

République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA -JIJEL

Faculté des Sciences et de Technologie

Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en Génie Mécanique
Option : énergétique*

Thème

**Étude numérique comparative des
performances thermique des absorbeurs des
formes courbées sinusoïdales et de forme
courbée en « C » .**

Application: les capteurs solaires

Les membres du jury :

R.BEICHA

S.SAADI

M.DEMAGH YASSINE

M.KABAR YASSINE

Président

Examineur

Encadreur

CO-Encadreur

Présenté par :

BOULAHIA FARID

BENSAADA ABDNACER

Promotion 2016

Université de Jijel

Remerciements

Avant tout, je remercie **Dieu** pour m'avoir donné le courage et la patience de mener ce Modeste travail.

Ce travail n'aurait pas été possible sans l'intervention, consciente, d'un grand nombre de personnes...

Je cite en particulier mon Encadreur **Dr. Demagh Yassine** pour le Soutient et pour tout le bagage scientifique qui m'a transmis durant ce projet.

Je remercie également mon Co-encadreur, Monsieur **Dr.Kabar Yassine**, de m'avoir aidé et soutenu tout au long de ce travail.

Je remercie **l'ensemble des enseignants** du département de génie mécanique pour leur Patience durant mes études.

Je remercie également les **membres de jury** qui nous a honorés en acceptant l'invitation de discuter ce modeste travail

Enfin à toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près à l'aboutissement de ce travail, en particulier toute **ma famille** pour son soutien moral durant toute la durée de préparation de ce mémoire.

Bensaâda abdnacer

DEDICACES

À toute ma famille, qui m'a éclairé le chemin et
M'a donné la main tout le long de mes années d'études

À tous mes enseignants chacun avec son nom

À tous mes amis sans exception.

À chaque personne qui m'a aidé.

Bensaâda abdnacer

Remerciement

Je remercie d'abord Allah de m'avoir aidé à terminer ce mémoire.

J'exprime mes sincères remerciements à Monsieur **Dr. Dmagh Yassine** d'avoir accepté de M'encadrer dans ce travail et de m'avoir aidé et soutenu tout Au long de ce travail.

Je remercie également mon Co-encadreur, Monsieur **Dr .Kabar Yassine** pour son aide durant la réalisation du travail, qui m'accompagné pour tout problème rencontré

Je remercie profondément tous mes collègues de m'avoir aidé à terminer ce travail.

Je tiens à remercier particulièrement **ma mère, mon père, et tous mes amis** qui M'ont aidé de près ou de loin à mettre terme à ce travail.



Mr. Boulahia Farid

Dédicaces

*A la lumière de ma vie, mes très chers
parents.*

A mes chers sœurs et frères

A tous mes amis.

Je dédie ce travail

Mr. Boulahia Farid

Résumé

Dans le domaine des capteurs solaires, il semble que la technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques soit la plus économique et la plus robuste. Dans le présent travail on s'est proposé de remplacer le tube absorbeur classique d'une module Cylindro-parabolique par deux autres absorbeurs admettant deux formes différentes, le premier est courbé en forme sinusoïdale et le second est courbé en forme de 'C'. Ainsi, utilisant une huile synthétique comme fluide caloporteurs, le syltherm-800, dans nos simulations, on a pu procéder à une comparaison entre les performances thermiques et hydrodynamique obtenues numériquement entre les deux configurations. L'écoulement est considéré comme turbulent établi, le modèle de turbulence considéré pour cette étude est le modèle k- ϵ . Pour cela deux parties essentielles sont traitées, la première partie est consacrée au remplacement du tube absorbeur droit classique par ces deux nouvelles géométries du tube absorbeur (l'une est courbée en forme sinusoïdale est l'autre en forme 'C') pour une utilisation dans le concentrateur cylindro-parabolique. La deuxième partie concerne les simulations numériques effectuées afin de voir l'évolution des performances thermiques et hydrodynamiques (le nombre de Nusselt et le facteur de frottement), pour une température d'entrée du fluide de 400 K, à l'aide d'un code de calcul commercial Fluent. En conséquence des résultats, il y a une augmentation de 2%-8% du nombre de Nusselt dans un tube absorbeur de forme 'C' par rapport à celui de forme sinusoïdale et une diminution de 2% de facteur friction. Donc il sera plus bénéfique d'utiliser des tubes en forme de C qu'en forme sinusoïdale pour une application dans les Cylindro-parabolique comme absorbeurs centraux.

Mots clés :

Concentrateur cylindro-parabolique, conduite courbée en forme sinusoïdale, conduite courbée en forme 'C', transfert de chaleur, coefficient de frottement.

Abstract

In the field of the solar collectors, it seems that the technology of the cylindro-parabolic concentrators is most economic and most robust. In this work one proposed to replace the traditional absorbent tube of a Cylindro-parabolic module by two other absorbers admitting two different forms, first is curved in sinusoidal form and second is curved in form of 'It. Thus, using a synthetic oil as coolant, the syltherm-800, in our simulations, one could proceed to a comparison between the thermal performances and hydrodynamics obtained numerically between the two configurations. The flow is regarded as turbulent bench, the model of turbulence considered for this study is the model k-ε. For that two essential parts are treated, the first part is devoted to the replacement of the absorbent tube traditional right by these two new geometries of the absorbent tube (one is curved in sinusoidal form is the different one forms of it 'It) for a use in the cylindro-parabolic concentrator. The second part relates to the digital simulations carried out in order to see the evolution of the thermal and hydrodynamic performances (the number of Nusselt and the factor of friction), for an inlet temperature of the fluid of 400 K, using a commercial computer code Fluent. Consequently results, there is an increase of 2%-8% of the number of Nusselt in an absorbent tube of form 'It compared to that of sinusoidal form and a reduction of 2% of factor friction. Thus it will be more beneficial to use tubes in the shape of C than in sinusoidal form for an application in theparabolic one like central absorbers.

Key words:

Cylindro-parabolic concentrator, absorber curved in sinusoidal form, curved absorber form of «C», heat transfer, friction factor.

Nomenclature

<i>Symboles</i>	<i>Désignations</i>	<i>Unités</i>
D	Diamètre	m
d_i	Diamètre intérieur	m
d_e	Diamètre extérieur	m
R_c	Rayon de courbure	m
L	La longueur de tube	m
λ	Longueur de période	m
A	L'amplitude	m
A_e	Surface d'échange	m ²
r	Rayon	m
e	Epaisseur	m
f_s	Facteur de frottement tube droit	
f_w	Facteur de frottement tube courbée	
ε	Emissivité ou taux de dissipation d'énergie cinétique turbulent	-
k	Energie cinétique turbulente	-
C_f	Coefficient de frottement	
I	Intensité turbulente	-
K	Conductivité thermique	w/m . k
V	vitesse	m.s ⁻¹
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
T	Température	K
τ_s	Contrainte de cisaillement	-
C_p	Chaleur spécifique	J/Kg . k
q	Densité de flux	W/m ²
μ	Viscosité dynamique	Pa.s

μ_t	Viscosité turbulente	-
Q	Flux de chaleur échangé	W
ef	Chute de pression relative	-
eNu	L'amélioration de transfert de chaleur relative	-
Pr	Nombre de Prandtl = $\mu C_p/k$	-
ρ	La masse volumique	kg/m^3
De	Nombre de Dean = $\sqrt{\frac{r}{R_c}} Re$	-
Re	Nombre de Reynolds = $\rho v d_i/\mu$	-
f	Facteur de friction	-
h	Coefficient de transfert par convection	$W/m^2 \cdot K$
Φ	Grandeur quelconque	-
Γ	Coefficient de diffusion	-
Indices		
e	Entré	-
s	Sortie	-
p	paroi	-
x,y,z	Coordonnées cartésiennes	-
l,j,k	Direction de projection	-
Abréviations		
CCP	Concentrateur cylindro-parabolique	-
PEC	Critère évaluation des performances	-
RMS	racine carrée moyenne de l'erreur relative	-

Liste des figures

Chapitre I : Recherche bibliographique

Figure I.1: l'utilisation des tubes courbés dans différent domaine industrielle	3
Figure I.2 : Schéma représente l'écoulement principale et secondaire dans les conduites	
Courbées.....	4
Figure I.3 : Schéma des conduite courbées	4
Figure I.4 : Schéma d'expérience.....	6
Figure I.5 : Rapport de facteur de frottement en fonction De nombre de Reynolds	6
Figure I.6: la variation de facteur de frottement par rapport au nombre de Dean	6
Figure I.7: Schéma des passages sinusoïdaux ondulés.....	7
Figure I.8 : variation de rapport de frottement et de transfert de chaleur en fonction de	
L'amplitude (a)	8
Figure I.9 : Géométrie de l'échangeur de chaleur	8
Figure I.10 : la variation de nombre de Nusselt (Nu) en fonction de nombre de Reynolds (Re)... pour déférent Valeurs de l'amplitude (a).....	9
Figure I.11 : la variation de nombre de Nusselt (Nu) en fonction de (Re) pour déférent valeurs de la longueur d'onde (k).....	9
Figure I.12 : la variation de facteur de frottement (f) En fonction de nombre de Reynolds (Re) pour Déférent valeurs de la longueur d'onde (k).....	9
Figure I.13 : la variation de facteur de frottement (f) En fonction de nombre de Reynolds (Re) pour déférent Valeurs de l'amplitude (a).....	9
Figure I.14 : le Schéma de serpentine.....	10
Figure I.15 : Nombre de Nusselt et facteur de frottement en fonction du nombre Reynolds à Différents nombres de Prandtl pour $L/d = 4.5$ et $Rc/d = 1$	10
Figure I.16 : Schéma de serpentin.....	11
Figure I.17 : la variation de nombre de Nusselt et le facteur de friction en fonction de nombre de Reynolds	11
Figure I.18 : Schéma des canaux.....	12
Figure I.19 : dimensions et caractéristiques pour une Unité des canaux.....	12

Te =400k (cas d'absorbeur courbé en forme sinusoïdale)..... 50
Figure III.20 : représentation des vortex pour ($z=3,5 \lambda$), ($z= 3,625 \lambda$), ($z= 4 \lambda$), $Re = 5000$,

Te =400k (cas d'absorbeur courbée en forme 'C').....51
Figure III.21 : représentation des vortex pour ($z=3,5 \lambda$), ($z= 3,625 \lambda$), ($z= 4 \lambda$), $Re = 15000$,

Te =400k (cas d'absorbeur courbée en forme 'C').....52
Figure III.22 : le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds..... 53

Figure III.23 : vu 3D de la distribution de Nusselt locale sur la surface interne de contact enter la paroi et le fluide pour les deux tubes absorbe..... 54
(Figure :(A), (C) pour l'absorbeur courbé de forme en « c », et (B), (D) pour l'absorbeur sinusoïdal)

Figure III.24 : variation de facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds.....55

Figure III.25 : vu 3D de la distribution de coefficient de frottement sur la surface interne de contacte enter la paroi et le fluide pour les deux tubes absorbeur,.....56
(Figure :(A), (C) pour l'absorbeur courbé de forme en « c », et (B), (D) pour l'absorbeur en forme 'C')

Figure III.27: Chute de pression relative et l'amélioration de transfert de chaleur relative en de fonction nombre de Reynolds.....56

Figure III.26: L'amélioration de transfert de chaleur (PEC) en fonction de nombre de Reynold...57

Figure III.28 : représentation des vortex ou position $Z= 3,625$ à $Te=400K$ pour les absorbeurs deux pour Reynolds=5000 et Reynolds=15000..... 58

Te =400k (cas d'absorbeur courbe en forme sinusoïdale)..... 49
Figure III.19 : représentation des vortex pour ($z=3,5 \lambda$), ($z= 3,625 \lambda$), ($z= 4 \lambda$), $Re = 15000$,...

Figure I.20 : la variation des vecteurs de vitesses le long de section transversale Pour $Re = 66,6712$	
Figure I.21: schéma du conduit courbé.....	13
Figure I.22 : la variation de nombre de Nusselt locale (Nu) le long des deux conduites.....	13
Figure I.23 : Schéma d'un tube Hélicoïdal.....	14
Figure I.24 : le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Dean.....	14
Figure I.25: Schéma de serpentin	14
Figure I.26 : la variation de facteur de frottement dans les tuyaux serpentin en fonction de nombre de Reynolds ($Pr=1$), et différentes valeurs de deux rapports (l/c), (a/c).....	15
Figure I.27 : la variation de nombre de Nusselt dans les tuyaux serpentin en fonction de nombre de Reynolds ($Pr=1$), et différentes valeurs de deux rapports (l/c), (a/c).....	15

Chapitre II : Position du problème et modélisation

Figure II.1 : Vue général d'un concentrateur cylindro- parabolique.....	18
Figure II.2: Schéma d'un collecteur cylindro- parabolique.....	18
Figure II.3: Schéma d'un tube récepteur.....	19
Figure II.4: illustration des épaisseurs des miroirs réflecteurs.(a) Miroir mince: 0.8 –1 mm, (b) Miroir épais: 3 –4 mm.....	19
Figure II.6 : le processus de transformation de la chaleur du soleil en électricité par voie thermodynamique	20
Figure II.7 : Schéma d'un tube récepteur.....	21
Figure II.8 : Coupe transversale de tube récepteur LS -2 avec les différents modes d'échange de chaleur.....	23
Figure II.9 : Schéma représentatif de la super position des deux tubes de forme sinusoïdale et courbée de forme en 'C'.	23
Figure II.10 : Schéma représentatif de rayon de courbure de tube courbé sinusoïdale.....	24
Figure II.11 : Schéma représentatif de rayon de courbure de tube courbé de forme en 'C'.....	24
Figure II.12 : schéma représentatif de tube récepteur courbé de forme sinusoïdale.....	26
Figure II.13 : schéma représentatif de tube récepteur courbé de forme en 'C'.....	26
Figure II.14: . Enregistrements temporels de vitesse en un point donné pour la même expérience répétée 4 fois	27
Figure II.15 : Fluctuations de vitesse autour de la valeur moyenne	28
Figure II.16 : condition aux limites sur le tube récepteur et coupe transversale.....	33

Liste des Tableaux

Tableau II.1: les paramètres des nouveaux tubes absorbeurs courbées.....	25
Tableau II.2 : Coefficient de modèle K- ϵ standard.....	32
Tableau III.1 : Les propriétés thermo-physique de l'eau.....	35
Tableau III.2 : les erreurs relatives du maillage.....	37
Tableau III.3 : L'indépendance de maillage pour le cas réel	43
Tableau III.4 : des propriétés thermo-physique du SYLTHERM-800.....	44

Sommaire

Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Recherche bibliographique	
I.1. Introduction	3
I.2. Différents travaux de recherches.....	6
I.3. Conclusion.....	16
Chapitre II : Position du problème et modélisation	
II.1. Introduction	17
II.2. Les concentrateurs cylindro paraboliques.....	17
II.2.1 Description et structure générale	17
II.2.1.1 Le collecteur	18
a-Le Tube récepteur.....	18
b- Réflecteur cylindro-parabolique	19
II.3. Processus de conversion:.....	20
II.4. Le Tube absorbeur.....	20
II.5. le fluide caloporteur	21
II.6. différents modes d'échange de chaleur	22
II.7. Approche adopté dans la présente étude	23
II.8. les configurations géométrique des deux nouveau tubes absorbeur (de forme sinusoidale et de forme en C).....	25
II.8.1. Absorbeur courbée de forme sinusoidale	25
II.8.2. Absorbeur courbée de forme 'C'.....	26
II.9. modélisation mathématique	27
II.9.1. La turbulence et sa modélisation.....	28
II.9. 2. Le modèle k -ε.....	30
II.9.3. Hypothèses	31
II.9.4. Les conditions aux limites	33
II.9.5. Symétrie.....	34



II.10. conclusion.....35

Chapitre III: Résultats et Discussion

III .1 .Introduction..... 35

III .2 .cas de validation..... 35

 III .2 .1.Méthode numérique de calcul de Nombre de Nusselt et facteur de friction à partir de simulation à l'aide de coude FLUENT..... 35

 III .2 .2 .Indépendance de maillage..... 36

 III .2 .3.Le nombre de Nusselt et le facteur de friction..... 37

 a- Reynolds critique 37

 b- Les corrélations expérimentales du nombre de Nusselt..... 38

 c- Les corrélations expérimentales du facteur de friction..... 38

 III .2 .4. Résultats de validation..... 39

III .3. Cas réel..... 41

 III .3.1. La densité de flux sur la surface externe :..... 41

 III .3 .2. L'indépendance de maillage pour le cas réel..... 43

 III.3. 3. Résultats et validation pour les deux absorbeurs de forme courbée..... 45

 III.3. 3.1. Absorbeur courbée de forme sinusoïdale..... 45

 III.3. 3.2. Absorbeur de forme courbée en 'C'..... 47

 III.3.4. Représentation des vortex..... 48

 III.3.4.1. Cas d'absorbeur courbé de forme sinusoïdale..... 49

 III.3.4.2. Cas d'absorbeur courbé se forme en 'C' 51

III.4. Comparaison des performances thermiques et hydrodynamique entre les deux absorbeurs courbée de forme en 'C'et courbée de forme sinusoïdale 53

 III.4.1. Le taux de transfert de chaleur..... 54

 III.4.2. La chute de pression et l'amélioration de transfert de chaleur..... 55

 III.4.3. La production des vortex 58

III.5. Conclusion 59

Conclusion Générale

Introduction

Il existe actuellement plusieurs types d'énergies renouvelables : hydroélectrique, géothermique, éolienne, la biomasse, le solaire photovoltaïque et solaire thermique. A cet effet, une nouvelle direction pour la recherche scientifique a été créée et se dirige de plus en plus vers une meilleure exploitation des énergies renouvelables, qui présentent comme avantage leur propriété (peuvent être fournis sans aucune pollution, en plus qu'elles sont inépuisables).

Fondamentalement, toutes les formes des énergies du monde sont d'origine solaire, le pétrole, le gaz naturel et le bois ont été à l'origine produits par des processus photosynthétiques, le soleil peut être classé comme une source d'énergie très importante.

L'énergie solaire peut être exploitée à l'aide des dispositifs qu'on appelle les capteurs solaires. Il existe plusieurs types de capteurs, les concentrateurs et les panneaux photovoltaïques, afin de produire de la chaleur à différentes températures et ainsi que de l'électricité. Aujourd'hui les systèmes de concentration cylindro-parabolique sont les plus répandus, suite à leur fiabilité, simplicité relative de conception et aptitude de s'adapter aux cycles de génération de l'électricité.

La consommation d'énergie ne cesse d'augmenter, il semble néanmoins peu probable que les énergies renouvelables remplacent les autres ressources énergétiques dans un avenir proche. Aussi il est important que chacun de nous surveille au plus près sa propre consommation d'énergie.

L'objectif de ce mémoire est l'étude numérique comparative de deux nouvelles configurations géométriques de tubes absorbeurs pour une utilisation dans les concentrateurs cylindro-paraboliques et de mettre en place des modèles de simulation à l'aide des codes commerciaux. En remplaçant le tube absorbeur droit par un de ces deux tubes courbés nouvellement développés, on espère perfectionner les échanges thermiques et ainsi augmenter le rendement thermique dans ce type d'installation.


Notre étude se présente sous trois chapitres :

Dans le premier chapitre, nous allons exposer une synthèse bibliographique sur quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique et hydrodynamique dans les échangeurs à tubes courbés.

Les deux nouvelles configurations d'étude ainsi que la modélisation mathématique du phénomène physique sont présentés dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à la discussion des résultats obtenus par simulations numériques des deux nouveaux tubes absorbeur (courbée de forme sinusoïdale et courbée en forme en 'C') à l'aide du code Fluent.

Et à la fin, une conclusion générale qui résume l'essentiel des résultats obtenus.



Chapitre : I

Recherche bibliographique

I.1.introduction

Depuis plus d'un siècle déjà, il a été reconnu que les conduites courbes jouent un rôle important comme éléments de machines dans différents domaines industriels. En effet les écoulements laminaire et turbulents internes, au niveau des courbures, ont été un sujet de recherche d'une grande importance et représentent un intérêt pratique pour l'ingénieur motivé par l'augmentation du transfert de chaleur et/ou la réduction de la perte de charge et offre une palette d'application extrêmement divers, dont on peut citer (**Figure I.1**), les secteurs de l'hydraulique, les échangeurs de chaleurs et les systèmes de refroidissement [1].

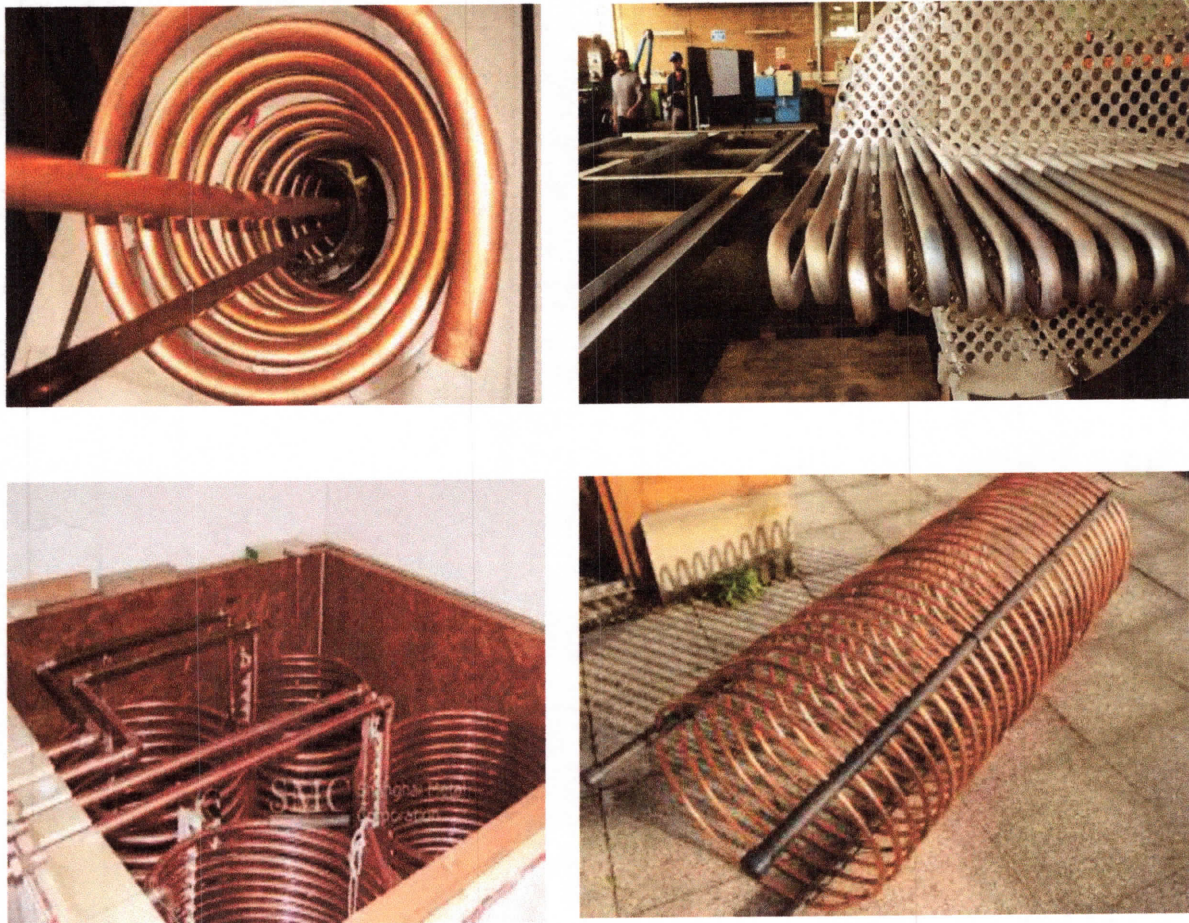


Figure I.1: L'utilisation des tubes courbés dans différents domaines industriels

L'étude des écoulements turbulents dans les conduites courbées de différentes sections et de formes diverses est un problème ouvert qui représente des enjeux technologiques importants et reste motivante pour une partie de la recherche sur la mécanique des fluides. En effet, le fluide à l'entrée de la conduite courbée va subir à une force centrifuge, les vecteurs de vitesses dans une section droite ne sont plus perpendiculaires à cette section. La projection de ces vecteurs sur le plan normal à l'écoulement principal permet de faire apparaître les lignes de courants représentant l'écoulement secondaire généré par la force centrifuge, (**Figure I.2**) Cet écoulement secondaire est généralement composé de deux cellules de vortex contrarotatives disposées symétriquement par rapport au plan d'action de la force centrifuge. Connues aussi sous l'appellation de Vortex de DEAN, qui fut le premier à décrire ce phénomène (Dean (1927-1928)) [1].

