

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Hadj Lakhdar - BATNA 1

Faculté des Sciences de la Matière

Département de Physique



# THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du  
Diplôme de Doctorat en Science

par :

**LAARABA ADEL**

Thème :

---

**Amélioration des échanges thermiques dans l'absorbeur d'un  
concentrateur solaire cylindro-parabolique.**

---

*Spécialité : Physique énergétique*

Soutenue le ..... / ..... / 2021

**Devant le jury :**

Président :	Djouimaa Sihem	Pr	Université de Batna1
Rapporteur :	Mebarki Ghazali	MCA	Université de Batna2
Examineurs :	Khaldi Fouad	Pr	ENSEREDD Batna
	Demagh Yassine	Pr	Université de Batna2
	Benmachiche A. Hakim	Pr	Université de Batna1

## *Remerciements*

*En premier lieu, j'aimerais remercier vivement, mon directeur de thèse, Dr. MEBARKI Ghazali, maitre de conférence à la faculté de technologie, département de mécanique Université hadj lakhdar BATNA 2, pour l'attention et le soutien qu'il a porté à mon travail de doctorat et pour m'avoir guidé et encouragé tout au long de ce travail.*

*Je tiens également à remercier Dr. S. Djouimaa, Professeur à l'université de BATNA 1 qui m'a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury d'examen de mon travail.*

*Aussi je remercie vivement Dr. Khaldi Fouad, Professeur à l'Université de Batna 1 pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.*

*Mes sincères remerciements au Dr. Demagh. Yassin professeur à la faculté de technologie, département de mécanique Université hadj lakhdar BATNA 2 d'avoir accepté d'examiner ce travail.*

*Aussi je remercie Dr. Benmachiche. A, professeur a la faculté des sciences de la matière , département de physique de l'université de BATNA 1 d'avoir accepté d'examiner ce travail.*

<b>Liste des figures</b>	<b>page</b>	
Figure I.1	Concentrateur solaire parabolique	4
Figure I.2	Tour solaire	5
Figure I.3	Shéma d'un cencentrateur solaire de Fresnel	6
Figure I.4	Concentrateur solaire cylindro-parabolique	7
Figure I.5	Structure de l'absorbeur	9
Figure I.6	Les modes de poursuite solaire d'un CCP	11
Figure I.7	Coupe transversale d'un CCP	12
Figure I.8	Diagrammes schématiques montrant des vues en coupe de tubes récepteurs paraboliques	15
Figure I.9	Modes de transfert thermique dans le récepteur solaire	15
Figure III.1	Tube absorbeur étudié : a- vue longitudinale, b- coupe transversale	38
Figure III.2	Représentation du maillage utilisé dans la présente étude	46
Figure III.3	Comparaison des valeurs théoriques et numériques du coefficient de frottement	47
Figure III.4	Comparaison des valeurs théoriques et numériques du nombre de Nusselt	49
Figure III.5	Comparaison des valeurs théoriques et expérimentales de la température de sortie	49
Figure IV.1	Géométrie et le maillage adopté	52
Figure IV.2	Contours de la température en [K]: a- absorbeur lisse, b-absorbeur avec ailettes	53
Figure IV.3	Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour $Re = 5.87.10^4$ , $N = 5$ , $t = 4$ mm : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie	54
Figure IV.4	Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorbeur pour $Re = 5.87.10^4$ , $N = 5$ , $t = 4$ mm : (a) : de $x=0m$ à $x=0.5m$ , (b) : de $x=0.5m$ à $x=1m$ , (c) : de $x=1m$ à $x=1.5m$ , de $x=1.5m$ à $x=2m$ .	57
Figure IV.5	Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du	58

nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes  
( $N = 5$ ,  $t = 4$  mm)

Figure IV.6	Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N=5$ , $t = 4$ mm)	58
Figure IV.7	Efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ , $t = 4$ mm)	59
Figure IV.8	Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ , $t = 4$ mm)	60
Figure IV.9	Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour $Re = 5.87.10^4$ , $N = 5$ , $p = 15$ mm : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie	61
Figure IV.10	Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorbeur pour $Re = 5.87.10^4$ , $N = 5$ , $p = 15$ mm : (a) : de $x=0$ m à $x=0.5$ m, (b) : de $x=0.5$ m à $x=1$ m, de $x=1$ m à $x=1.5$ m, (d) : de $x=1.5$ m à $x=2$ m.	63
Figure IV.11	Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ , $p = 15$ mm)	64
Figure IV.12	Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ , $p = 15$ mm)	65
Figure IV.13	Efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ , $p = 15$ mm)	66
Figure IV.14	Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ , $p=15$ mm)	66
Figure IV.15	Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour $Re = 5.87.10^4$ , $t = 6$ mm, $p = 15$ mm : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie	68
Figure IV.16	Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube	70

absorbeur pour  $Re = 5.87.10^4$ ,  $t = 6$  mm,  $p = 15$  mm : (a) : de  $x=0$ m à  $x=0.5$ m, (b) : de  $x=0.5$ m à  $x=1$ m, (c) : de  $x=1$ m à  $x=1.5$ m, (d) : de  $x=1.5$ m à  $x=2$ m.

- Figure IV.17 Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6$  mm,  $p = 15$  mm) 71
- Figure IV.18 Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6$  mm,  $p = 15$  mm) 71
- Figure IV.19 Efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6$  mm,  $p = 15$  mm) 72
- Figure IV.20 Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6$  mm,  $p = 15$  mm) 72
- Figure IV.21 Champ de températures pour la configuration optimale du tube absorbeur, dans une coupe longitudinale et pour un plan vertical pour  $Re = 5.87.10^4$  73

## Liste des tableaux

Tableau III.1	Propriétés thermo-physiques du fluide SYLTHERM 800	42
Tableau III.2	Propriétés thermo-physiques du tube absorbeur en cuivre	42
Tableau III.3	Maillages utilisés dans l'étude de l'indépendance du maillage	46
Tableau IV.1	Propriétés thermo-physiques du fluide SYLTHERM 800 à 500 K	52

## Nomenclature

<i>Symboles Latin</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection,	W/m <sup>2</sup> K
u,v,w	Composantes du vecteur vitesse,	m/s
P	Pression,	Pa
A	Aire de la surface du récepteur,	m <sup>2</sup>
$D_{ni}$	Diamètre intérieur du tube	m
f	Coefficient de frottement,	--
T	Température,	K
$C_R$	Facteur de concentration,	--
$C_p$	Chaleur spécifique,	J/kg
L	Longueur du tube absorbant,	m
Nu	Nombre de Nusselt,	--
Pr	Nombre de Prandtl,	--
Re	Nombre de Reynolds,	--
p	Hauteur des ailettes,	mm
t	Epaisseur des ailettes,	mm
N	Nombre d'ailettes,	--
$q_v$	Débit volumique du fluide caloporteur,	l/s
x	Qualité massique de vapeur,	--
t	Temps,	s
 <i>Symboles Grecs</i>		
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide,	Pa s
$\rho$	Masse volumique,	Kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique.	W/mK
$\varphi$	Densité de flux de chaleur	W/m <sup>2</sup>
$\phi$	Flux de chaleur	W
$\eta$	Facteur d'amélioration thermique	--
$\eta_{th}$	Efficacité thermique	--
 <i>Indices</i>		
e	Entrée,	
s	Sortie,	
f	Fluide,	
mf	Moyenne du fluide,	
th	Théorique	
r	Paroi interne du tube absorbant,	

## Table des matières

<b>Introduction Générale</b> .....	1
<b>Chapitre I Généralités sur les concentrateurs solaires</b> .....	3
I.1 Introduction.....	3
I.2 Types de concentrateurs solaires.....	3
I.2.1 Le concentrateur solaire .....	3
I.2.2 La tour solaire.....	4
I.2.3 Miroirs de Fresnel.....	5
I.2.4 Le concentrateur solaire cylindro-parabolique.....	6
I.3. Etude du concentrateur solaire cylindro-parabolique.....	7
I.3.1 Principe de fonctionnement.....	8
I.3.2 Les composantes d'un capteur solaire cylindro-parabolique.....	8
a- L'absorbeur.....	8
b- Le fluide caloporteur.....	9
c- Le réflecteur.....	10
d- La couverture transparente.....	10
e- Le système de poursuite solaire.....	11
I.4 Caractéristiques d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique.....	12
I.4.1 Caractéristiques géométriques.....	12
I.4.2 Rendement optique du concentrateur cylindro-parabolique.....	13
I.4.3. Analyse thermique des récepteurs paraboliques.....	14
I.4.3.1 Conduction à travers l'absorbeur.....	16
I.4.3.2 Convection interne.....	16
I.4.3.3 Perte convective dans l'anneau.....	17
I.4.3.4 Perte radiative dans l'anneau.....	18
I.4.3.5 Perte par conduction à travers l'enveloppe en verre.....	18
I.4.3.6 Perte convective externe.....	19
I.4.3.7 Perte radiative externe.....	20
I.4.3.8 Efficacité thermique.....	20
<b>Chapitre II Amélioration des échanges thermiques, Etat de l'art</b> .....	21
II.1 Introduction.....	21
II.2 Techniques d'amélioration du transfert de chaleur.....	21



II.2.1 Techniques passives.....	21
a- Les surfaces traitées.....	21
b- Les surfaces rugueuses.....	22
c- Les surfaces étendues.....	22
d- Dispositifs pour les écoulements tourbillonnaires.....	22
e- Tubes spiralés (en forme spirale).....	22
II.2.2 Techniques actives.....	22
a- Aides mécaniques.....	22
b- Vibration des surfaces.....	22
c- Pulsations ou vibration des fluides.....	22
d- Champs électrostatiques.....	22
e- Les jets.....	23
II.3 Revue bibliographique.....	23
II.4 Conclusion.....	37
<b>Chapitre III Modélisation mathématique et procédure de résolution numérique...</b>	<b>38</b>
III.1 Introduction.....	38
III.2 Formulation mathématique.....	38
III.2.1 Nombres adimensionnels et relations utilisées.....	42
III.2.2 L'indice d'amélioration thermique ( $\eta$ ).....	43
III.3 Procédure de résolution numérique.....	44
III.3.1 Géométrie et maillage avec GAMBIT.....	44
III.3.2 Calcul avec FLUENT.....	45
III.3.3 Etude de l'indépendance du maillage.....	45
III.3.4 Validation.....	47
III.4 Conclusion.....	50
<b>Chapitre IV Résultats et discussions.....</b>	<b>51</b>
IV.1 Introduction.....	51
IV.2 Effet de la présence des ailettes.....	51
IV.3 Etude paramétrique.....	53
IV.3.1 Influence de la hauteur des ailettes 'p'.....	53
IV.3.2 Influence de l'épaisseur des ailettes 't'.....	59
IV.3.2 Influence du nombre d'ailettes 'N'.....	65
IV.4 Conclusion.....	70

<b>Conclusion Générale.....</b>	<b>72</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>	<b>74</b>

# **Introduction générale**

## **Introduction Générale**

L'énergie renouvelable, en particulier, l'énergie solaire thermique a été utilisée depuis longtemps pour des fins domestiques ou industriels en commençant par le chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire jusqu'à la production d'électricité ou la fusion des métaux. Les systèmes à concentration du rayonnement solaires tels que les concentrateurs paraboliques, cylindro-paraboliques ou à héliostats ont largement contribué à l'évolution de l'utilisation de l'énergie solaire thermique. La majorité des systèmes de production d'électricité solaire thermique (ou thermodynamique) utilisent les concentrateurs cylindro-paraboliques ayant une concentration linéaire du flux thermique solaire. Afin de rendre ce type de concentrateurs solaires compétitif, les chercheurs ont toujours tenté d'augmenter leur rendement et leur efficacité. De plus, l'augmentation du rendement thermique conduit à une basse température du tube absorbeur, ainsi qu'à des gradients de température plus faibles sur celui-ci, ce qui réduit les éventuels problèmes de déformations thermomécaniques.

