Il y a conversion de l'énergie fournie à la source en énergie électromagnétique.
- **Transmission** : La transmission de cette énergie électromagnétique se fait par propagation des ondes avec éventuellement absorption par le milieu traversé.
- **Réception** : A la réception, il y a conversion du rayonnement électromagnétique incident en énergie thermique (absorption). Lorsqu'un rayonnement arrive sur un corps opaque, celui-ci peut être : transmis, absorbé et réfléchi.

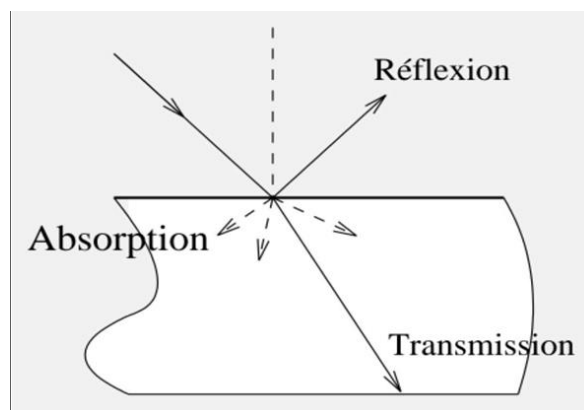


Figure 4. Réflexion, transmission et absorption du rayonnement.

I.2.3.2. Réception du rayonnement par un corps réel

Lorsqu'un rayonnement atteint la surface d'un corps, une partie est réfléchi, une autre partie est transmise directement et enfin la dernière partie est absorbée dans la masse de récepteur. Seule cette dernière partie correspond à l'apport énergétique du corps.

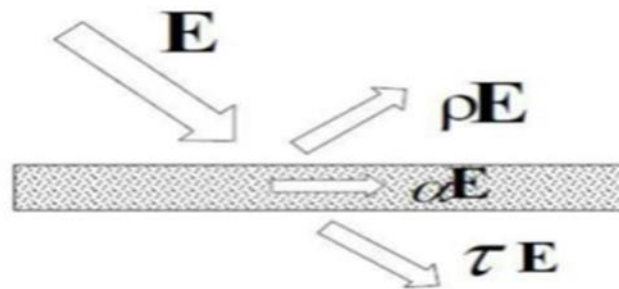


Figure 5. Réception du rayonnement par un corps réel.

Les coefficients sont :

α : coefficient d'absorption

τ : coefficient de transmission

ρ : coefficient de réflexion.

$$\rho = \frac{\varphi_r}{E} = \frac{\varphi_a}{E} \alpha = \frac{\varphi_t}{E} \tau = \frac{\varphi_r}{E} \quad (\text{I.4})$$

Avec :

E : éclairement.

φ_a : Flux absorbé.

φ_t : Flux transmis.

φ_r : Flux réfléchi.

Une relation simple relie les trois coefficients : $\alpha + \tau + \rho = 1$

I.3. Mode d'écoulement

Toutes les industries de procédés nécessitent le transport de fluides, qui peuvent être les produits eux-mêmes (produits alimentaires fluides comme des boissons, des sauces etc....), ou des fluides avec une fonction spécifique (transporteurs de chaleur (refroidissement et chauffage), transmetteurs de pression, etc....). Le transport et la distribution des fluides doit donc être maîtrisée. La mécanique des fluides est indispensable pour la conception, la mise au point, la conduite et le contrôle des procédés.

I.3.1. Régimes d'écoulement

La connaissance du régime d'écoulement d'un fluide est un point clé en génie des procédés, car il a une influence sur la plupart des phénomènes, en particulier les transferts de chaleur, de matière, les pertes de charges etc... Trois grands régimes d'écoulement ont été définis par Reynolds (1883) :

- **L'écoulement laminaire** : écoulement rectiligne, le fluide s'écoule en filets parallèles à l'axe de la conduite, sans mélange.
- **L'écoulement intermédiaire** : l'écoulement est plus ou moins rectiligne, avec un peu de mélange (petits tourbillons).
- **L'écoulement turbulent** : l'écoulement se fait avec de grands tourbillons, avec un mélange important.

I.3.2. Régime turbulent

Le régime turbulent est défini par rapport au régime laminaire. Dans le régime laminaire, l'écoulement est régulier et organisé, avec un nombre de Reynolds inférieur à 10^4 . En revanche, dans le régime turbulent, l'écoulement est désorganisé, irrégulier dans l'espace et dans le temps, avec un nombre de Reynolds compris entre 10^4 et 5×10^4 . La turbulence est une caractéristique de l'écoulement et non du fluide, ce qui signifie que la dynamique de la turbulence est la même pour tous les types de fluides, qu'ils soient liquides ou gazeux.

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de prendre en compte le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes
Figure suivant :

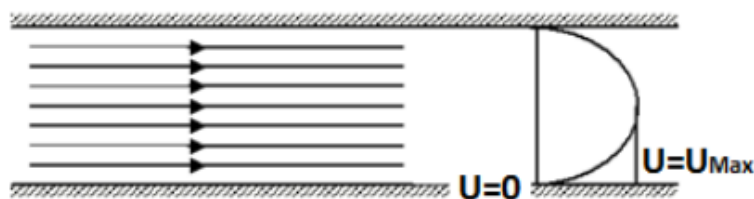


Figure 6. Ecoulement laminaire.

- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions.

On vérifie que la conduction moléculaire est généralement négligeable par rapport à la convection et à la « diffusion turbulente » (mélange du fluide dû à l'agitation turbulente) en dehors de la sous-couche laminaire présenté dans la figure suivante :

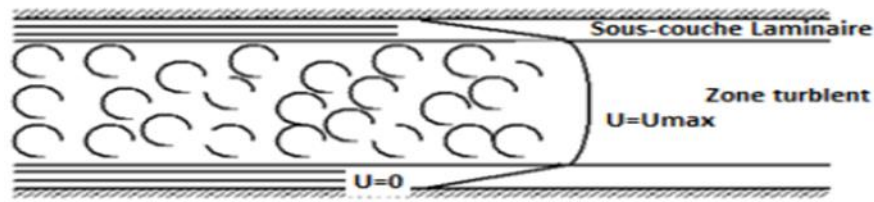


Figure 7. Sous-couche laminaire d'un écoulement turbulent.

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection qui dépend d'un nombre important de paramètres comme les caractéristiques du fluide de l'écoulement, la température, et la forme de la surface d'échange, ... [3]

I.4. Des travaux réalisés dans ce domaine

(Kang-Hoon Ko., 2003) a mené une étude expérimentale Figure 8, en utilisant des chicanes poreuses pour améliorer le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire pour mesurer le coefficient de transfert de chaleur moyenne, chauffée uniformément, avec des chicanes poreuses fixées au mur en faisant varier le nombre de Reynolds de 20000 à 50000. [4]



Figure 8. Photographies de l'installation expérimentale (Kang-Hoon Ko., 2003).

Comme imposé par les conditions aux limites, le nombre de Nusselt est nul le long des parties adiabatiques. Dans la zone de transfert, il subit une chute axiale importante de la valeur maximale 25.83 jusqu'à 7.54, cette valeur est la limite asymptotique du nombre de Nusselt d'un écoulement thermiquement développé dans un canal à parois isothermes. [5]

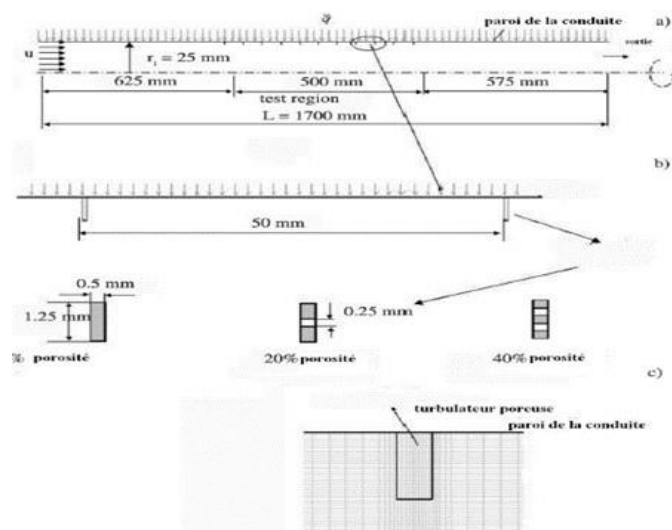


Figure 9. Système de coordonnées et modèle bidimensionnel axisymétrique d'un tube circulaire. (Orhan Selahaddin Akansu, Çeper Bilge, Yapici Huseyin, 2008).

(Orhan Selahaddin Akansu, Çeper Bilge, Yapici Huseyin, 2008) a effectué une étude numérique de mise en valeur de transfert de chaleur et des caractéristiques d'écoulement à travers des matériaux poreux artificiels sous forme de tabulateurs anneau sur le mur chauffé d'une conduite circulaire pour un écoulement turbulent (nombres de Reynolds 16 000 à 64 000).

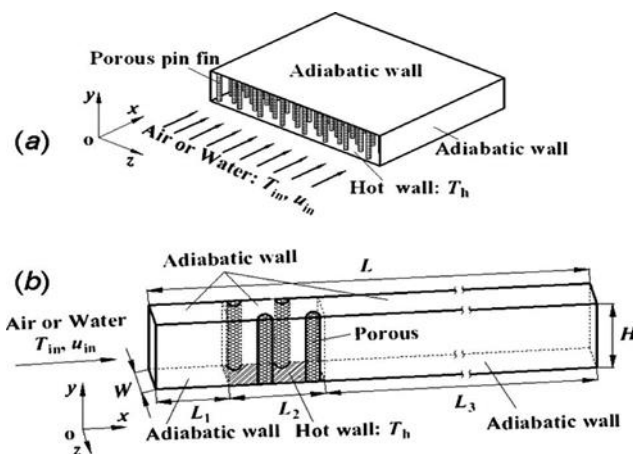


Figure 10. Modèle physique : a) un dissipateur de chaleur à ailettes poreux et b) représentant domaine de calcul. (Qiuwang Wang, Akira Nakayama, 2010).

(Qiuwang Wang, Akira Nakayama, 2010) ont étudié par convection forcée de transfert de chaleur l'amélioration par les milieux poreux dans les canaux rectangulaires. Une comparaison a été faite pour deux fluides (air, l'eau) pour voir les effets de la densité de pores dans les deux milieux différents ; Etude de l'efficacité thermique d'eau et l'efficacité thermique de l'air obtenues au PPI 20. [6]

(Benzenine H., Saim R., Abboudi S. Imine O. 2010) ont étudié deux différentes formes de chicanes rectangulaire plane et trapézoïdale, disposées en chevauchement dans une conduite de section rectangulaire. Les profils de vitesse ont été obtenus pour toute la géométrie considérée et pour différentes sections choisies, à savoir, en amont, en aval et entre les deux chicanes, ainsi que les coefficients de frottement ont été obtenus pour différentes sections et pour différents nombres de Reynolds [7].

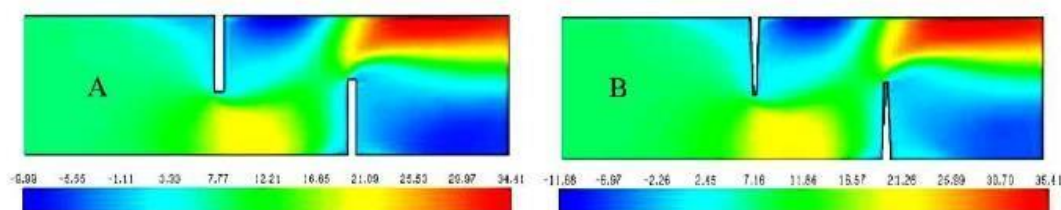


Figure 11. Champ de vitesse axiale dans le canal pour les deux cas étudiés (A : $4e/b = 1$, B : $e/b = 0.25$) (Benzenine H., 2010).