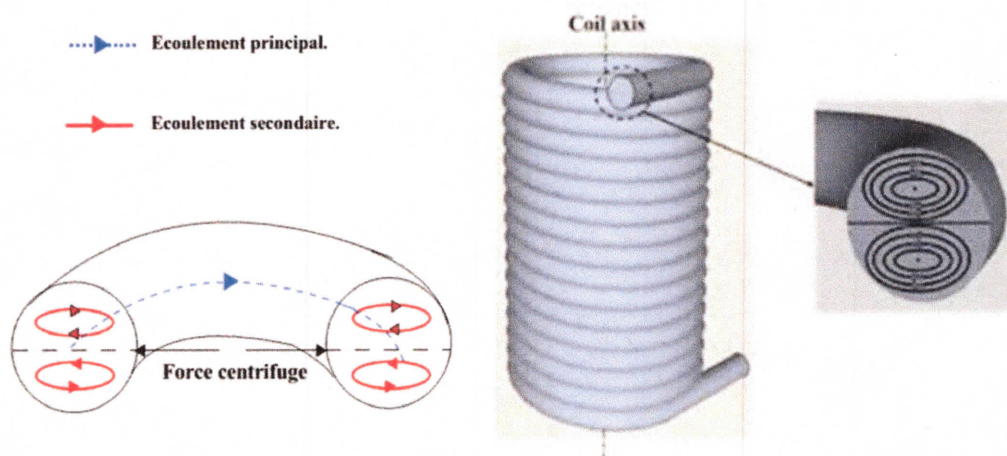


Figure I.2 : Schéma représente l'écoulement principale et secondaire dans les conduites courbées

Les conduites courbées caractériser par le rayon de courbure (R_c), qui indique le **niveau de l'incurvation** de tube, lorsque le rayon de courbure augment le tube se rapproche d'un tube droit, (**Figure I.3**)

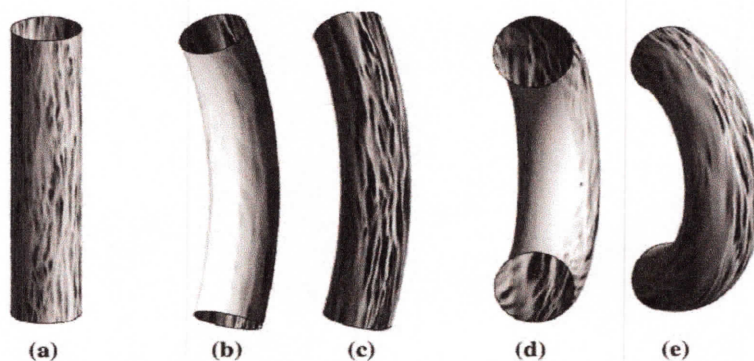


Figure I.3 : Schéma des conduite courbées [3]

Facteurs influant sur l'écoulement des fluides dans les conduites et nombres caractéristiques : [2]

Les principaux facteurs influant sur l'écoulement des fluides dans une conduite sont:

- **Vitesse du fluide** : elle dépend de la charge qui force le fluide à traverser la conduite. Plus la charge est élevée, plus le débit de fluide est important (les autres facteurs restants constants) et, par conséquent, plus le volume d'écoulement est important. Le diamètre de la conduite influe également sur le débit.
- **Frottement de la conduite** : il réduit le débit du fluide dans les tuyaux et la vitesse du fluide est plus lente près des parois de la conduite qu'au centre. Il est donc considéré comme un facteur négatif. Plus la conduite est lisse, propre et de grand diamètre, et moins le frottement de la conduite a d'effet sur le débit général du fluide.
- **Viscosité dynamique du fluide** : elle réduit, tout comme le frottement, le débit du fluide près des parois de la conduite. Elle augmente ou diminue en fonction des variations de température.
- **Masse volumique du fluide** : elle influe également sur le débit, car un fluide plus dense exige une charge supérieure pour maintenir le débit souhaité. Le fait que les gaz soient compressibles exige souvent l'utilisation de méthodes différentes pour mesurer des débits de liquides, de gaz ou de liquides contenant des gaz.

L'écoulement et le transfert de chaleur dans les tubes courbés et caractérisé par les nombres adimensionnels suivant :

• **Le nombre de Reynolds** : $Re = \frac{\rho VD}{\mu}$ (I.1)

• **Le nombre de Nusselt** : $Nu = \frac{h D_h}{K}$ (I.2)

• **Le nombre de Dean** : $De = \sqrt{\frac{r}{R_c}} Re$ (I.3)

• **Le facteur de frottement** : $f = 4 \cdot C_f$ (I.4)

• **Le Rapport de courbure** : $\delta = \frac{D}{2R_c}$ (I.5)

Dans le domaine expérimental, les difficultés rencontrées pour caractériser quantitativement ces écoulements à travers les conduites courbes, en particulier les écoulements secondaires, ont conduit les chercheurs en mécanique de fluide, à développer les méthodes numériques des Simulation des écoulements.

I.2 Différents travaux de recherches :

En 1989 Abou Arab et al [3] font une étude expérimentale de la chute de pression dans les tubes courbés en forme de sinus (pour différent rayons de courbure) en régime turbulent, le dispositif expérimental est présente sur la (Figure. I.4). Les courbes sur les (Figure I.5) et (Figure I.6) montrent que le coefficient de frottement augment avec l'augmentation du rayon de courbure.

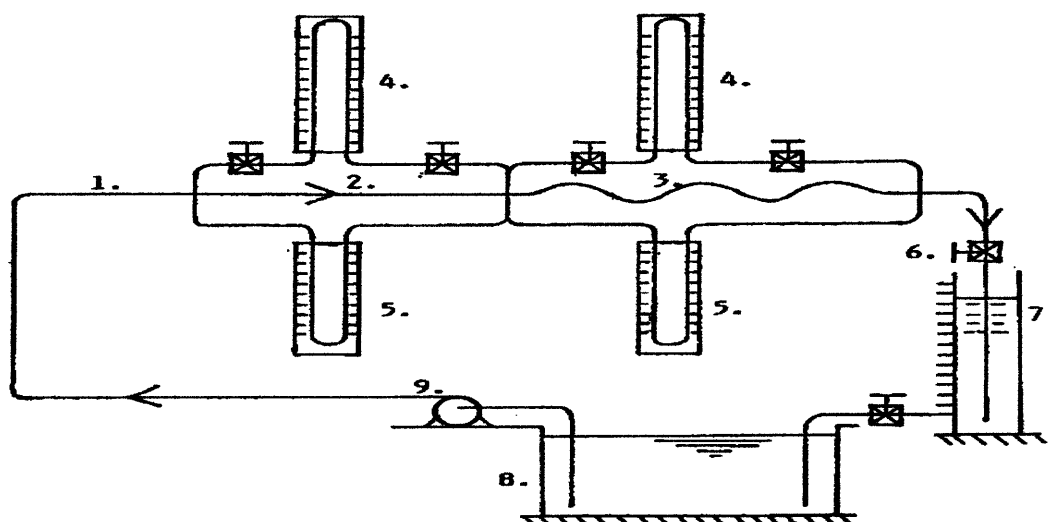


Figure.I.4 : Schéma d'expérience [3] .

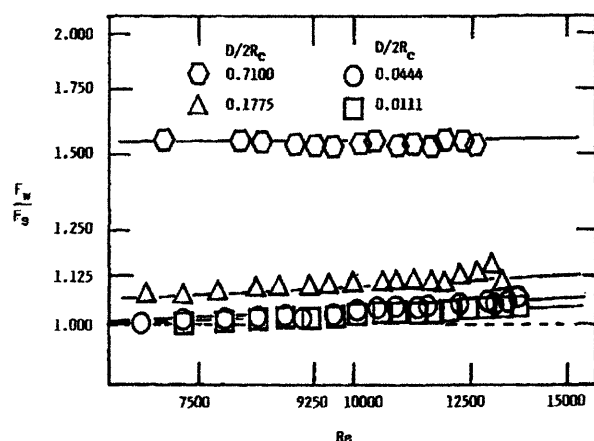


Figure I.5 : Rapport de facteur de frottement en Fonction De nombre de Reynolds [3]

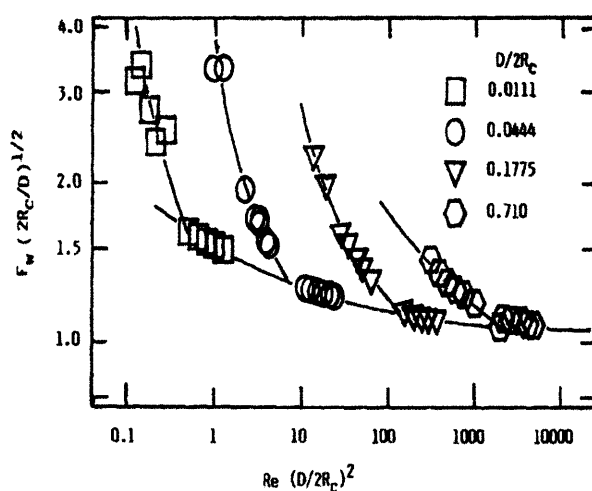


Figure I.6 : la variation de facteur de Frottement par rapport au nombre de Dean [3]

Une étude expérimentale des écoulements et des transferts de chaleur dans des passages sinusoïdaux ondulés, (**Figure I.7**), ont été effectuées par **RUSH et al [4]** en 1999, l'étude expose l'influence de déphasage (φ) entre les parois sinusoïdales sur l'apparition de l'écoulement secondaire ou la stabilité de l'écoulement, et montre que pour un nombre de Reynolds (Re) donné, les géométries où $\varphi=0^\circ$ et $\varphi=90^\circ$ sont plus instables que $\varphi=180^\circ$.

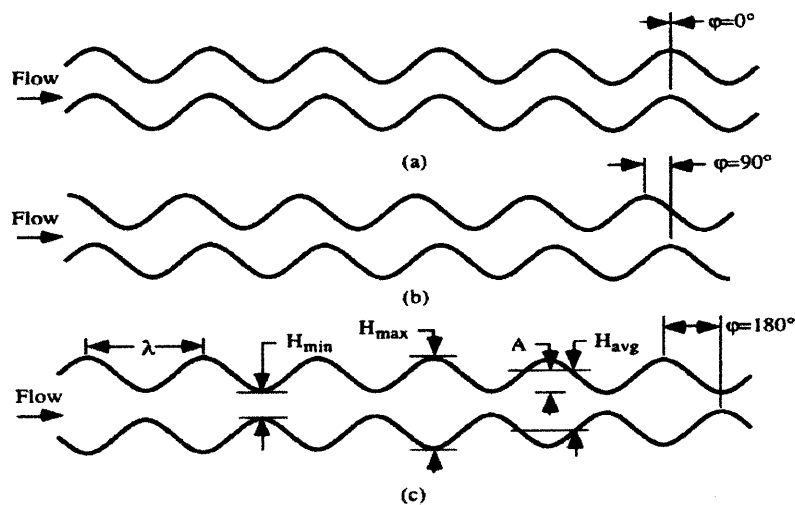


Figure I.7: Schéma des passages sinusoïdaux ondulés [4].

Une étude numérique est effectuée par **Yong et al [5]** en 2000 pour un écoulement laminaire dans un tube courbé périodiquement et expose les variations de rapport de transfert de chaleur et rapport de frottement (**Figure I.8**), en fonction de l'amplitude A , et compare leurs résultats à ceux d'un tube droit ($A=0$).

Les résultats prouvent que :

L'augmentation de rapport de frottement et le rapport de transfert de chaleur avec l'augmentation de l'amplitude, et par conséquent l'amélioration de taux de transfert de chaleur.

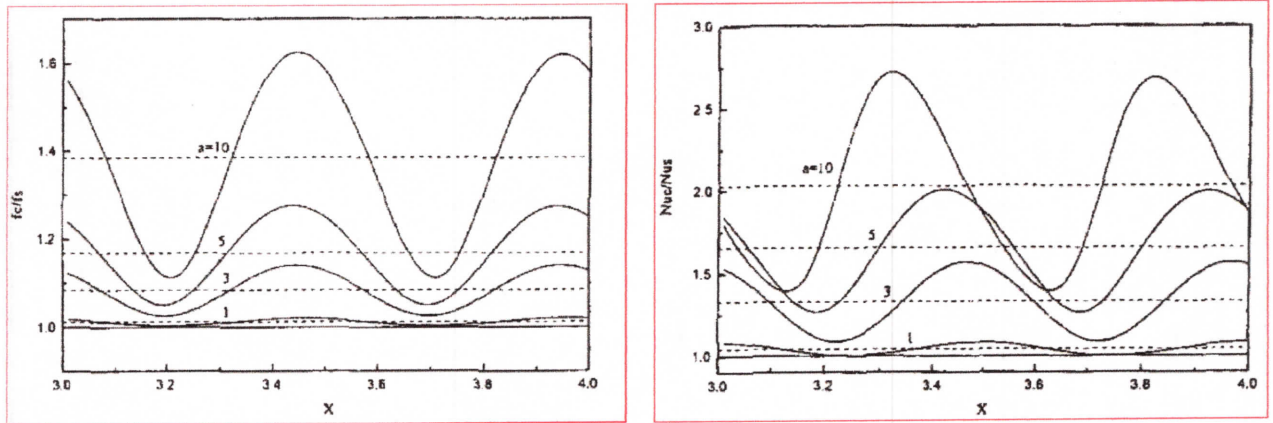


Figure I.8 : variation de rapport de frottement et de transfert de chaleur en fonction de l'amplitude (a) [5].

En 2002 **Yong et al** [6] réalisèrent une étude expérimentale sur un tube ondulé sinusoïdal, disposé à l'intérieure d'un tube droit de plus grand rayon pour un échangeur de chaleur conventionnel avec l'eau comme fluide de travail, (**Figure I.9**).

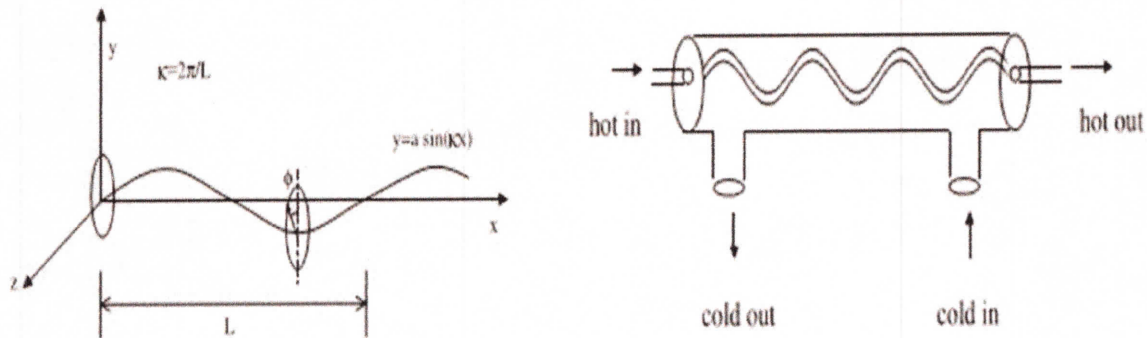


Figure I.9 : Géométrie de l'échangeur de chaleur [6]

L'étude avait montré la variation de nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, (**Figure I.10**), (**Figure I.11**) et (**Figure I.12**), (**Figure I.13**) respectivement, en fonction du nombre de Reynolds (**Re**) pour différentes valeurs de l'amplitude (a) et de longueur d'onde (k).

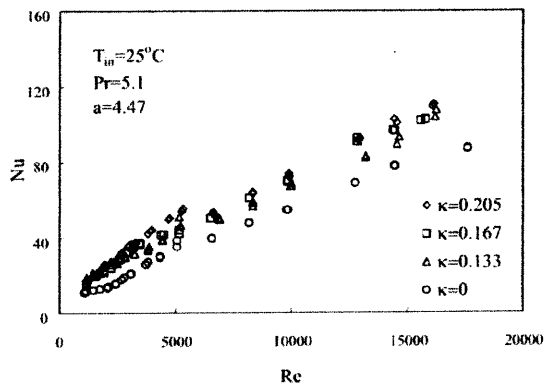


Figure I.10 : la variation de nombre de Nusselt (Nu) en fonction de nombre de Reynolds (Re) pour différents Valeurs de l'amplitude (a). [6]

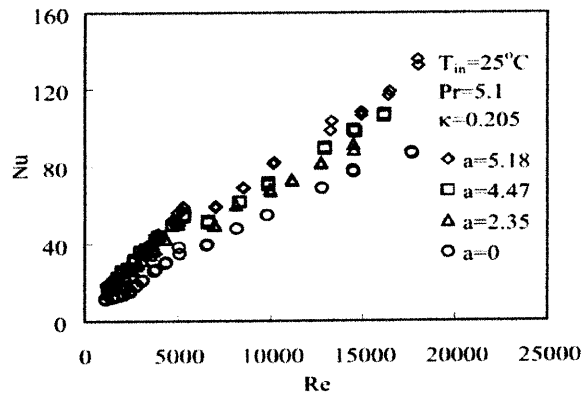


Figure I.11 : la variation de nombre de Nusselt (Nu) en fonction de (Re) pour différents valeurs de la longueur d'onde (k) [6].

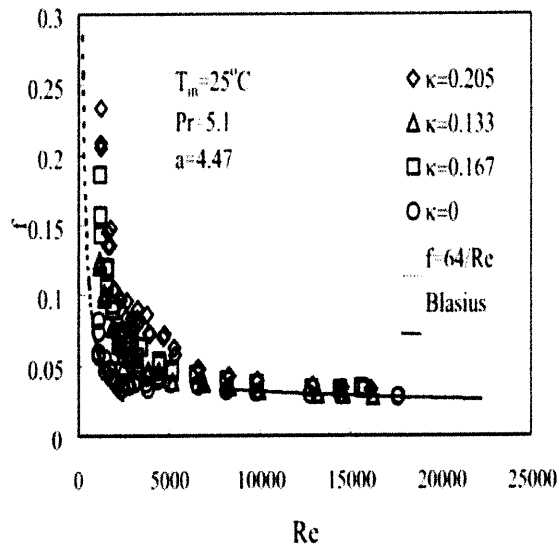


Figure I.12 : la variation de facteur de frottement (f) En fonction de nombre de Reynolds (Re) pour différents valeurs de la longueur d'onde (k) [6].

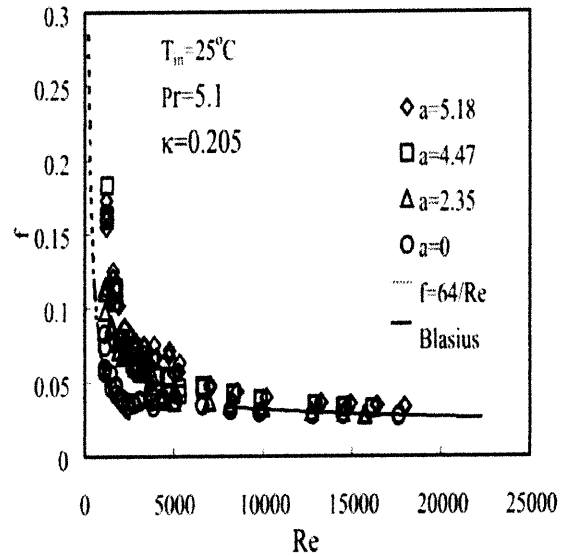


Figure I.13 : la variation de facteur de frottement (f) En fonction de nombre de Reynolds (Re) Pour différents Valeurs de l'amplitude (a) [6]

Le tube courbé ayant un coefficient de transmission de chaleur plus élevé que celui d'un tube droit particulièrement pour le nombre de Reynolds au tour de 3000. Le taux de transfert de chaleur augmenté de 100% et le coefficient de frottement augmente 40 %.

En 2006 **Rosaguti et al [7]** font une étude numérique sur le comportement d'un écoulement laminaire et le transfert de chaleur dans un canal en forme ondulé, (**figure I.14**). L'écoulement dans ces conduites est caractérisé par la formation de vortex dite vortex de Dean dans chaque courbure, lorsque le nombre de Reynolds augmente les tourbillons sont plus importants au sien de l'écoulement ce qui conduit à l'amélioration du transfert de chaleur (**figure I.15**).

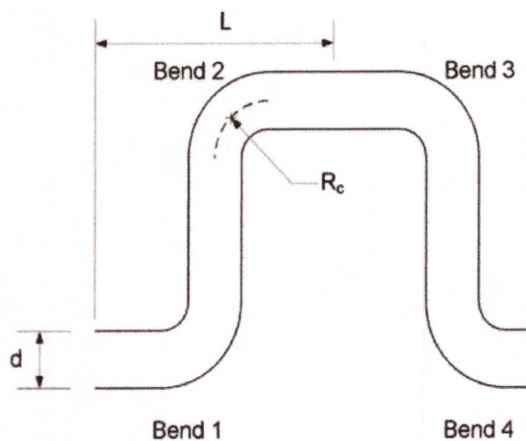


Figure I.14 : le Schéma de serpentine [7].

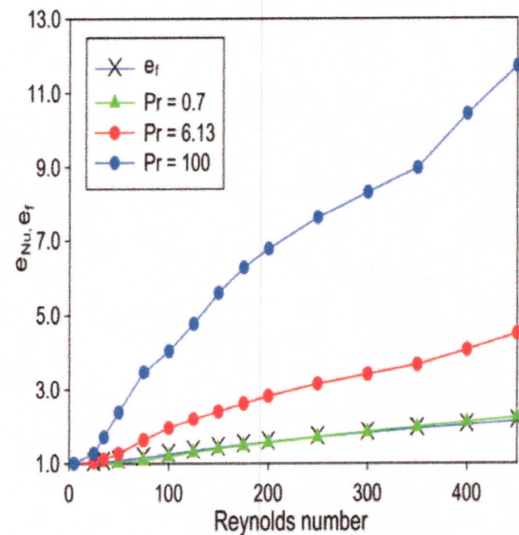


Figure I.15 : Nombre de Nusselt relative et facteur de frottement relative en fonction du nombre Reynolds à différents nombres de Prandtl pour $L/d = 4.5$ et $R_c/d = 1$ [7].

En 2007 **Rosaguti et al [8]** concentrent leur travail sur l'influence de nombre de Reynolds ($5 \leq Re \leq 200$) et de rapport amplitude / périodicité (A/L), ($0, 222 \leq A/L \leq 0,667$) sur la performance de transfert de chaleur et la chute de pression (frottement) dans les canaux sinusoïdale à section circulaire (**figure I.16**).

Il y a une amélioration de transfert de chaleur accompagné par une légère augmentation de coefficient de friction (**figure I.17**).

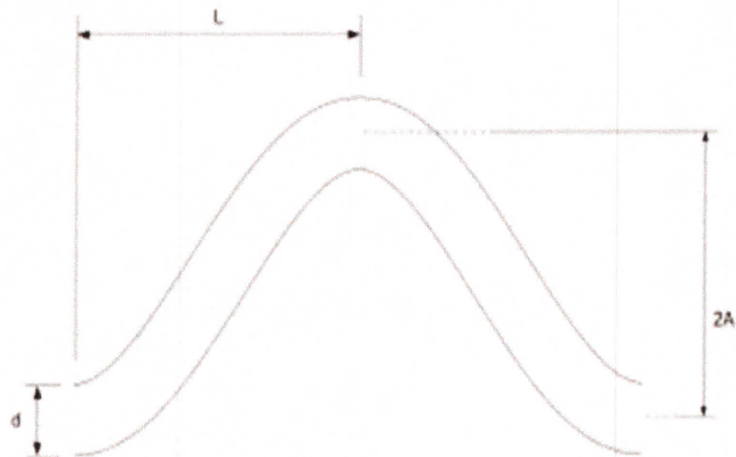


Figure I.16: Schéma de serpentin [8]

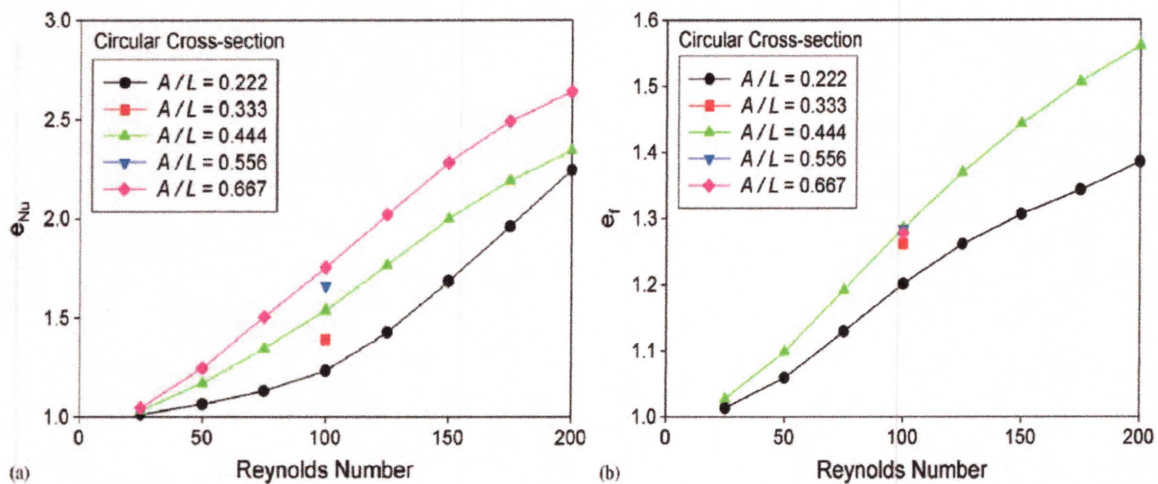


Figure I.17 : la variation de nombre de Nusselt et le facteur de friction en fonction de nombre de [8].

En 2012 Sui et al [9] ont fait une simulation numérique de l'écoulement de fluide et de transfert de chaleur le long des canaux onduleux périodiquement avec des sections transversales rectangulaires, (Figure I.18) et, (Figure I.19) et choisissent l'eau comme fluide caloporteur.

Les résultats démontrent que pour un écoulement établi on a la formation des vortex de Dean quand le fluide arrive à la courbure $x = 0,5$ (Figure I.20).

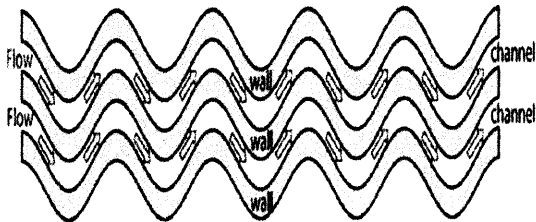


Figure I.18 : Schéma des canaux [9]

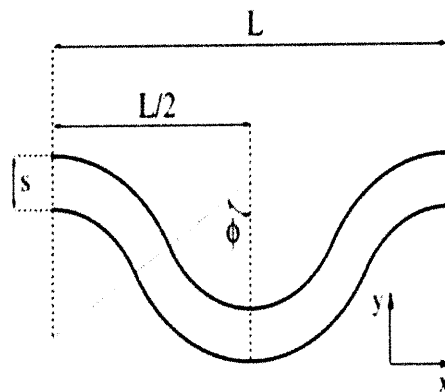


Figure I.19 : dimensions et caractéristiques pour une Unité des canaux [9]

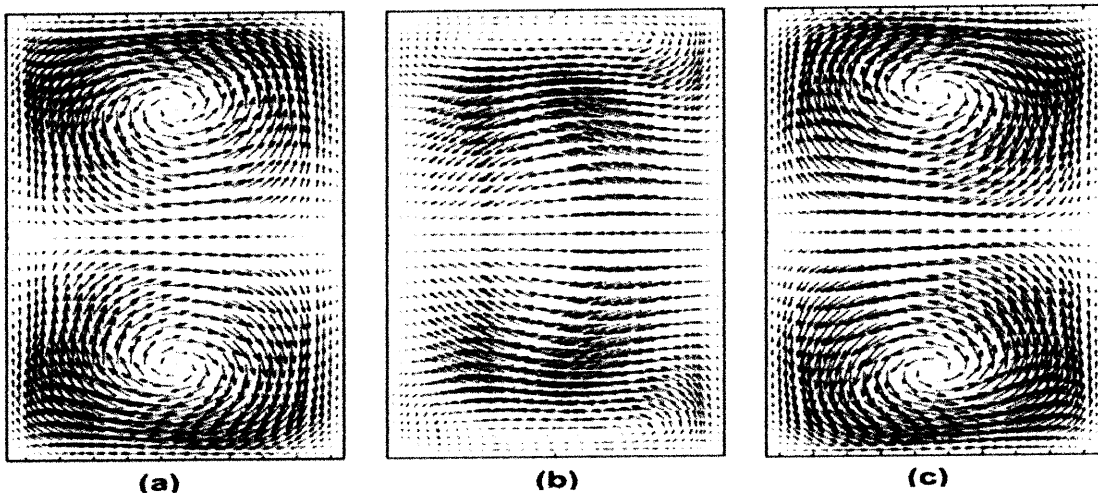


Figure I.20 : la variation des vecteurs de vitesses le long de section transversale

Pour $Re = 66,67$ [9].