L'amélioration ou l'intensification du transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube absorbeur est considérée parmi les moyens les plus efficaces permettant l'augmentation du rendement des installations de production d'électricité solaire. Deux techniques sont généralement suggérées, par les chercheurs, pour permettre l'amélioration du transfert de chaleur dans les conduites, à savoir les techniques passives et les techniques actives. Les méthodes passives ne nécessitent pas d'apports d'énergie supplémentaire, et utilisent souvent des modifications géométriques au sein des conduites ou en amont dans l'écoulement. Les méthodes actives au contraire nécessitent de l'énergie pour fonctionner.

Dans la présente étude, notre choix s'est fixé sur une des techniques passives ne nécessitant pas une consommation supplémentaire d'énergie. En effet, les techniques passives correspondent aux modifications possibles de la surface d'échange thermique, depuis le changement de son état (création de rugosités artificielles), en passant par les inserts (ailettes ou chicanes) jusqu'à l'ajout de revêtements pour modifier les propriétés de la surface. La rugosité de surface permet de promouvoir la turbulence, les inserts modifient la morphologie de l'écoulement et favorisent le mélange. D'autre part, les inserts augmentent la surface d'échange de chaleur ce qui permet de diminuer la résistance thermique correspondante.

L'objectif principal de ce travail est l'étude de l'amélioration des échanges thermiques dans le tube absorbeur du concentrateur solaire cylindro-parabolique à travers une étude numérique par le code Fluent. Nous avons proposé l'insertion d'ailettes longitudinales au fond du tube absorbeur et uniquement à sa partie inférieure où le flux solaire est concentré. Sachant que le transfert thermique est important dans cette partie du tube et sa bonne répartition est très bénéfique pour un bon rendement thermique du concentrateur solaire. L'effet des dimensions et du nombre des ailettes sur le transfert thermique a été exploité par comparaison avec le cas du tube absorbeur sans ailettes.

Le manuscrit est organisé de quatre chapitres précédés d'une introduction et suivis d'une conclusion générale. Dans le premier chapitre, nous présentons des généralités sur les concentrateurs solaires. Une présentation plus détaillée a été consacrée aux concentrateurs cylindro-paraboliques. L'état de l'art sur l'amélioration des échanges thermiques dans les conduites a fait l'objet du deuxième chapitre où une étude bibliographique détaillée a été consacrée aux techniques d'amélioration du transfert thermique. Le troisième chapitre est réservé à la présentation du modèle mathématique régissant les phénomènes de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur monophasique dans le tube absorbeur du capteur solaire cylindro-parabolique. Dans ce même chapitre nous présentons également la procédure numérique de résolution des équations du modèle mathématique, l'étude d'indépendance du maillage et la validation de cette procédure numérique. Enfin, dans le quatrième et dernier chapitre sont exposés les résultats obtenus et leurs interprétations. L'influence des paramètres géométriques et du nombre d'ailettes a été traité dans ce chapitre.

## **Chapitre I**

# **Généralités sur les concentrateurs solaires**

## **I.1 Introduction**

Afin de relever les défis mondiaux d'une énergie propre, du changement climatique et du développement durable, il est nécessaire d'accélérer le développement de technologies énergétiques respectueuses de l'environnement. Dans ce contexte, l'utilisation de l'énergie solaire est de plus en plus pertinente en raison de la nécessité de réduire les émissions du dioxyde de carbone lors de la production d'électricité et de la chaleur. Pour cela, notre étude vise à souligner l'importance de développer des technologies solaires thermiques adaptées aux exigences de l'approvisionnement énergétique actuel.

Ce chapitre traite des généralités sur les différents systèmes de concentration solaires généralement utilisés dans la production de d'électricité solaire thermique. Une présentation plus détaillé a été consacrée aux concentrateurs solaires cylindro-paraboliques.

## **I.2 Types de concentrateurs solaires**

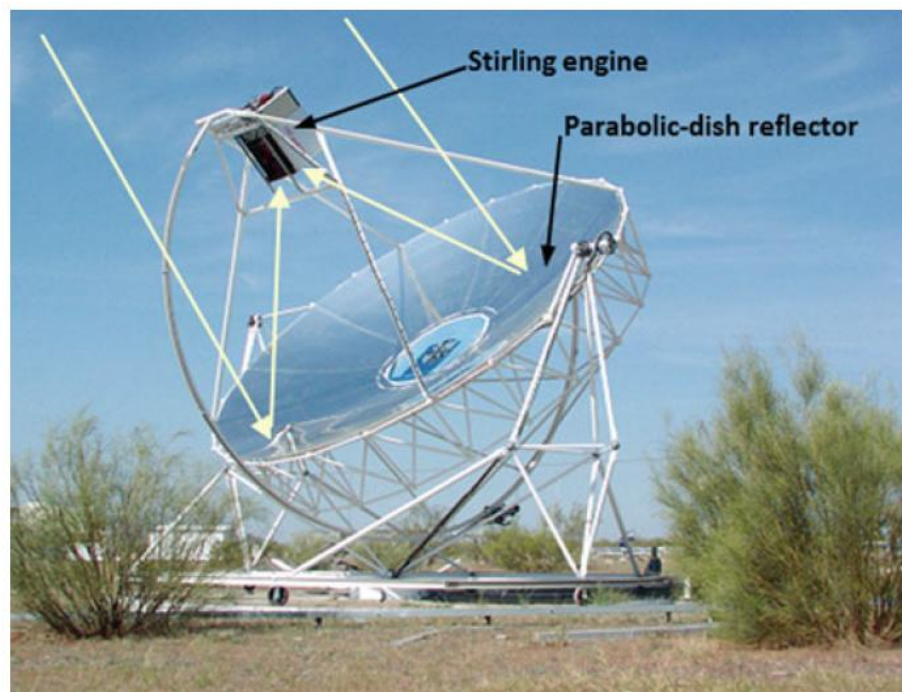
Les concentrateurs solaires focalisent les rayons du soleil dans un emplacement appelé foyer qui peut être ponctuel tels que la tour solaire et le concentrateur parabolique ou linéaire tels que les miroirs de Fresnel et le concentrateur cylindro-parabolique. Les concentrateurs à foyers linéaires possèdent généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs à foyers ponctuels. Le facteur de concentration caractérise la géométrie générale d'un concentrateur il représente le rapport entre la surface de captation et la surface d'absorption, les systèmes utilisant les concentrateurs solaires sont capables de générer des températures au voisinage de 1000°C [1], ces systèmes ont été initialement développés pour la production d'électricité.

### **I.2.1 Le concentrateur solaire parabolique**

Les concentrateurs ou capteurs paraboliques réfléchissent et concentrent les rayons du soleil vers un point de convergence appelé récepteur (foyer). Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant un fluide caloporteur dont la température monte sous l'effet de la concentration. Dans le cas général, ce fluide caloporteur entraîne un moteur 'Stirling' qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité (figure I.1).

Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 °C [3]. Un de leurs principaux avantages est la

modularité, ils peuvent être installés dans des endroits isolés non raccordés au réseau électrique. Trois types de surfaces réfléchissantes peuvent être utilisés, la première consiste en un dépôt d'argent ou d'aluminium à l'arrière d'une plaque de verre, la deuxième est basée sur le même principe mais on remplace la plaque de verre par un film plastique et la troisième consiste en des feuilles d'aluminium polies [4]. Pour la production de l'électricité, la modularité des concentrateurs solaire leur permet d'être utilisés individuellement pour des applications à distance, ou regroupés pour une petite grille (puissance de village). Ces systèmes peuvent aussi être hybridés avec un combustible fossile pour fournir plus de puissance [5].



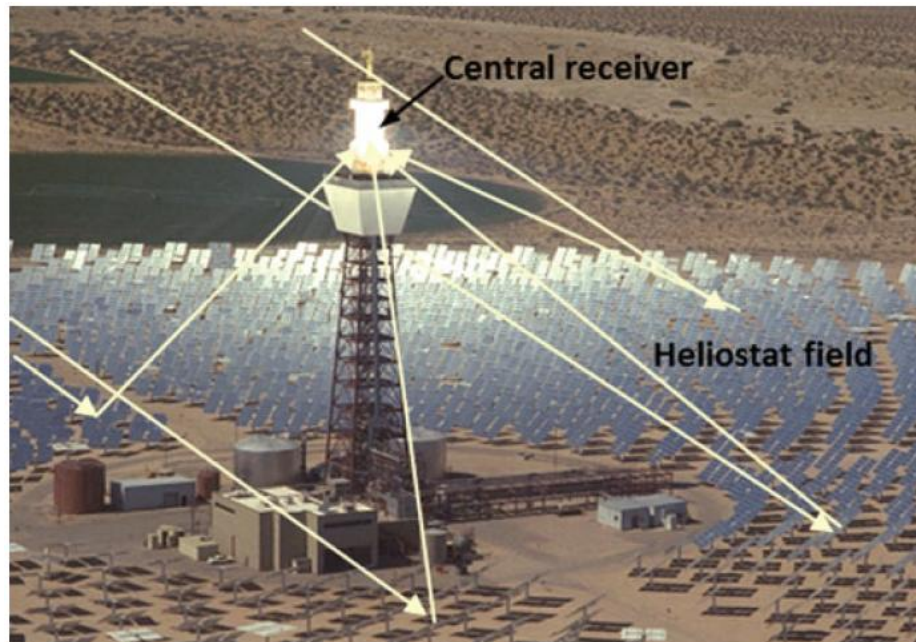
*Figure I.1 Concentrateur solaire parabolique [2]*

### **I.2.2 La tour solaire**

Ce système est composé de capteurs indépendants appelés héliostats qui concentrent les rayons solaires vers le sommet d'une tour centrale. Chaque capteur est constitué de plusieurs miroirs, d'une structure métallique et d'un système de suivi de la position du soleil (figure I.2). Les miroirs sont orientables suivant deux axes en fonction de la position du soleil grâce à un système de suivi. Au sommet de la tour se trouve le collecteur fixe qui collecte et transmet la chaleur à un fluide caloporteur.