(Benmerkhi Meriem, Afrid Mohameda, 2011) a traité le transfert de chaleur et de matière dans un canal rempli partiellement d'une matière poreuse. La variation du nombre de Nusselt local des deux parois du canal, reporté sur la Fig I.7, est la même (par symétrie). [8]

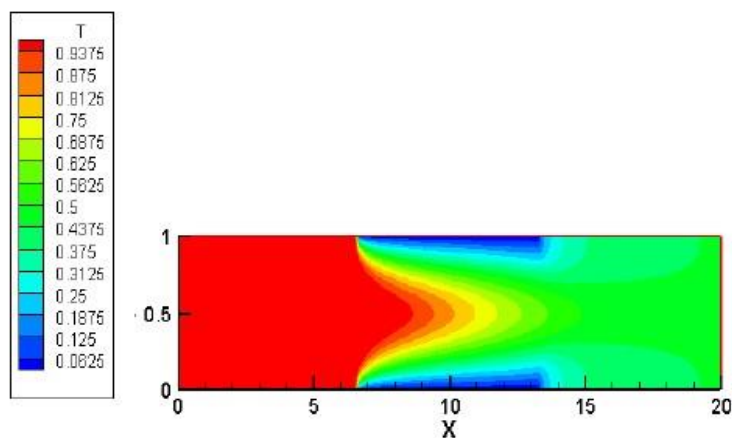


Figure 12. Distribution spatiale de la température (Benmerkhi Meriem, Afrid Mohameda, 2011).

(Fakiri F., 2012) une étude numérique, d'un écoulement turbulent incompressible bidimensionnel d'air traversant une conduite de section rectangulaire munie des chicanes poreuses transversales en utilisant le maillage Gambit et le code de calcul Fluent. Les équations gouvernantes, basées sur le modèle utilisé pour modéliser la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les profils et les champs de la vitesse axiale, ainsi que les profils et la distribution du nombre de Nusselt dans le conduit ont

été obtenus pour toute la géométrie considérée et pour différentes sections choisies, à savoir, en amont, en aval et entre les deux chicanes planes. [9]

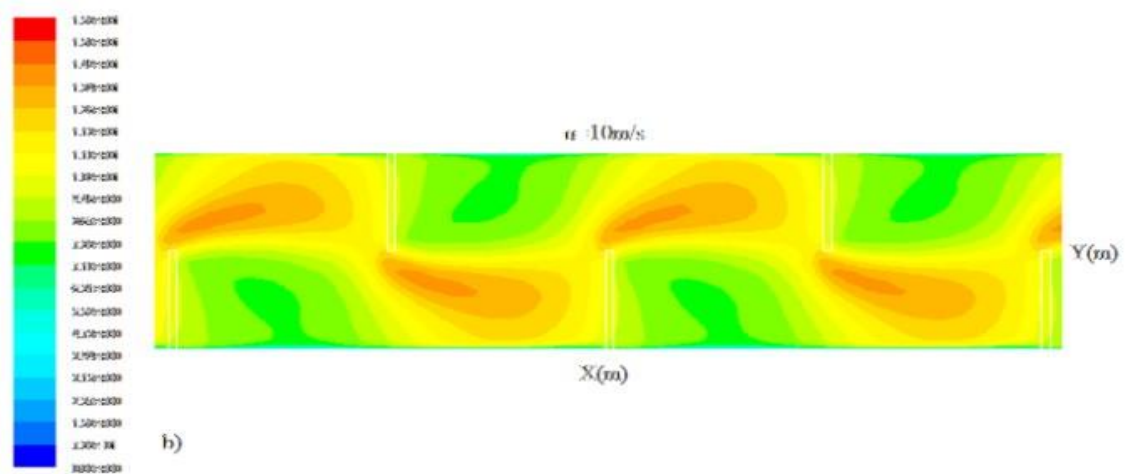


Figure 13. Contours de la vitesse pour chicanes pour $\varepsilon = 0.7$ $Re = 3 \times 10^4$ (Fakiri F., 2012).

(Benzenine H., Saim R., Abboudi S. Imine O. 2013) a présenté une étude numérique sur la structure des flux et le transfert de chaleur par convection dans un canal plan d'ailettes ondulées montées alternativement sur le haut et en bas des murs dans un canal rectangulaire. Dans ces travaux différentes tailles de barres dans la gamme de nombre de Reynolds (5000, 10000, 15000 et 20000) correspondant à un écoulement turbulent stable ont été étudiées. Les équations régissant (continuité, projection x, de l'énergie et de la turbulence) sont résolues sur l'ensemble du domaine, en utilisant les propriétés correspondantes pour les régions solides et des fluides. L'approche de volume de commande est utilisée dans le but de discréditer les équations régissant pour leur solution numérique. Le modèle $k-\omega$ a été appliquée sur le champ d'écoulement turbulent. L'algorithme simple a été utilisé pour les termes dans les équations de convection de la solution. Un code informatique a été développé pour étudier le comportement dynamique et thermique pour quatre valeurs du nombre de Reynolds et pour différentes positions géométriques des ailettes. [10].

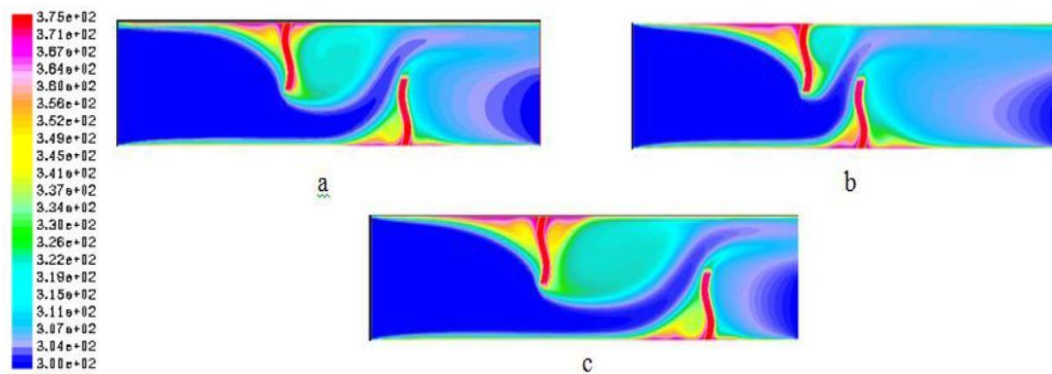


Figure 14. Champ de température pour différents espacements entre les ailettes (Benzenine H., Saim R., Abboudi S. Imine O. 2013)

(Nabila Targui, 2014) a travaillé sur l'Analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur tubulaire muni de chicanes poreuses. Les résultats montrent que l'utilisation de telles structures peut améliorer sensiblement le transfert de chaleur aux dépens d'une chute de pression raisonnable pour des valeurs optimales de ces paramètres. [11]

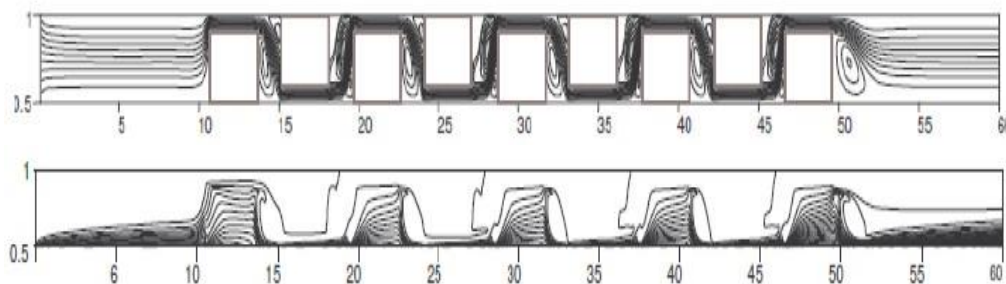


Figure 15. Lignes de courant dans une conduite circulaire (Nabila targui, Henda kahalerras 2014).

(Fakiri F., 2016) L'utilisation des chicanes poreuses pour améliorer le rapport de transfert thermique, semble être plus intéressante que les chicanes solides classiques à cause de la surface d'échange plus importante et les chutes de pression générées par la sortie du canal. Nombreux travaux numériques et expérimentaux en régimes laminaire et turbulent ont été réalisés dans cet axe. On peut citer les travaux de Hwang, Yang et Hwanget Miranda et Anand (Ahmad Al bitar. 2007) qui ont montré que les coefficients de frottement obtenus en présence de chicanes poreuses sont plus faibles que ceux obtenus par des chicanes solides non poreuses. [12]

Le présent travail est une simulation numérique pour l'amélioration du transfert de chaleur par utilisation des chicanes poreuses placées en alternative dans une conduite rectangulaire et ceci dans le mode choisi instationnaire. Les effets de plusieurs paramètres tels que la perméabilité, la hauteur, le nombre de pores et la conductivité d'un milieu poreux.

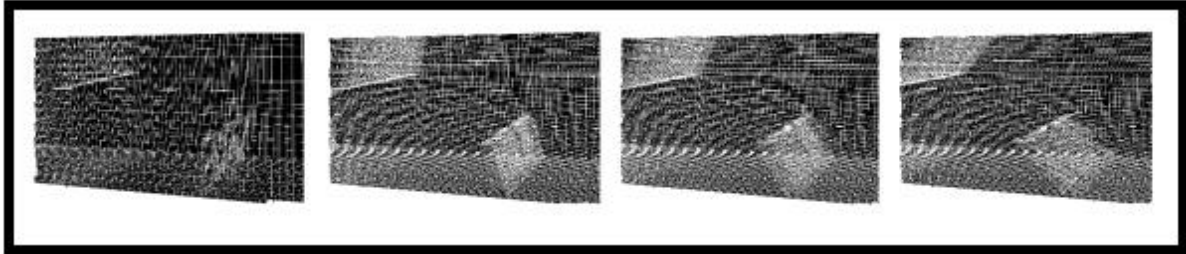


Figure 16. Une partie maillée de la conduite rectangulaire munie des différentes chicanes poreuses inclinées.

I.5. Conclusion

Notre étude a défini un travail sur transfert chaleur par un écoulement turbulent stationnaire dans une conduite de section rectangulaire muni des ailettes ondulées qui détermine quelque définition sur les paramètres de transfert chaleur qui base sur l'énergie de rayonnement et la turbulence du fluide.

Dans ce chapitre, nous avons identifié quelques travaux de recherche bibliographie qui définit notre thème.

Enfin nous donnons une idée générale sur le modèle mathématique de notre objectif par la suite de chapitre.

Chapitre 2 : Modèle Mathématique

II.1. Introduction

Le système d'équations aux dérivées partielles (EDP) décrit les écoulements de fluides, qu'ils soient laminaires ou turbulents. Ce système régit tous les phénomènes physiques et mathématique sont composés des équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Résoudre ces équations est nécessaire pour déterminer les caractéristiques du champ thermique et dynamique d'écoulement.

La convection forcée, également connue sous le nom de transport d'énergie par gradient de potentiel, est un processus dans lequel un mouvement de fluide est induit par une force. La convection est un mode de transfert de chaleur qui représente le mécanisme le plus important pour le transfert d'énergie.

L'objectif de ce chapitre consiste à présenter le formulaire mathématique de problème ainsi que les équations de quantité de mouvement et d'énergie et le code de calcul munie des hypothèses simplificatrices et des conditions aux limites qui leur présence est obligatoire.

On commence par une description et présentation de la problématique et les conditions aux limites puis on passe à l'écriture des équations gouvernantes.

II.2. Domaine étude

Dans notre étude, on s'intéresse au passage du fluide qui est l'air, dans un conduit de section rectangulaire munie des ailettes ondulées sont placées interne à différentes hauteurs.