En 2013 Di liberto et Michèle ciolo [10] réalisent une simulation numérique du transfert de chaleur, dans des conduites courbées (figure I.21) avec des rayons de courbure 0.1 et 0.3, et mettent en évidence la variation de nombre de Nusselt local (Nu) le long des deux conduites (figure I.22) et concluent que :

Le taux de transfert de chaleur été plus important le longe des deux conduites en raison de la modification induite par la courbure.

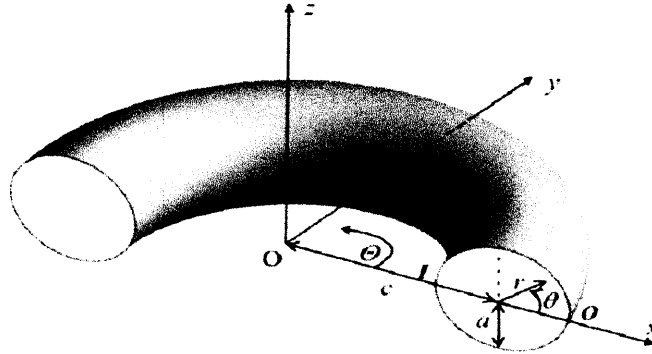


Figure I.21 : schéma du conduit courbé [10]

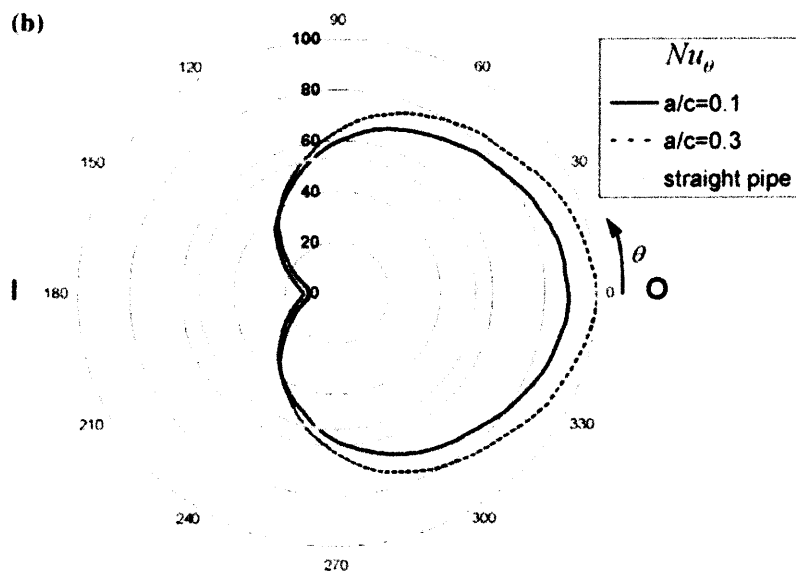


Figure I.22 : la variation de nombre de Nusselt locale (Nu) le longe des deux conduites [10]

En 2014 Shi et al [11] ont fait une simulation numérique dans un tube hélicoïdal (Figure I.22) possédant une vitesse de rotation, pour voir les effets de la vitesse de rotation, de la direction de rotation et du rapport de courbure sur le transfert de chaleur. Ainsi l'effet de la force d'inertie est le grand facteur pour l'amélioration de transfert de chaleur pour le cas de Co-rotation et l'effet de l'écoulement inverse et le vortex de Dean pour le cas de contre-rotation.

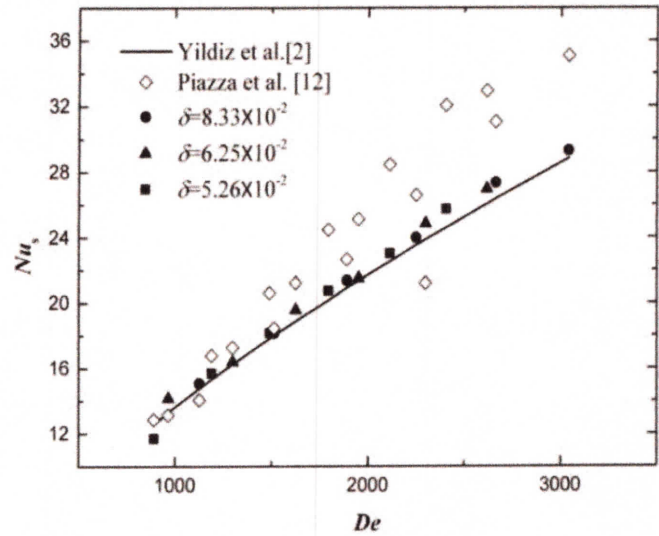
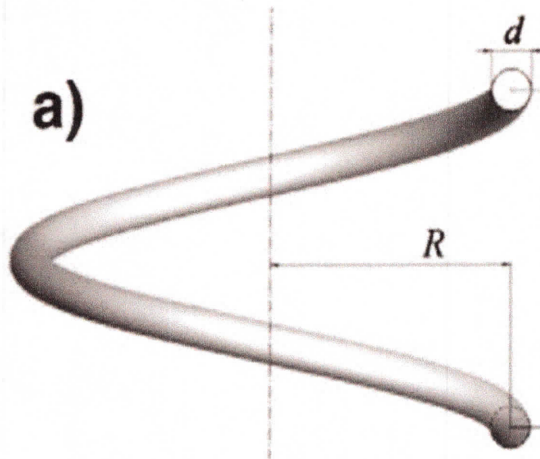


Figure I.23 : Schéma d'un tube Hélicoïdal [11]

Figure I.24 : le nombre de Nusselt en fonction de Nombre de Dean [11]

En 2015 **Massimiliano Di Liberto et al** [12] on fait une simulation numérique (en utilisant le code fluent) sur le comportement d'un écoulement laminaire développé et le transfert de chaleur dans les tuyaux serpentinaux avec des coudes en U reliés par des segments (L) de tuyaux droits (figure I.25).

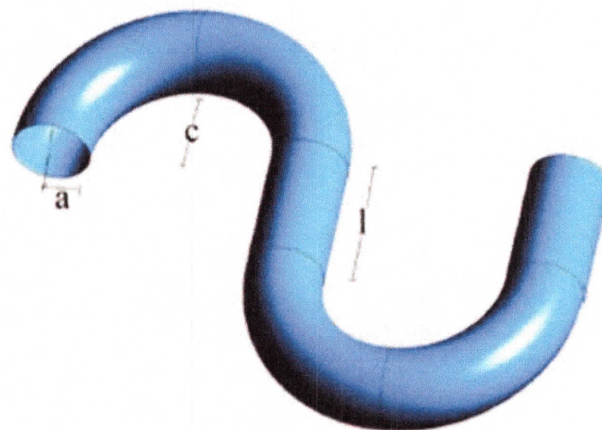


Figure I.25: Schéma de serpentin [12]

On a une augmentation de rapport de frottement par rapport à un tube droit, pour toutes les valeurs de courbure. Le rapport de frottement augment avec Re et diminue avec le rapport (l/c) (figure I.26), et une nette amélioration de taux de transfert de chaleur, (Figure I.27).

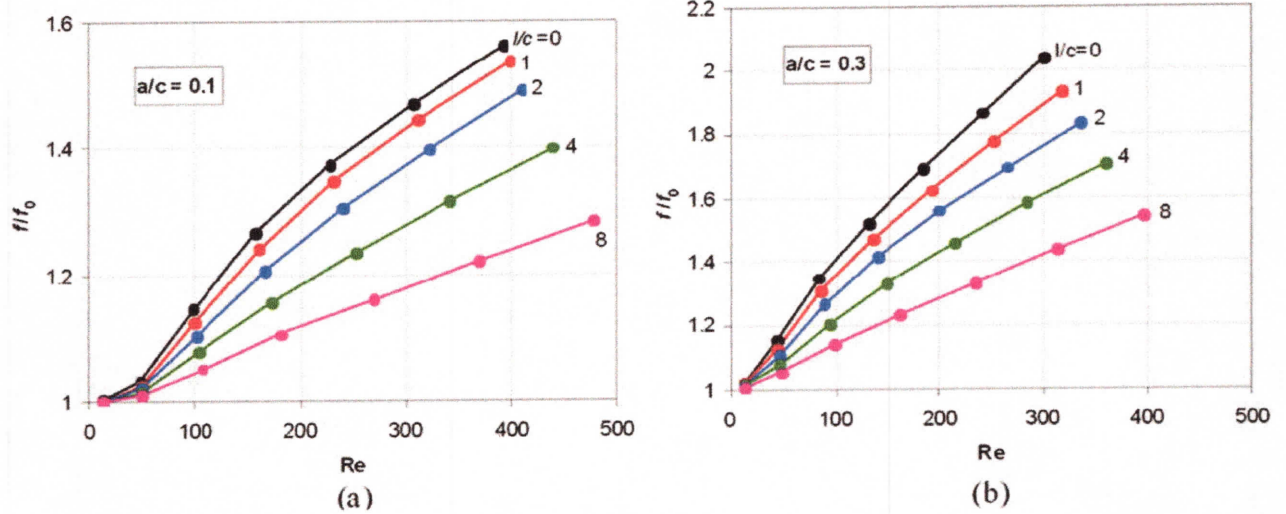


Figure I.26: la variation de facteur de frottement dans les tuyaux serpentin en fonction de nombre de Reynolds ($Pr=1$), et différent valeurs de deux rapport (l/c) , (a/c) [12].

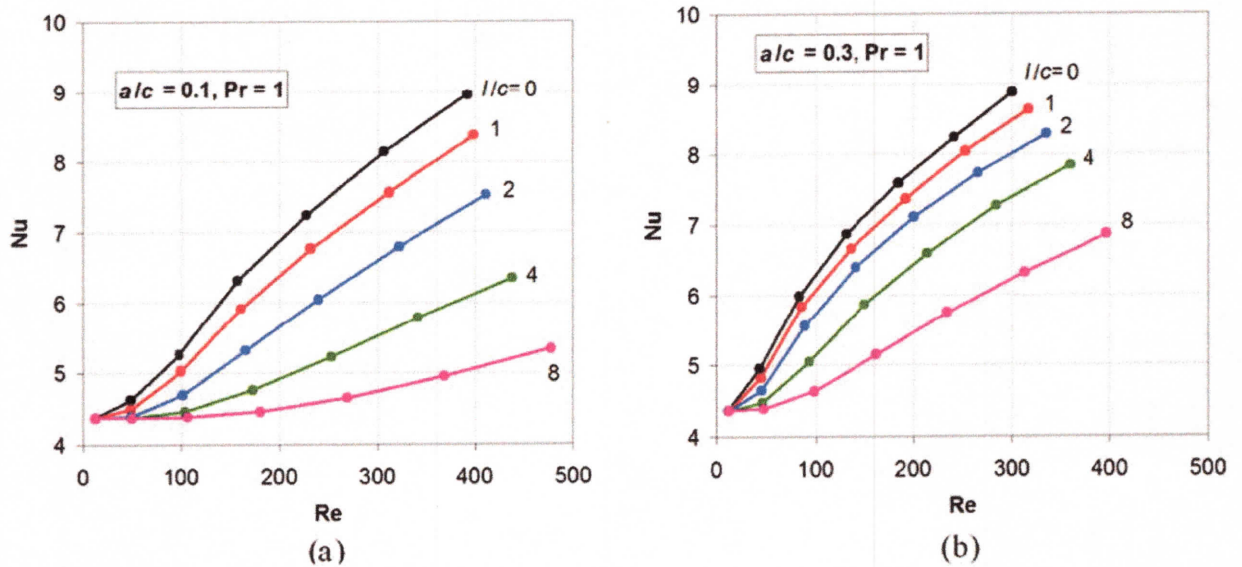



Figure I.27 : la variation de nombre de Nusselt dans les tuyaux serpentin en fonction de nombre de Reynolds ($Pr=1$), et différent valeurs de deux rapport (l/c) , (a/c) [12].

Conclusion :

Plusieurs recherches expérimentales et numériques ont été menées pour étudier les liens entre le transfert de chaleur et les écoulements secondaires (vortex de Dean) qui sont créés de façon naturelle dans les conduites et les tubes en forme «C» et en forme sinusoïdale, les deux configurations sont classés dans la catégorie des conduites courbés qui sont principalement caractérisées par le rapport de courbure (diamètre de la conduit / le rayon de la courbure).

Il a été mis en évidence que:

- Le rapport de transfert de chaleur et le rapport de frottement augmentes avec le rayon de courbure qui par conséquent on a une amélioration de taux de transfert de chaleur
- L'apparition de l'écoulement secondaire dans les courbures des tubes joue un rôle important pour l'amélioration de transfert de chaleur.



Chapitre : II

Position du problème et modélisation

II.1. Introduction

L'énergie émise par le soleil, parvient à la terre sous forme de rayonnement électromagnétique. L'énergie solaire disponible au cours du trajet soleil/atmosphère extérieur de la terre est égale à 1400 W/m^2 . Néanmoins une grande partie de ce rayonnement solaire est perdue par absorption dans les couches atmosphériques et par réflexion terrestre, il en résulte qu'au cours d'une journée ensoleillée, la quantité d'énergie solaire réellement disponible à la surface de la terre dans la direction du soleil n'est que de 1000 W/m^2 . L'énergie solaire disponible dépend principalement de l'emplacement géographique, de la position du soleil dans le ciel, des conditions météorologiques, de la technologie utilisée et de l'application (chauffage, refroidissement, production d'énergie électrique). [13] L'énergie solaire n'émet aucun gaz à effet de serre, elle est disponible partout, gratuite, inépuisable, non polluante et facile à transformer. On utilise généralement la chaleur transmise par le rayonnement, plutôt que le rayonnement lui-même. La technologie qui nous permet l'exploitation de l'énergie solaire utilise des systèmes appelés capteurs solaires (sans ou avec concentration),

Les capteurs solaires : Le fonctionnement de ces systèmes repose sur l'effet de serre, qui réside dans le fait qu'un matériau peut être transparent pour le rayonnement solaire et opaque au rayonnement infrarouge [13]. On distingue deux types de capteurs solaires :

- Capteurs solaires thermiques, sans concentration
- Capteurs solaires à concentration.

II.2. Les concentrateurs cylindro paraboliques :

II.2.1 Description et structure générale

Un concentrateur cylindro-parabolique, illustré par la figure II.4, est un long miroir incurvé, focalisant l'énergie solaire sur un absorbeur qui se trouve le long de la ligne focale, le tout muni d'une couverture transparente. Ce type de capteur solaire réfléchit et focalise le rayonnement solaire reçu directement sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires. Par conséquent, son usage permet d'obtenir des températures supérieures à celles que peut réaliser un capteur plan [13].

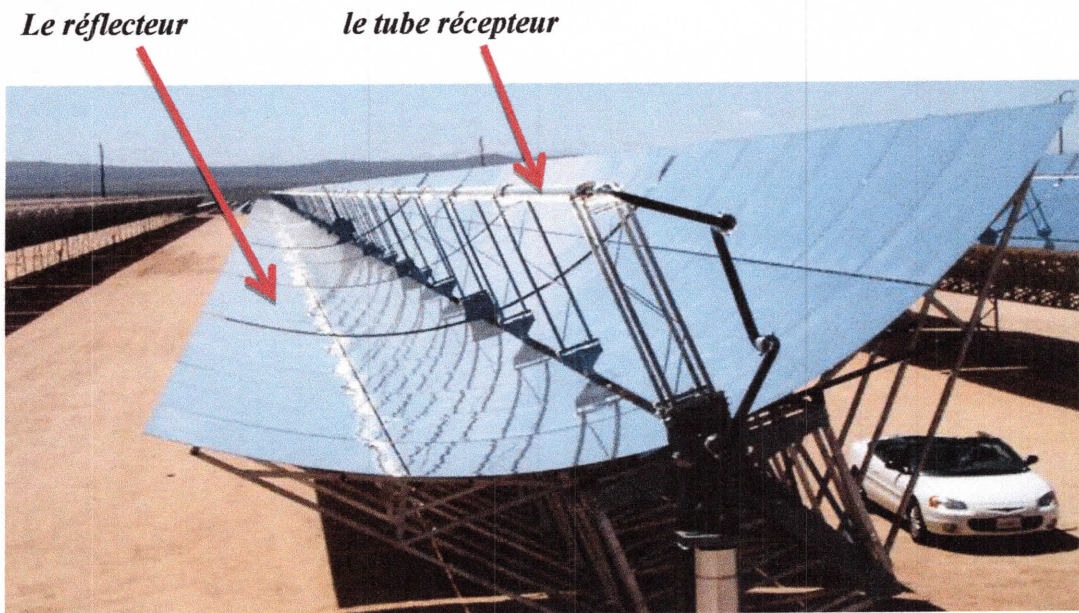


Figure II.1 : Vue général d'un concentrateur cylindro- parabolique

II.2.1.1 Le collecteur : est la composante de base du champ solaire. Il est constitué d'un réflecteur cylindro-parabolique (miroir), d'une structure métallique (en acier), d'un tube récepteur et d'un système de poursuite solaire. [14].

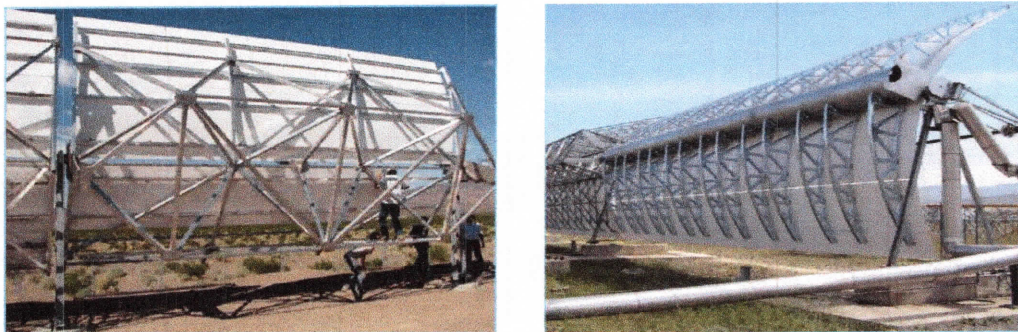


Figure II.2 : Le collecteur cylindro- parabolique.

a-Le Tube récepteur : C'est la partie essentielle du concentrateur, le pouvoir d'absorber doit être maximal, c'est-à-dire c'est un tube métallique recouvert d'une couche de peinture noire, il faut que ce tube soit mince (la quantité de chaleur absorbée est traversée par le fluide caloporteur) afin d'augmenter la température de fluide[14].

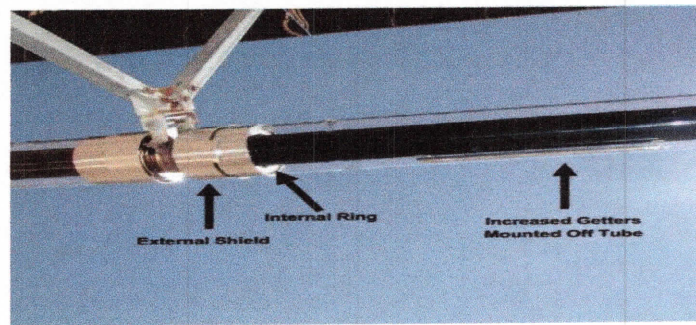


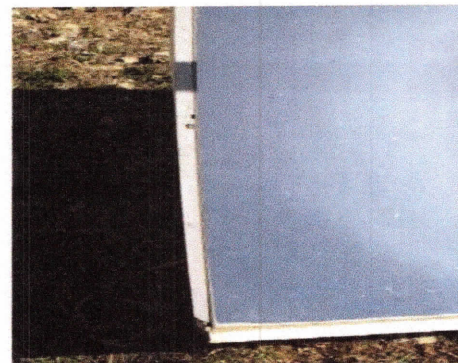
Figure II.3: le tube récepteur

L'énergie solaire orientée vers le tube de l'absorbeur par concentration des rayons. Cédée au fluide caloporteur (l'eau) par convection entre le tube et de l'eau. En suite est transférée vers un réservoir de stockage d'énergie.

b- Réflecteur cylindro-parabolique : étant généralement constitué d'un miroir ou d'un autre métal réfléchissant. Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection. Le matériau réfléchissant le mieux indiqué est l'aluminium pur, l'acier inoxydable a été expérimenté mais il n'est pas conseillé parce que son pouvoir de réflexion est insuffisant. Pour pouvoir choisir un réflecteur cylindro-parabolique. On aura toujours intérêt à adopter la géométrie idéale pour obtenir une bonne concentration géométrique Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident [14].



(a)



(b)

Figure II.4 : illustration des épaisseurs des miroirs réflecteurs. [18]

(a) Miroir mince: 0.8 –1 mm, (b) Miroir épais: 3 –4 mm.

La structure métallique du réflecteur doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier

II. 3. Processus de conversion :

La transformation du rayonnement solaire en électricité et/ou en chaleur s'effectue selon trois étapes successives décrites illustrés dans la **Figure II.6** :

1. La captation du flux solaire par les miroirs (ou réflecteurs) et sa concentration sur un récepteur pour chauffer le fluide.
2. La production de la chaleur à haute température (sous la forme de vapeur d'eau ou d'un autre fluide).
3. La conversion de l'énergie thermique en électricité ou en chaleur, à basse et à haute température.

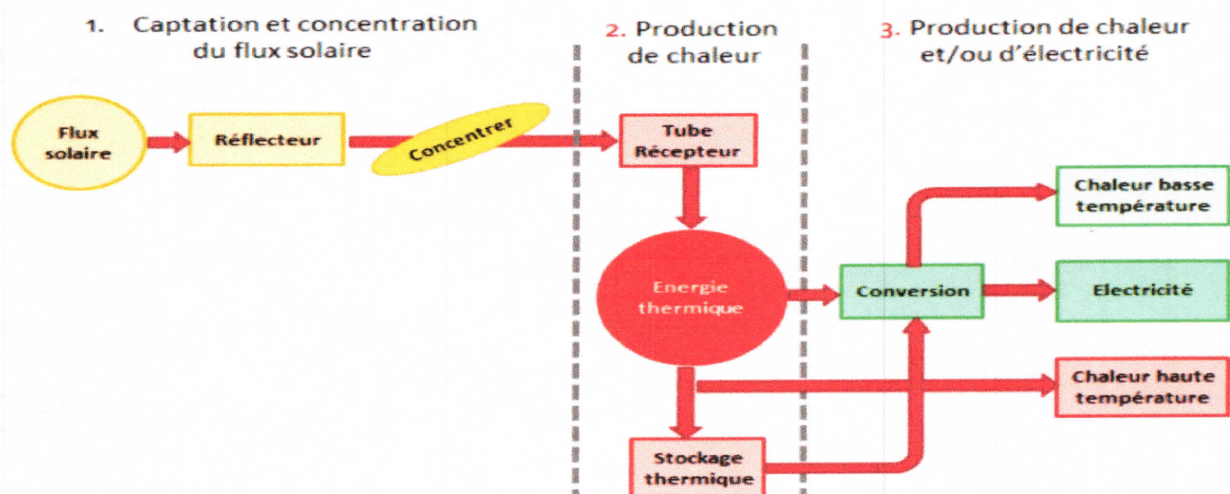


Figure II.6 : le processus de transformation de la chaleur du soleil en électricité par voie thermodynamique [14]

II.4. L'absorbeur :

C'est le principal composant dans le concentrateur cylindro-parabolique voir là, il représente généralement 30% du coût de la construction. Les pertes par échanges convectifs et radiatifs à l'extérieur sont très importantes, afin de les limiter, une enveloppe en verre recouvre l'absorbeur et permet en faisant le vide dans l'espace annulaire d'éliminer les pertes thermiques par convection entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre. Les pertes de

Chaleur peuvent être réduites aussi en réduisant l'émissivité dans l'infrarouge du tube absorbeur (cuivre ou aluminium) à l'aide des surfaces dite sélectives. Ces surfaces sont de couleur foncée afin d'absorber le maximum de rayonnement solaire en émettant très peu d'infrarouges, de nos jours les fabricants emploient des revêtements utilisent des oxydes de chrome, de nickel ou de titane réalisé par plusieurs méthodes (projection sous vide, électrolyse, action chimique...)[2].