Cette technologie a une haute efficacité de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique. Elle possède l'avantage de pouvoir s'adapter aux terrains pentus. Sa surface de miroirs est assez restreinte, donc il y a moins de pertes thermiques et un bon rendement thermodynamique. En fin, la température de sortie du fluide de travail est assez élevée et peut dépasser largement les 1000 °C [6].



*Figure I.2 Tour solaire [2]*

La tour solaire est une technologie qui subit un développement intense ces dernières années. En effet, 16,6 % des centrales thermodynamiques en construction sont des centrales à tour et 38,4 % des futurs projets sur la solaire thermodynamique concernent également cette technologie [6].

### **I.2.3 Miroirs de Fresnel**

Les capteurs linéaires de Fresnel (LFR - Linear Fresnel Reflector) sont une technologie solaire thermodynamique peu répandue mais qui tend à se développer. Ce système est composé de surfaces réfléchissantes (miroirs) séparées qui concentrent les rayons solaires sur un tube horizontal (figure I.3). Ce tube est fixe et collecte la chaleur de plusieurs rangées de miroirs. C'est dans ce tube que circule le fluide caloporteur qui est, pour cette technologie, généralement de

l'eau. Les miroirs sont situés relativement près du sol, ce qui permet des gains économiques au niveau de la structure métallique qui supporte les miroirs. Enfin, les miroirs peuvent pivoter suivant un axe, en fonction de la position du soleil, grâce au système de suivi.

Cette technologie a l'avantage d'avoir une faible empreinte au sol. De plus, le coût des miroirs est plus faible que celui des autres technologies. Enfin, la conception des tubes collecteurs est plus simple car il n'y a pas de vide à faire et la position proche du sol limite les contraintes mécaniques liées au vent. Cependant, la technologie possède un manque de maturité même si elle tend à se développer. Le rendement annuel net est plutôt faible. De plus, les capteurs, du fait de leur caractère orientable, doivent être implantés sur un sol plat ayant une pente maximale de 3%. Enfin, l'angle d'incidence des miroirs étant important, le rendement du système est diminué en début et en fin de journée en raison des ombres projetées par les miroirs les uns sur les autres [6].

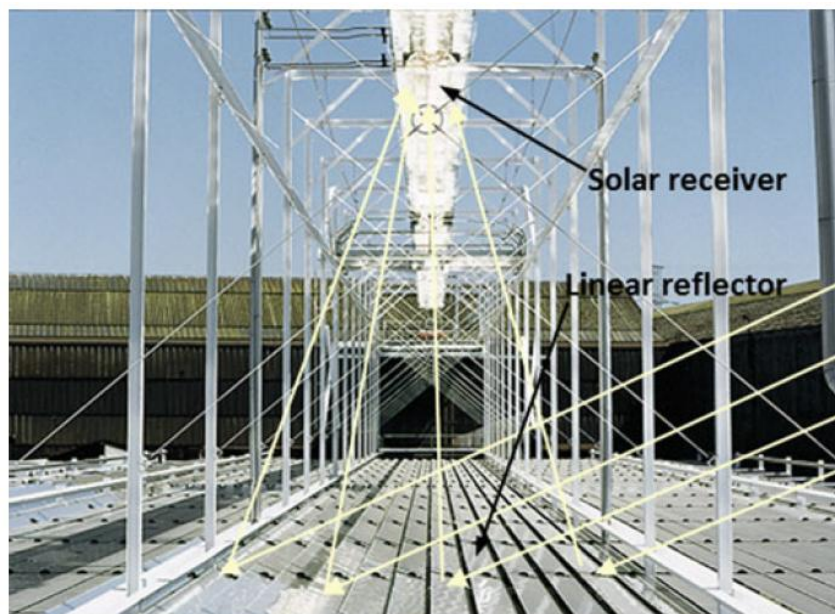


Figure I.3 Schéma d'un concentrateur solaire de Fresnel [2].

#### I.2.4 Le concentrateur solaire cylindro-parabolique

Ce système est composé de miroirs de forme cylindro-parabolique qui concentrent les rayons solaires sur un tube collecteur horizontal. Le collecteur est un tube en verre qui contient un tuyau métallique sous vide (figure I.4). C'est dans ce tuyau que circule le fluide caloporteur qui est, pour ce type de capteur solaire, généralement de l'eau ou de l'huile. La structure métallique doit pouvoir supporter les fortes températures des tubes et être résistante au vent qui

peut venir frapper les miroirs. Ces miroirs sont utilisés pour chauffer un fluide de travail (généralement de l'eau) grâce à un fluide de transfert thermique (généralement de l'huile), qui fournit sa chaleur au fluide de travail à travers un échangeur de chaleur.

Le premier avantage de cette technologie est qu'elle est fortement répandue et donc maîtrisée, ses possibilités et ses limites sont donc connues. De plus, le caractère orientable des capteurs permet de rester face au soleil tout au long de la journée pour obtenir le meilleur rendement possible. Cependant, le fluide de transfert thermique utilisé est de l'huile qui possède une plage de températures exploitables limitée ne dépassant pas les 500 ° et qui comporte des risques pour l'environnement [6].

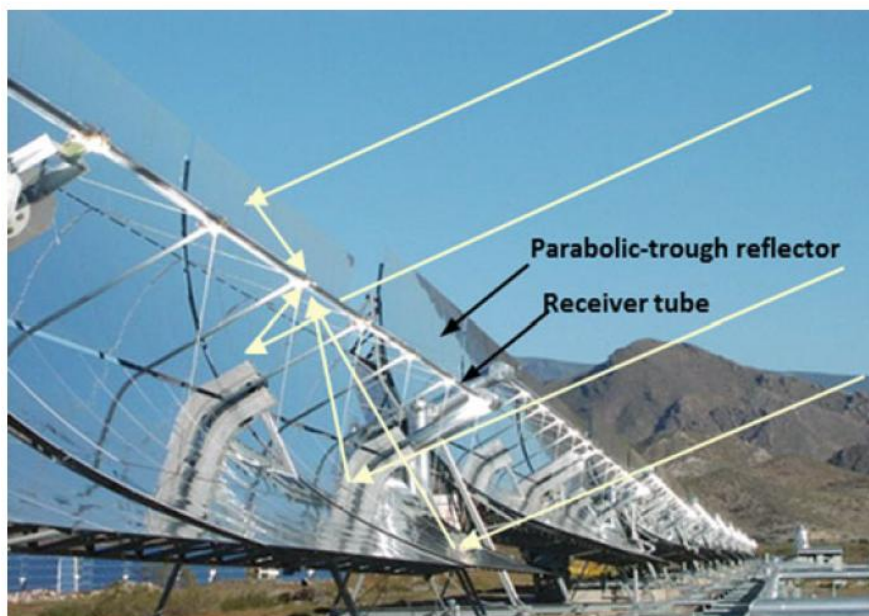


Figure I.4 Concentrateur solaire cylindro-parabolique [2].

### I.3. Etude du concentrateur solaire cylindro-parabolique

Les concentrateurs cylindro-parabolique «CCP», en anglais 'Parabolic Trough Collectors' sont les concentrateurs linéaires les plus largement utilisés pour la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, surtout dans les domaines industriels et domestiques qui exigent une température de service entre 80°C et 160°C. La production d'électricité nécessite des températures plus élevées de 400°C à 1200°C où ils peuvent produire de la vapeur surchauffée.

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont les technologies les plus prometteuses pour prendre la place des énergies non renouvelables surtout dans le domaine industriel (centrales électriques, dessalement, air conditionné, réfrigération,...etc.) [7].

### **I.3.1 Principe de fonctionnement**

Il existe une variété de fluides caloporteurs et différents schémas et combinaisons thermodynamiques pour convertir l'énergie solaire en énergie électrique. La conversion de l'énergie solaire en électricité se fait comme suit : La liaison entre le champ solaire et le bloc de puissance se fait par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur entre le fluide caloporteur et le fluide thermodynamique. Le fluide caloporteur circule dans le champ solaire et il est chargé de transporter la chaleur entre le champ solaire et le bloc de puissance. Le fluide thermodynamique circulant dans le bloc de puissance convertit la chaleur cédée par le fluide caloporteur en électricité en actionnant des machines (moteurs, turbines,...). En effet, dans le champ solaire, chaque collecteur capte et concentre le rayonnement solaire dans le receveur. Dans ce dernier le fluide caloporteur absorbe le rayonnement solaire et le convertit en énergie thermique. Ensuite, le fluide caloporteur transporte et cède cette énergie au fluide thermodynamique qui à son tour la transporte vers le bloc de puissance où il la convertit en fin de compte en électricité.

### **I.3.2 Les composantes d'un capteur solaire cylindro-parabolique**

#### **a- L'absorbeur**

L'absorbeur ou récepteur (figure I.5) est un composant essentiel dans lequel l'énergie solaire concentrée est absorbée puis transférée à un fluide de travail. Ainsi, l'efficacité du récepteur a une influence significative sur l'efficacité globale de l'installation. Dans l'absorbeur, les pertes par échanges convectifs et radiatifs 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 utilisant des oxydes de chrome, de nickel ou de titane réalisés par plusieurs méthodes (projection sous vide, électrolyse, action chimique...) [8]. Les matériaux généralement utilisés pour les absorbeurs PTC sont le cuivre, l'aluminium et l'acier inoxydable.

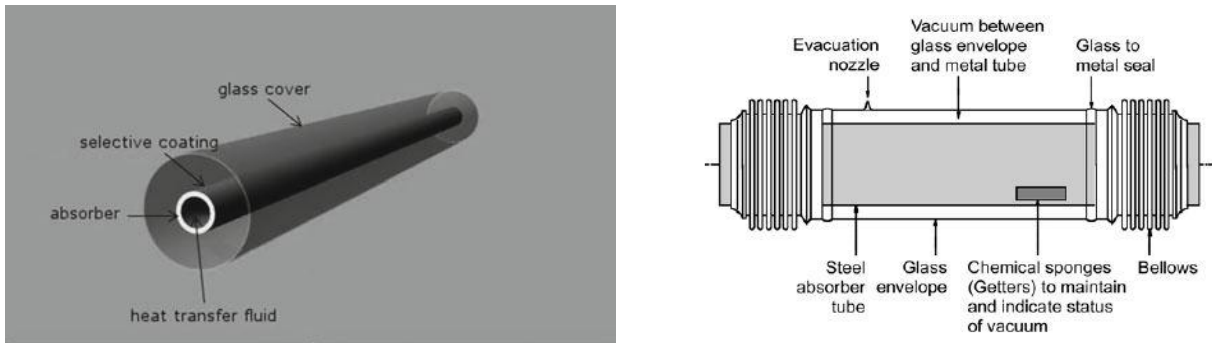


Figure 1.5 Structure de l'absorbeur [2].