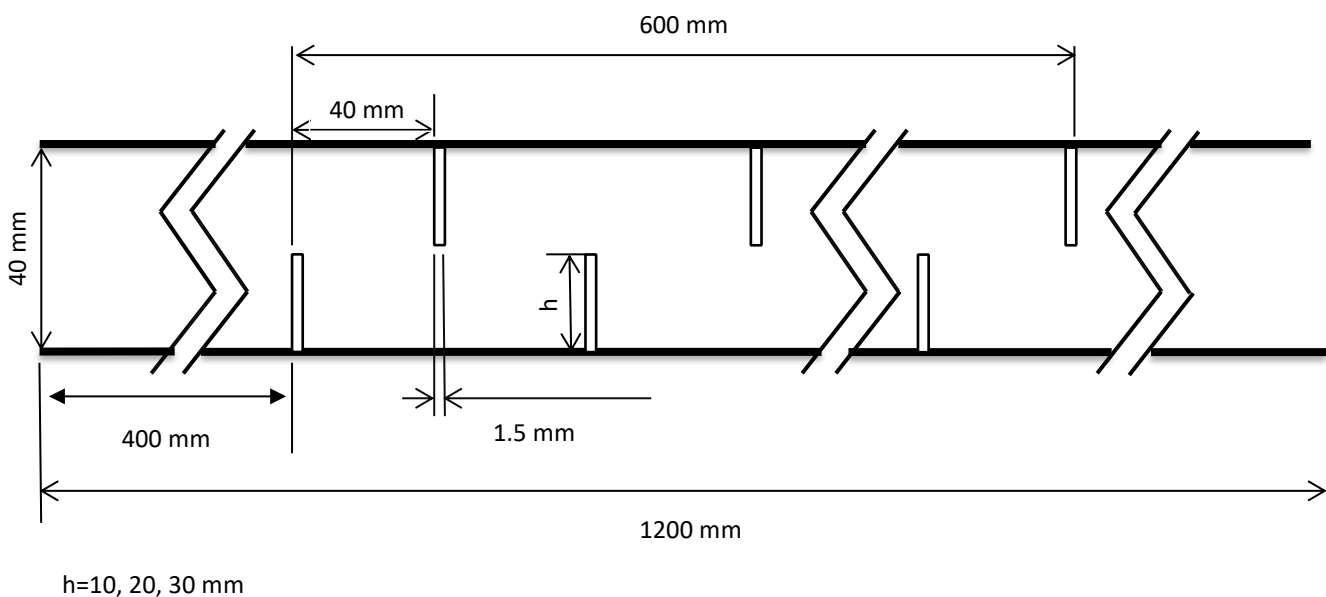


Figure 17. Géométrie du problème

Le nombre de Reynolds est donné comme suit :

$$R_e = \frac{\rho U D_h}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D_h} \quad (\text{II.5})$$

Où, U et \dot{m} sont respectivement la vitesse moyenne et le débit massique de l'air à la section choisi Le coefficient de frottement donné par la formule suivant :

$$f = \frac{(\Delta P/L) D_h}{\rho U^2 / 2} \quad (\text{II.6})$$

Le coefficient thermique moyen du transfert est donné par :

$$h = \frac{Q}{A_s (T_w - T_b)} \quad (\text{II.7})$$

Ainsi, que le nombre de Nusselt moyen est donné par :

$$\overline{N_u} = \frac{h D_h}{K_f} \quad (\text{II.8})$$

II.2.1. Equations de la quantité de mouvement

Ci-dessous, vous trouverez les équations instantanées qui décrivent le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent d'un fluide incompressible et newtonien.

– Equation de continuité :

$$\frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.9})$$

Equations de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \hat{U}_i}{\partial t} + \hat{U}_j \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \hat{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.10})$$

Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial \hat{T}}{\partial t} + \frac{\partial (\hat{U}_j \hat{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial \hat{T}}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.11})$$

où le nombre de Prandtl laminaire σ est le rapport entre la viscosité cinématique laminaire ν (aptitude à diffuser la quantité de mouvement par interaction moléculaire) et la diffusité thermique α (aptitude à diffuser la chaleur par interaction moléculaire).

II.2.2. Equations moyennées

Actuellement, la résolution numérique de ces équations instantanées pour simuler des écoulements turbulents est très coûteuse. Le nombre de nœuds requis dans le maillage augmente rapidement avec le nombre de Reynolds. Dans l'approche statistique RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), les variables dépendantes telles que les composantes de vitesse, la pression et la température sont décomposées en une valeur moyenne (temporelle dans ce cas, car l'écoulement est en moyenne permanent) et une valeur fluctuante.

$$\widehat{U}_i(x, t) = U_i(x) + u_i(x, t) \quad (\text{II.12})$$

$$\widehat{P}(x, t) = P(x) + p(x, t) \quad (\text{II.13})$$

$$\widehat{T}(x, t) = T(x) + \theta(x, t) \quad (\text{II.14})$$

En introduisant la décomposition de Reynolds sur le système d'équations (II.15), ((II.10) et (II.11), on obtient ce qui suit.

– Equation de continuité moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.15})$$

– Equations de quantité de mouvement moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (\text{II.16})$$

– Equation de l'énergie moyenne :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j \theta} \right) \quad (\text{II.17})$$

Dans le système (II.15), (II.16) et (II.17) apparaissent des termes inconnus qui sont les contraintes de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ et les flux turbulents de chaleur $\overline{u_j \theta}$. Ces termes posent un défi en termes de fermeture des équations. Le modèle de turbulence SST k- ω est utilisé pour

résoudre ce problème de fermeture des équations. Ce modèle repose sur le concept de Boussinesq, qui permet d'exprimer les contraintes de Reynolds de la manière suivante :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.18})$$

Par analogie :

$$-\rho \overline{u_j \theta} = \rho \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \text{ avec } \rho \alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \text{ et } Pr_t = 0.85 \quad (\text{II.19})$$

Il est à noter que le problème de fermeture du système d'équations est résolu si on arrive à déterminer μ_t et k qui apparaissent dans l'équation (II.19).

II.2.3. Equation de l'énergie

II.2.3.1. Conservation d'énergie dans le fluide

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (\text{II.20})$$

II.2.3.2. Conservation d'énergie dans la paroi

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{II.21})$$

II.2.3.3. Energie cinétique turbulente k

$$\rho u \frac{\partial k}{\partial x} + \rho v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + p_k - \rho \varepsilon \quad (\text{II.22})$$

II.2.3.4-Energie de dissipation ε

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + (c_{\varepsilon 1} f_1 p_k - \rho c_{\varepsilon 2} f_2 \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II.23})$$

p_k Représente le terme de production d'énergie cinétique

$$p_k = \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \mu}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (\text{II.24})$$

La viscosité turbulente est calculée par :

$$\mu_t = f_u \rho c_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.25})$$

Les constantes empiriques du modèle standard sont : $c_u = 0.99$, $c_{\varepsilon 1} = 1.44$, $c_{\varepsilon 2} = 1.44$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_t = 0.9$, $f_1 = f_2 = f_u = 1.0$

II.2.4. Modèle k – ε :

Le modèle k – ε standard (Launder B. E., Spalding D.B. 1974) se base sur le concept (Bousinesq 1977).

Les termes des contraintes de Reynolds sont :

- Fermeture du tenseur de Reynolds basée avec une viscosité turbulente $\nu_t = \mu_t / \rho$

$$-\rho U_i U_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{3}{2}\rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.26})$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II.27})$$

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \text{ Avec } C_\mu = 0.09$$

- L'énergie cinétique turbulente est définie par **Equ II.28**;

$$k = \frac{1}{2} \overline{U_i U_i} = \frac{1}{2} (\overline{U_1^2} + \overline{U_2^2} + \overline{U_3^2}) \quad (\text{II.28})$$

- Le taux de dissipation ε de l'énergie cinétique k est donné par **Equ II.29**:

$$\varepsilon = \overline{\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}} \quad (\text{II.29})$$

L'adaptation des constants standards de correction du modèle donné par (Launder B.E., Spalding D.B. 1974) rend le système d'équation opérationnel. Elles sont présentées dans le Tableau 1. [1]

Tableau 1. Les constantes standards.

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1	1.3

II.4. Hypothèse simplificatrice

Pour simplifier le problème est rendre les équations précédentes plus simples et plus faciles à résoudre, on pose les hypothèses quelque hypothèse suivantes :

- Le milieu est isotrope et continue.
- L'inexistence des puits et des sources de matière et de chaleur dans le système étudié.
- Fluide est considéré Newtonien.
- L'écoulement est stationnaire.
- Pas de dissipation d'énergie qui est dû aux contraintes.
- La densité ne varie qu'avec la température.
- Les forces de volume ne sont dues qu'à l'accélération de la pesanteur.
- Propriétés physiques sont constantes.

II.5. Étapes de résolution du problème

Les principales étapes utilisées dans notre simulation sont les suivantes :

1. Détermination du domaine de calcul (construction de la géométrie).
2. Discrétisation du domaine de calcul (maillage).
3. Identification des conditions aux limites.
4. Choix du modèle mathématique.
5. Choix de l'algorithme de solution.
6. Solution du modèle mathématique.
7. Visualisation et interprétation des résultats.

Le schéma représentatif de ce processus itératif est le suivant :

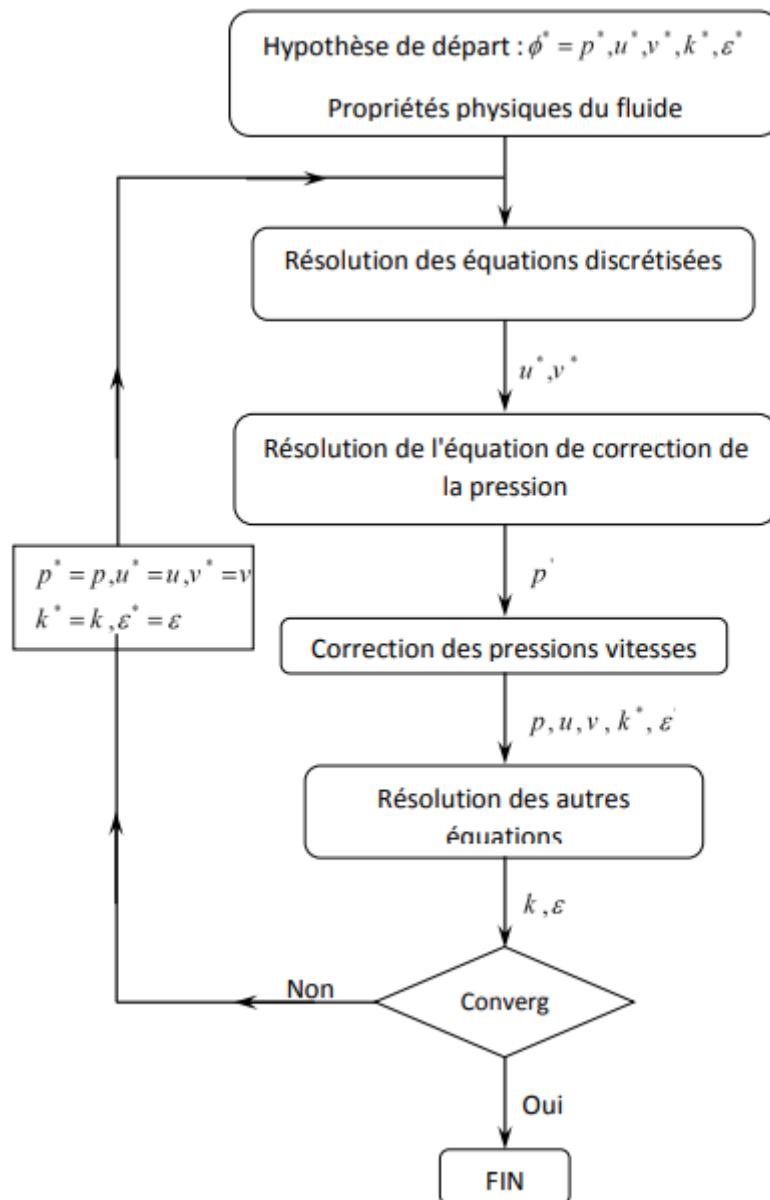


Figure 18. Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE (Balima Olivier, 2003).