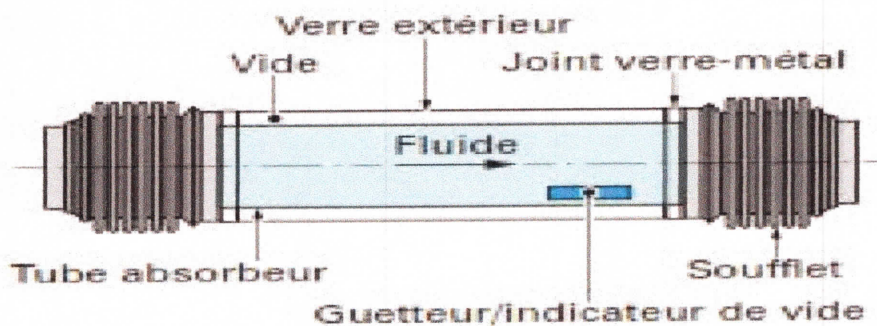


Figure II.7 : Schéma d'un tube récepteur [2]

II.5. Le fluide caloporteur : [14]

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer l'énergie convertie sous forme de chaleur au moyen de l'absorbeur pour l'utilisation ou le stockage, le fluide caloporteur doit satisfaire aux conditions suivantes :

- _ Faible viscosité.
- _ Haut point d'ébullition et bas point de congélation.
- _ Résistance chimique vis-à-vis des matériaux de l'installation.
- _ Pertes de charge faibles.
- _ Coefficient de transfert thermique élevé.
- _ Grande capacité calorifique et toxicité faible

On peut utiliser les types de fluide caloporteur suivants :

Les huiles : Sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400°C. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

Les sels fondus : A base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée, ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée.

Les gaz : L'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques.

L'eau liquide : Est a priori un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine. Cependant son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes.

Les fluides organiques : (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.

L'air : Peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz.

II.6. Différents modes d'échange de chaleur :

Dans cette partie, on s'intéresse aux différents modes de transfert de chaleur (rayonnement, conduction, convection) dans l'absorbeur.

Le flux perçu par le tube récepteur est transmis à travers l'enveloppe en verre vers le tube absorbeur. Arrivé

sur la face externe du tube, il est alors diffusé à l'autre facette, interne, par conduction et où il est alors absorbé par l'huile en contact direct avec la paroi interne, par le processus de convection.

Dans ce mécanisme, on peut négliger les pertes par convection dans l'espace annulaire (vide parfait), mais les pertes par rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre doivent être pris en considération. La **Figure** ci-dessous illustre les différents échanges de chaleur dans le tube récepteur [**Figure II.9**] [14].

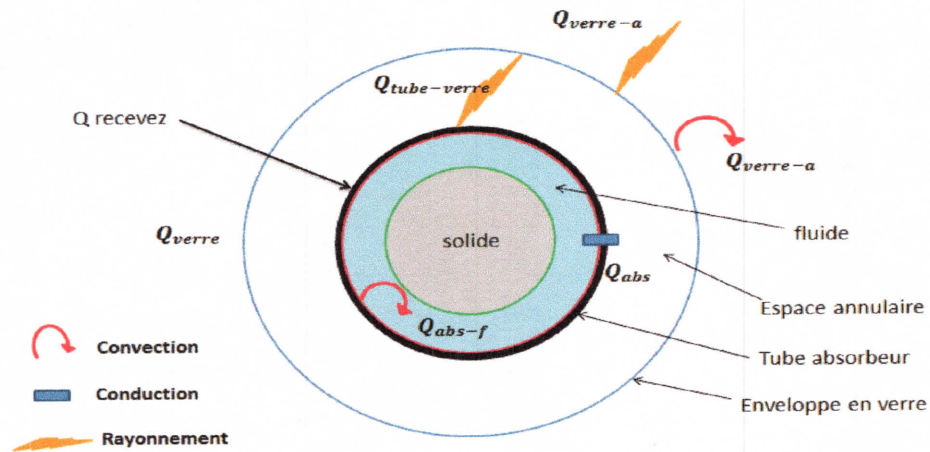


Figure II.8 : Coupe transversale de tube récepteur LS -2 avec les différents modes d'échange de chaleur [14]

II.7. Approche adoptée dans la présente étude :

La recherche bibliographique confirme l'existence des écoulements secondaires à l'intérieure des conduites courbées. En fait, les écoulements aux niveaux des courbures sont caractérisés par la présence des cellules contrarotatives (*vortex de Dean*) qui joue un rôle important pour l'amélioration de transfert de chaleur

Afin d'améliorer le transfert de chaleur dans le **tube récepteur** d'un capteur solaire cylindro- parabolique, on se propose de remplacer le tube absorbeur droit (classique) par un autre de forme courbée :

- i. Tube courbée de forme sinusoïdale
- ii. Tube de forme courbée en « c »

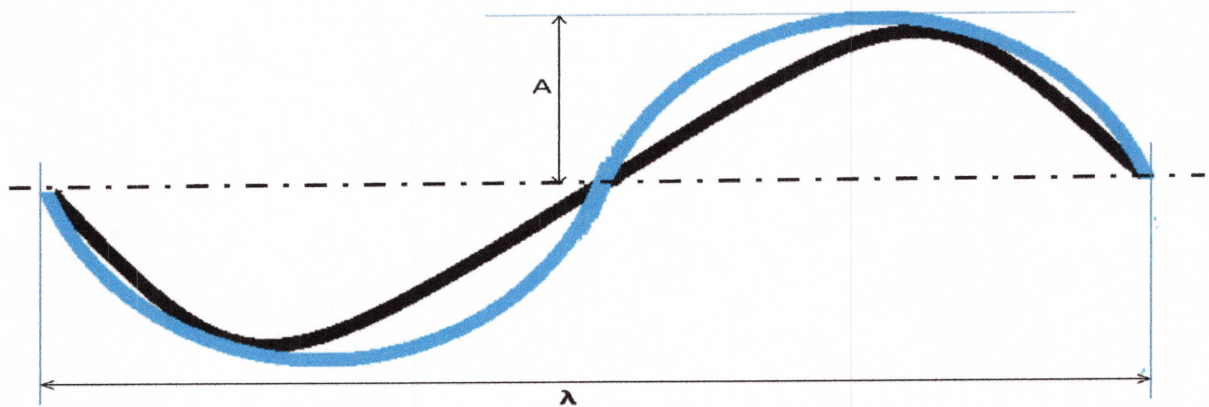


Figure II.9 : schéma représentatif de la super position des deux tubes de forme sinusoïdale et courbé de forme en « c »

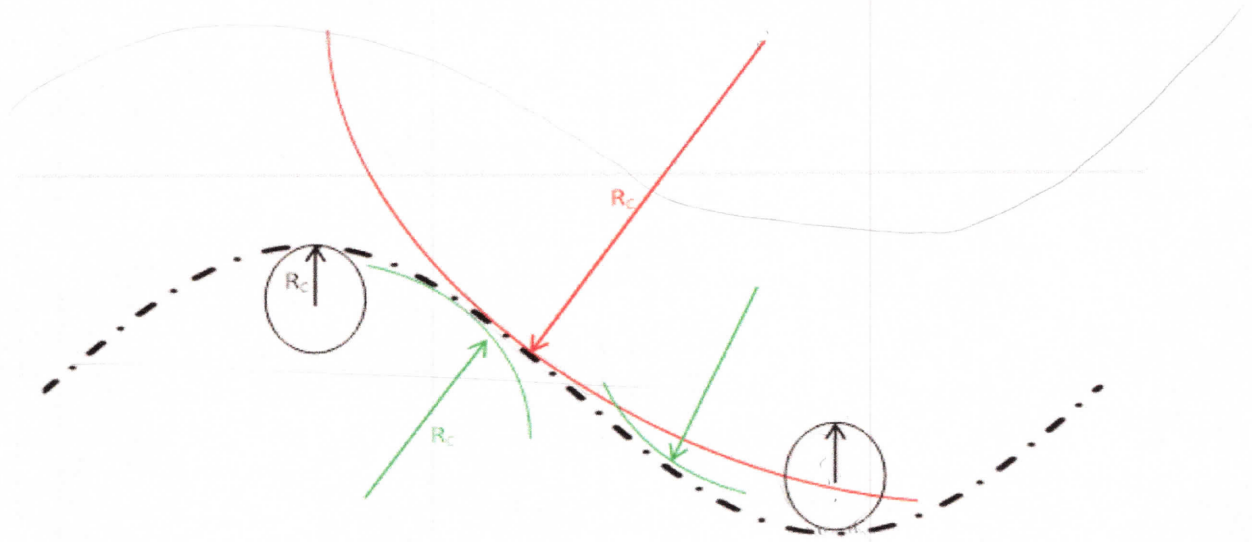


Figure II.10 schéma représentatif de rayon de courbure de tube courbé de forme sinusoïdale

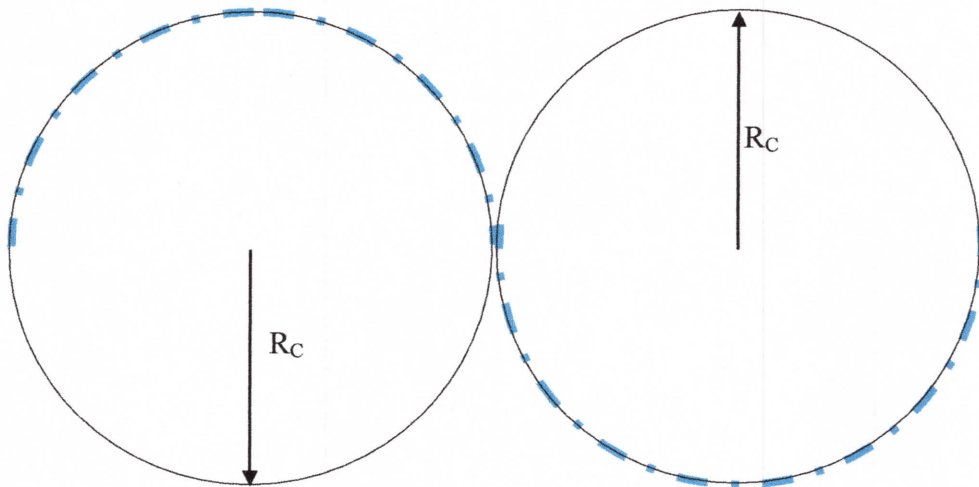


Figure II.11 : schéma représentatif de rayon de courbure de tube courbé de forme en « C »

Le rayon de courbure pour la forme courbé sinusoïdale varié de la valeur minimale ou niveaux de courbure et tend vers l'infini ou point $\lambda/2$, mais pour la forme courbé en « C » le rayon de courbure et prend une valeur constante.

Pour les deux cas on a choisie les mêmes dimensions et les mêmes caractéristiques, géométrique et matérielles pour faire une meilleure comparaison des performances thermiques et hydrodynamiques entre les deux configurations des tubes récepteurs (absorbeur)

Les deux tubes absorbeurs utilisé en acier inoxydable ayant une conductivité thermique de 54 [W/m.k] une chaleur spécifique de 502,48 [J/Kg.K] et une masse volumique de 8030 [Kg/m³]

II.8. Configuration géométrique du problème

Tableau II.1 : les paramètres des nouveaux tubes absorbeurs courbées :

	paramètres	Valeur(m)		
		Cas de validation	Canal sinusoïdale (Figure.12)	Canal en forme de C (Figure. 13)
Diamètre extérieure	De		0,070	0,070
Diamètre interieure	Di	0,006	0.066	0,066
Longueur d'onde	λ	0,04	0.195	0,195
Amplitude d'onde	A	0,06	0.010	0,010
Le rayon de courbure minimal $Rc = \lambda^2/2\pi*h$	Rc	0,067615995	0.09631845	0,1305
Rapport de courbure $\delta = Di/2*Rc$	δ	0,0443682	0,34263486	0,2538
Longueur de tube	L	0,95	0.975	0,975

II.8.1. Absorbeur courbée de forme sinusoïdale

Le tube absorbeur de forme sinusoïdal admet une équation de la forme suivante :

$$y = h \sin 2\pi z/\lambda \quad (\text{II.1})$$

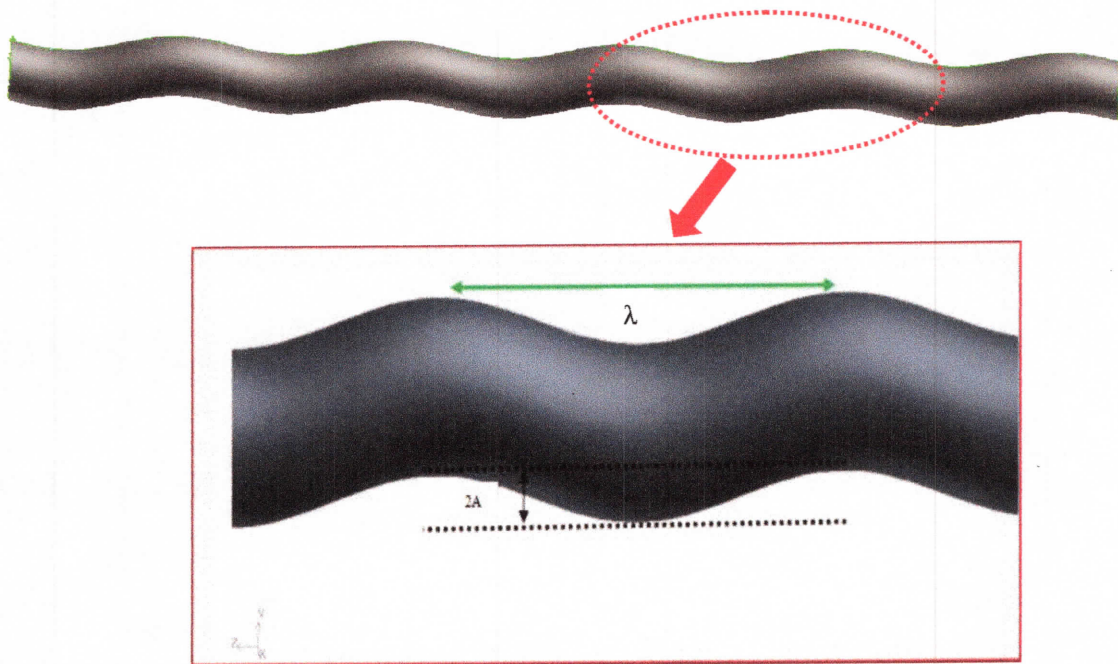


Figure 12: schéma représentatif de tube récepteur courbé sinusoïdale

II.8.2. Absorbeur courbée de forme 'C'

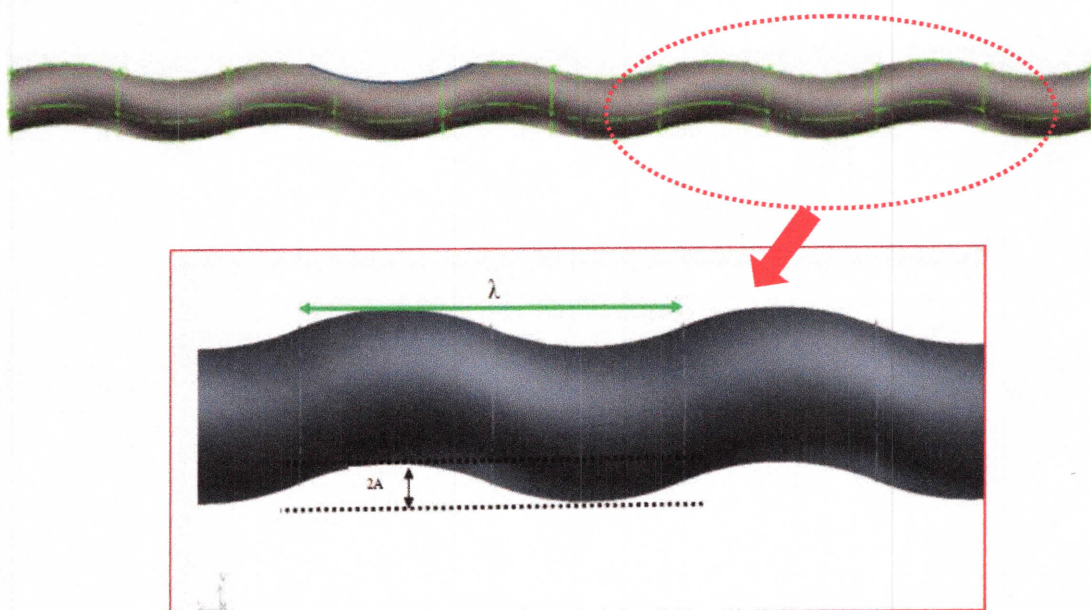


Figure.13 : schéma représentatif de tube récepteur courbé de forme en « c »

II.9. Modélisation mathématique :

II.9.1. la turbulence et sa modélisation :

Lorsque le nombre de Reynolds d'un écoulement augmente, celui-ci développe des instabilités dont le résultat ultime est la turbulence. L'importance relative des termes visqueux (et linéaires) décroît au profit des termes convectifs, non-linéaires. Le caractère le plus remarquable de la turbulence est son imprédictibilité qui fait que, à un instant et en un point donné, il est impossible de prévoir la valeur exacte du champ de vitesse ou même de pression ou de température. Ceci est donc bien différent du régime laminaire décrit par les équations de Navier-Stokes qui sont parfaitement déterministes et permettent donc de prévoir la solution avec précision. Dans le cas d'un écoulement turbulent, l'importance des conditions aux limites devient telle que la moindre différence entre deux expériences a priori identiques fait que la solution sera en fait différente. La figure II.14. Montre comment les enregistrements de vitesse en un point donnée diffèrent d'une expérience à l'autre. Il est donc intéressant de définir la vitesse par sa valeur moyenne U et sa partie fluctuante u , dont la moyenne temporelle sera nulle. Lorsque l'on retranche la valeur moyenne U des enregistrements de la figure II.14. [13] Obtient les fluctuations de u représentée sur la figure II.15. Le problème de la turbulence consiste à comprendre et modéliser l'effet de ces fluctuations sur l'écoulement moyen.

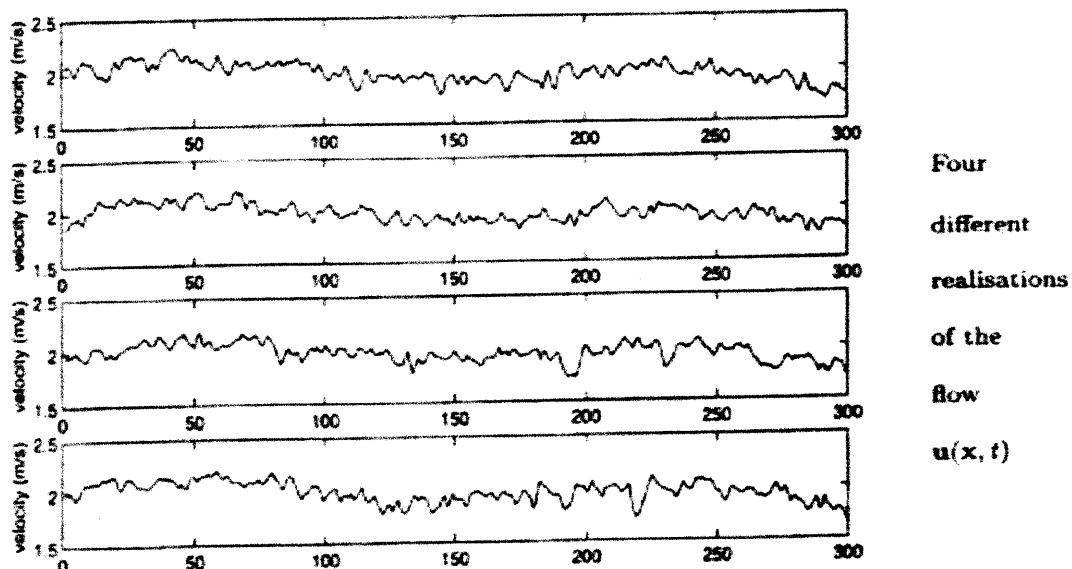


Figure. II.14.. Enregistrements temporels de vitesse en un point donné pour la même expérience répétée 4 fois

[13]

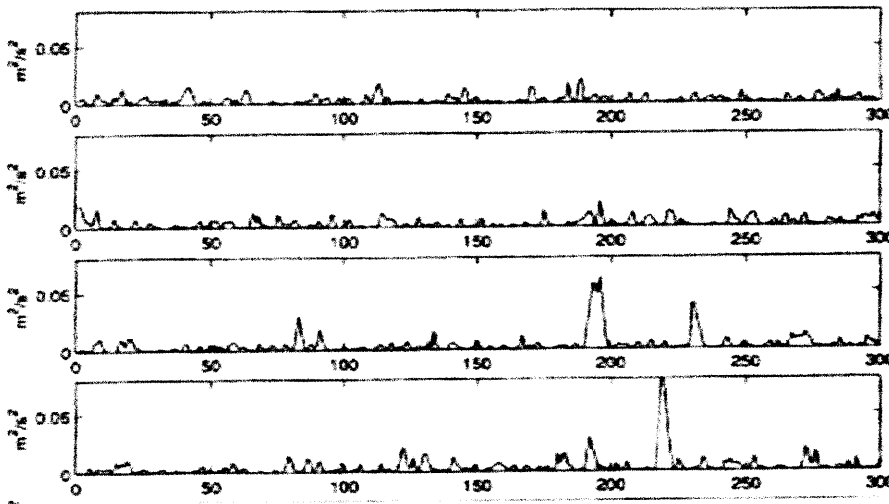


Figure. II.15. Fluctuations de vitesse autour de la valeur moyenne pour les enregistrements de la figure II.14.

[13].

Dans notre étude, l'écoulement de fluide est turbulent. Les équations régissant le problème sont:

- **L'équation de la continuité ou équation de conservation de la masse :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.2})$$

- **Les équations de la quantité de mouvement ;**

- *Equation de quantité de mouvement suivant x :*

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.3})$$

- *Equation de quantité de mouvement suivant y :*

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \rho g_y \quad (\text{II.4})$$

- *Equation de quantité de mouvement suivant Z :*

$$\frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.5})$$

- **L'équation d'énergie ;**

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{K}{c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + s \quad (\text{II.6})$$

Pour résoudre le système d'équations, (II.2), (II.3), (II.4), et (II.5) (I.6), une approche statistique sera utilisée. Elle consiste à décomposer chaque grandeur des équations de Navier-Stokes en une grandeur moyenne et une fluctuation

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (\text{I.7})$$

- Φ : représente p, U et T

Le système d'équations (II.2), (II.3), (II.4) et (II.5) devient :

L'équation de la continuité ou équation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.8})$$

Les équations de la quantité de mouvement ;

$$\frac{\partial(\bar{u}\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{u})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{u})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (-\overline{u'u'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\overline{u'v'}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{u'w'}) \quad (\text{II.9})$$

$$\frac{\partial(\bar{u}\bar{v})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{v})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (-\overline{u'v'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\overline{v'v'}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{w'v'}) - \rho g_y \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{\partial(\bar{u}\bar{w})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{w})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{w})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (-\overline{u'w'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\overline{v'w'}) + \frac{\partial}{\partial z} (-\overline{w'w'}) \quad (\text{II.11})$$

L'équation d'énergie :

L'équation (II.6) devient de la forme suivante :

$$\bar{u} \frac{d\bar{T}}{dx} + \bar{v} \frac{d\bar{T}}{dy} + \bar{w} \frac{d\bar{T}}{dz} = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\alpha \frac{d\bar{T}}{dx} - \overline{u'T'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\alpha \frac{d\bar{T}}{dy} - \overline{v'T'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\alpha \frac{d\bar{T}}{dz} - \overline{w'T'} \right) \right] + S \quad (\text{II.12})$$

Dans l'équation de l'énergie, le concept de diffusivité turbulente α_t liée à la viscosité turbulente par l'intermédiaire du nombre de Prandtl turbulent Pr_t est introduit. Ce nombre sans dimension est en général donné par l'expérience. La corrélation $\overline{u_j T'}$ est donc modélisée comme suit :

$$\overline{u_j T'} = \alpha_t \frac{d\bar{T}}{dx_j} = \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{d\bar{T}}{dx_j} \quad (\text{II.13})$$

Les équations moyennées font apparaître des termes de corrélations doubles des fluctuations. Ils proviennent de la non-linéarité des équations de bilans. Ces termes, appelés tensions de Reynolds, traduisent l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen

et rendent les systèmes d'équations ouverts (plus d'inconnues que de relations). C'est la conséquence de la prise de moyenne des équations instantanées qui introduit une perte d'information. Se pose alors le problème de la fermeture du système, c'est-à-dire du lien entre les corrélations doubles et le champ moyen

Le modèle de turbulence adopté est le modèle $k-\varepsilon$ standard. Ce choix est tout simplement adopté en raison de son utilisation dans la majorité des références bibliographiques pour la configuration d'étude de notre thème.

II.9. 2. Modèle $k-\varepsilon$

Le modèle $k-\varepsilon$ est un modèle les plus utilisé pour la modélisation de la turbulence. C'est un modèle à deux équations de transport proposé par **Jones et Launder** (1972) qui se base sur le concept **Boussinesq** (1877).

Il utilise la viscosité turbulente pour relier les contraintes de Reynolds et les termes de flux turbulents aux variables moyennes de l'écoulement, et emploie l'hypothèse du gradient de diffusion pour relier les contraintes de Reynolds aux gradients de vitesse moyennes et à la viscosité turbulente :

Concept de Boussinesq :

$$\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \nu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{II.14})$$

La viscosité turbulente est modélisée en fonction d'une échelle de longueur turbulente l_t et d'une échelle de vitesse turbulente V_t

$$\nu_t = c_\mu \cdot l_t \cdot V_t \quad (\text{II.15})$$

Dans ce modèle l'échelle de vitesse V_t est calculée à partir de l'énergie cinétique turbulente k .

L'échelle de longueur de turbulence est estimée à partir de l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation ε

$$\text{Echelle de vitesse : } V_t = \sqrt{k} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{Echelle de longueur de turbulence : } l_t = \frac{\sqrt{k}}{\varepsilon} \quad (\text{II.17})$$

$$\text{En effet, la viscosité turbulente est : } \nu_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.18})$$

II.9.3. Hypothèses simplificatrices

Nous supposons que :

- L'écoulement est permanent,
- L'espace annulaire entre le verre et le tube absorbeur est maintenu sous vide absolu, pas de perte par convection.