Le tube absorbeur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement  $400^{\circ}\text{C}$ , les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide [4].

### b- Le fluide caloporteur

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire collecté et convertie grâce à un fluide caloporteur puis un fluide thermodynamique dans certains cas le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique, le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix de la technologie et des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage.

- **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, ce qui pose problème pour les technologies cylindro-paraboliques [5].

- **Les huiles** : sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange, leur gamme de température est limitée à environ  $400^{\circ}\text{C}$ , c'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

- **Les sels fondus** : à 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** : tels que l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques.
- **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 un fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans la turbine à gaz.

### c- Le réflecteur

Les réflecteurs d'un CCP étaient généralement en miroir ou 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 [4]. 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. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir jusqu'à 97% du rayonnement incident [4].

### d- La couverture transparente

Durant le fonctionnement thermique d'un capteur solaire, la couverture transparente joue un rôle essentiel dans la réduction des pertes thermiques par convection et par rayonnement. C'est un tube généralement en verre qui recouvre l'absorbeur, il permet de transmettre la plus grande partie possible du rayonnement solaire incident d'une part, et de former une barrière au rayonnement infrarouge à faible énergie émis par l'absorbeur d'autre part. Le tube en verre permet également de limiter les pertes convectives entre l'absorbeur et l'enveloppe transparentes en créant une lame d'air immobile ou en faisant le vide dans l'espace annulaire au-dessus de l'absorbeur.

### e- Le système de poursuite solaire

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur (angle d'incidence nulle). Le pilotage de la poursuite du soleil est effectué par une régulation en boucle ouverte ou fermée :

- La régulation en boucle ouverte utilise un algorithme qui positionne en chaque instant l'axe du concentrateur dans la direction du soleil en s'appuyant sur les coordonnées calculées du soleil.
- La régulation en boucle fermée corrige une première position grossière en fonction d'une mesure faite par un capteur thermique (thermocouple) ou optique (pyrhéliomètre).

La poursuite solaire peut être sur un seul axe ou autour de deux axes. Dans le premier cas le mouvement peut être de trois manières [8], comme il est indiqué sur la figure I.6:

- Est-Ouest horizontal : le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Nord-Sud.
- Nord-Sud horizontal : le tube récepteur du concentrateur est parallèle à l'axe Est-Ouest.
- Est-Ouest polaire : le mouvement doit être suivant l'axe de la terre avec une inclinaison égale à la latitude du lieu.

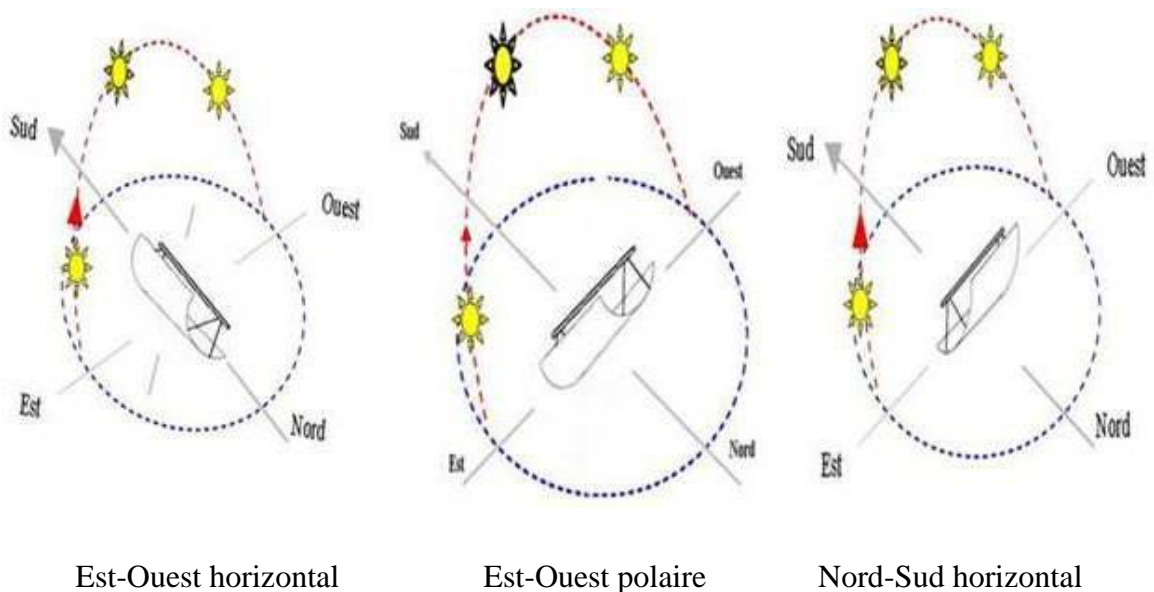


Figure I.6 Les modes de poursuite solaire d'un CCP [8].

## I.4 Caractéristiques d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique

### I.4.1 Caractéristiques géométriques

La géométrie du capteur joue un rôle important dans les performances de l'ensemble du système de capteurs. L'efficacité optique et la quantité de rayons réfléchis interceptés par le récepteur sont considérablement influencées par la précision avec laquelle le concentrateur est fabriqué. La géométrie de la section transversale constituant le concentrateur cylindro-parabolique est représenté sur la figure I.7. Les paramètres à prendre en compte lors de la conception du collecteur d'un CCP comprennent: l'angle d'ouverture  $\varphi$ ; la distance focale  $f$  et l'angle d'acceptance  $\theta_m$ .

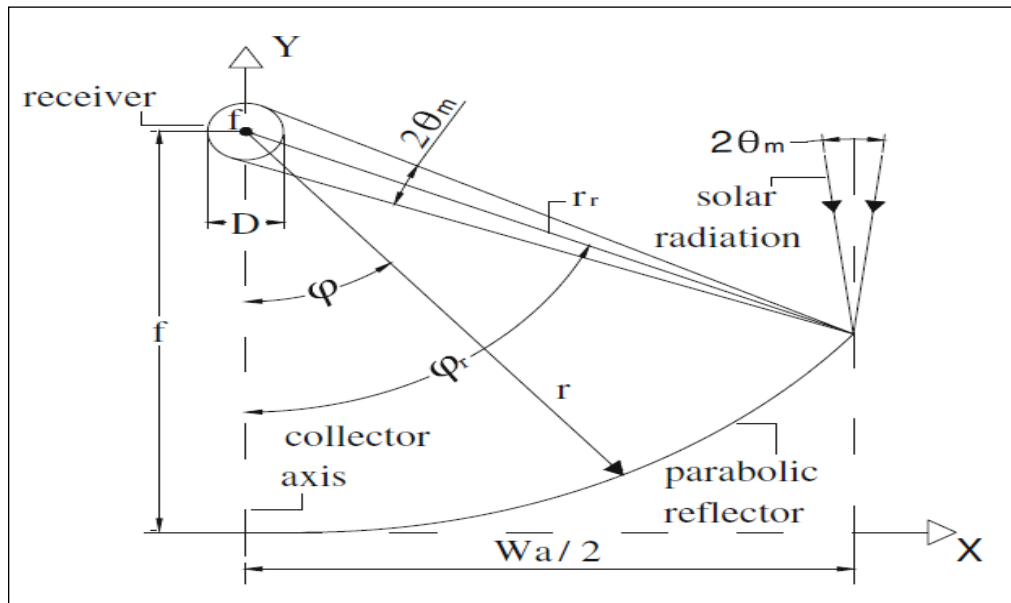


Figure I.7 Coupe transversale d'un CCP [10].

Si  $x$  est l'axe horizontal et  $y$  est l'axe vertical, l'équation de la parabole est [11]:

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (\text{I.1})$$

L'expression de la distance focale  $f$  est donnée par [11]:

$$f = \frac{W_a^2}{16h_c} \quad (\text{I.2})$$



Où  $h_c$  est la taille de la courbe parabolique (ou la profondeur)

- L'angle d'ouverture  $\varphi$  est l'angle situé entre l'axe d'ordre, l'axe de symétrie de la parabole (Oy) et la ligne lien entre le point focal et le bord du réflecteur, comme le montre la figure I.7, il est donné par la relation:

$$\varphi = \tan^{-1} \left[ \frac{8(f_p / W_a)}{16(f_p / W_a)^2 - 1} \right] = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{4(f_p / W_a)} \right] = \sin^{-1} \left( \frac{W_a}{2r_r} \right) \quad (\text{I.3})$$

- l'angle d'acceptance  $\theta_m$  est l'angle entre le rayon réfléchi vers le foyer et le rayon qui en est dévié pour que ce rayon soit reçu sur l'élément collecteur de chaleur, c'est la plus grande valeur de la déflexion du rayon réfléchi autorisée pour le tube absorbant de l'intercepté, comme le montre la figure I.7.

#### I.4.2 Rendement optique du concentrateur cylindro-parabolique

L'efficacité optique du collecteur détermine la quantité de rayonnement solaire incident qui sera absorbée par le récepteur. Plusieurs facteurs déterminent l'efficacité optique du collecteur et ceux-ci comprennent: les propriétés optiques des matériaux utilisés, la géométrie du collecteur et diverses imperfections résultant du collecteur lors de la fabrication et de l'assemblage. D'autres erreurs sont dues au fait que les rayons du soleil ne sont pas vraiment parallèles. De nombreuses variantes existent dans les expressions permettant de déterminer l'efficacité optique du collecteur; la définition largement utilisée et acceptable est donnée par Kalogirou [10] :

$$\eta_0 = \rho_c \tau_g \alpha_{abs} \gamma [(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta] \quad (\text{I.4})$$

Avec :

$\rho_c$  : est la réflectivité du miroir concentrateur.

$\tau_g$  : la transmissivité de l'enveloppe de verre.

$\alpha_{abs}$  : l'absorption du tube absorbeur.

$\theta$  : l'angle d'incidence des rayons solaires.

$A_f$  : est le facteur géométrique défini à partir de la géométrie du collecteur.

L'angle d'incidence varie selon la déclinaison du soleil, l'angle horaire, la latitude, l'angle zénithal et le nombre de jours [11].

La détermination du facteur d'interception consiste à déterminer l'énergie réfléchi par le concentrateur et celle incidente sur le récepteur. Le facteur d'interception dépend de la taille du récepteur, des erreurs d'angle de surface inhérentes au miroir et de la propagation du faisceau solaire. Un récepteur de taille optimale interceptera entre 90% et 95% du rayonnement solaire incident [11].