U et V sont les deux composantes des vecteurs de vitesses, p représente la pression, est défini par : est une correction. Cet algorithme stipule l'existence d'une relation entre les vitesses corrigées et les pressions corrigées, en vue de vérifier l'équation de conservation de la masse.

II.6. Conclusion

Dans ce chapitre, On a résumé la méthode proposée pour étudier le comportement thermique et dynamique d'une conduite rectangulaire muni des ailettes ondulées, qu'elles soient simulées numériquement par l'explication de la méthode mathématique pour chacune cas milieux fluides et milieu solide. Sur la méthode traitée, on peut remarquer que pour la résolution il faut étudier les deux milieux différents (solide et fluide) et le couplage entre les deux milieux, les chercheurs se sont concentrés pour couple entre les deux milieux sous forme vitesse ou accélération par apport les efforts ou les contraintes par plusieurs philosophies.

Nous avons donc modélisé numériquement sur un logiciel commercial basé sur la méthode des volumes finis, il est toujours le choix de la méthode très importante pour résoudre les problèmes réels, complexe. La solution possible de simuler le comportement thermique et dynamique de cette nouvelle conduite de section rectangulaire muni des ailattes ondulées avec une grande précision de calcul. Chapitres suivants donnent la méthodologie sur ce logiciel et interprétation des résultats et discussion.

*Chapitre 3 : Résultats de la
simulation et discussion*

III.1. Introduction

La dynamique des fluides concerne le mouvement des fluides (liquides et gaz) et les forces qui s'exercent sur eux. « Computationnel » fait référence au calcul du flux et des forces à l'aide d'une simulation numérique. Une définition littérale de la dynamique des fluides computationnelle pourrait donc être la prédiction du mouvement et des forces des fluides par un calcul utilisant des méthodes numériques.

Aujourd'hui, le terme dynamique des fluides computationnels, généralement abrégé en CFD, est utilisé pour décrire une gamme plus large de calculs pour une grande variété d'applications scientifiques et d'ingénierie. En particulier, il est utilisé pour les applications suivantes :

- Moteurs à combustion interne, turbines ;
- Echangeurs de chaleur ;
- Gestion thermique ;
- Confort thermique, avec chauffage, ventilation et climatisation.

Les méthodes numériques pour résoudre des problèmes de dynamique des fluides, jusque et y compris la chaleur et quelques bases de thermodynamique, sans s'étendre au rayonnement thermique, à la chimie et aux solides.

III.1.1. Gambit

C'est un outil informatique qui permet de créer une interprétation d'un modèle réel pour minimiser le temps, le coût dans la recherche scientifique et la sécurité. Permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous FLUENT. Le meilleur est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de différent type rectangle ou triangle. Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante : - Définir la géométrie en 2D ou 3D.

III.1.2. Fluent

Notice d'utilisation de fluent ([Fedala, 2007](#)) Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les problèmes complexes, c'est la raison pour laquelle on a choisi pour réaliser notre simulation.

Fluent vous donne plus de temps pour innover et optimiser les performances des produits. Confiez vos résultats de simulation à un logiciel qui a été largement validé dans une

large gamme d'applications. Avec Gambit, Fluent, vous pouvez créer des modèles physiques avancés et analyser une variété de phénomènes fluides, le tout dans un espace personnalisable et intuitif.

III.2. Méthodologie

Il existe plusieurs voies de résoudre les problèmes complexe, la modélisation d'un tel système, en particulier la voie « analytique » et la voie « numérique ». On plus, les modèles numériques conduisent généralement à des résultats très proches de la réalité. Dans cette étude il est impératif pour étudier les effets deux dimensions de la convection forcée turbulent dans les parois, notre première préoccupation a été la validation de notre code de calcul et du modèle construit pour ça en a suivi le raisonnement de l'article publié sur science directe les 28 Avrils 2003 (Kang-HoonKo, 2003) qui calculent les échanges du canal muni des ailettes transversale poreuses avec le nombre de Reynolds Re variable, avec la présence du fluide on imposant un flux de chaleur constant, les parois influencées par la présence de l'air ont été composées en plaque de (0.04×1.292) . Un modèle 2D pour chaque plaque horizontale d'éléments finis utilisant l'interpolation linéaire pour les calculs de la température intérieure d'un élément est ensuite extrudée verticalement afin de construire un modèle 2D en connectant chacun des plaques horizontales entre eux. La modélisation du transfert de la chaleur dans la direction verticale, traitée par la méthode des volumes finis. Notre modèle numérique 2D.

construit sur Gambit est sans doute complet du point de vue, ou tous les matériaux sont représentés chacun par un domaine de calcul respectif comme expliqué auparavant, (solide/ fluide) alors pour comparer nos résultats et pour une éventuelle validation de notre modèle numérique on a éliminé la convection naturelle avec l'extérieur (adiabatique), comme première approche dans une première simulation, une deuxième simulation fait une comparaison entre les différents résultats avec des résultats présentés pour une conduite avec des ailettes ondulées . Les différents résultats sont présentés dans le chapitre.

III.3. Description et maillage

On considère une conduite de forme rectangulaire dans une seule direction suivant l'axe X Remplie d'air forcée avec une température initiale et vitesse entré munie des ailettes ondulées de $(1.5 \times h)$. On cherche à évaluer numériquement l'évolution de ce système au cours du temps, d'après la précision voulue (la convergence). On voit alors le champ de vitesse axiale, la variation de la température et autre paramètre. La géométrie réalisée à l'aide de Gambit est

donnée sur la figure 19. Il s'agit d'une conduite rectangulaire avec des ailettes ondulées périodiques, une partie de la conduite sans ailette. On discrétise la surface d'éléments par un maillage rectangulaire. Au voisinage d'ailettes, le maillage est raffiné pour avoir une bonne précision sur les résultats obtenus.

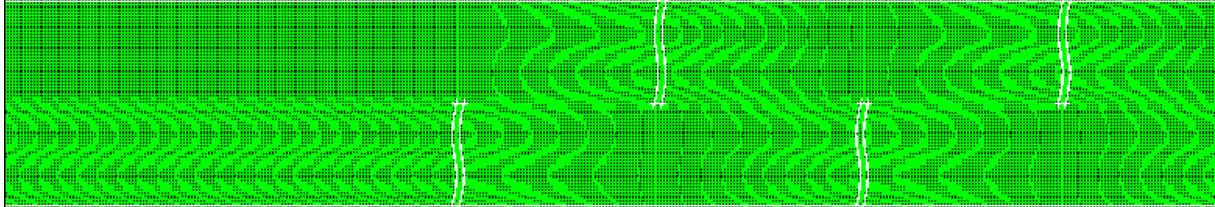


Figure 19. Une partie maillée de la conduite rectangulaire munie des ailettes ondulées.

III.3.1. Conditions aux limites

On définit les conditions aux limites suivantes :

- Entrée du fluide (velocity_inter) à l'extrémité gauche
- Sortie du fluide pressure (outlet pressus) à l'extrémité droite
- Wall sur les autres frontières

III.3.2. Méthode de résolution

La méthode de résolution se fait par un solveur Fluent 6.3.2. En exprimant les équations d'énergie en parallèle avec les équations standards de la mécanique des fluides. On se place en 2D avec un fluide non visqueux (les propriétés de l'air à dans la data base, en le considérant comme un fluide réel). On définit ensuite une pression de référence à la sortie de la conduite, qui nous permet de visualiser directement les pressions relatives. On initialise l'ensemble de notre domaine avec les conditions sur le domaine du fluide. Afin de vérifier la convergence de notre calculateur et l'évolution du système, on affiche le résidu au cours des itérations, ainsi que l'évolution de la vitesse, la température et enfin de la pression dans un conduit rectangulaire munie ailette ondulée, la computation et la performance du PC pentium 4 donne une itération entre (1000-4000).

III.3.3. Etude du maillage

Au cours de ce travail on a remarqué qu'un accès aux bons résultats nécessite une optimisation entre plusieurs paramètres qui influent fortement sur les calculs numériques, parmi lesquels, on peut citer les plus importants et qui sont, la qualité et la taille du maillage et les facteurs de sous relaxation. Pour voir cette influence on a changé à chaque fois un paramètre en fixant les autres.

III.3.4. Qualité et taille du maillage

Avant d'étudier l'indépendance, il faut tout d'abord avoir la qualité du maillage qui nous permettons d'avoir des phénomènes physiques plus claire et juste.

III.3.5. Choix du maillage

Des essais numériques avec des grilles de maillages ont été réalisés pour des nombres d'éléments égaux à 5180, 20720 et 51400 correspond respectivement aux couples $(N_x, N_y) = (30 \times 30), (40 \times 40), (60 \times 60)$ et (80×80)

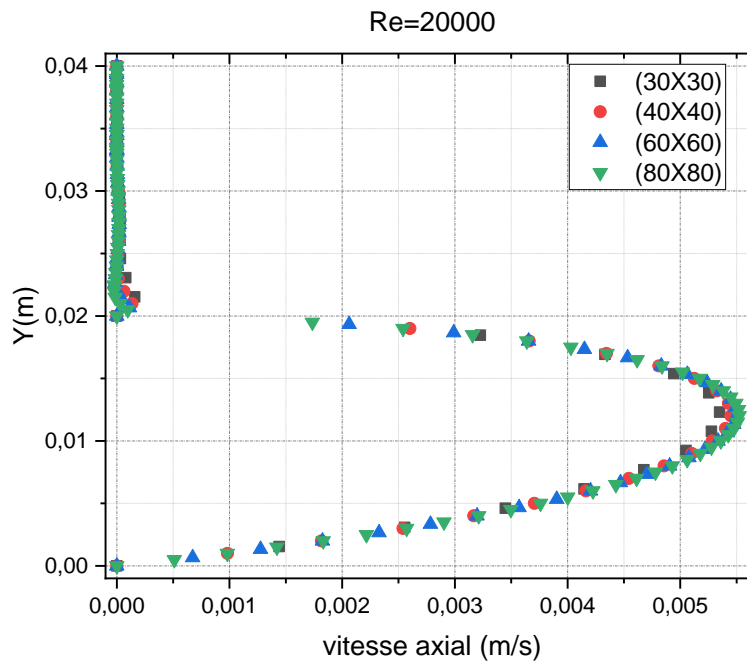


Figure 20. Influence du maillage sur la vitesse axiale.

On a choisi la grille 1285x40 qui est utilisée dans la suite est justifiée parfaitement que la différence entre les valeurs trouvées est inférieure ou égale à 0.98% sur les résultats obtenus.

Tableau 2. Tableau du maillage de test

Grille	30×30	40×40	60×60	80×80
X (m)	0.60	0.60	0.60	0.60
Y (m)	0.012	0.012	0.012	0.012
U_{\max} (m/s)	0.00531	0.00543	0.00551	0.0551

III.4. Résultats

Afin de vérifier la convergence de notre calculateur Fluent 6.3, nous présentons l'évolution des résidus de l'itération. La convergence est atteinte au bout de 1000 à 3000 itérations.

Dans cette étude, le domaine de calcul a été choisi pour être plus grand que le domaine physique pour éliminer les effets d'entrée, sortie et pour satisfaire la continuité à la sortie de la conduite avec la stabilité du système numérique. Un système de grille non uniforme avec une grande concentration de nœuds dans les régions de fortes. La méthode numérique utilisée dans une étude basée sur l'algorithme le plus simple standard. Les équations de conservation sont discrétisées en volume de contrôle par la méthode aux volumes finies. L'ensemble des équations sont résolues itérativement en utilisant une ligne par la méthode de solution en ligne en conjonction avec une forme tri-diagonale de la matrice. La solution est considérée comme convergente lorsque la valeur résiduelle normalisée de l'équation algébrique est inférieure à une valeur prescrite de 10^{-13} .