Equations gouvernantes :

Les équations régissant le problème sont les équations de continuité, qui expriment la conservation de masse, et de quantité de mouvement, l'équation d'énergie

Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.19})$$

Equations de quantité de mouvement :

$$\left(\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + (\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.20})$$

$$\left(\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + (\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \rho g_y \quad (\text{II.21})$$

$$\left(\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + (\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.22})$$

Equation de l'énergie :

$$\left(\frac{\partial(\rho uT)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vT)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wT)}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + S \quad (\text{II.23})$$

Equation d'énergie cinétique turbulente K :

$$\left(\frac{\partial \rho u K}{\partial x} + \frac{\partial \rho v K}{\partial y} + \frac{\partial \rho w K}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_k \frac{\partial K}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_k \frac{\partial K}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_k \frac{\partial K}{\partial z} \right] + G_K - \rho \varepsilon \quad (\text{II.24})$$

$$\leftarrow 1 \rightarrow \quad \leftarrow 2 \rightarrow \quad \leftarrow 3 \rightarrow \leftarrow 4 \rightarrow$$

- 1- Représente le taux de variation de l'énergie cinétique K.
- 2- Représente le transport par diffusion de l'énergie cinétique.
- 3- Représente la production de l'énergie cinétique turbulente par cisaillement.
- 4- Représente la dissipation de l'énergie cinétique turbulente K.

$$\text{Où : } \Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \quad (\text{II.25})$$

Equation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulent ε :

$$\left(\frac{\partial \rho u \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial \rho v \varepsilon}{\partial y} + \frac{\partial \rho w \varepsilon}{\partial z}\right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + \frac{\varepsilon}{K} C_{\varepsilon 1} G_K - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (\text{II.26})$$

$$\leftarrow 1 \rightarrow \quad \leftarrow 2 \rightarrow \quad \leftarrow 3 \rightarrow \quad \leftarrow 4 \rightarrow$$

1- Représente le taux de variation de ε .

2- Représente le transport par diffusion de la dissipation de l'énergie cinétique.

3- Représente le taux de production de ε .

4- Représente la dissipation ε .

$$\text{Où : } \Gamma_\varepsilon = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \quad (\text{II.27})$$

Viscosité turbulente :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.28})$$

Production de l'énergie cinétique turbulente :

$$G_K = \mu_t 3 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2 \quad (\text{II.29})$$

La **Tableau II.2** représente les coefficients de modèle K- ε standard qui sont déterminés expérimentalement :

μ_t	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_K	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.33

Tableau II.2 : Coefficient de modèle K- ε standard [13].

L'inconvénient de ce type de modèle, est l'introduction de constantes empiriques, déterminées en réalisant des expériences particulières. Ce modèle permet d'étudier de façon satisfaisante un certain nombre d'écoulements mais n'est applicable qu'assez loin des parois. C'est pourquoi, il est souvent associé à une loi de paroi qui permet de ne pas mener la résolution des équations de bilan jusqu'à cette paroi.

Nombre adimensionnelle :

-Intensité turbulente :

$$I = 0.16(Re)^{-\frac{1}{8}} \quad (\text{II.30})$$

-Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad (\text{II.31})$$

-Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad (\text{II.32})$$

-Nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h D_h}{K} \quad (\text{II.33})$$

II.9.4. Conditions aux limites :

Les conditions aux limites adoptent pour les deux tubes récepteurs courbés, présentés dans la figure suivante.

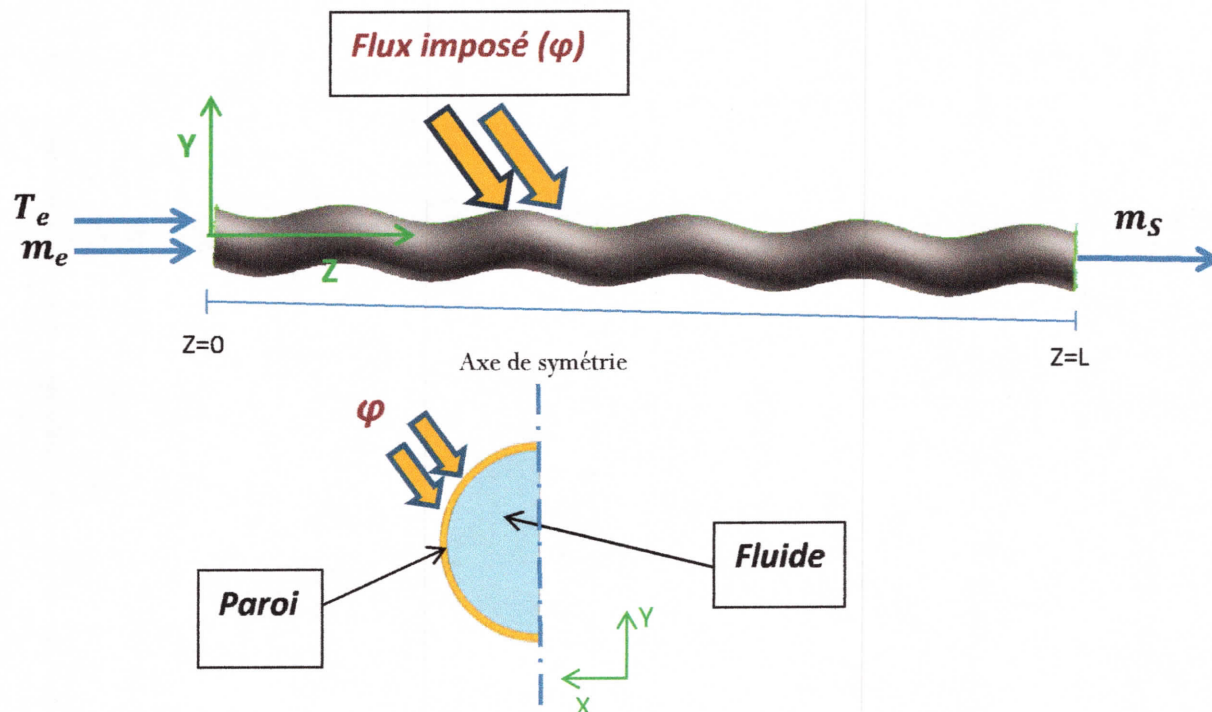


Figure II.16: condition aux limites sur le tube récepteur et coupe transversale

- Débit massique à l'entrée (m_e) : constant
- Surface latérale : flux imposée

II.9.5. Symétrie:

Tout le phénomène sujet à la simulation est symétrique par rapport à un axe comme indique sur la figure suivant :

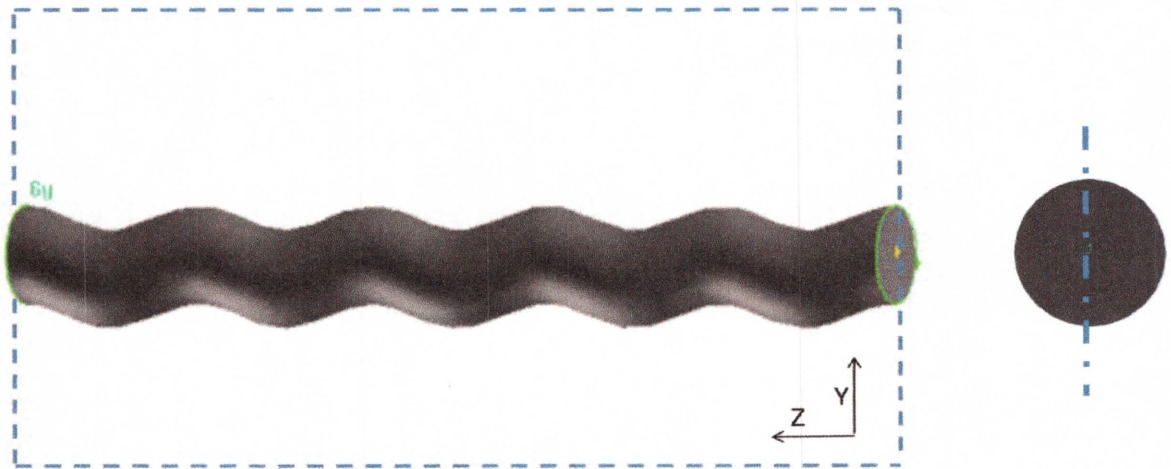


Figure II.17. Représentation du plan et axe de symétrie

L'exploitation du concept de symétrie permet de minimiser le temps de calcul due aux nombre des éléments élevés lors de raffinement du maillage .

II.10. Conclusion :

La résolution de modèle mathématique exige d'utiliser l'outil informatique, pour cela nous allons utiliser des code de calcul qui permet de minimiser le temps et l'effort de calculs, parmi ces derniers en cite :

Le logiciel Gambit : [15] qui permet de tracer et mailler la géométrie de problème, et généré des fichiers*.msh pour fluent, le Gambit regroupe trois fonctions :

- Définition de la géométrie du problème
- Le maillage et sa vérification
- La définition des conditions aux limites et domaines de calculs

Le logiciel fluent : permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique de fluide et de transfert de chaleur par la méthode des volumes finis [15].



Chapitre : III

Résultats et Discussion

III .1 : INTRODUCTION :

Ce chapitre est composé de trois parties :

- **La validation** : Cette partie comprend la validation du modèle mathématique pour le cas d'une configuration géométrique de forme courbée sinusoïdale, (**tableau.II.1**), à l'échelle de laboratoire étudié expérimentalement par **Abou Arab [3]**. Pour valider on va comparer les résultats numériques de coefficient de frottement obtenus pour cette configuration avec les résultats expérimenté de [1] et pour le nombre de Nusselt on va comparer les résultats numérique obtenus avec ceux des corrélation expérimentales de **jayakumar ,Dravid. [19]. et Roger et Mayhew [20]**.

- **Les cas réels** traite le cas réel à l'échelle réel pour les deux configurations géométriques qui représente les deux nouveaux absorbeurs de forme **courbée sinusoïdale** et de **forme courbée en «C»** positionnés dans le **concentrateur cylindro-parabolique(CCP)**, et sur lequel est imposé un flux non-uniforme qui vari dans les trois direction (X,Y, Z)

-**La troisième partie** traite une comparaison de performances thermique et hydrodynamique entre les deux configurations de neveu tube absorbeur de forme courbée

Les simulations sont faites à l'aide du code **FLUENT** qui nous permettra de suivre des vitesses et des températures le long de l'absorbeur, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement sont calculés par les résultats numériques obtenus de la simulation.

III .2 : Validation du code de calcul :

Pour une simplicité de calcul, la paroi solide est à faible épaisseur. Les résultats de notre simulation ont été minutieusement examinés afin de juger la validité du modèle mathématique, pour cela, nous avons confronté nos résultats à ceux obtenus expérimentalement [1].

Le tableau regroupe les caractéristiques du fluide considéré (l'eau).

Température [k]	Cp [kj/kg .k]	Densité [kg/m ³]	Conductivité thermique [w/m.k]	Viscosité dynamique [kg/m.s]
300	4179	997,009	0,613	0,000855

Tableau III .1 . Les propriétés thermo-physiques de l'eau

Pour le cas de validation nous utilisons un tube de **polyéthylène** ayant les propriétés suivantes: La Conductivité thermique **k=0.5 (w/m.k)**, La chaleur spécifique **Cp=2300(J/kg.k)**, La masse volumique **ρ=950 (Kg/m³)**.

III .2 .1 : Méthode numérique de calcul de Nombre de Nusselt et coefficient de frottement à partir de simulation à l'aide de code FLUENT

Pour calculer le nombre de Nusselt et le facteur de friction on utilise les relations de transfert de chaleur sur la base des résultats obtenus par le Fluent. Etant donné qu'on s'intéresse au Nusselt et friction dans Les conduites courbées, toutes les propriétés des fluides et le **Nu** et **f** sont évalués à la température d'entrer **Te**.

On définit alors :

-nombre de Nusselt locale : $Nu_L = \frac{h d_i}{K_f}$ (III .1)

- nombre de Nusselt moyenne : $Nu = \frac{\int Nu_i dA}{\int dA} = \frac{\sum_{i=1}^n Nu_i A_i}{A}$ (III .2)

-le coefficient du transfert de chaleur par convection : $h = \frac{Q}{A(T_p - T_e)}$ (III .3)

-le flux thermique échangé : $Q = K_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)$ (III .4)

-le facteur de frottement : $f = 4. C_f$ (III .5)

-le coefficient de frottement : $C_f = \frac{\tau_s}{\frac{1}{2} \rho V^2 m}$ (III .6)

III.2.2 : Indépendance du maillage :

Pour étudier l'indépendance du maillage, on a procédé au calcul du facteur de frottement f, du coefficient de frottement (Fanning) et du nombre de Nusselt.

L'indépendance du maillage permet de vérifier si les résultats obtenus sont influencés par le maillage. Les résultats seront considérés comme valides s'ils sont indépendants du raffinement du maillage. A cet effet, il est représenté dans le (tableau.II.2) La différente configuration de maillage et le cas (2700*170) est considéré le plus optimal du fait que l'erreur relatif ne dépasse pas le (1.11%) par rapport aux résultats du maillage précédent.

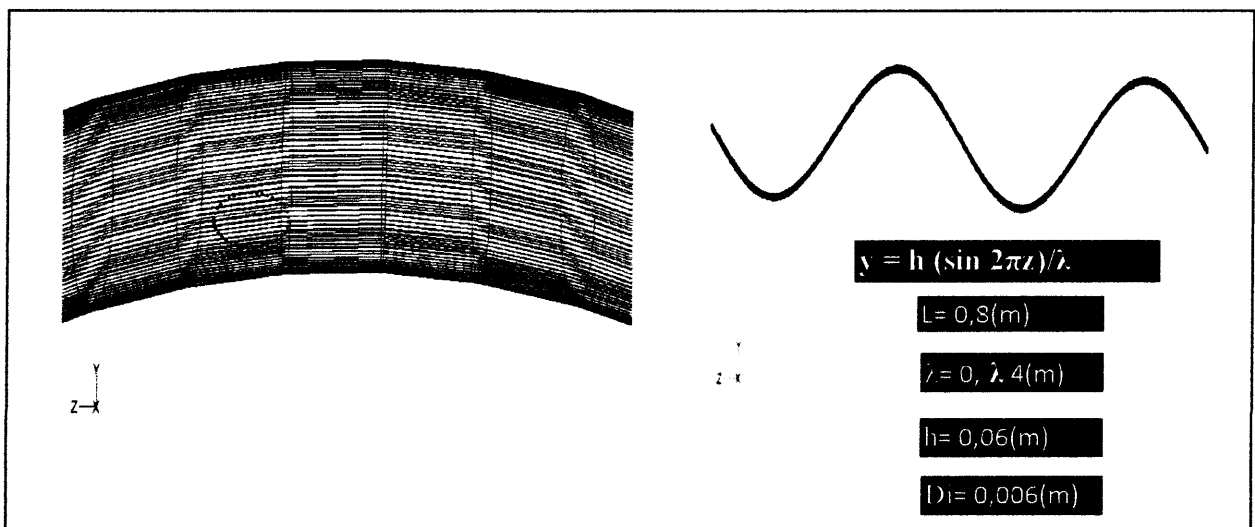


Figure .III .1 : le maillage de cas de validation configuration d'Abou arab [3].

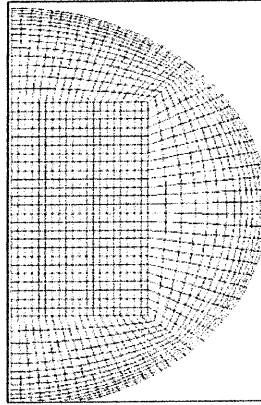


Figure III .2 le maillage de la coupe transversale.

Tableau III .2 . Les erreurs relatives du maillage.

Maillage	Cf	Erreur relative % f
<i>Section x longitudinale</i>		
800 x 150	0,03675718	
1062 x 150	0,040868055	11,1838694
1350 x 150	0,05383686	31,7333551
1662 x 150	0,05363685	0,3715113
1350 x 200	0,05383686	31,7333551
1350 x 250	0,05299812	1,5579289
1350 x 300	0,05240542	1,1183416
1350 x 350	0,05149415	1,738885

Le cas (1350 x 300) est considéré le plus optimal du fait que l'erreur relatif ne dépasse pas le 2% par rapport aux résultats du maillage précédent.

III.2.3 : Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement :

a : Reynolds créatique : le nombre de Reynolds créatique pour les conduits droit et constant généralement $Re_{cr}=2300$, mais par centre il est variable pour le cas des conduits courbées, dans ce travail le Reynolds critique est obtenu par la corrélation de ABOU ARAB :

$$Re_{crit} = 5,012 \cdot 10^3 \left(\frac{D}{2R_c}\right)^{0.1}, \quad 0.0111 \leq \left(\frac{D}{2R_c}\right) \leq 0.71 \quad (III .7)$$

R_c est le rayon de courbure calculé au niveau de courbure a partir du l'équation de la géométrie sinusoïdale ($y = h (\sin 2\pi z)/\lambda$) au point $\lambda/4$

$$R_c = \frac{\lambda^2}{(2\pi)^2 h} \quad (III .8)$$

b: Les corrélations expérimentales du nombre du Nusselt et coefficient de frottement :

Pour valider les résultats numériques on a utilisés plusieurs forme de corrélations de la bibliographique pour avoir une idée sur la différence qui existe entre eux :

- Le nombre de Nusselt

-Corrélation de **jayakumar** :

$$Nu = 0.116Re^{0.71} Pr^{0.4} \delta^{0.11} \tag{III .9}$$

$$2000 \leq De \leq 12000, \quad \text{Avec } De = \sqrt{\frac{r}{R_c}} Re \quad \text{est le nombre de Dean}$$

-Corrélation de **Dravid** :

$$Nu = (0.65\sqrt{De} + 0.76) Pr^{0.175} \tag{III .10}$$

$$50 \leq De \leq 2000$$

-Corrélation de **Roger et Mayhew** :

$$Nu = 0.023Re^{0.85} Pr^{0.4} \tag{III .11}$$

- Le coefficient de frottement :

-Corrélation d'**Abou arab** :

$$Cf_w \left(\frac{2R_c}{D}\right)^{0.5} = f_s \left(\frac{2R_c}{D}\right)^{0.5} + 0.005 \tag{III .12}$$

$$2000 \leq Re \leq 15000$$

Les résultats obtenues numériquement à partir de simulation sont comparais avec les corrélations expérimentale présentes dans la bibliographique.

Pour évaluer l'écart d'erreurs entre les valeurs expérimentales et celles issues de la simulation, on définit le **RMS**, représentant la racine carrée moyenne de l'erreur relative.

$$ER_i (\%) = 100 * \frac{X_{simu,i} - X_{exp,i}}{X_{simu,i}} \tag{III .13}$$

$$RMS (\%) = \sqrt{\frac{\sum (ER_i)^2}{n}} \tag{III .14}$$

Les résultats numériques sont basés sur des conditions théoriques ou parfaits par contre les corrélations expérimentales est basées sur des conditions réelles ou imparfaites.

III.2.4 : Résultats de validation :

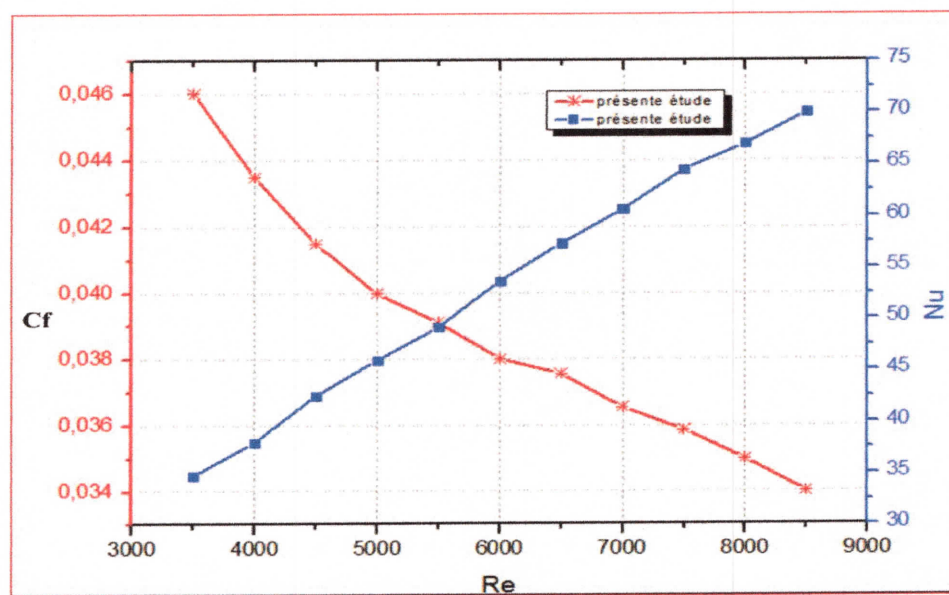


Figure. III .3 : coefficient de frottement et nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

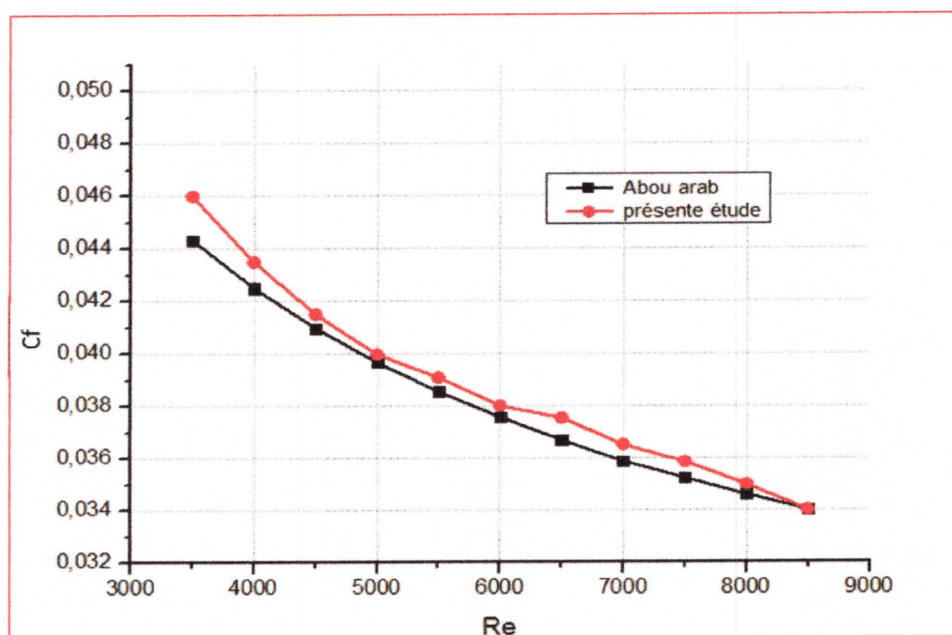


Figure. III .4 : Coefficient de frottement en fonction de nombre de Reynolds.

Comme présenter dans la figure (Figure. III .4) précédente la corrélation d'Abou arab est proche Ou résultats numérique avec une erreur relative de 3%,

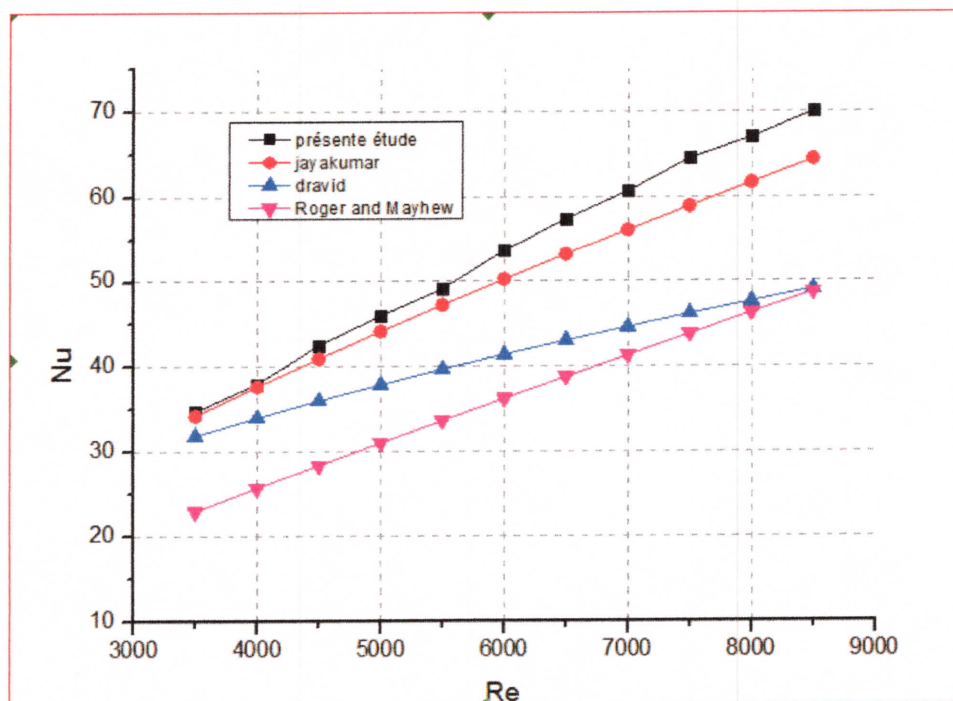


Figure. III .5: le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

La Figure. III.5 représente la validation de nombre de Nusselt de simulation numérique avec ceux de corrélations expérimentales de la bibliographique pour les mêmes conditions. Toutes les corrélations choisies pour la validation de coefficient de frottement sont à bon accordement avec les résultats numériques, les erreurs sont bornées entre 5% et 35% **Jayakumar 5%, Dravid 20%, Roger et Mayhew 35%**

Comme cité précédemment que les corrélations expérimentales ont des erreurs expérimentales qui affectent les résultats, ainsi dans le cadre de cette première approche pour ce phénomène multi-physique, on peut dire que le modèle mathématique et les simulations présentées dans notre travail et à un bon accordement avec le phénomène à l'échelle réelle.

III.3 : Les Cas réel :

III .3.1 La densité de flux sur la surface externe :

En [2015] Demagh et al fait la première étude numérique sur la concentration de flux sur la surface externe d'un nouvel absorbeur de forme courbé sinusoïdale pour un Concentrateur cylindro-parabolique et montre que le flux thermique sur la surface externe varie dans les trois directions(x, y, z) [16].