#### **Facteur de concentration d'un concentrateur cylindro-parabolique :**

Dans les CCP, la concentration du rayonnement solaire est obtenue en réfléchissant le flux solaire incident sur le concentrateur de la zone d'ouverture  $A_a$  sur le récepteur de la zone  $A_r$ . Le rapport de concentration,  $C$ , est le rapport de la surface d'ouverture à celle du receveur [12]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (I.5)$$

#### **I.4.3. Analyse thermique des récepteurs paraboliques**

L'analyse thermique du concentrateur cylindr-parabolique se concentre principalement sur le système récepteur. Le récepteur est un élément central de la performance de l'ensemble du système CCP. Les performances du récepteur ont fait l'objet de nombreuses recherches telles que les références [13, 14, 15, 16, 17,18], cependant tout nouveau récepteur développé doit être testé pour évaluer ses performances thermiques. Le récepteur ou l'élément de collecte de chaleur (comme illustré sur la figure I.8) consiste en un tube absorbeur généralement en cuivre enfermé dans une enveloppe de verre qui permet de diminuer les pertes thermiques. Le tube absorbeur et l'enveloppe en verre sont scellés par des soufflets à l'extrémité du récepteur pour maintenir le récepteur sous vide et permettre la dilatation thermique entre l'enveloppe en verre et le tube absorbeur. La perte de rayonnement est minimisée en utilisant un revêtement sélectif sur les tubes absorbeurs permettant une forte absorption du rayonnement incident et une faible émission du rayonnement infrarouge [13]. Le gaz dans l'espace annulaire influence considérablement les performances thermiques du récepteur. La perte de chaleur est significativement plus élevée avec des quantités accrues d'hydrogène dans l'espace annulaire par rapport à la perte lorsqu'il y a de l'air [19]. De l'hydrogène dans l'anneau du récepteur se forme lorsque la température du fluide caloporteur atteint environ 400 °C. A ces températures et plus, les fluides caloporteurs actuels

commencent à se décomposer [20, 21]. Une coupe transversale du tube récepteur est illustrée sur la figure I.8.

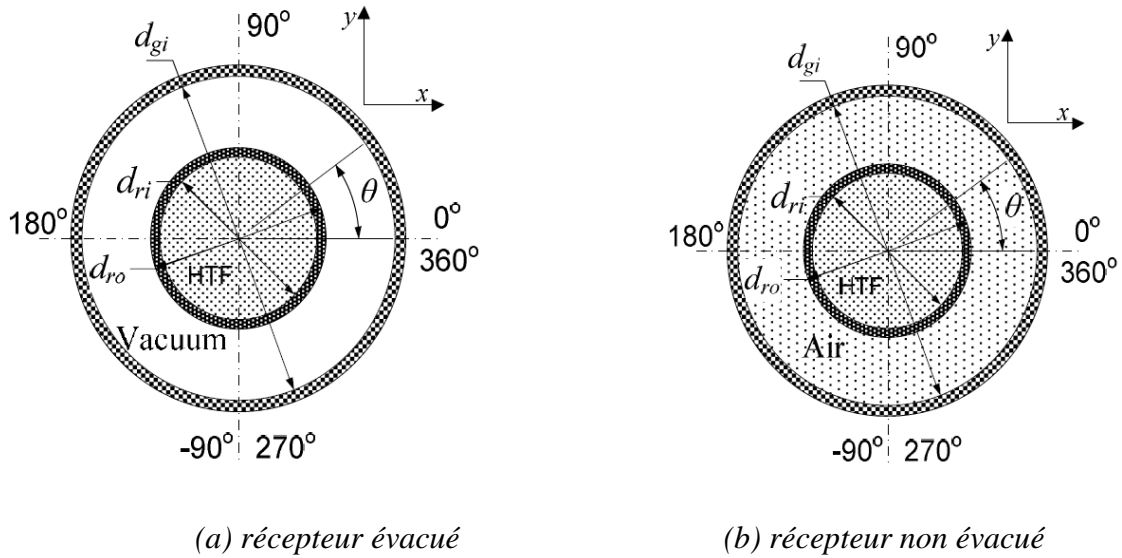


Figure I.8 Diagrammes schématiques montrant des vues en coupe de tubes récepteurs paraboliques [13].

Le transfert de chaleur dans le concentrateur cylindro-parabolique s'effectue par différents modes : conduction, convection et radiation, comme le montre la figure I.9 :

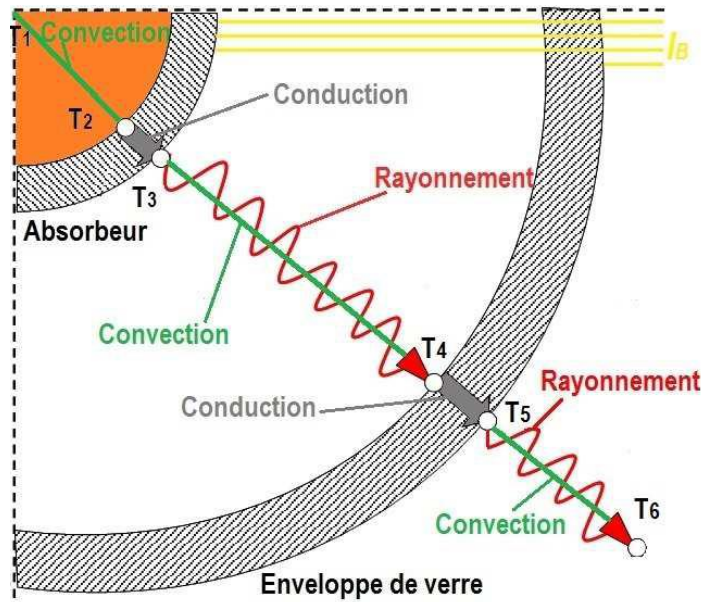


Figure I.9 Modes du transfert thermique dans le récepteur solaire [13].

### I.4.3.1 Conduction à travers l'absorbeur

Le flux de chaleur par conduction à travers l'absorbeur est donné par la loi de Fourier pour deux cylindres concentriques par la relation:

$$\phi_{c,a} = \frac{2\pi\lambda_a L (T_{ae} - T_{ai})}{Ln(D_{ae}/D_{ai})} \quad (I.6)$$

Avec :

$\lambda_a$  : la conductivité thermique de l'absorbeur

L : la longueur du récepteur

$T_{ae}$  : la température extérieure de l'absorbeur

$T_{ai}$  : la température intérieure de l'absorbeur

$D_{ae}$  : le diamètre extérieur de l'absorbeur

$D_{ai}$  : le diamètre intérieur de l'absorbeur

### I.4.3.2 Convection interne

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur se produit par convection forcée et le flux thermique peut être exprimé par la loi de Newton:

$$\phi_{c,af} = h_f \pi D_{ai} L (T_{ai} - T_{fm}) \quad (I.7)$$

Où  $T_{fm}$  est la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie du tube absorbeur.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide est défini par:

$$h_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{D_{ai}} \quad (I.8)$$

Où :

$Nu_f$  : est le nombre de Nusselt du fluide caloporteur

$\lambda_f$  : est la conductivité thermique du fluide caloporteur, évaluée à la température moyenne du fluide.

Le nombre de Nusselt dépend du régime d'écoulement à travers l'absorbeur. Pour le régime laminaire (Reynolds inférieur à 2300), le nombre de Nusselt correspondant à une condition de flux imposé constant est  $Nu_f = 4,36$ .

Pour le régime turbulent (Reynolds supérieur à 2300), la corrélation de Gnielinski [22] peut être utilisée :

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3}-1)} \quad (I.9)$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl doivent être évalués à la température moyenne du fluide.

Le facteur de frottement  $f$  peut être estimé à partir de la formule itérative de Colebrook [23]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon/D_{ai}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (I.10)$$

Où  $\varepsilon$  est la rugosité du tube absorbeur.

### I.4.3.3 Perte convective dans l'anneau

La chaleur perdue par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre est due à la convection libre, le flux thermique est donné par [24]:

$$\phi_{c,av} = \frac{2\pi\lambda_{eff}L}{\ln(D_{vi}/D_{ae})}(T_{ae} - T_{vi}) \quad (I.11)$$

Une corrélation recommandée pour le coefficient conducteur effectif,  $\lambda_{eff}$ , est donnée par [25]:

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_{ann}} = 0,36 \left( \frac{Pr_{ann}}{0,861 + Pr_{ann}} \right) (F_{cyl} \cdot Ra_{ann}) \quad (I.12)$$

Avec :

$\lambda_{ann}$  : la conductivité thermique de l'air évaluée à la température moyenne

$Pr_{ann}$  : le nombre de Prandtl de l'air évalué à la température moyenne

$Ra_{ann}$  : le nombre Rayleigh de l'air évalué à la température moyenne et où la longueur caractéristique est égale à  $(D_{vi} - D_{ae})/2$ .

La température moyenne se calcul par :  $T_{fm} = \frac{T_{ae} + T_{vi}}{2}$

Le facteur de forme des cylindres concentriques est donné par [25]:

$$F_{cyl} = \frac{[\ln(D_{vi} / D_{ae})]^4}{\left[ \frac{(D_{vi} - D_{ae})}{2} \right]^3 (D_{vi}^{-3/5} - D_{ae}^{-3/5})^5} \quad (\text{I.13})$$

#### I.4.3.4 Perte radiative dans l'anneau

Le flux de transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et le verre peut être évalué par l'expression:

$$\phi_{r,av} = \frac{\pi D_{ae} L \sigma (T_{ae}^4 - T_{vi}^4)}{1 / \varepsilon_a + (1 - \varepsilon_v)(D_{ae} / D_{vi}) / \varepsilon_v} \quad (\text{I.14})$$

Avec :

$\sigma$  : la constante de Stefan-Boltzman ( $5.67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4}$ )

$\varepsilon_a$  : l'émissivité de l'absorbeur.

$\varepsilon_v$  : l'émissivité du verre

#### I.4.3.5 Perte par conduction à travers l'enveloppe en verre

Le mécanisme de transfert de chaleur décrit pour l'absorbeur est toujours valable pour l'enveloppe en verre. L'équation I.6 peut être réécrite comme suit:

$$\phi_{c,v} = \frac{2\pi\lambda_v L (T_{vi} - T_{ve})}{\ln(D_{ve} / D_{vi})} \quad (\text{I.15})$$

Avec :

$\lambda_v$  : conductivité thermique du verre.

$T_{ve}$  : température extérieure du verre.

$D_{ve}$  : diamètre extérieur de l'enveloppe en verre.