! 2985 solution is converged 2985 1.2604e-13 8.1112e-06 3.2904e-13 4.7427e-13 4.8430e-13 9.9439e-13 2:11:35

La première simulation

Cette figure montre le champ de vitesse pour une ailette à l'entrée et l'autre à la sortie dans une conduite munie des ailettes ondulées. Les Figures 20. (a), (b) et (c) montrent le champ de la vitesse pour une demi-conduite. Les ailettes ondulées en périodicité à type dérivé à $Re=4 \times 10^4$, la hauteur et de $h=0.01m$; $0.02m$; $0.03m$ avec une vitesse de $0.0087m/s$.

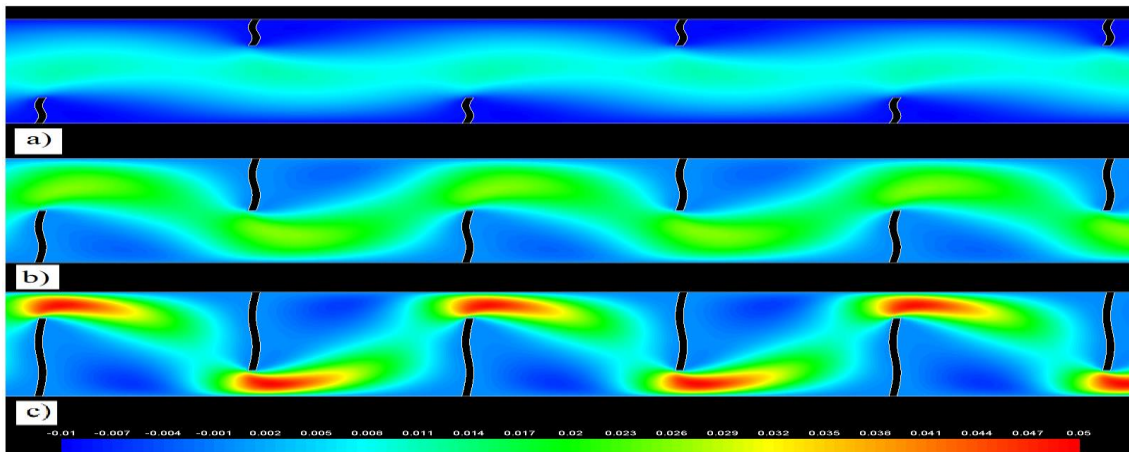


Figure 21. Contours de la vitesse pour des ailettes ondulées solide.

$(Re = 4 \times 10^4, (a)h = 0.01m, (b) h = 0.02m, (c) h = 0.03m)$

L'écoulement en présence des ailettes ondulées solides indique que les caractéristiques communes sont les régions d'écoulement de base et les régions de recirculation en amont et aval lorsque la vitesse est importante. Le fluide emprisonné par les parois solides du canal et des ailettes solides crée des zones de recirculation et par conséquent le régime devient très

perturbé. Comme le rapport des ailettes ondulées augmentent, la région d'écoulement de base devient plus petite. Le résultat indique que la zone de collision est réduite avec des changements d'orientation de la région centrale de recirculation.

La deuxième simulation

La même structure de la conduite rectangulaire simple munie des ailettes ondulées à 90° placées périodiquement pour un milieu solide des ailettes avec des conditions normales à est considéré on varie le nombre de Reynolds à l'entrée en maintenant (fixant) les autres paramètres comme le rapport de la hauteur des ailettes ondulées $h=0.02$ m. étudier le comportement dynamique du fluide à état turbulent visqueux pour chaque cas de la simulation numérique proposé.

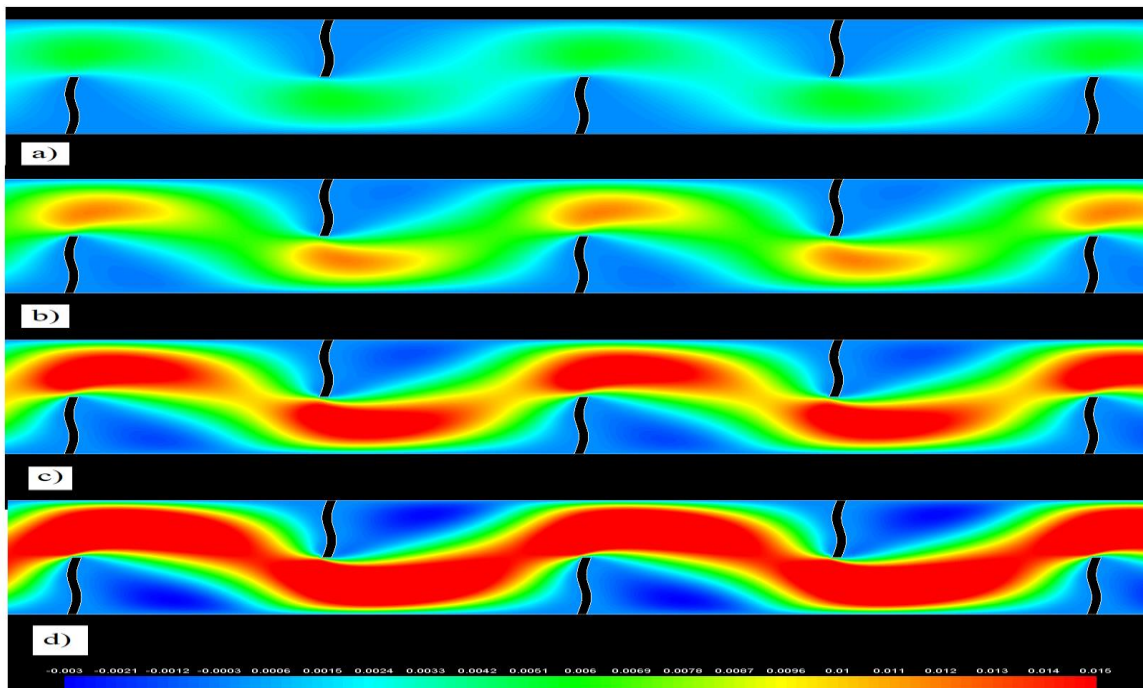


Figure 22. Contours de la vitesse axiale pour des ailettes ondulées de $h = 0.02m$, (a) $Re = 1 \times 10^4$ (b) $Re = 2 \times 10^4$ (c) $Re = 3 \times 10^4$ (d) $Re = 4 \times 10^4$

Les caractéristiques partielles sont utilisées indépendamment du nombre de Reynolds. La zone de recirculation disparaît pour la première figure mais trois cas la zone de recirculations augmente avec augmentation de nombre de Reynold, donc débit Hydraulique a entré un canal de section rectangulaire munie des ailettes ondulée est très important pour le transport de l'air dans un conduit rectangulaire avec la hauteur de l'ailette ondulée solide constant de $h=0.02m$. On se base dans notre étude sur la géométrie et la forme de l'ailette ondulée pour améliorer les paramètres de Transfert thermique dans une conduite rectangulaire munie des ailettes ondulées solide. On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque

aillette et les parois du canal de section rectangulaire, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des ailettes solide, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement a cause l'installation des ailettes ondulées périodique. La valeur de l'ordre de 250% de la vitesse d'entrée ($U_{in} = 0.0087\text{m/s}$).

III.4.1. Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du canal rectangulaire.

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles qui présentent des valeurs positives et négatives. Pour bien étudier cette évolution de vitesse axiale dans la conduite de la section rectangulaire munie des ailettes ondulées solide avec les deux différentes positions d'ailettes ondulées traitées à une hauteur 0.02m. On a tracé des courbes de vitesse axiales pour ces positions axiales : $x=0.52\text{m}$, $x=0.60\text{m}$, $x=0.72\text{m}$, $x=0.80\text{m}$.

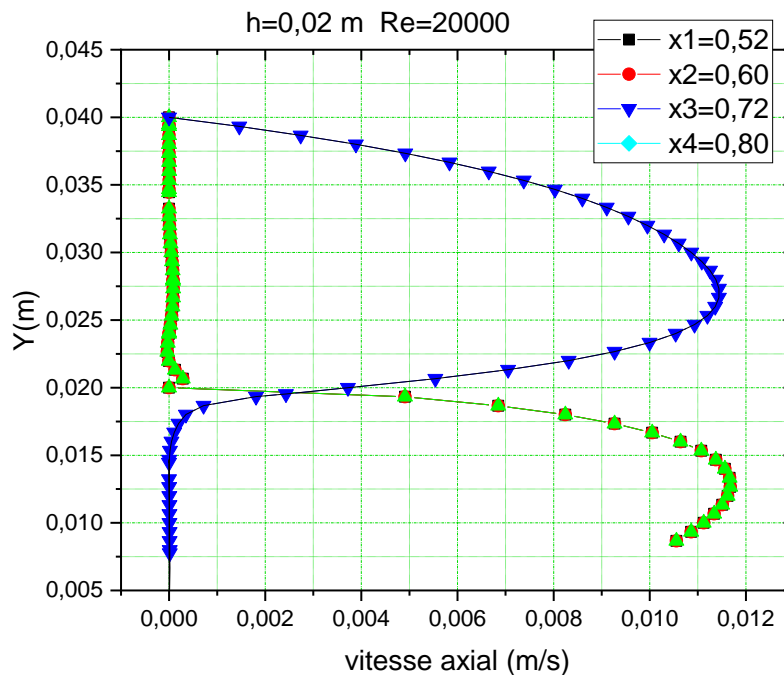


Figure 23. Profils de vitesse axiale adimensionnelle en amont en aval d'ailettes ondulée.

Sur la figure 24 Entre les différentes hauteurs des ailettes ondulées solide, à des endroits égaux à $x=0.52\text{m}$ et $x=0.72\text{m}$, situés en aval de la première et la deuxième ailette ondulée et pour les trois cas étudiés ($h=0.01$, $h=0.02$ et $h=0.03$), l'écoulement est caractérisé par des vitesses très élevées à la plus basse partie du canal, qui approche 150% de la vitesse d'entrée, là où on constate une réduction des vitesses axiales et une augmentation dans la partie moyenne. Dans la partie supérieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation de l'écoulement derrière la première ailette. Ce qui a été remarqué aussi, l'écoulement en présence la hauteur d'ailette de formes ondulée s'accélère de plus en plus de gauche vers la droite en augmentant la taille de la zone de recirculation.

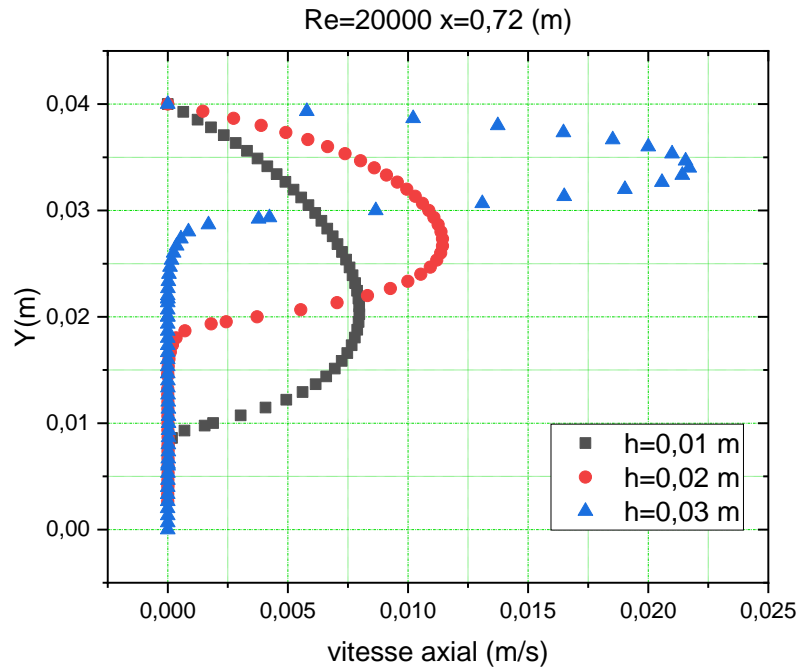


Figure 24. Profils de la vitesse axiale à $(x=0.72 \text{ m})$, pour les trois hauteurs d'ailettes traitées.