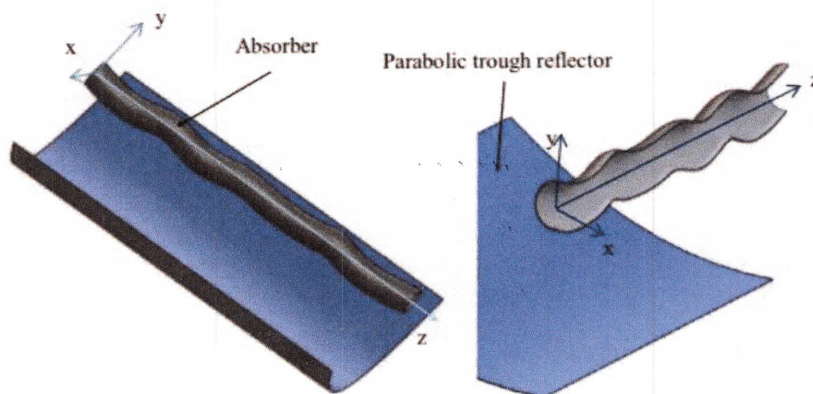


Figure. III .6: symétrie de tube absorbeur courbé, au plan (Y Z) [16].

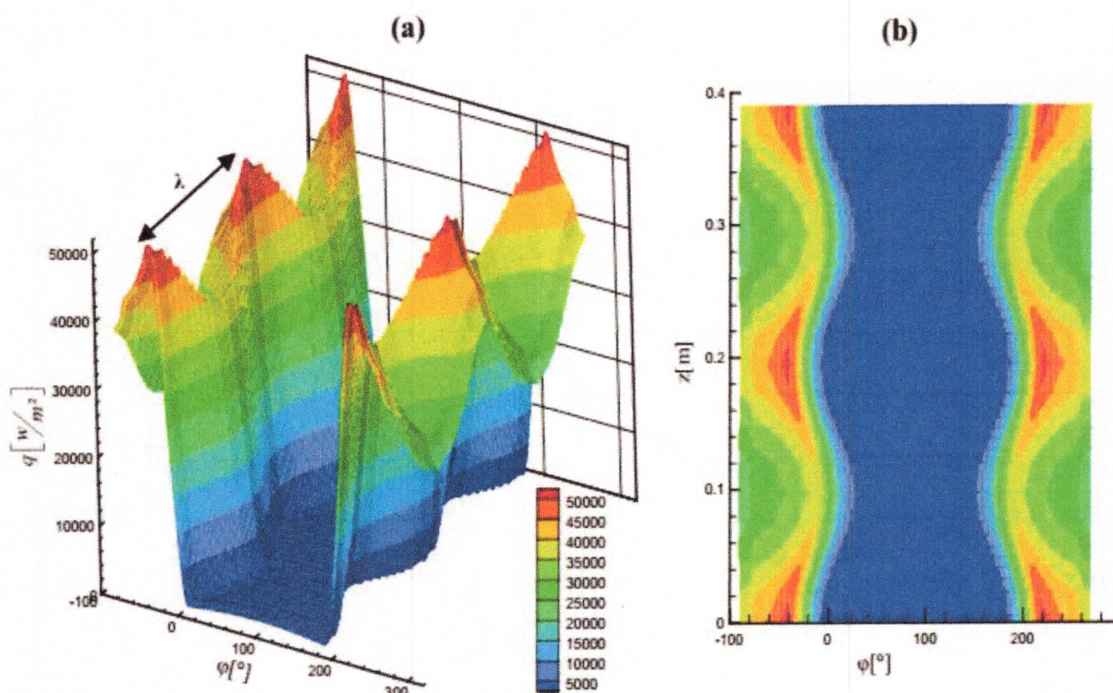


Figure. III .7: la densité de flux sur la surface externe de tube absorbeur sinusoïdal (a) vue 3D (b) vue 2D horizontale [16].

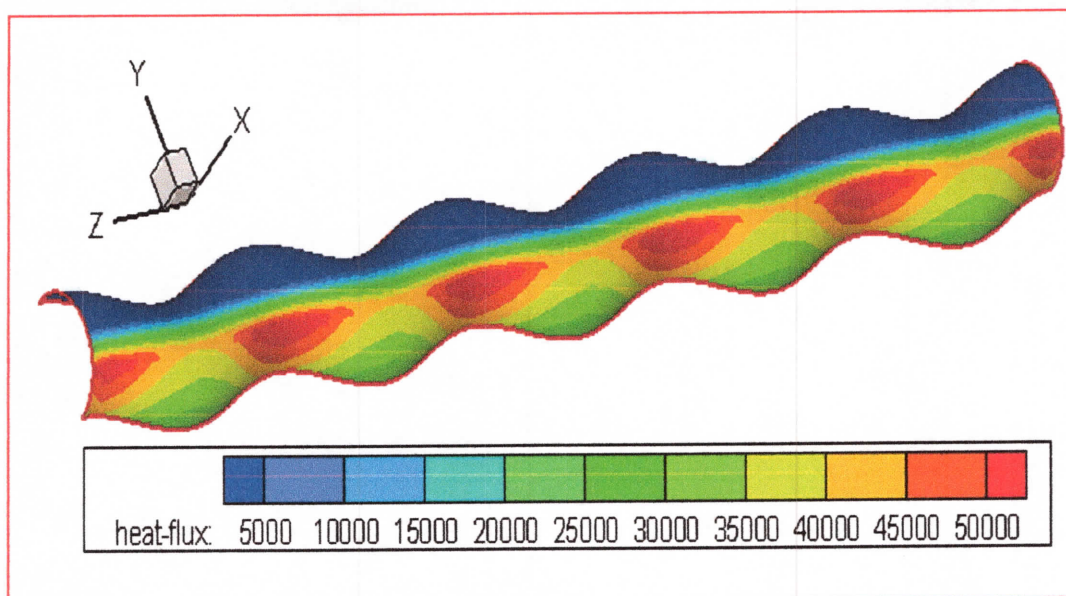


Figure. III .8: vue 3D de la densité de flux sur la surface externe de tube absorbeur courbé
 [Présente étude]

Figure. III.8: représente la distribution de flux sur la surface externe de l'absorbeur courbé, la densité de flux et varie suivant les trois axes (x,y,z).

Le flux imposé sur la surface externe est défini par l'UDF fournie par notre encadreur.

L'UDF :

```

vprofile.c
UDF for specifying steady-state velocity profile boundary
condition
*****
#include "udf.h"
/**/
double ConditionY1(double y1);
double FONCTION1(double x, double y, double zz);
double FONCTION2(double x, double y, double zz);
double FONCTION3(double x, double y, double zz);
double FONCTION4(double x, double y, double zz);
double FONCTION5(double x, double y, double zz);
double FONCTION6(double x, double y, double zz);
double FONCTION7(double x, double y, double zz);
double FONCTION8(double x, double y, double zz);
double FONCTION9(double x, double y, double zz);
/**/
DEFINE_PROFILE(inlet_FLUX2, thread, position)
/**/
{
    double z[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
    double z1, z2, z3, z4, z5, z6, z7, z8, z9, z9, z9;
    double z10, z11, z12, z13, z14, z15, z16, z17,
    z18, z19, Xmax, Xmin;
    double x, y, zz, y1, y2, zz1;
    int i;
    int NbrPERIO=5; /* nombre des S shape le long de l'absorbeur */
    /**/
    face_t f;
    /**/
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(z, f, thread);
    }
}
    
```

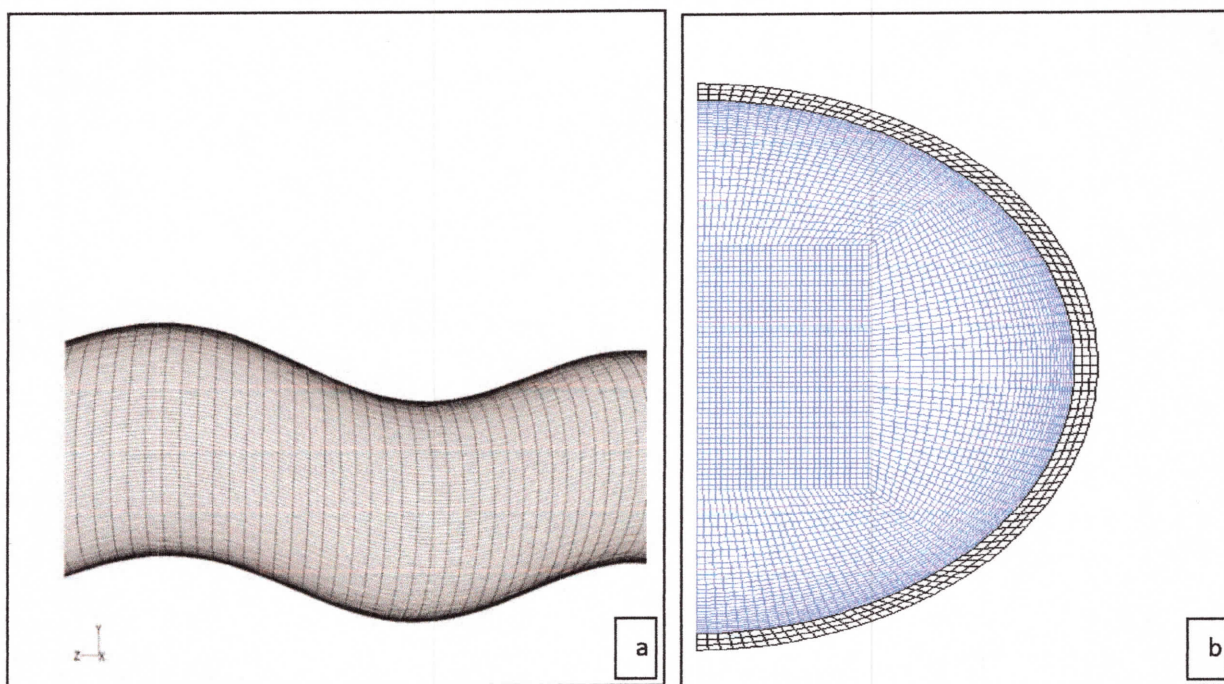
Figure III.9 : le programme de user définie fonction du flux externe.

III.3.2 : L'indépendance de maillage pour le cas réel :

Maillage	C_f	Erreur relative %
<i>Section x longitudinale</i>		
(3328X200)	0,03379106	
3736X200	0,03519252	4,147428
4776X200	0,03619013	2,834722
5296X200	0,03709476	2,499659
4776X170	0,03597882	
4776X200	0,03619013	0,583888

Tableau.III.3 : les erreurs relatives du maillage.

Le cas (4776 X 170) est considéré le plus optimal du fait que l'erreur relatif ne dépasse pas le (0.5 %) par rapport aux résultats du maillage précédent.



Figures.III.10 : le maillage le long de la dérations axiale (a), et coupe transversale(b).

La configuration et les caractéristiques géométriques à l'échelle réelle présentée dans les figures.III.4, le fluide utilisé et de l'huile SYLTHERM-800 ayant les propriétés suivant en fonction de la température.

Tableau III.4. Des propriétés thermo-physiques du SYLTHERM-800.

Température [k]	ρ [kg/m ³]	Cp [kj/kg .k]	Conductivité thermique [w/m.k]	Viscosité dynamique [kg/m.s]
400	840	1791,64	0,1148	0,002164
500	746	1964,47	0,0958	0,000816
600	635	2135,3	0,077	0,000386
650	578	2218,65	0,0678	0,000283

Pour mettre en évidence le perfectionnement des échanges de chaleur dans ce nouveau absorbeur (Figure .III.4), les résultats numériques de nombre de Nusselt et du coefficient de frottement seront comparés avec ceux d'un absorbeur droit classique.

Pour la comparaison avec le tube absorbeur droite classique ou régime turbulent on a choisie permet les corrélations de la bibliographique la corrélation de **Petukhov** pour le coefficient de frottement et la corrélation de **Gnielinski** pour le nombre de Nusselt.

$$f_s = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \tag{III .15}$$

$$0.5 \leq Pr \leq 2000, \quad 3000 \leq Re \leq 5.10^5$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(Pr^{2/3}-1000\right)} \tag{III .16}$$

-Chute de pression relative :

En estimer la performance d'un écoulement dans une conduite courbée par comparaison du coefficient de frottement dans cette nouvelle configuration par rapport à la conduite droite classique pour les mêmes caractéristiques géométriques, la chute de pression relative est calculé comme suite :

$$ef = \frac{f_w}{f_s} \longrightarrow ef = \frac{f_{stnusoidale}}{f_{Droit}} \longrightarrow ef = \frac{f_{courbée\ de\ forme\ en\ "c"}}{f_{Droit}} \tag{III .17}$$

-L'amélioration du transfert de chaleur relative :

Pour évaluer l'amélioration de transfert de chaleur dans les deux configuration courbées en comparant le nombre de Nusselt de absorbeur courbée avec celui de l'absorbeur droite classique pour les mêmes caractéristiques géométriques , L'amélioration de transfert de chaleur relative et calculé comme suite :

$$eNu = \frac{Nu_w}{Nu_s} \longrightarrow eNu = \frac{Nu_{sinusoidale}}{Nu_{Droit}} \longrightarrow eNu = \frac{Nu_{courbée\ de\ forme\ en\ "c"}}{Nu_{Droit}} \tag{III .18}$$

Critères d'évaluation de la performance [PEC] :

Le critère d'évaluation de la performance donné ci-dessous, c'est un facteur d'efficacité ou d'amélioration il est défini comme un rapport du l'amélioration de transfert de chaleur relative sur la chute de pression relative est utilisé pour relier le transfert de chaleur et la chute de pression :

$$PEC = \frac{eNU}{ef} \tag{III.19}$$

III.3.3 : Résultats et validation pour les deux absorbeurs de forme courbée :

III.3.3.1 : Absorbeur courbée de forme sinusoïdale :

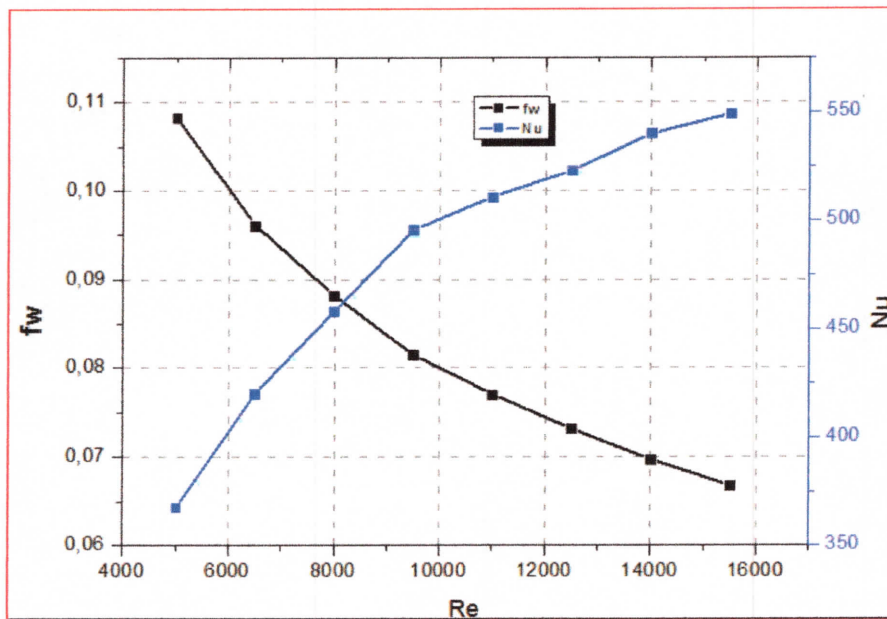


Figure.III.11 facteur de frottement et nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

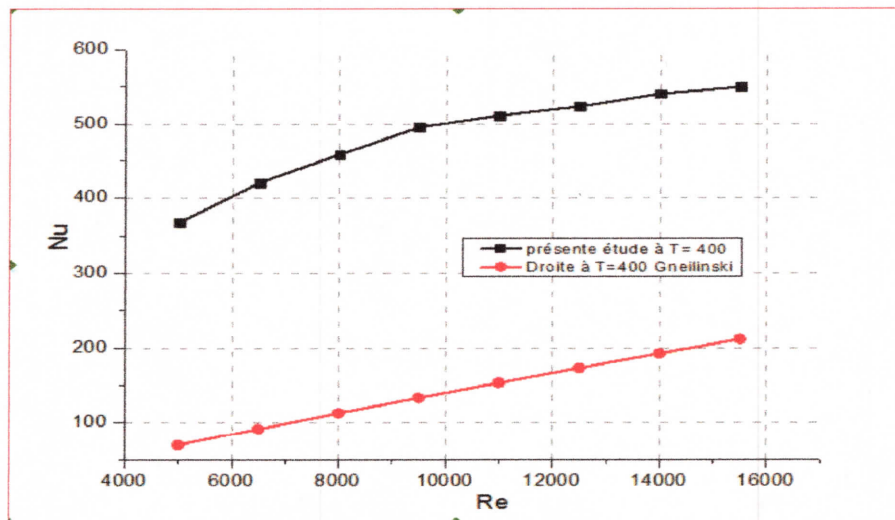


Figure.III.12. Nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

La **Figure.III.12.** Représente la variation de nombre Nusselt et le facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt augmente significativement avec le nombre de Reynolds, par contre le facteur de frottement est diminué par comparaison avec l'absorbeur classique droit à $T_e = 400$ k on a une augmentation de 75 % de nombre de Nusselt.

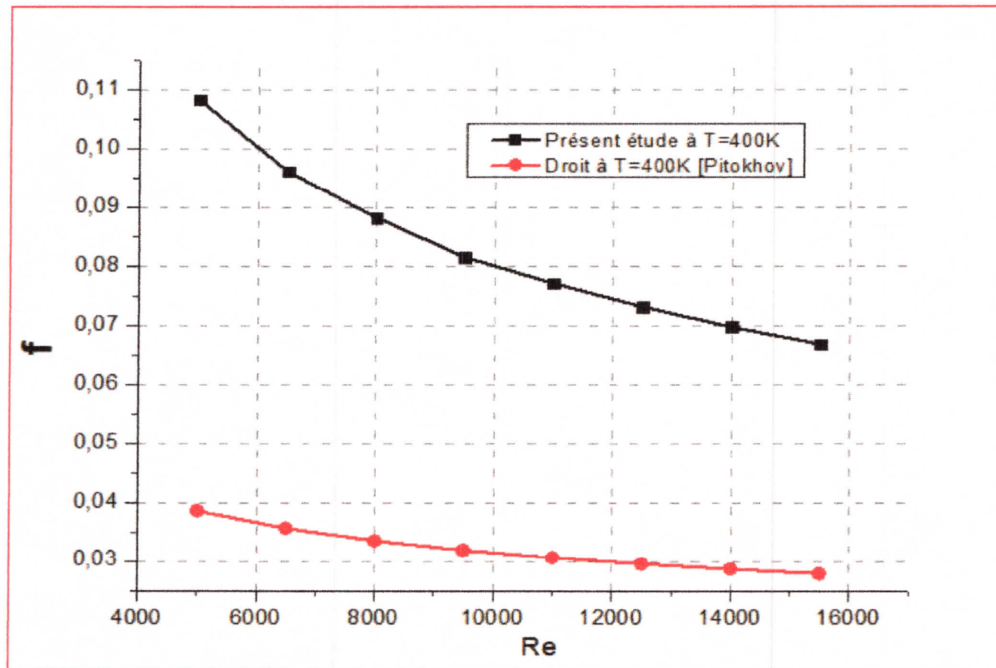


Figure.III.13. facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds.

La **Figure.III.13.** Représenté la variation de facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds, la figure montre que f_w est démunie de 0.108 pour $Re = 5000$ jusqu'à 0.06 pour $Re=15500$, pour l'absorbeur droit f_s est diminué de la valeur 0.04 pour $Re=5000$ à 0.027 pour $Re= 15500$. on a une augmentation de 50% par rapport à l'absorbeur droit.

III.3. 3.2 : Absorbeur de forme courbée en « c » :

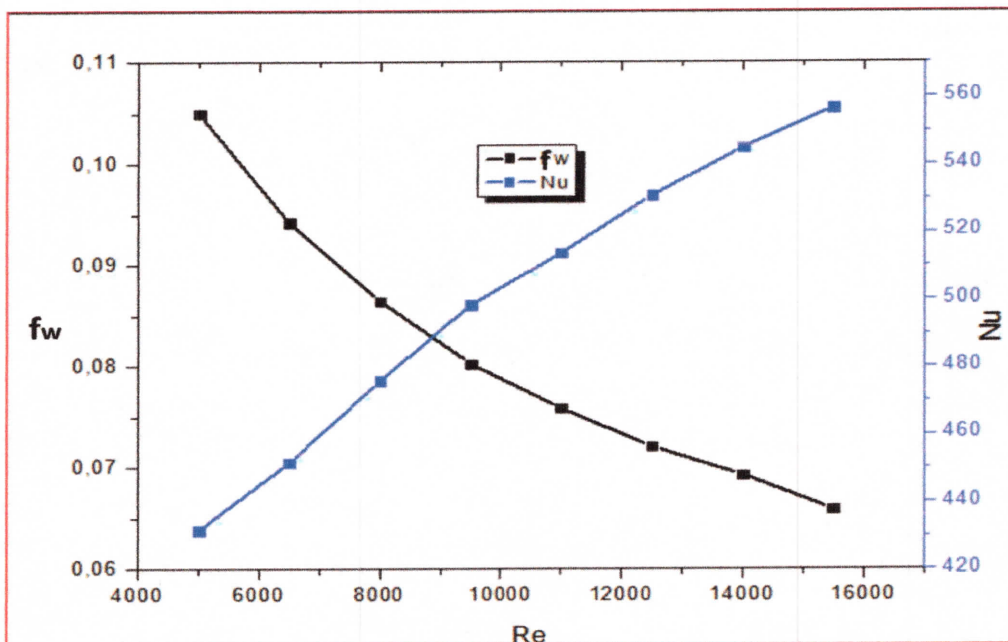


Figure.III.14. le facteur de frottement et le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

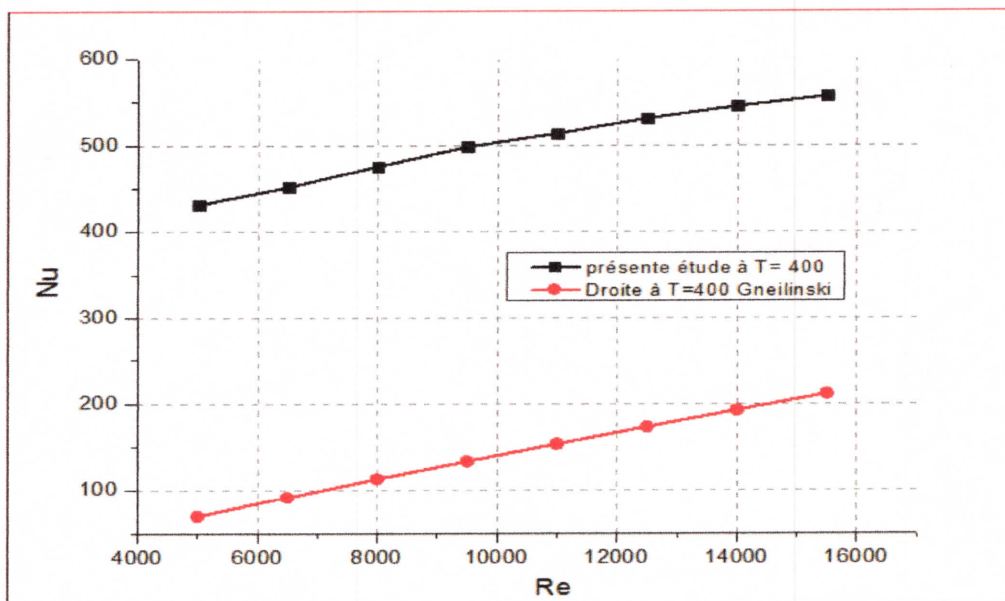


Figure.III.15. le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

Les figures III.14, III.15 Représente la variation de nombre Nusselt et le facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt augmente significativement avec le nombre de Reynolds, par contre le coefficient de frottement est diminué par comparaison avec l'absorbeur classique droit à $T_e = 400$ k on a une augmentation de 85 % de nombre de Nusselt .

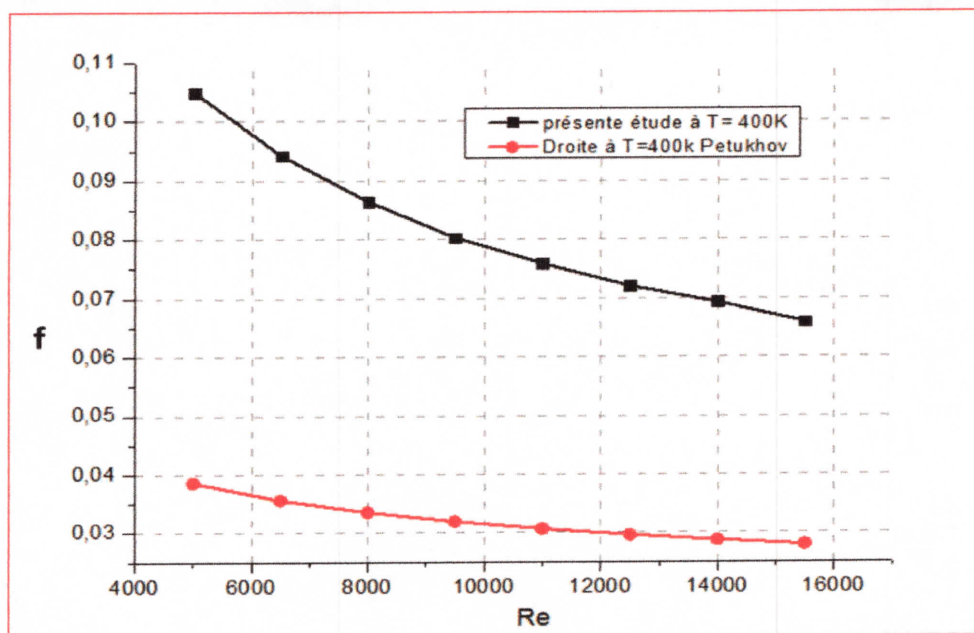


Figure.III.16. le facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds.