### I.4.3.6 Perte convective externe

Le transfert de chaleur par convection entre le verre et l'environnement peut être exprimé à travers la loi de Newton:

$$\phi_{c,ve} = h_{air} \pi D_{ve} L (T_{ve} - T_{air}) \quad (I.16)$$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif de l'air est défini comme suit:

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} \lambda_{air}}{D_{ve}} \quad (I.17)$$

Avec :

$Nu_{air}$  : est le nombre de Nusselt pour l'air

$\lambda_{air}$  : est la conductivité thermique de l'air, évaluée à la température moyenne  $\frac{T_{ve} + T_{air}}{2}$

La convection sera forcée ou libre selon la présence ou l'absence de vent. Si le vent est présent, le transfert de chaleur se produit par convection forcée et la corrélation suivante peut être employée [26]:

$$Nu_{air} = 0,3 + \frac{0,62 Re_{air}^{1/2} Pr_{air}^{1/3}}{\left[1 + (0,4 / Pr_{air})^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{air}}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (I.18)$$

Avec :

$Re_{air}$  : est le nombre de Reynolds pour l'air évalué à la température moyenne  $\frac{T_{ve} + T_{air}}{2}$  et pour la longueur caractéristique  $D_{ve}$ .

$Pr_{air}$  : est le nombre de Prandtl pour l'air évalué à la température moyenne  $\frac{T_{ve} + T_{air}}{2}$

Si l'n'y a pas de vent, le transfert de chaleur entre le couvercle et l'environnement s'effectue par convection libre. Dans ce cas, nous utilisons la corrélation [27]:

$$Nu_{air} = \left[0,6 + \frac{0,387 R a_{air}^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr_{air})^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2 \quad (I.19)$$

### I.4.3.7 Perte radiative externe

Le transfert de chaleur radiatif entre le verre et l'environnement est causé par la différence de température entre la surface extérieure du verre et le ciel. Cette condition est approchée en considérant un petit objet gris convexe (le verre) dans une grande cavité du corps noir (le ciel). Par conséquent, le rayonnement net échangé est:

$$\phi_{r,ve} = \varepsilon_v \pi D_{ve} L \sigma (T_{ve}^4 - T_{sky}^4) \quad (I.20)$$

La température du ciel  $T_{sky}$  peut être liée à la température de l'air  $T_{air}$  par la relation [28]:

$$T_{sky} = \varepsilon_{sky}^{1/4} T_{air} \quad (I.21)$$

Où l'émissivité du ciel est donnée par :

$$\varepsilon_{sky} = 0,711 + 0,56 \left( \frac{T_a}{100} \right) + 0,73 \left( \frac{T_a}{100} \right)^2 \quad (I.22)$$

Où  $T_{dp}$  est la température ambiante.

### I.4.3.8 Efficacité thermique

L'efficacité thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique est définie comme le rapport du gain de chaleur utile du fluide caloporteur, à l'énergie solaire interceptée par la zone d'ouverture du collecteur, elle est donnée par:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fe} - T_{fi})}{G_{bt} A_a} \quad (I.23)$$

Avec :

$\dot{m}$  : est le débit massique du fluide caloporteur.

$C_p$  : est la chaleur spécifique à pression constante du fluide caloporteur.

$T_{fe}$  : est la température de sortie du fluide caloporteur.

$T_{fi}$  : est la température d'entrée du fluide caloporteur.

$G_{bt}$  : est le rayonnement du faisceau mesuré sur le plan d'ouverture.

$A_a$  : est la surface d'ouverture du collecteur



## **Chapitre II**

# **Amélioration des échanges thermiques, Etat de l'art**

## II.1 Introduction

L'amélioration des échanges thermiques entre le fluide caloporteur et la paroi du tube récepteur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique permet l'augmentation de son efficacité thermique et, par conséquent, l'amélioration du rendement des installations de production d'électricité par énergie solaire. Ces dernières années, de nombreuses recherches scientifiques ont été concentrées sur les techniques d'amélioration ou d'intensification du transfert de chaleur dans les tubes et les conduites. Ce chapitre est dédié à l'état de l'art des différentes techniques utilisées pour l'augmentation et l'amélioration des échanges de chaleurs dans les conduites.

## II.2 Techniques d'amélioration du transfert de chaleur

Deux types de techniques sont généralement utilisés pour permettre l'amélioration du transfert de chaleur dans les conduites, à savoir les techniques passives et les techniques actives. Les méthodes passives ne nécessitent pas d'apports d'énergie supplémentaire, et utilisent souvent des modifications géométriques au sein des conduites ou en amont dans l'écoulement. Les méthodes actives au contraire nécessitent de l'énergie pour fonctionner.

### II.2.1 Techniques passives

Les techniques passives correspondent aux modifications possibles de la surface d'échange thermique, depuis le changement de son état (création de rugosités artificielles), en passant par les inserts (ailettes ou chicane) jusqu'à l'ajout de revêtements pour modifier les propriétés de la surface. La rugosité de surface permet de promouvoir la turbulence, les inserts modifient la morphologie de l'écoulement et favorisent le mélange. D'autre part, les inserts augmentent la surface d'échange de chaleur ce qui permet de diminuer la résistance thermique correspondante. La nature du fluide peut être également modifiée afin d'améliorer les échanges thermiques, on cite à titre d'exemple l'utilisation des nano-fluides. Les différents mécanismes les plus utilisés pour l'augmentation du transfert de chaleur par les techniques passives peuvent être résumés en ce qui suit:

**a- Les surfaces traitées:** Ils sont des surfaces de transfert de chaleur qui ont une altération à échelle fine à leur revêtement. L'altération peut être continue ou discontinue, ce qui affecte le transfert de chaleur diphasique. Ils sont utilisés principalement pour améliorer l'ébullition et la condensation.

**b- Les surfaces rugueuses:** Ils sont généralement des modifications qui favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement, principalement dans les écoulements monophasés, et elles n'augmentent pas la surface de transfert de chaleur.

**c- Les surfaces étendues:** Ils fournissent l'élargissement efficace de transfert de chaleur. Les développements récents ont conduit à des surfaces d'ailettes modifiées qui tendent aussi à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement, en plus de l'augmentation de la surface d'échanges thermiques.

**d- Dispositifs pour les écoulements tourbillonnaires :** ils produisent et superposent des écoulements tourbillonnaires ou la recirculation de flux secondaires. Ces équipements comprennent les bandes hélicoïdales, ruban torsadé, bobines de fil et ils peuvent être utilisés pour les écoulements monophasiques ou diphasiques.

**e- Tubes spiralés** (en forme spirale) : cette technique est appropriée relativement pour les échangeurs de chaleur, les tubes spiralés produisent des écoulements secondaires et tourbillons qui favorisent plus le coefficient de transfert de chaleur dans le flux monophasé comme dans la plupart des régions d'ébullition.

## II.2.2 Techniques actives

Les techniques actives nécessitent, pendant le processus du transfert de chaleur, une puissance externe supplémentaire. Elles peuvent être résumées en :

**a- Aides mécaniques :** elles sont celles qui agitent le fluide par des moyens mécaniques ou par la rotation de la surface.

**b- Vibration des surfaces:** cette méthode est appliquée principalement, soit à basse ou à haute fréquence des écoulements monophasés pour obtenir des coefficients de transfert convectif plus élevés.

**c- Pulsations ou vibration des fluides :** en utilisant des vibrations allant de 1 Hz à l'ultrason (1MHz), cette technique est considérée comme étant le type le plus pratique des techniques d'améliorations par vibrations.

**d- Champs électrostatiques :** qui peuvent être sous la forme de champs électriques ou magnétiques, ou une combinaison des deux, à partir de sources de courant continu ou alternatif, qui peuvent être appliquées dans les systèmes d'échange de chaleur impliquant des fluides diélectriques.

Selon l'application, ils peuvent favoriser le mélange des fluides et d'induire la convection forcée ou par pompage électromagnétique pour améliorer le transfert de chaleur.

**e- Les jets:** Selon la direction d'injection du fluide de refroidissement ou de chauffage perpendiculairement ou obliquement par rapport à la surface de transfert de chaleur. Les jets simples ou multiples peuvent être utilisés dans les écoulements monophasiques ou dans les applications d'ébullition.

### II.3 Revue bibliographique

Ces dernières années, de nombreuses techniques ont été examinées pour améliorer les performances thermiques des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques. L'objectif fondamental de ces techniques est d'améliorer les conditions de transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur par différentes manières. De plus, l'augmentation du rendement thermique conduit à une basse température de l'absorbeur, ainsi qu'à des gradients de température plus faibles sur celui-ci, ce qui réduit les éventuels problèmes de déformation. Dans la littérature, il existe de nombreux travaux sur les techniques d'amélioration du transfert thermique dont on cite :

**S. Liu et al. [29]** qui ont effectué des tests thermiques sur un concentrateur solaire et ont fourni des informations sur son efficacité et ces pertes thermiques dans diverses conditions de fonctionnement. Un module collecteur complet comprenant le concentrateur, le récepteur et la structure de support a été étudié à l'aide d'une plate-forme rotative. Deux récepteurs avec des revêtements différents ont été utilisés: le cermet et le chrome noir dans trois configurations : un avec une enveloppe de verre et le vide, un autre avec une enveloppe de verre remplie d'air et le troisième avec un tube absorbeur sans enveloppe de verre. Le récepteur revêtu de cermet a donné une performance supérieure à celle du chrome noir, compte tenu de sa plus faible émissivité. Le récepteur évacué a également montré de meilleures performances que celui avec de l'air dans l'anneau et l'autre sans enveloppe de verre. Les chercheurs ont également étudié la performance thermique d'un collecteur solaire industriel. Les tests ont montré une efficacité optique améliorée de 77 % grâce aux réflecteurs à film d'argent, au revêtement sélectif en nickel noir et à l'enveloppe de récepteur en verre antireflet.

Par simulation numérique, **A. S. Tijani [30]** a déterminé les pertes thermiques convectives et radiatives dans un concentrateur cylindro-parabolique et a étudié l'influence de la vitesse du vent

sur ses pertes. Les résultats obtenus montrent que la vitesse du vent n'a pas une grande influence sur les pertes thermiques et que les pertes convectives représentent 64 % des pertes totales, par contre les pertes radiatives représentent 36 % pour une vitesse du vent égale à 2 m/s.

Les travaux de **C. Chang [31]** indiquent que l'utilisation d'un absorbeur avec un ruban torsadé peut améliorer la performance d'un concentrateur cylindro-parabolique et que le nombre de Nusselt augmente de 2.9 comparativement au cas lisse.

**Huang et al. [32]** ont étudié l'influence des fossettes, des saillies et des palmes hélicoïdales sur le transfert thermique dans le tube absorbant d'un concentrateur cylindro-parabolique. Une comparaison a été faite entre les résultats obtenus avec un absorbeur contenant ces derniers et un absorbeur lisse. Les résultats obtenus indiquent que la performance d'un concentrateur avec fossettes est supérieure à celle du concentrateur avec des saillies et des palmes hélicoïdales. D'autre part, une comparaison des résultats obtenus avec des différents modèles de turbulence a été faite et a montré que le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable est plus précis que les autres modèles  $k-\varepsilon$ .

**Bellos et al. [33]** ont essayé de déterminer le nombre optimal des ailettes et leur meilleure position lors de l'amélioration du transfert thermique dans le tube absorbeur. Les paramètres étudiés sont le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, les résultats obtenus indiquent que le meilleur positionnement est dans la moitié inférieure du tube où le flux thermique est concentré. Ils ont conclu que le nombre optimal des ailettes est 3 attachées à la partie inférieure du tube absorbeur.