Les profils de vitesse axiale à la sortie du canal munie des ailettes ondulées, pour $x=0.52 \text{ m}$, sont représentés sur la figure 25. Les valeurs maximales de la vitesse axiale dans les trois graphes étudiés atteints une valeur maximale environ 0.235 m/s , soit 5.3 fois plus élevées que la vitesse d'entrée (0.0043 m/s). Ces valeurs sont engendrées en raison de la forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde ailette ondulée. On remarque aussi que le cas $h=0.03 \text{ m}$ assure des vitesses axiales plus élevées que les autres hauteurs celui dans le cas de $h=0.02 \text{ m}$ et $h=0.01 \text{ m}$

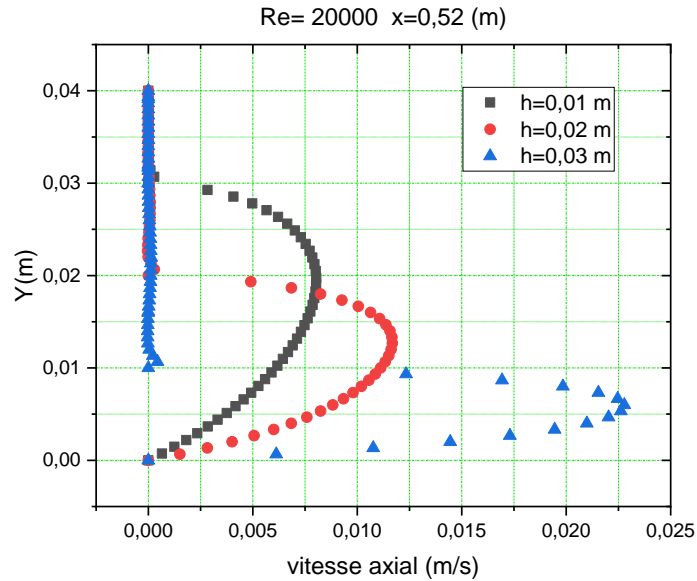


Figure 25. Profils de la vitesse axiale à ($x=0.52$ m), pour les trois hauteurs d'ailettes traitées.

III.4.2. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur la vitesse de l'écoulement.

À la présence des ailettes sous forme ondulées ($h=0.01$ m, $h=0.02$ m et $h=0.03$ m) et pour une section constante du canal, l'effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de vitesse axiale dans différentes sections de la conduite de section ondulée munie des ailettes ondulées ($x=0.72$ m), sont montrés dans les figures (26 à.28).

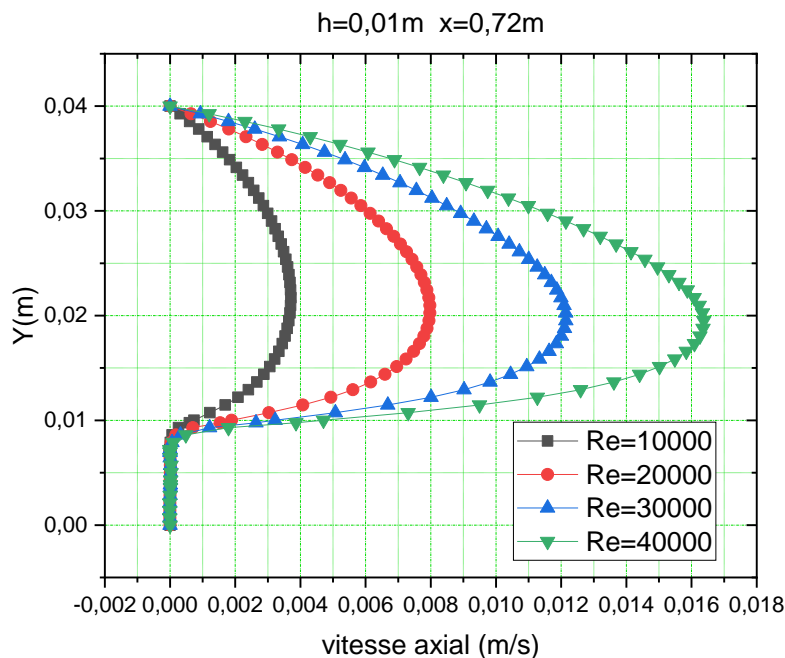


Figure 26. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72$ m $h=0.01$ m).

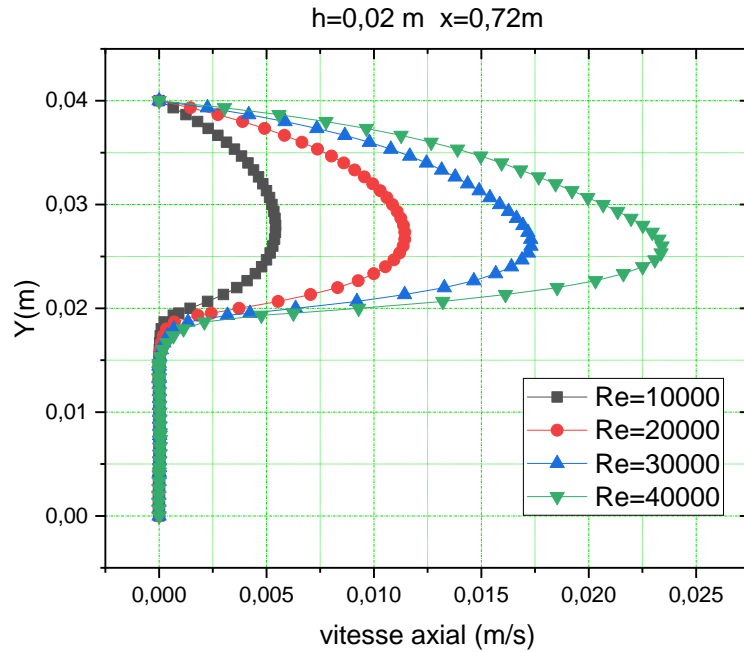


Figure 27. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72\text{ m}$ $h=0.02\text{ m}$).

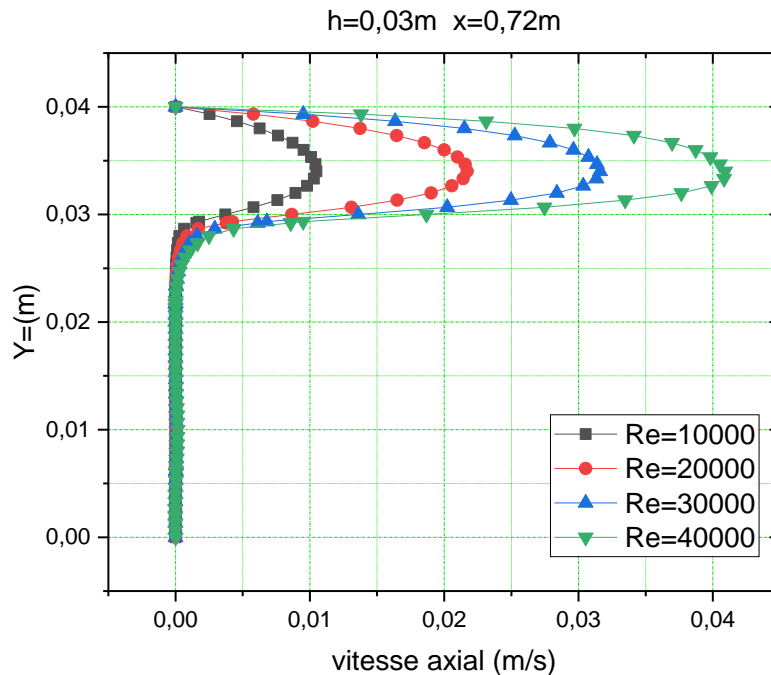


Figure 28. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils de la vitesse axiale du canal, ($x=0.72\text{ m}$ $h=0.03\text{ m}$).

Pour des variations du nombre de Reynolds allant de 4000 à 20000. On constate que l'écoulement d'air s'accélère dans sa direction de la gauche vers la droite et la longueur des régions de recyclage est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds en

écoulement. L'augmentation du nombre de Reynolds entraine alors une accélération de l'écoulement et causera une augmentation de la vitesse axiale de l'air, d'où la longueur des zones de recirculation est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds.

III.4.3. Effets de la variation du nombre de Reynolds sur le coefficient de friction local.

À la présence des ailettes sous forme ondulées la hauteur proposé ($h=0.01\text{m}$) pour une section constante du canal, l'effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient de friction local sur toute la longueur de parois inférieure, sont montrés dans les figures (29 et 31) respectivement. Pour un Reynolds allant de 10000 jusqu'à 40000, on constate que le coefficient de friction augmente de manière significative avec le nombre de Reynolds, en introduisant des grandes zones de recirculation. Il existe alors une proportionnalité entre l'augmentation du coefficient de friction et l'élévation du nombre de Reynolds en écoulement.

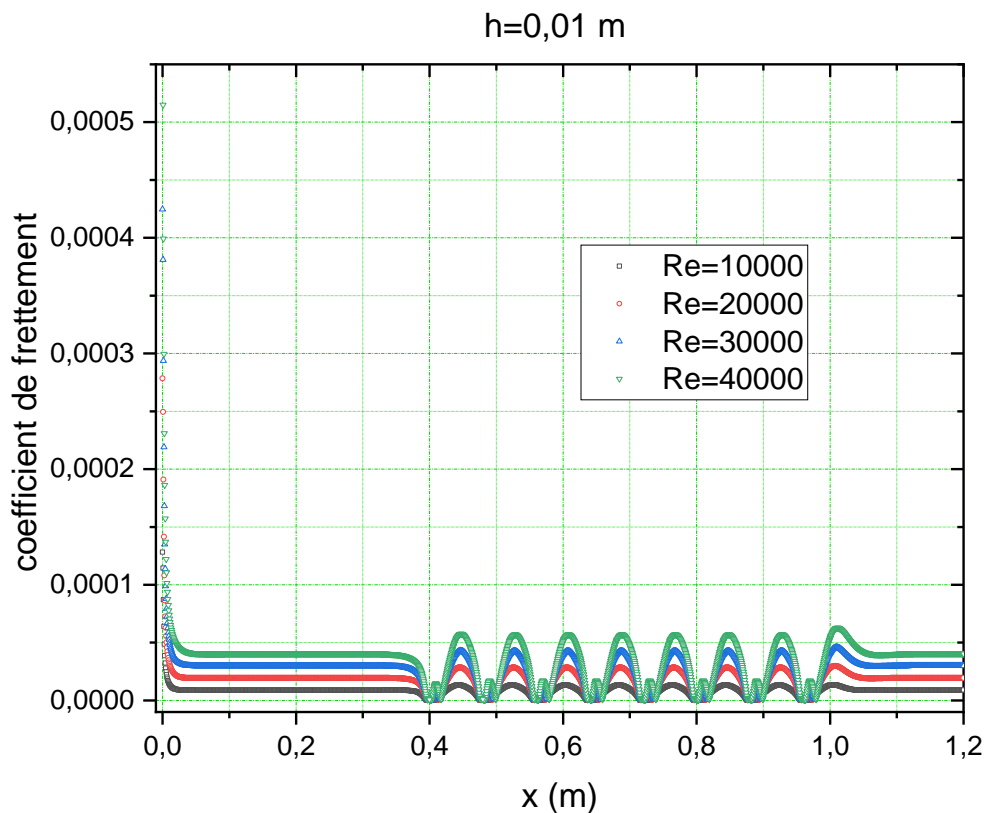


Figure 18. Effet de la variation du nombre de Reynolds sur les profils du coefficient de frottement $h=0.01\text{m}$