La figure III.16. Représenté la variation de facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds, la figure montre que f_w est démunie de 0.10 pour $Re = 5000$ jusqu'à 0.067 pour $Re=15500$, pour l'absorbeur droit f_s est diminué de la valeur 0.04 pour $Re=5000$ à 0.027 pour $Re= 15500$.on a une augmentation de 40% par rapport à l'absorbeur droit.

III.3.4 : Représentation des vortex :

L'écoulement secondaire (vortex) est généré par la force centrifuge cette force est maximal au niveau de courbure de l'absorbeur, pour cela on trace les lignes des courant dans les sections transversale comme indiquée sur la figure suivant :

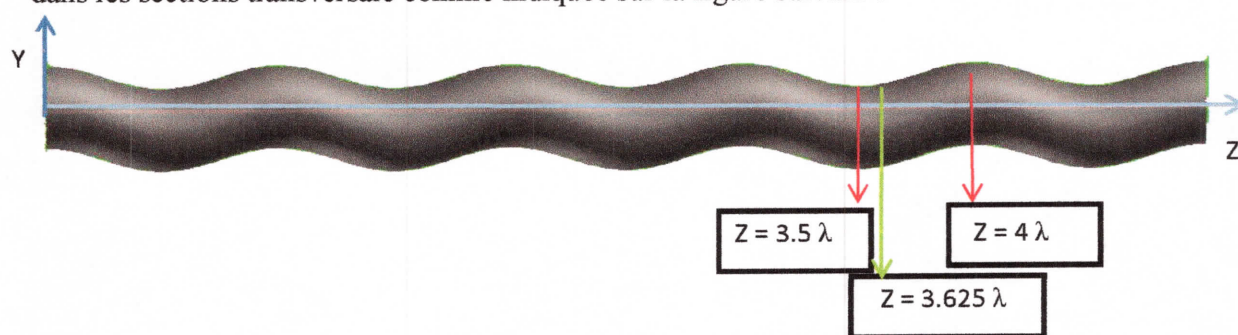


Figure.III.17. les sections ou les vortex sont captés.

III.3.4.1 : Cas d'absorbeur courbé de forme sinusoïdale :

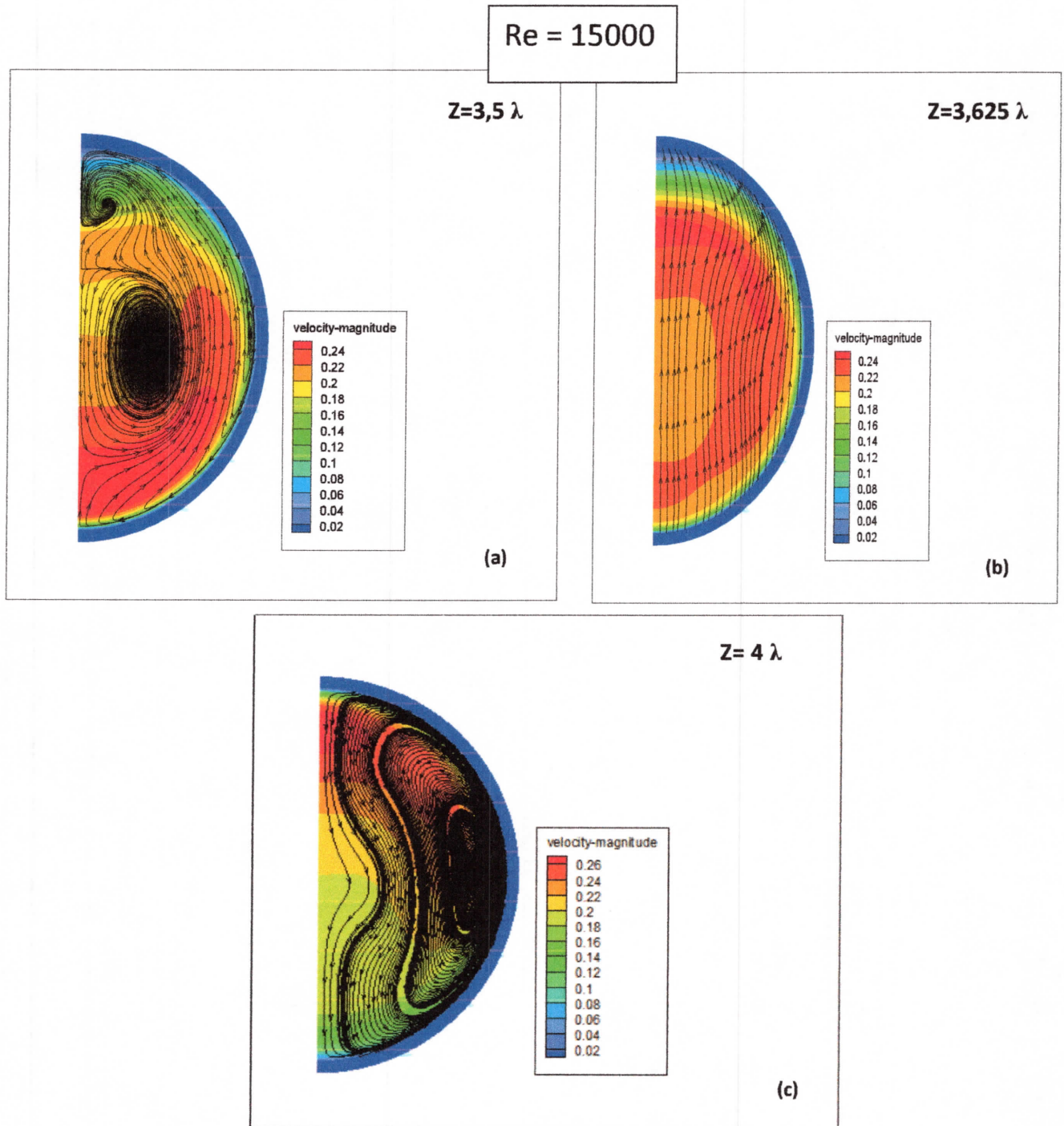
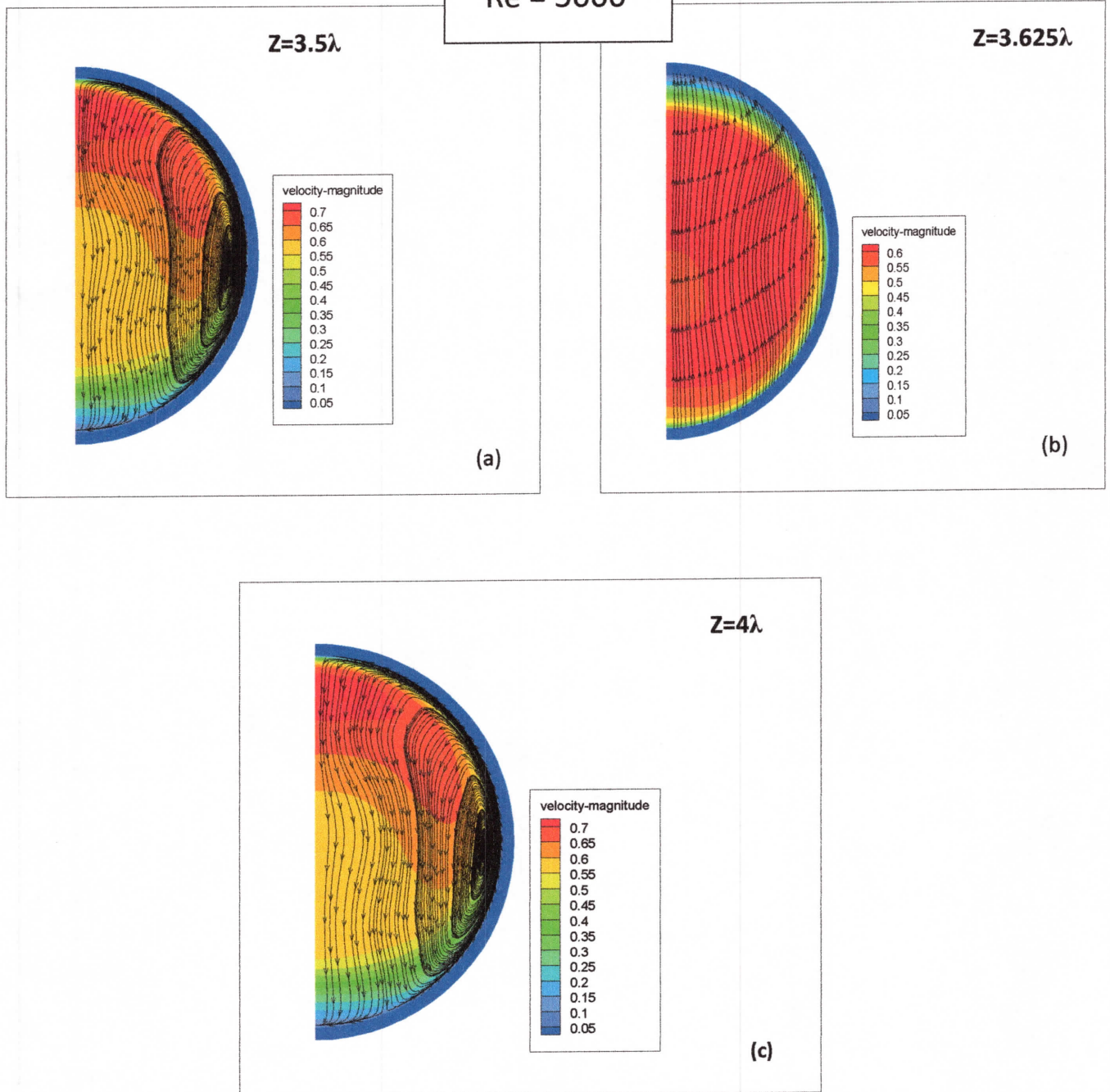


Figure.III.18. Représentation des vortex pour ($z=3,5 \lambda$), ($z= 3,625 \lambda$), ($z= 4 \lambda$),

Re = 15000, Te =400k

Re = 5000



(A)

Figure.III.19. Représentation des vortex pour ($z=3,5 \lambda$), ($z= 3,625 \lambda$), ($z= 4 \lambda$),

Re = 15000 , Te =400k

Les figures : III.18. III.19. illustre que la concentration de vortex et ou niveau des courbures (a), (c) ainsi que les vortex sont regroupés et développé avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour cette configuration géométrique on a l'absence des vortex ou position $Z= 3,625\lambda$ (b).

III.3.4.2 : Cas d'absorbeur courbé de forme en « c » :

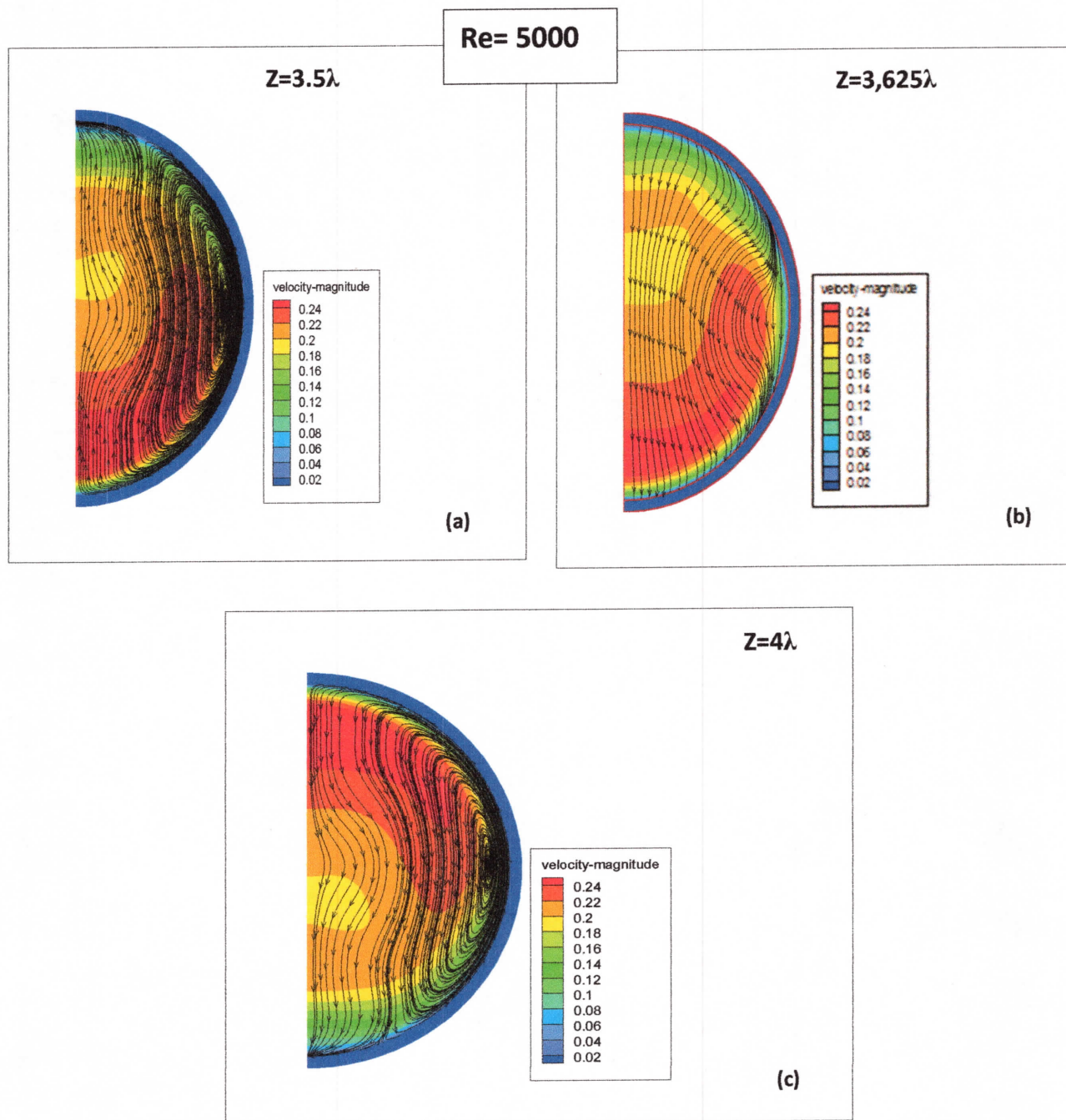


Figure.III.20. Représentation des vortex pour ($z = 3,5 \lambda$), ($z = 3,625 \lambda$), ($z = 4 \lambda$),

$Re = 5000$, $Te = 400k$

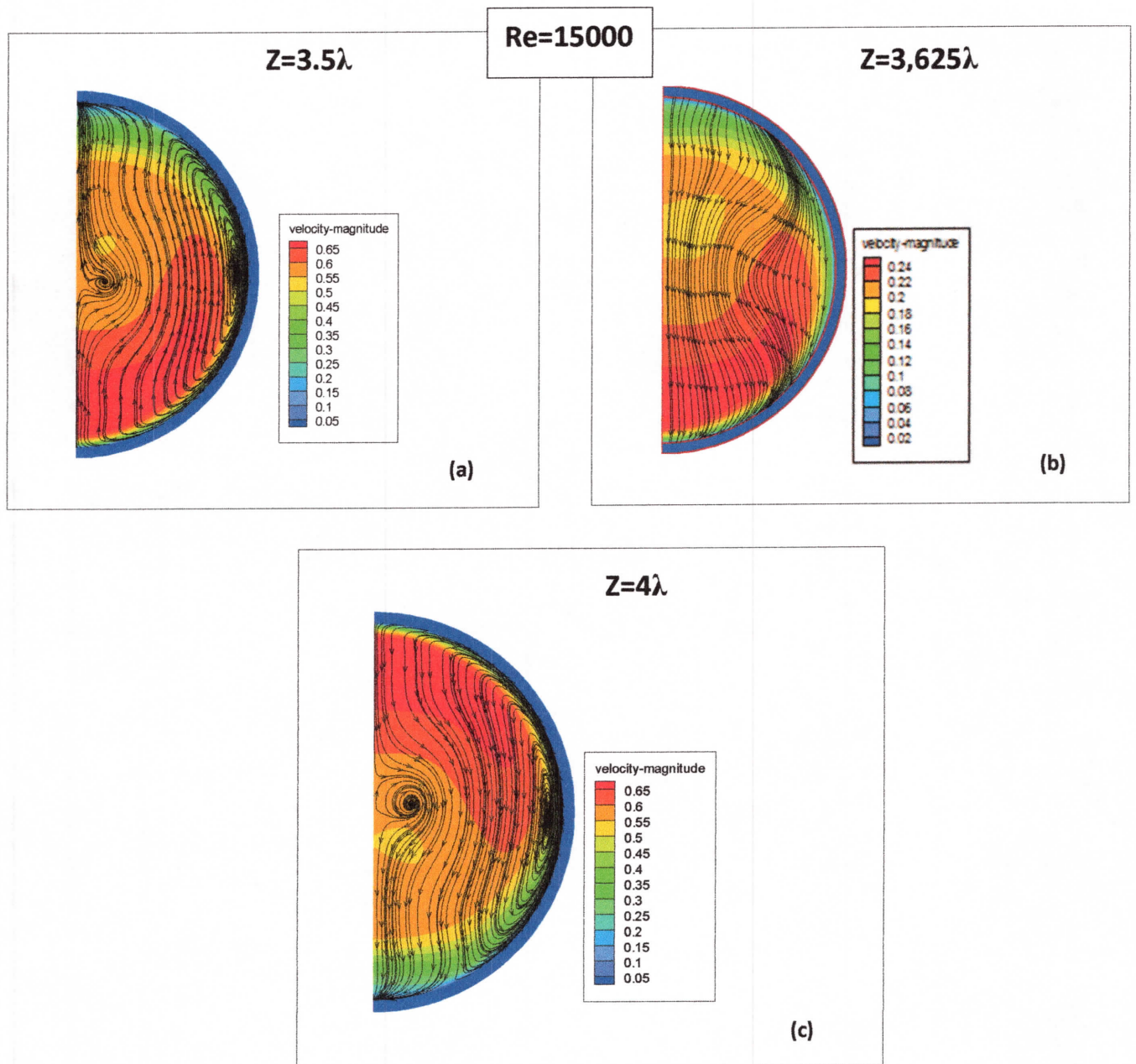


Figure.III.21. représentation des vortex pour ($z = 3,5 \lambda$), ($z = 3,625 \lambda$), ($z = 4 \lambda$),

$Re = 15000$, $Te = 400k$

Les figures : III.20. III.21. illustre que la concentration de vertex et ou niveau des courbures (a), (c) ainsi que les vortex sont regroupés et développé avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais pour cette configuration de tube absorbeur on a l'apparition des vortex ou position $Z = 3,625\lambda$, (b).

III.4: Comparaison des performances thermiques et hydrodynamique entre les deux absorbeurs courbée de forme en « C » et courbée de forme sinusoïdale :

Les performances thermiques et hydrodynamiques et les écoulements internes dépendent des géométries de conduites et les propriétés de fluide qui circule à l'intérieur. À l'échelle réel nous proposons les même conditions, caractéristique géométriques et propriétés thermo-physiques présenté dans les tables (**chapitre II**), pour faire une meilleure comparaison des performances.

III.4.1: Le taux de transfert de chaleur :

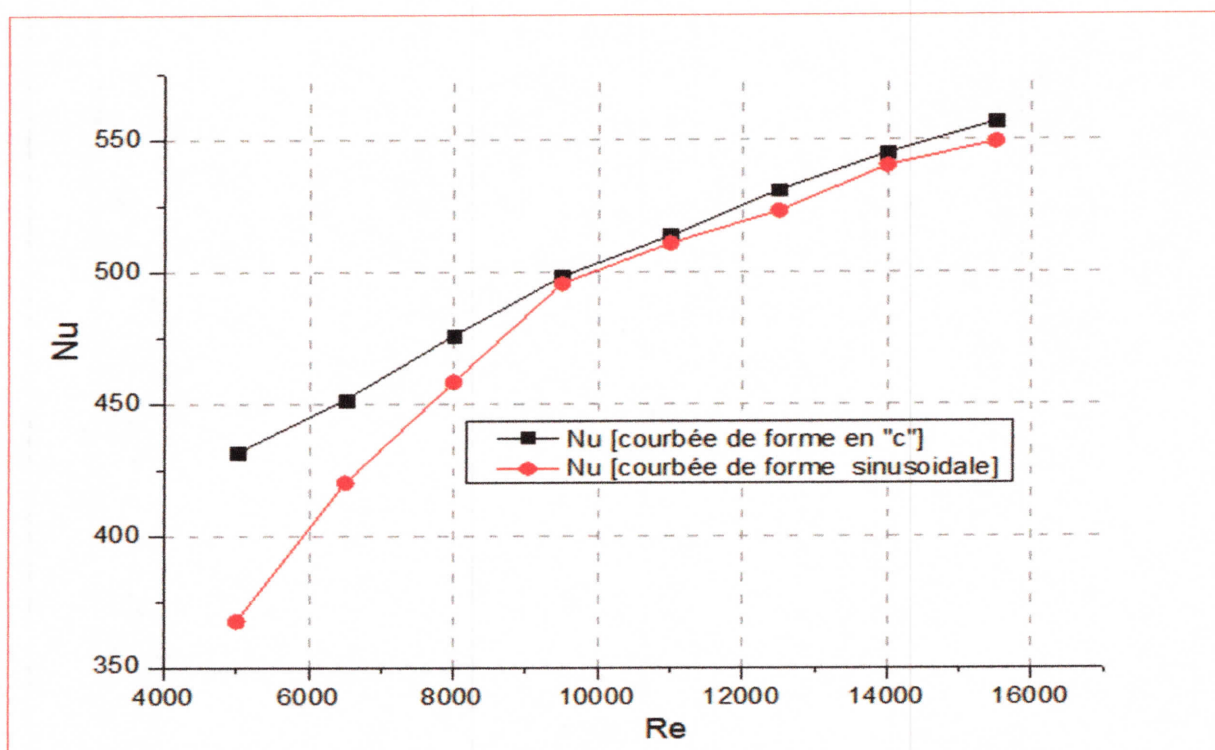


Figure.III.22. le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

La figure : **III.22** représente l'évolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds pour les deux configurations, on peut divisée le graphe en deux partie, la premier partie [Re=4500 à Re=9000], la deuxième partie [Re=9000 à Re=15500].

- [Re=4500 à Re=9000] : Le nombre de Nusselt pour la géométrie courbée de forme en « c » augmente de **8%** par rapport à géométrie de forme sinusoïdale.

- [Re=9000 à Re=15500] : dans cette intervalle on a une augmentation de **2%**.

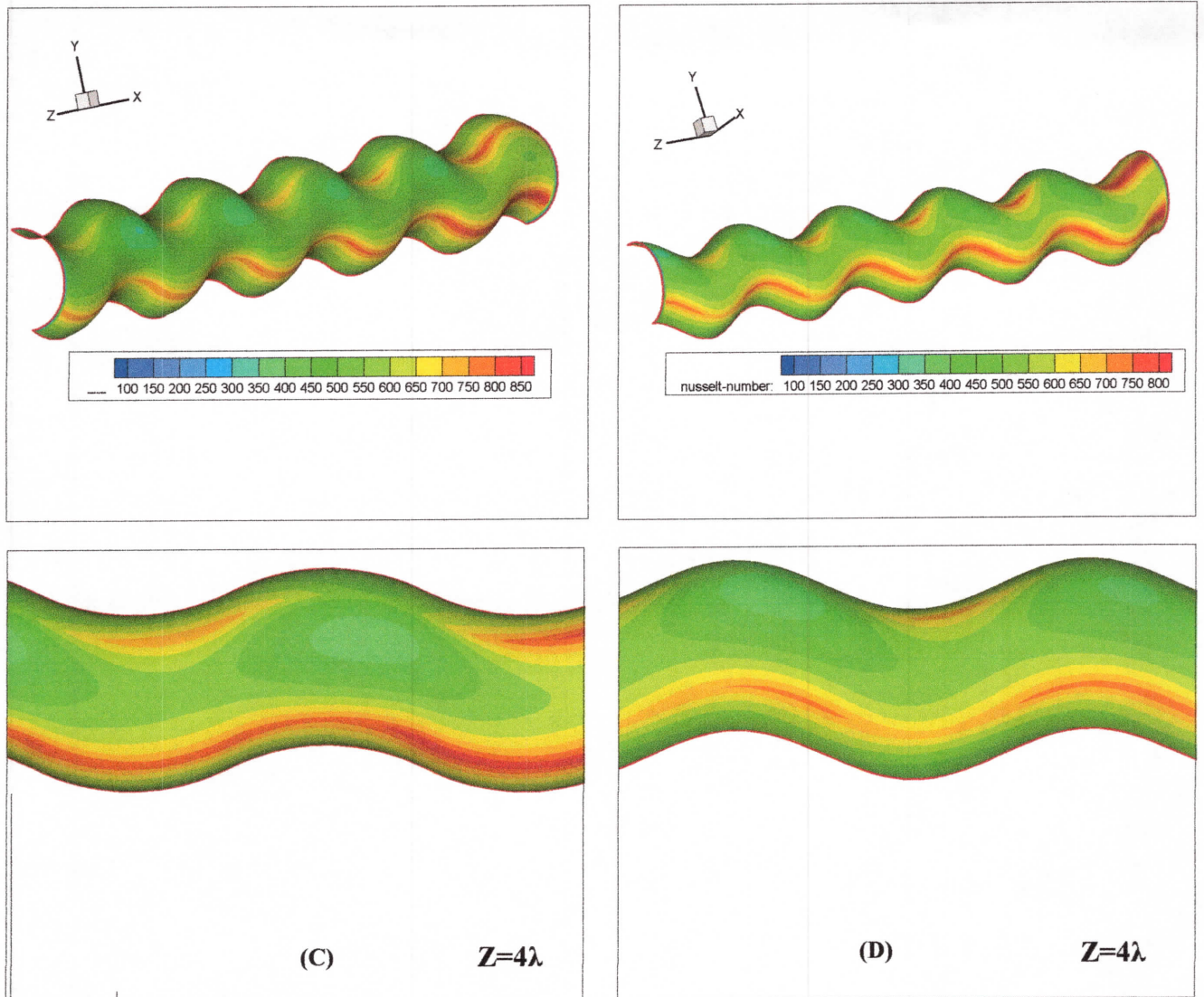


Figure .III.23 .vu 3D de la distribution de Nusselt locale sur la surface interne de contact entre la paroi et le fluide pour les deux tubes absorbeur,

[Figure :(A), (C) pour l'absorbeur courbé de forme en « c », et (B), (D) pour l'absorbeur sinusoïdal

Pour le même nombre de Reynolds et la même position, la distribution de Nusselt locale pour les deux absorbeurs est concentré au niveau des courbures dans laquelle la production des vortex est maximale, d'une façon générale on ne note pas de différences importante de ce distribution pour les deux géométries, mais il y a une léger augmentation pour l'absorbeur courbé de forme en « C » par rapport à de forme sinusoïdale (2 à 8%).