**Benzenine et al. [34]** ont étudié numériquement la convection laminaire forcée dans un canal équipé de chicanes perforées, les résultats obtenus montrent que l'attachement de ces chicanes a augmenté le transfert thermique de 14.52 %.

**A. Mwesigye [35]** a étudié l'amélioration du transfert thermique dans un concentrateur cylindro-parabolique par l'utilisation des inserts coniques perforés. Il a utilisé le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  réalisable. D'après son étude, l'utilisation d'un absorbeur avec des inserts coniques augmente le transfert thermique. Il a également développé des corrélations pour le nombre de Nusselt.

**A. Mwesigye et al. [36]** ont étudié la performance thermique et la génération de l'entropie pour différents facteurs de concentration dans l'intervalle de 88 à 113. Les résultats obtenus indiquent que le transfert thermique diminue de 4,5 % quand le facteur de concentration augmente de 88 à

113 et que la génération de l'entropie augmente avec l'augmentation du facteur de concentration. Aussi, les auteurs ont trouvé que l'utilisation du nano fluide Cu-Therminol comme fluide de travail avec une fraction volumique de 6 % peut améliorer le transfert thermique de 12 %.

**J. Munoz [37]** a utilisé des outils CFD pour étudier l'influence de l'utilisation d'ailettes hélicoïdales internes sur les performances d'un concentrateur cylindro-parabolique. L'étude a mis l'accent sur la réduction des gradients de température dans le tube absorbeur du concentrateur. La différence de température d'environ 176,5 °C dans le tube absorbeur du récepteur non amélioré a été obtenue pour les faibles débits utilisés. L'auteur montre que l'utilisant des tubes absorbeurs à ailettes hélicoïdales internes augmente la différence de température.

**Cheng et al. [38]** ont étudié numériquement les caractéristiques du transfert thermique tridimensionnel dans le tube absorbeur du concentrateur cylindro-parabolique. Le travail montre que les propriétés thermiques de l'huile thermique utilisée et la radiation thermique entre l'absorbeur et l'enveloppe de verre ont une influence sur la température du fluide caloporteur.

Dans un autre travail, **Cheng et al. [39]** ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur dans le tube récepteur du concentrateur cylindro-parabolique à l'aide de générateurs de vortex longitudinaux. Ils ont étudié les effets des nombres de Reynolds, de la température d'entrée du fluide caloporteur, du rayonnement solaire incident et des paramètres géométriques des générateurs de vortex. Les auteurs ont montré que pour un tube lisse, l'augmentation du nombre de Reynolds réduit à la fois la perte de chaleur et les températures de la paroi de l'absorbeur. La perte thermique du récepteur amélioré est réduite de 1.35 % à 12.10 % pour la gamme des paramètres étudiés. Le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement moyens ont augmenté avec l'augmentation des paramètres géométriques tandis que la température de la paroi et les pertes thermiques ont diminué.

**Kumar et al. [40]** ont étudié l'influence du nano-fluide et la modification de la géométrie par des ailettes de l'absorbeur d'un concentrateur cylindro-parabolique sur le transfert thermique. Les résultats montrent que l'absorbeur avec ailette améliore le rendement thermique du concentrateur solaire.

**E. Bellos [41]** a étudié l'amélioration des performances d'un concentrateur cylindro-parabolique par l'utilisation d'inserts en ruban torsadé, de plaquettes perforées et de l'absorbeur à ailettes internes en comparaison avec le cas lisse comme cas de référence. Le fluide caloporteur utilisé

est le Syltherm800. Les résultats montrent que la meilleure technique parmi celles utilisées est l'absorbeur avec ailettes internes donnant une amélioration de 2.1 %.

Dans un autre travail, **E. Bellos et al. [42]** ont étudié l'amélioration de la performance du capteur cylindro-parabolique en utilisant les nano-fluides et les tabulateurs. Ils ont trouvé que l'utilisation du nano-fluide comme fluide caloporteur améliore l'efficacité thermique du capteur de 0.76 %, l'ajout d'ailettes internes augmente l'efficacité thermique de 1.10 % et la combinaison des deux techniques augmente l'efficacité thermique de 1.54 %.

Dans un troisième travail, **E. Bellos et al. [43]** ont étudié l'amélioration du transfert thermique dans l'absorbeur d'un concentrateur cylindro-parabolique par l'attachement d'ailettes internes. Les paramètres étudiés sont le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement et l'indice d'amélioration. Ils ont trouvé que l'attachement d'ailettes internes améliore le transfert thermique. Les auteurs ont également étudié l'influence de l'épaisseur et de la longueur des ailettes, en comparant leurs résultats avec le cas lisse (sans ailettes) pour différentes températures d'entrées 400, 500 et 600 °K et pour différents débits volumiques du fluide caloporteur utilisé (Syltherm 800) allant de 50 l/min jusqu'à 250 l/min. Ils ont trouvé que l'influence de la longueur est plus efficace que l'épaisseur et ils ont déterminé les valeurs optimales pour la longueur et l'épaisseur.

**Fuqiang et al. [44]** ont étudié l'amélioration des performances d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique par l'utilisation d'un absorbeur ondulé, les résultats de cette étude indiquent que l'utilisation d'un absorbeur ondulé améliore ses performances de 8.4%, par rapport au cas d'un absorbeur lisse rectiligne.

**Xiangtao et al. [45]** ont essayé d'améliorer les performances thermiques d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique par l'utilisation d'ailettes attachées à la surface intérieure du tube absorbeur. Les résultats ont été validés en les comparant aux résultats expérimentaux avec une erreur acceptable de 5 %. Les résultats de ce travail ont montré que l'ajout d'ailettes améliore le transfert thermique et que le nombre de Nusselt augmente de 9 % et le facteur d'amélioration du transfert thermique de 12 %. D'autre part, les auteurs ont trouvé que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre d'ailettes.

**Natarajan et al. [46]** ont étudié numériquement les caractéristiques du transfert thermique dans le tube absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique avec des obstructions (inserts). Dans cette étude les auteurs ont validé leurs résultats par une comparaison entre les résultats

numériques et expérimentales, ils ont utilisés trois configuration d'obstructions : triangle, triangle inversé et inserts semi-circulaires, les résultats obtenues indiquent que les obstructions en forme de triangle donne les meilleurs performances thermiques que les deux autres configurations.

Les travaux de **Bitam et al.** [47] ont montré que l'utilisation d'un tube absorbeur ondulé augmente le nombre de Nussel de 45 % jusqu'à 63 % et que le coefficient de frottement augmente de 40.8 %.

**Mwesigye et al.** [48, 49] ont fait une analyse numérique des performances thermiques d'un absorbeur avec des ailettes internes longitudinales d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Les résultats obtenus indiquent que l'ajout d'ailettes améliore le transfert thermique entre le fluide caloporteur et la surface interne du tube absorbeur de 8 %.

**Natarajan et al.** [50] ont effectué une étude comparative de deux formes d'ailettes internes insérées dans le tube absorbeur de formes rectangulaires et trapézoïdales. Il a constaté que les ailettes de forme trapézoïdale améliorent mieux la performance du concentrateur solaire cylindro-parabolique que les ailettes rectangulaires.

**K. S. Reddy** [51] a également étudié numériquement l'influence de l'attachement d'ailettes sur la face intérieur d'un tube absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique avec différentes formes géométriques : carré, triangulaire, trapézoïdale et circulaire. Les résultats obtenus montrent que la forme trapézoïdale est la meilleure pour l'amélioration du transfert thermique dans le tube absorbeur du CCP.

**K. Binoj** [52] a étudié l'amélioration de la performance thermique du concentrateur cylindro-parabolique par l'ajout d'ailettes rectangulaires attachées à la moitié basse de la surface interne du tube absorbeur. Les résultats obtenus indiquent que l'ajout des ailettes augmente la performance thermique du CCP par rapport au cas lisse et que les ailettes ayant une grande hauteur augmentent mieux le transfert thermique.

**Y. Demagh et al.** [53] ont étudié la faisabilité d'un nouvel absorbeur sinusoïdal en forme de S. C'est une nouvelle technique pour l'amélioration de l'efficacité du CCP, par le remplacement de l'absorbeur conventionnel par un autre ondulé. Les résultats obtenus montrent que l'absorbeur ondulé augmente le coefficient de transfert thermique de 63 % et le coefficient de frottement de 60 % parce que l'absorbeur ondulé reçoit une grande quantité de flux solaire que celui conventionnel.



**A. benabderrahmane et al. [54]** ont étudié l'effet de différents nano fluides et de leur concentration volumique sur le rendement du CCP. Ils ont aussi étudié l'influence de l'ajout de deux ailettes longitudinales de formes rectangulaire et triangulaire. Les résultats obtenus indiquent qu'il y a une augmentation importante du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement et que les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur ont un effet important sur l'efficacité du CCP.

**Sokhansefat et al. [55]** ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte turbulente tridimensionnelle entièrement développée du nano-fluide  $Al_2O_3$  d'huile synthétique dans un tube absorbeur avec un flux de chaleur non uniforme. L'effet de la concentration des particules d' $Al_2O_3$  dans l'huile synthétique sur le taux de transfert de chaleur du tube absorbeur a également été étudié. La température de sortie du tube absorbeur issue des simulations numériques a été comparée aux données expérimentales existantes. Les erreurs absolues se sont avérées inférieures à  $3.8\text{ }^{\circ}C$ . Les résultats numériques ont montré que le coefficient de transfert de chaleur par convection dépend directement de la concentration volumétrique des nanoparticules dans le fluide que l'amélioration du transfert de chaleur due aux nanoparticules dans le fluide diminue à mesure que la température de fonctionnement de l'absorbeur augmente.

**Kumar et Reddy [56]** ont effectué une étude sur l'amélioration du transfert de chaleur dans le récepteur d'un CCP par des disques poreux fixés sur sa paroi interne. Différentes orientations, hauteurs et distances entre les disques ont été considérées et leurs influences sur les performances thermiques du récepteur ont été étudiées. Ils ont obtenu des performances thermiques optimales avec un récepteur de disque semi-poreux monté sur le dessus avec une hauteur égale à la moitié du diamètre interne, un espacement égal au diamètre interne du tube et un angle d'orientation de  $30^{\circ}$ . Dans cette configuration optimale, le nombre de Nusselt a augmenté d'environ 64 %.

**R. Forristall [57]** a développé et validé un modèle de transfert de chaleur pour le récepteur parabolique qui prend en compte tous les modes de transfert de chaleur. Il a étudié des récepteurs ordinaires et sous vide ainsi qu'un récepteur sans enveloppe de verre. Différents revêtements sélectifs du tube absorbeur, différents gaz dans l'espace annulaire et différentes vitesses de vent ont été considérés. Il a été démontré que l'accumulation d'hydrogène dans l'espace annulaire augmente considérablement les pertes thermiques par rapport au tube récepteur à vide et à un tube avec de l'air dans l'espace annulaire.