III.4.4. Aspect thermique

La troisième simulation

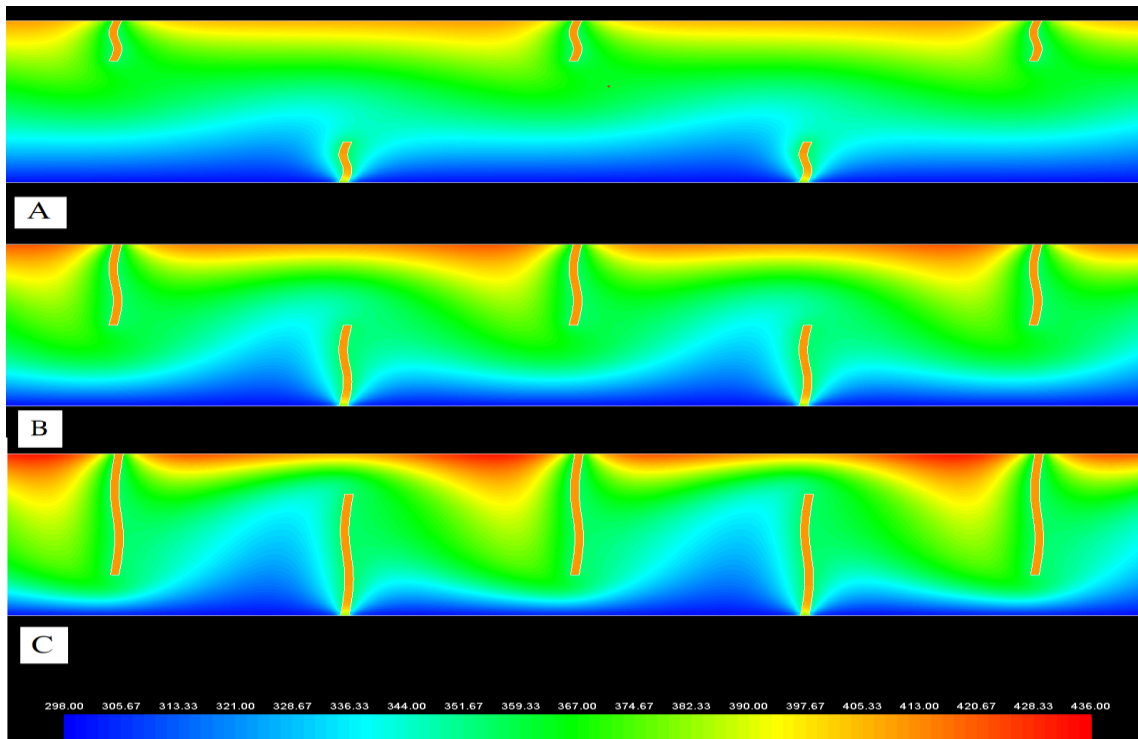


Figure 30. Distribution de champ de température totale dans la conduite, pour les trois cas étudiés ($h=0.01m$, $h=0.02m$, $h=0.03m$)

La figure 30 montre une structure d'écoulement complexe où le fluide est dévié vers les parois supérieure et inférieure avec présence de zones de recirculation en amont et en aval de chaque ailette ondulée. Cette structure d'écoulement va influencer considérablement la répartition du champ de température totale et va permettre un meilleur brassage du fluide qui donne un meilleur transfert de chaleur si augmente la hauteur des ailettes ondulées c'est-à-dire la surface d'échange augment comme on le verra par la suite.

Les zones les plus chaudes sont pour la plupart, localisées au voisinage des parois haut et les ailettes ondulent.

La température de l'air augmente dès que le fluide se retrouve de nouveau en contact avec les ailettes, et ceci se répète d'une manière périodique d'une ailette à une autre.

III.4.5. Profil de température totale dans des sections différentes

La variation de la température totale pour différentes section cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour ces sections : $x_1=0.72m$, $x_2=0.52m$, $x_3=0.60m$, $x_4=0.687m$, avec $Re=2 \times 10^4$ et $h=0.02m$ de l'ailette ondulées

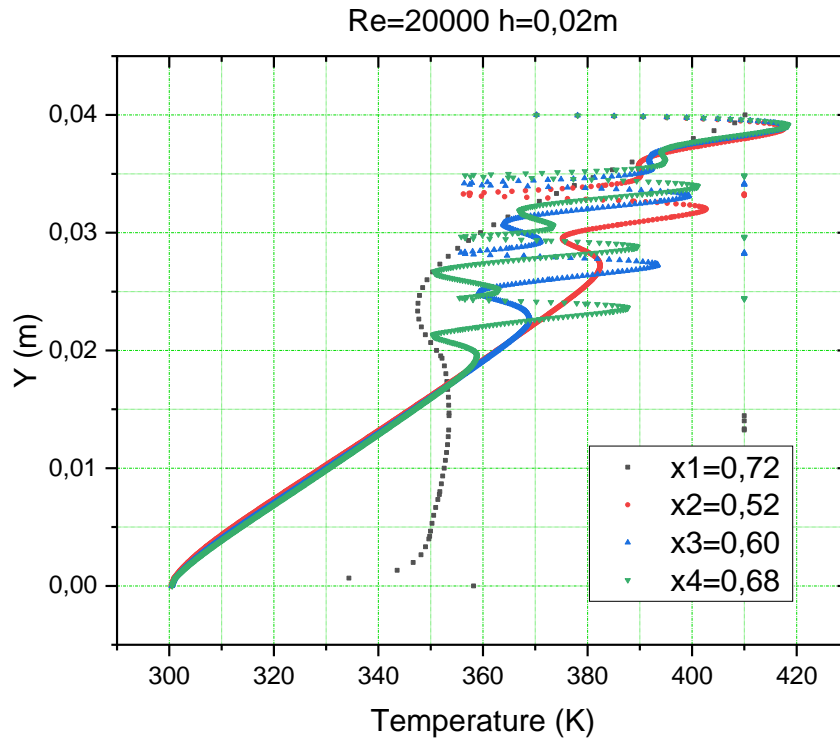


Figure 19. Profils de la température totale en amont et en aval de la première ailette ($x=0.72\text{m}$; $x=0.52\text{m}$, $x=0.60\text{m}$, $x=0.68\text{m}$) pour la formes d'ailette ondulée traitées.

La figure. 32 présente les profils de la température totale en amont et en aval de la première ailette ondulée dans les trois cas traités ($h=0.01\text{m}$, $h=0.02\text{m}$ $h=0.03\text{m}$) pour les deux sections à $x=0.52\text{ m}$ et à $x=0.72\text{ m}$.

On observe que la présence de la première ailette ondulée qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une augmentation de la température totale, paradoxalement que la moitié inférieure, là où on constate des valeurs sensiblement faibles à cause de l'augmentation de la vitesse de l'écoulement et surtout au voisinage du passage sous l'ailette ondulée. Les résultats montrent aussi que l'utilisation des formes ondulée et grande hauteur d'ailette influe sur le transfert thermique en amont et en aval de la première ailette ondulée.

Ces remarques sont valables pour les types les ailettes ondulées, à ces deux sections, on constate aussi que les ailettes de forme ondulée assurent mieux l'augmentation de température de l'écoulement parce qu'elles contiennent la plus grande zone de recirculation dans la région supérieure en aval de la première ailette donc un échange thermique très important.

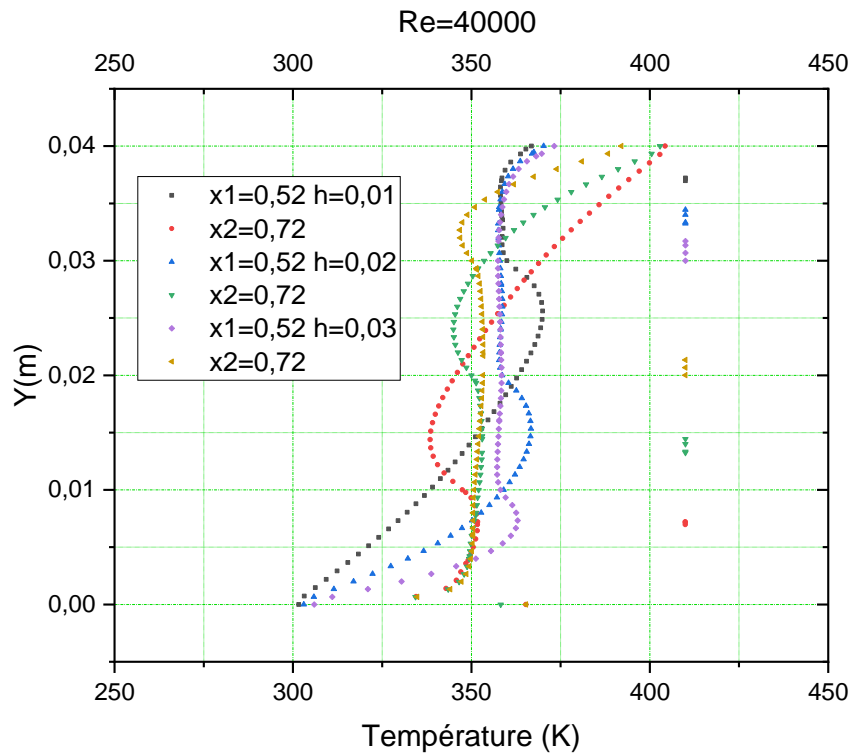


Figure 32. Profils de la température totale en amont et en aval de la première ailette ($x=0.72\text{m}$; $x=0.52\text{m}$) pour différente hauteur d'ailette ondulée traitée.

III.4.6. Profils du rapport de Nusselt moyenne du canal munie des ailettes ondulées

Dans notre étude le nombre de Nusselt, qui compare les transferts de chaleur par convection sur conduction forcés vers les parois est déterminé par une comparaison des résultats par expérience de [Kang-Hoon Ko, N.K. Anand 2003](#)). Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombre de Reynold et la surface due contacte d'ailette ondulée qui donne un grand échange thermique autour d'ailette ondulée. Les prédictions du rapport nombre de Nusselt moyennent et les résultats expérimentaux de ([Kang-HoonKo, 2003](#)) est presque la même. Le nombre de Nusselt diminué légèrement avec l'augmentation de Reynolds pour différente hauteur proposé. Montre la variation du nombre de Nusselt moyenne par apport le nombre de Reynold pour les deux configurations étudiées (cas1 : résultat ([Kang-HoonKo, 2003](#)) et cas2 : chicane ondulée). Les résultats indiquent que l'augmentation de la hauteur d'ailette donne un échange thermique très important à la sortie de la conduite munie des ailettes ondulées, c'est un gain d'énergie. Mais une recirculation importante autour d'ailette donne perdre de pression à la sortie.

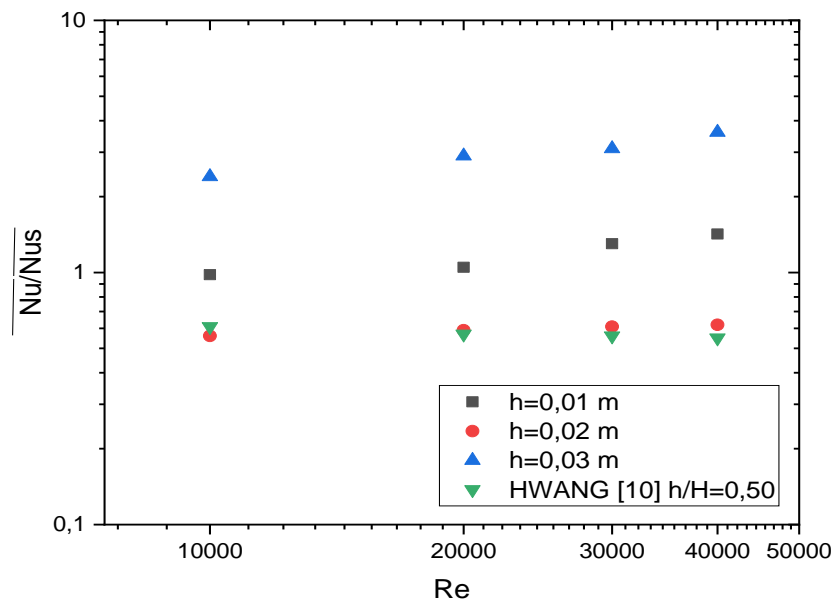


Figure 33. Le rapport de nombre de Nusselt pour différence hauteur traité.