III.4.2 : La chute de pression et l'amélioration de transfert de chaleur

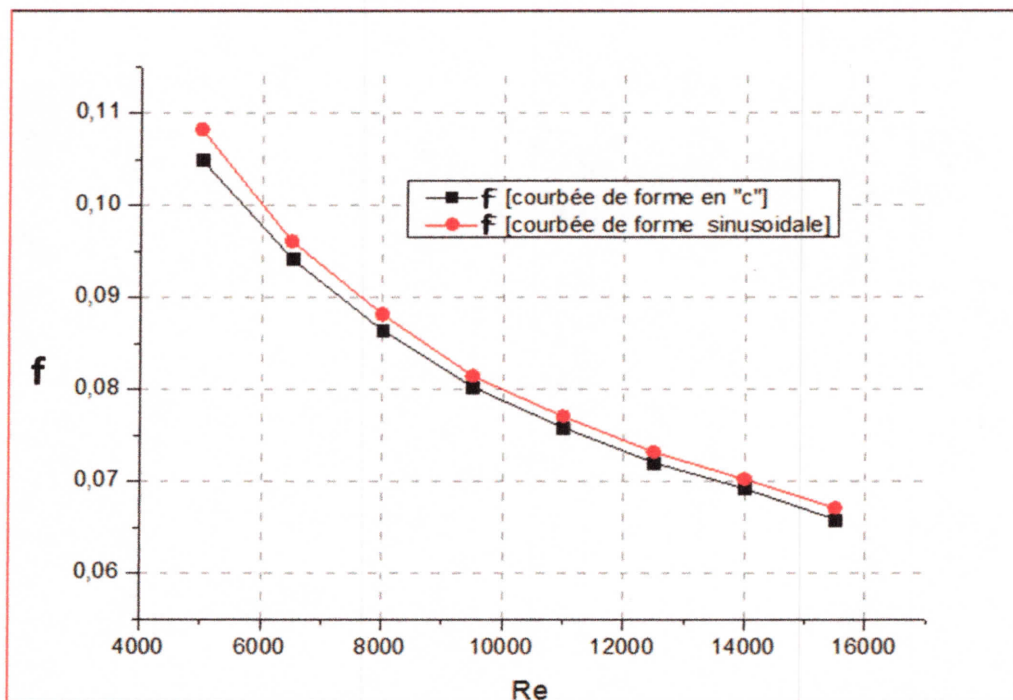


Figure.III.24. variation de facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds

La figure : III.24 illustre la variation de facteur de frottement en fonction de nombre de Reynolds, dans la courbe on voit que le facteur de frottement décroît significativement avec l'augmentation de nombre de Reynolds et par comparaison on a un accroissement de 2% de facteur de frottement pour l'absorbeur de forme sinusoidale par rapport à l'absorbeur courbé

De forme en « c »

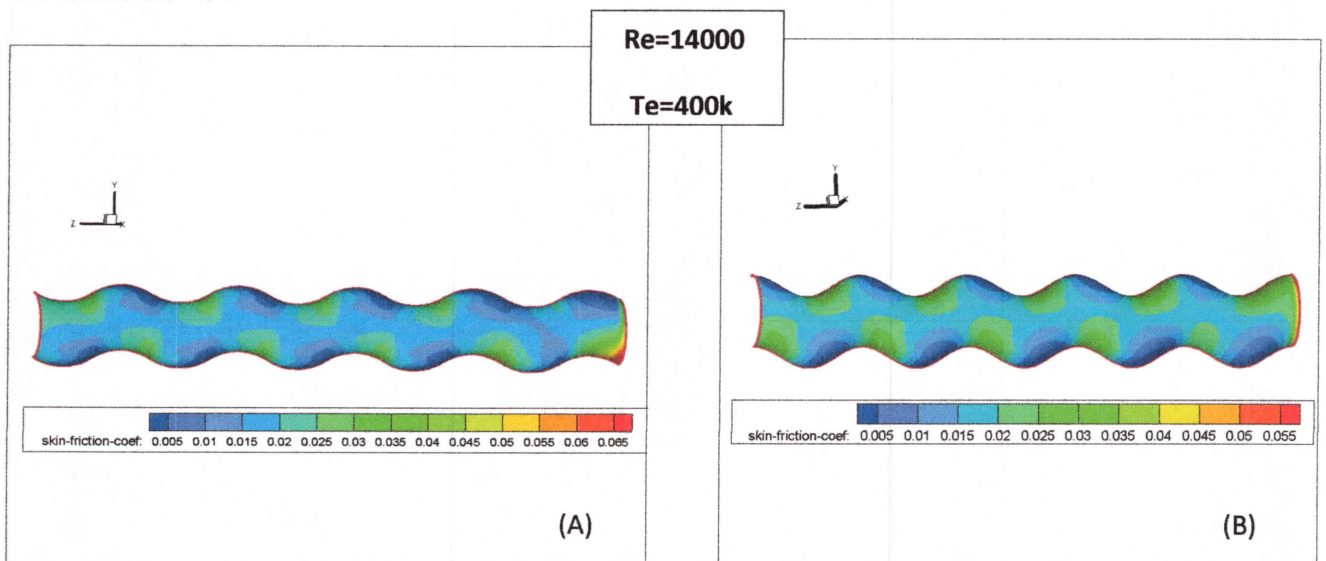


Figure III.25.vu 3D de la distribution de coefficient de frottement sur la surface interne de contact entre la paroi et le fluide pour les deux tubes absorbeur.

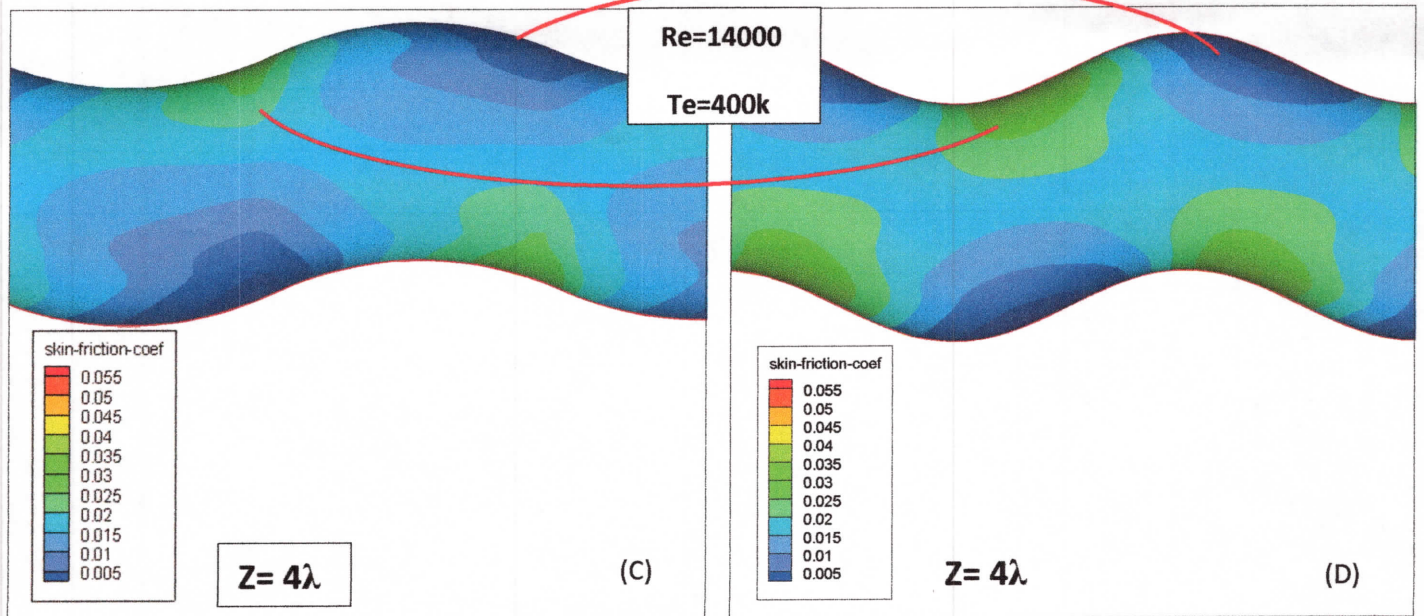


Figure III.25.vu 3D de la distribution de coefficient de frottement sur la surface interne de contact entre la paroi et le fluide pour les deux tubes absorbeur.

[Figure : (A), (C) pour l'absorbeur courbé de forme en «C», et (B), (D) pour l'absorbeur sinusoïdal]

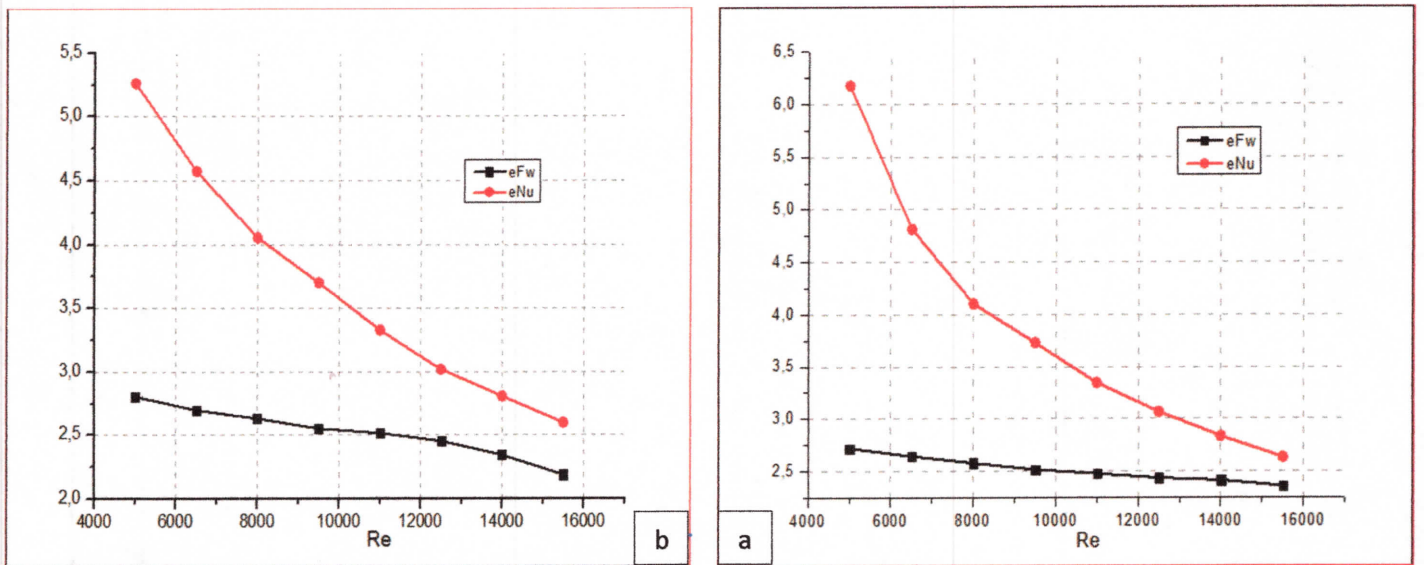


Figure III.26. chute de pression relative et l'amélioration de transfert de chaleur relative en fonction de nombre de Reynolds.

- Figure [b] : absorbeur courbé de forme sinusoïdale et [a] l'absorbeur courbé de forme en «C».

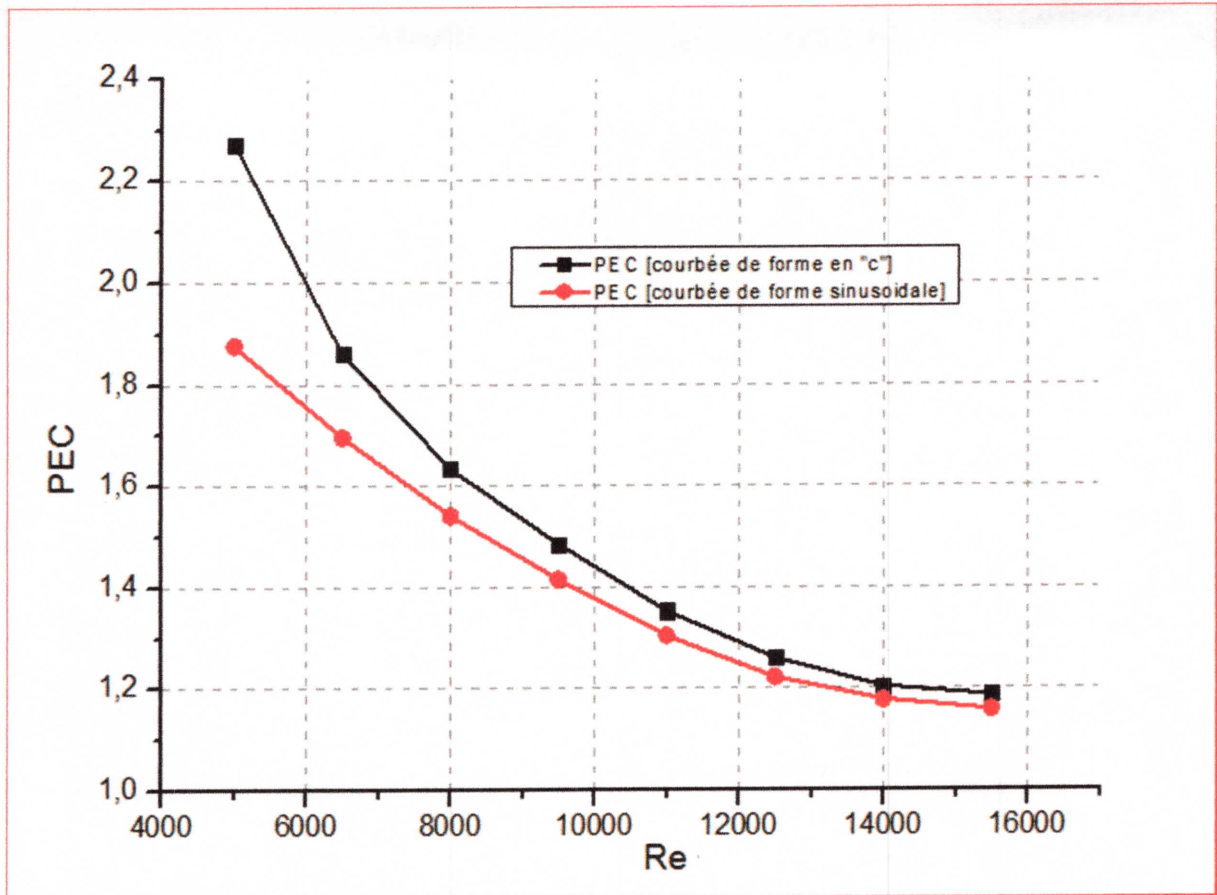


Figure III.27. L'amélioration de transfert de chaleur (PEC) en fonction de nombre de Reynolds

De la figure : III.27 on a une amélioration significativement de transfert de chaleur pour les deux géométries par rapport à la géométrie droite classique, et par comparaison entre les deux neveux absorbeur courbées on a que:

-Pour $Re=3500$ à $Re=9000$:L'amélioration de transfert et de **8 %** de la forme courbé en « C » par rapport à l'autre de forme sinusoidale.

-pour $Re=9000$ à $Re =15500$:L'amélioration de transfert de chaleur et de **2%**.

III.4.3: La production des vortex :

-De les figures(III.17.18.19.29) on a que : à $Re = 5000$ et $Re = 15000$ pour la position $Z = 3,625\lambda$.

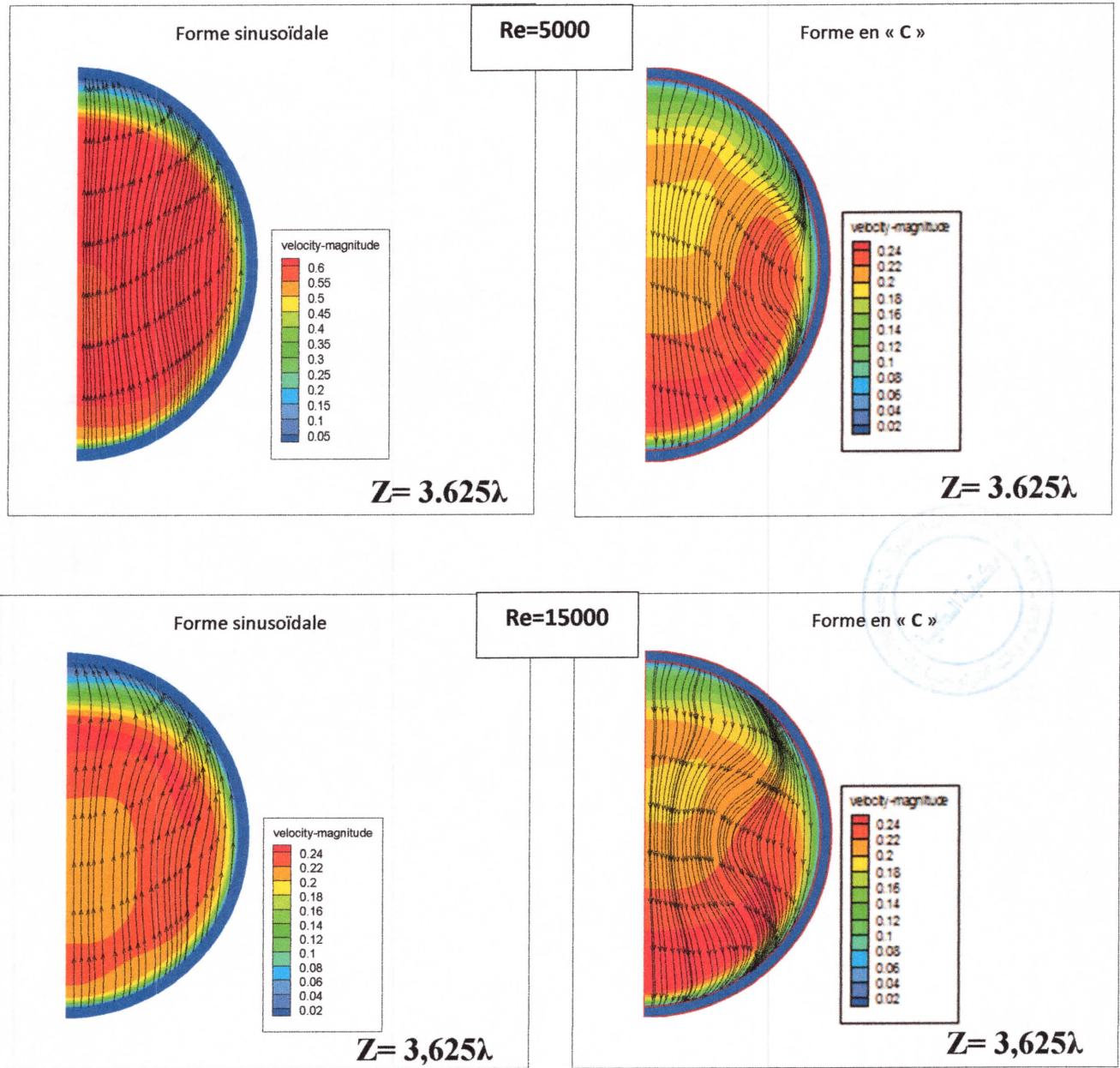


Figure III.28 : représentation des vortex ou position $Z = 3,625\lambda$ à $Te = 400K$ pour les deux absorbeurs pour Reynolds=5000 et Reynolds=15000.

-La production des vortex dépend de rayon de courbure, lorsque le rayon de courbure et diminue le niveau de l'incurvation augment qui conséquent l'augmentation de la force centrifuge qui dû à la apparition de vortex.

-Le rayon de courbure pour la géométrie sinusoïdale prend la valeur minimale ou niveaux de la courbure ($\lambda/4$), puis augmente jusqu'à l'infinie ou point ($\lambda/2$), par centre ou géométrie courbée de forme en « C » le rayon de courbure prend une valeur constant. De cette raisonnement on a l'apparition des vortex pour la géométrie de ce dernier ou position $Z= 3,625\lambda$ par centre pour la géométrie sinusoïdale on n'a pas des vortex pour la même position, l'écoulement secondaire et un phénomène dissipatif, le mouvement se ralentit l'énergie cinétique se **transformer en chaleur**.

De tous ce qui précède la production des vortex pour la forme courbé en « C » se crié presque **la long** de l'absorbeur par centre la géométrie sinusoïdale l'apparition des vortex ou niveau des courbures **seulement**, ce qui montre le perfectionnement d'échange de chaleur pour la géométrie courbée de forme en « C ».

III.5 .Conclusion :

Les résultats obtenus par la simulation numérique ne différents pas beaucoup des résultats expérimentaux ce qui montre la validité du modèle mathématique pour les cas réels.

L'étude des deux nouveaux tubes absorbeurs courbés étudié permet l'augmentation de l'échange de chaleur entre la paroi de l'absorbeur et le fluide caloporteur.

L'absorbeur courbé en forme de « C » représente une amélioration de transfert de chaleur de **8%** par rapport à celle de forme sinusoïdale.

Conclusion générale :

L'Objectif visé par ce mémoire est l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur de tube absorbeur d'un concentrateur cylindre-parabolique. A cette fin, on s'est proposé de remplacer le tube absorbeur droit classique par un autre dont la configuration géométrique peut être soit:

- En forme sinusoïdale,
- En forme en « C ».

Notre étude comprend trois parties : la première partie traite de la validation du modèle mathématique proposé, la deuxième partie comprend les simulations et les performances des deux nouveaux absorbeurs. La troisième partie est consacrée à une étude comparative des performances thermiques et hydrodynamique entre les deux nouvelles configurations d'absorbeurs. Les géométries et le maillage sont réalisés avec logiciel **GAMBIT**, les simulations numériques à l'aide du code **FLUENT**

Le modèle proposé est validé par comparaison de nos résultats et ceux des études expérimentales trouvés dans la littérature. une différence de **1 à 20%** est trouvé pour le nombre de Nusselt qui caractérise le taux de transfert de chaleur et des différence de **1 à 3 %** pour le coefficient de frottement qui caractérise la chute de pression dans l'écoulement.

Les deux absorbeurs courbés indiquent une amélioration significative du taux de transfert de chaleur par rapport à l'absorbeur droit classique avec une augmentation de **(75 à 85)%** du nombre de Nusselt. Mais encore, l'absorbeur courbé en « C » admet une amélioration de **(8%)** de taux transfert de chaleur par rapport à celui de forme sinusoïdale.

Les résultats obtenus nous ont conduits aux conclusions suivantes :

- Les conduites courbées sont caractérisées par le rayon de courbure (**Rc**) qui indique le niveau des incurvations. Ce rayon est inversement proportionnel à la force centrifuge qui génère les cellules contrarotatifs dans le fluide (**vortex de Dean**) au niveau des courbures, ces cellules sont disposées symétriquement par rapport à l'axe d'action de la force centrifuge. Le développement des vortex dépend du nombre de Reynolds et du niveau de l'incurvation.
- Le nombre de Nusselt et le facteur de frottement dépendent du rayon de courbure et du nombre de Reynolds,
- La densité de flux sur la surface externe des deux absorbeurs courbés est non uniforme et varié suivant les trois directions et représente une meilleure distribution comparée aux absorbeurs classiques droits.

bibliographie

Références bibliographique :

- [1] bara b .nandakvmark. masliya. j.h.(1992).an expérimental and numérical study of the dean problem : flow développement toward two-j . fluid mech, pp339.
- [2] mr. mohamed lamine yousfi (2009). performances technico-économiques de centrales cylindro-paraboliques de puissance. mémoire de magister , université hassiba benbouali de chlef
- [3] abou-arab, t.k. aldoss. a. mansour (1991) pressure drop in alternating curved tubes .applied scientific reesearch 48 :1-9,1991.
- [4] t.a. rush. t .a. newell. a.m. jacobi (1999). an experimental study of ~ow and heat transfer in sinusoidal wavy passages . international journal of heat and mass transfer 42(1999) 1541-1553
- [5] r. yang. s. f. chang and w. wu (2000) flow and heat transfert in a curved pipe with periodically varying. heat mass transfer , vol ,27,no,1pp,133-143 ,2000
- [6] ru yang , fan pin chiang(2002) , an experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe, international journal of heat and mass transfer 45 (2002) 3199–3204
- [7] nathan r. rosaguti, david f. fletcher brian s. haynes laminar flow and heat transfer in a periodic serpentine channel with semi-circular cross-section international journal of heat and mass transfer 49 (2006) 2912–2923
- [8] nathan r. rosaguti, david f. fletcher, brian s. haynes (2007) , low-reynolds number heat transfer enhancement in sinusoidal channels, chemical engineering science 62 (2007) 694–702
- [9] y. sui, c.j. teo , p.s. lee (2012). direct numerical simulation of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels with rectangular cross-sections. international journal of heat and mass transfer 55 (2012) 73–88
- [10] massimiliano di liberto, michele ciofalo (2013) a study of turbulent heat transfer in curved pipes by numerical simulation, international journal of heat and mass transfer 59 (2013) 112–12
- coiled tubes with turbulent flow , inr. j. heat muss transfer. vol. 7, pp. 1207-1216. pergamon press 1964. printed in great britain
- [21] p.f;incopera and d.p. dewitt, fundamentals of heat and masse transfer . jhan wily and sonns. new york (1990)