III.4.7. Profils coefficient de frottement f global du canal muni des ailettes ondulées

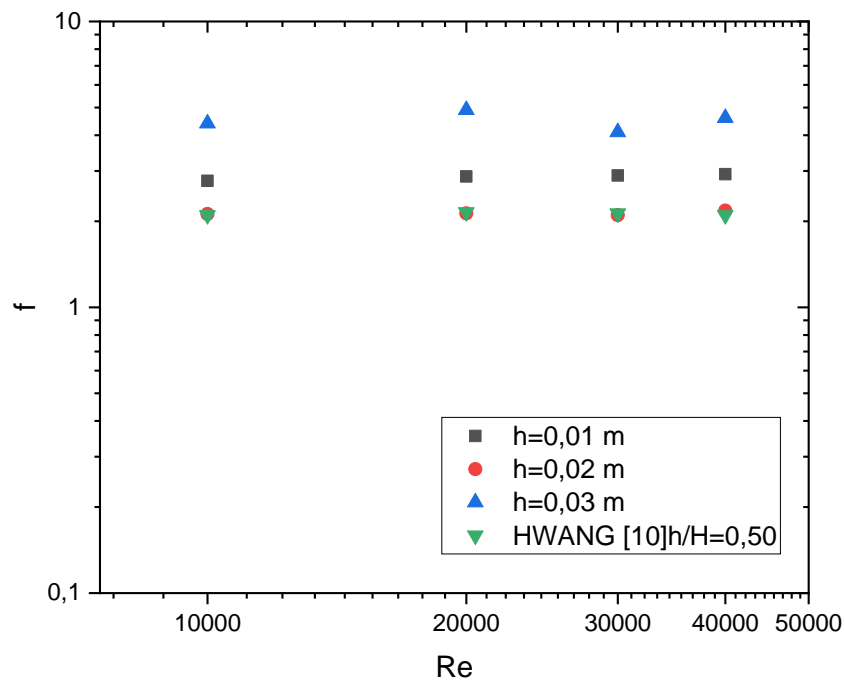


Figure 34. Le rapport de Coefficient de frottement pour différence hauteur traité.

Le coefficient de frottement des prédictions et les résultats de (Kang-HoonKo, 2003) sont presque de la même. Le coefficient de frottement diminué légèrement avec une augmentation de Reynolds pour différente hauteur (Figure.34). Comme prévu des ailettes ondulées $h=0.03$ sont le plus élevés par rapport les autres hauteurs de type ondulée. En général, le coefficient de frottement augmente avec une augmentation de la hauteur pour un nombre de Reynolds fixé, diminue avec l'augmentation de débit massique à entre de la conduite. Ce comportement est attribué sur la surface de contact la paroi et les ailettes ondulée entre le fluide et le solide. L'augmentation de coefficient de frottement, augmentant ainsi que la résistance hydraulique et une perdre de charge à la sortie très important.

III.5. Calcul de l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur est définie par :

$$eff = \frac{\text{Quantité de chaleur réellement échangée}}{\text{Quantité maximale qui peut être échangée (échangeur idéal)}}$$

Les rapports d'améliorations globales sont utilisés pour évaluer les performances thermiques d'une conduite de sections rectangulaires munies des ailettes ondulées. Comme le montre la figure 35

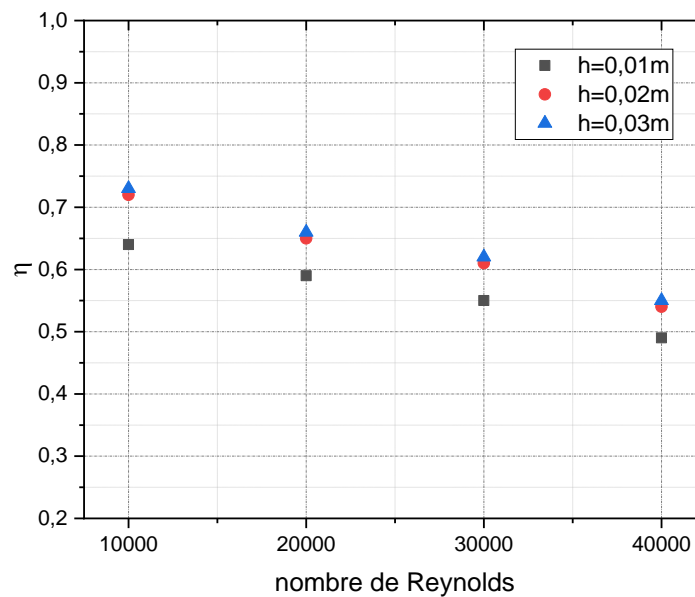


Figure 35. Efficacité thermique de l'échangeur avec le nombre de Reynolds pour différente hauteur

. Un rapport d'amélioration optimale fourni par les différentes hauteurs, ce qui signifie que le nombre de cas est le plus élevé et l'espacement est minimal, respectivement. Au taux d'amélioration de la ligne, diminuer le nombre croissant de Reynolds comme prévu. Le meilleur rapport d'amélioration est égal à 0,725 sur $h=0.03\text{m}$ $Re = 1 \times 10^4$, avec un rapport de tangage pour tous les modèle de calcule, le rapport d'amélioration reste supérieur à un pour la gamme de Reynolds de 20000-50000.

Nous avons étudié principalement l'influence de la géométrie des ailettes sur le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides. On peut conclure que l'augmentation de la hauteur permet d'augmenté la surface de contact au voisinage d'ailettes pour améliore le transfert de chaleur entre les parois du canal et le fluide qui le traverse la conduite avec des ailettes ondulées et que le transfert de chaleur devient de moins en moins important avec une diminution de la hauteur et un débit très importante.

En perspective, nous avons l'intention d'approfondir et de clarifier nos résultats. Enfin, nous essaierons également d'affiner d'avantage du modèle de turbulence choisie.

III.5. Conclusion

Les résultats numériques, obtenus par un logiciel (C F D) commercial fluent 6.2.2, sont valables et présentés pour simuler l'effet thermique d'une conduite de section rectangulaire munie des ailettes ondulées. La géométrique proposé sur le fonctionnement des échangeurs de chaleur pour un écoulement turbulent du fluide en convection forcée dans une conduite de section rectangulaire munie des ailettes ondulées ayant une partie et autre de différentes hauteurs. La présence de la forme d'ailette on générale effectuer des zones de recirculation responsables de la présence des perde de charge importante à la sortie. La variation de profil des vitesses axiales caractérisées par des valeurs négatives et positives exprimées par un changement de sens de l'écoulement ainsi que les zones de recirculations influent sur l'instabilité d'échanges thermiques le long du canal muni des ailettes ondulées. Le sens d'orientation agit strictement sur le rendement de performance des conduites munie des ailettes de forme ondulée.

Conclusion Générale

En conclusion, la simulation numérique de la convection forcée turbulente dans une conduite munie d'ailettes ondulées est une approche efficace pour étudier et comprendre les caractéristiques du flux turbulent et du transfert de chaleur dans ce type de configuration. Grâce aux méthodes de résolution des équations de Navier-Stokes et aux modèles de turbulence adaptés, il est possible d'analyser les champs de vitesse, de température et de pression, ainsi que d'obtenir des informations détaillées sur les performances thermiques et fluidiques des ailettes ondulées.

La simulation numérique permet d'explorer différentes configurations et conditions de fonctionnement, ce qui facilite l'optimisation du design des ailettes ondulées et l'amélioration de l'efficacité du transfert de chaleur. De plus, elle permet également d'évaluer l'impact de différents paramètres, tels que la géométrie des ailettes, la vitesse d'écoulement, les propriétés thermiques du fluide, etc.

Cependant, il est important de noter que la précision des résultats de la simulation dépend de plusieurs facteurs, tels que la qualité de la modélisation géométrique, la résolution du maillage, la précision des conditions aux limites et la pertinence des modèles de turbulence choisis. Une validation expérimentale est souvent nécessaire pour valider les résultats de la simulation et garantir leur fiabilité.

En résumé, la simulation numérique offre un moyen puissant d'analyser et d'optimiser la convection forcée turbulente dans une conduite munie d'ailettes ondulées, en fournissant des

informations précieuses sur les phénomènes de transfert de chaleur et de flux fluide. Elle permet d'accélérer le processus de conception et d'améliorer les performances des systèmes de refroidissement et de chauffage qui utilisent ce type de configuration.

Plusieurs développements futurs basés sur ce code CFD sont donc envisageables. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Déterminer des valeurs optimales et des paramètres pour appliquer au capteur solaire plans à air, on recommande de compléter le future travail par une étude un fluide nano hybride bien détaillée.
- La présence des ailettes réduit la région d'entrée (zone de développement).

C'est dans cette partie où les efficacités thermiques sont les plus importants. Il n'est donc pas intéressant de prolonger la géométrie de la conduite au-delà.

- Pour ce type de système, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition des ailettes sur la plaque absorbante du capteur ainsi que les paramètres optimums (largeur, hauteur, épaisseur. Nombre d'ailettes, etc...) d'un capteur solaire plans à air.
- Fournir des renseignements sur l'importance de la géométrie et la disposition des ailettes et leur forme dans le capteur solaire à air, fera partie des principaux axes des travaux futurs.

La suite de ce travail sera dirigée vers les études de modélisation et la simulation à varier la géométrie de la conduite et l'intégralité d'un nano-fluide caloporteur pour appliquer au capteur solaire plan à air

Bibliographie

- [1] Y. Hattab, «Cours Physique,» Université des sciences et techniques d'Oran, Oran,Algerie, 2015-2016.

- [2] M. Amazl et T. Cherifi, «Etude comparative des trois modelesd'échangeur de chaleur a plaques par simulation numérique,» Université Mouloud Mammeri, faculté de construction , Tizi-Ouzou, Aglérie, 2018-2019.

- [3] F. Fakiri et k. Rahoun, «SIMULATION NUMERIQUE INSTATIONNAIRE DE LA CONVECTION,» universté Aboubekr bel kaide, Faculté des science departement physique, Tlemcen,Algrie, 2017-2018.

- [4] N. Kang-HoonKo, «L 'invention concerne l' utilisation des chicanes poreux pour améliorer le transfert de chaleur dans un canal rectangulaire,» *Transfert chaleur et masse*, vol. 46, pp. 4191-4199, 2003.

- [5] S. Y. Akansu, «Nmerical Analyse de transfert de chaleur à travers un tuyau circulaire avec turbulateur à anneaux poreux,» *Génie chimique et des procédés*, pp. 1053-1070, 2008.
- [6] A. N. Qiuwang Wang, «Amélioration du transfert de chaleur par convection forcée par des ailette poreuse des canneaux rectangulaire,» *Chinie, Transactions de l'ASME*, n° %1132, 2010.
- [7] H. Benzenine, R. Saim, S. Abboudi et O. Imine, « Simulation numérique du champ d'écoulement turbulent dynamique à travers un cannal muni chicane,» *Revue des Energies Renouvelables*, pp. 639-651, 2010.
- [8] M. Benmerkhi et M. Afid, «Transfert de chaleur dans un canal,» Laboratoire de Physique Energétique., Constantine, Algérie, 2011.
- [9] F. Fakiri et R. Saum, «Analyse numérique de la convection forcée turbulent dans une conduite munie des chicanes poreses,» université Aboubekr bel kaid faculté d'ingenieur , Tlemcen, Algerie, 2012.
- [10] H. Benzenine, R. Saim, S. Abboudi et O. Imine, «Etude numérique sur le transfert de chaleur par convection forcée par convection forcée pour l'air dans une conduite nagoires ondulée,» *mecanique* , pp. 150-158, 2013.
- [11] N. Targui, «Analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur munides chicanes poreuses,» Laboratoire des Transports Polyphasiques et Milieux , Alger, algérie , 2014.
- [12] F. Fakiri et K. Rahmoun, «Simulation numérique instationnaire de la convection forcée turbulent dans une conduite réctangulaire munie des chicane poreux,» *journal de génie thermique* , vol. 3, n° %15, pp. 1466-1477, 2017.