**Jafar et al. [58]** ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert thermique dans un capteur cylindro-parabolique en ajoutant une bande torsadée avec des clous insérés dans le tube absorbeur de 2000 mm de longueur et 12 mm de diamètre et en utilisant un nanofluide (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau) comme fluide caloporteur. La bande est faite en aluminium de longueur 2000 mm, de largeur 11 mm et d'épaisseur 1.5 mm, et les clous sont de 11 mm de longueur, de diamètre 1.5 mm et d hauteur 3 mm. L'étude montre que la bande torsadée et les clous provoquent une augmentation remarquable de la turbulence donc une intensification du transfert thermique. D'autre part, les auteurs ont conclu que les dimensions de la bande torsadée ont un effet non négligeable sur l'amélioration du transfert thermique.

**Zhu et al. [59]** ont examiné l'utilisation d'un insert à ruban ondulé à l'intérieur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Ils ont trouvé que l'indice de renforcement thermique maximal était proche de 1.82 pour des conditions d'écoulement laminaire avec de l'eau comme fluide de travail.

**Wang et al. [60]** ont examiné l'utilisation d'un insert de ruban à vis hélicoïdal dans des conditions de flux thermique non uniforme. Ils ont utilisé de l'huile thermique et leurs résultats ont indiqué que l'utilisation de l'insert à ruban à vis hélicoïdal peut améliorer le rendement thermique du capteur solaire.

**Too et Benito [61]** ont effectué une analyse comparative entre l'insert hélicoïdal/fil, l'insert de ruban torsadé, le tube alvéolé et la mousse poreuse à l'intérieur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique opérant avec de l'air, du dioxyde de carbone et de l'hélium. Ils ont trouvé que l'absorbeur alvéolé est la meilleure solution parmi celles examinées.

**Liu et al. [62, 63]** suggèrent des mécanismes pour l'amélioration du transfert de chaleur dans l'écoulement central tout en maintenant un faible frottement. Ces principes d'amélioration du transfert de chaleur dans l'écoulement central et les autres avantages de l'utilisation d'inserts poreux par rapport aux inserts solides tels que: légèreté, faible frottement des fluides et distribution uniforme du débit, ont motivé les chercheurs à envisager l'utilisation de milieux poreux pour l'amélioration du transfert de chaleur dans l'écoulement central. Les chercheurs ont étudié la résistance à l'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur pour les plages du nombre de Reynolds d'écoulements laminaires à turbulents et pour des porosités de 0.951, 0.966 et 0.975. Ils trouvent que le taux de transfert de chaleur est environ 1.6 à 5.5 fois plus grand que celui des tubes lisses avec une augmentation correspondante de la résistance à l'écoulement. En

utilisant les critères d'évaluation des performances, ils montrent que la performance intégrée de l'amélioration du transfert de chaleur est meilleure pour le cas laminaire que pour le cas turbulent.

**Marner et Bergles [64]** ont comparé l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube utilisant des inserts de bande torsadée et des ailettes internes utilisant du polybutène 20 comme fluide de transfert de chaleur pour des conditions d'écoulement laminaire. Ils ont montré que les inserts en bande torsadée fonctionnent mieux que les ailettes internes pour les applications de refroidissement.

**Agarwal et Raja Rao [65]** ont étudié également l'utilisation d'inserts de ruban torsadé avec des fluides à indice de Prandtl élevé pour des rapports de torsion de 2.41 à 4.84 en utilisant l'huile Servotherm comme fluide caloporteur. Les nombres de Reynolds ont été pris entre 70 et 4000. Ils trouvent une augmentation des nombres de Nusselt dans les plages 1.31 à 3.70 et 1.21 à 3.70 fois par rapport à ceux du tube lisse pour un débit constant et une puissance de pompage constante respectivement au rapport de torsion minimum. Les coefficients de frottement ont augmenté de 3.13 à 9.71 fois par rapport à ceux du tube lisse.

**Kumar et Prasad [66]** ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau à l'aide d'inserts en ruban torsadé. Pour les nombres de Reynolds de l'ordre de 4000 à 21000. Ils ont montré une augmentation des performances de transfert thermique entre 18 % et 70 % et une augmentation de la perte de charge entre 87 % et 132 %.

Dans le même contexte, **Jaisankar et coll. [67, 98, 69]** présentent également les résultats d'études sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les systèmes solaires de chauffe-eau, utilisant des inserts en ruban torsadé. Ils signalent une performance de transfert de chaleur accrue en raison de l'utilisation d'inserts de ruban torsadés. Dans toutes leurs études, les températures de la plaque absorbante diminuent avec l'utilisation d'inserts de ruban torsadé. Ils ont aussi montré que les rapports de torsion minimaux donnent la plus grande réduction de la température de la plaque absorbante.

**Noothong et coll. [70]** ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur concentrique, en utilisant des inserts en ruban torsadé de rapports de torsion 5 et 7. Les expériences ont été réalisées en utilisant de l'eau comme fluide d'essai, pour des nombres de Reynolds allant de 2000 à 12000. De petits rapports de torsion se sont avérés

donner un transfert de chaleur, des chutes de pression et une efficacité d'amélioration thermique plus élevés.

Plusieurs modifications de bandes torsadées ont été étudiées et rapportées dans la littérature. Les modifications visent soit à réduire la perte de charge, soit à augmenter le taux de transfert de chaleur. Les modifications comprennent des modifications de l'agencement de bande torsadée ou de la géométrie de bande torsadée.

**Saha et coll. [71]** présentent une étude expérimentale de l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des inserts de ruban torsadé régulièrement espacés pour des conditions d'écoulement laminaire. Le rapport de torsion a été varié entre 3.18 à  $\infty$  tandis que le rapport d'espacement entre 2.5 à 10. Les résultats montrent que la puissance de pompage a été réduite de manière significative sans réduction significative du transfert de chaleur, lors de l'utilisation d'inserts de ruban torsadé régulièrement espacés. Dans une autre étude, **Saha et al. [72]** ont utilisé les mêmes rapports de torsion et d'espacement pour des conditions d'écoulement turbulent. Ils rapportent que l'utilisation de ruban torsadé régulièrement espacé réduit considérablement la chute de pression avec moins d'impact sur le transfert de chaleur. **Date et Saha [73]** présentent une étude sur la prédiction laminaire et le transfert de chaleur dans un tube avec des inserts de ruban torsadés régulièrement espacés. Ils ont constaté les mêmes conclusions.

**Date et Gaitonde [74]** ont développé des corrélations pour prédire les caractéristiques de l'écoulement laminaire dans un tube avec des inserts de ruban torsadés régulièrement espacés.

**Saha et Dutta [75]** ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des bandes torsadées régulièrement espacées avec un pas variable et un pas uniforme. Ils ont utilisé de l'huile Servotherm comme fluide d'essai et des nombres de Reynolds entre 10000 et 20200. Leur étude montre que les bandes torsadées à pas variant en douceur ont de moins bonnes performances que celles d'un pas uniforme.

**Eiamsa-ard et al. [76]** ont étudié expérimentalement l'utilisation d'inserts de ruban torsadé régulièrement espacés pour le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à deux tubes. Deux rapports de torsion, 6 et 8, ont été utilisés et trois rapports d'espacement 1, 2 et 3 ont été considérés. Ils montrent que le transfert de chaleur et le frottement du fluide augmentent avec une réduction du rapport de torsion et du rapport d'espacement libre.

**Wang et al. [77]** présentent une étude numérique et expérimentale d'inserts de ruban torsadé régulièrement espacés avec des rapports de torsion compris entre 2.5 et 8. De l'air a été utilisé comme fluide d'essai avec une condition aux limites de température de paroi constante. Les nombres de Reynolds ont été pris entre 10000 et 20200. De meilleures performances de transfert de chaleur ont été obtenues avec des rapports de torsion plus petits. L'efficacité de l'amélioration a été obtenue, sur la base d'une comparaison de puissance de pompage constante dans la plage  $0.84 \leq \eta \leq 1.4$ .

**Eiamsa-ard et al. [78]** rapportent les résultats d'une étude expérimentale sur des inserts de ruban torsadés doubles et régulièrement espacés, dans lesquels des rapports d'espacement plus petits montrent des performances de transfert de chaleur et une perte de charge plus élevées.

**Jaisankar et al. [79]** ont étudié expérimentalement l'utilisation d'inserts de ruban torsadé avec une tige ou une entretoise au bord de fuite dans un système de chauffe-eau solaire à thermosiphon. Ils ont choisi des rapports de torsion de 3 et 5, une longueur de tige de 100 mm, 200 mm, 300 mm et un régime d'écoulement laminaire. Ils ont montré que l'utilisation de tiges et d'entretoises au bord de fuite réduisait les performances de transfert de chaleur de 17 % et 29 % respectivement et réduit la perte de charge de 39 % et 47 % respectivement. Ils concluent que l'utilisation de tiges et d'entretoises au bord de fuite est avantageuse pour réduire le facteur de frottement avec moins d'impact sur l'amélioration du transfert de chaleur.

**Eiamsa-ard et al. [80, 81]** rapportent les résultats de la décomposition du tourbillon dans des tubes ronds, en utilisant des inserts de bandes torsadées de courte longueur. Ils démontrent que les inserts de ruban torsadé de courte longueur ont une performance de transfert de chaleur plus faible que les inserts de ruban torsadé pleine longueur. Ils montrent également que les bandes courtes ont des nombres de Nusselt et des coefficients de frottement inférieurs à ceux des bandes torsadées pleine longueur.

Plusieurs auteurs ont également étudié d'autres modifications des géométries des bandes torsadées. **Eiamsa-ard et al. [82]** ont étudié et comparé les performances de bandes torsadées typiques, alternées dans le sens horaire et antihoraire. Dans une autre étude, **Eiamsa-ard et al. [83]** ont étudié expérimentalement et numériquement l'utilisation d'inserts de bande torsadée à double contre-tourbillon/co-tourbillon. Ils ont signalé plus d'amélioration du transfert de chaleur dans les bandes à contre-tourbillon que dans les bandes à double tourbillon.

**Chiu et Jang [84]** ont étudié numériquement et expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur avec des inserts en ruban torsadé de différents angles avec des trous. **Eiamsa-ard [85]** ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur avec des inserts de ruban torsadés ayant des ailes centrales, des axes alternés et des ailes centrales avec des axes alternés. **Eiamsa-ard [86]** ont étudié expérimentalement des inserts de bande torsadée delta-winglet pour des rapports de torsion 3.4 et 5 avec des rapports de coupe d'aile de 0.11, 0.21 et 0.32. Ils trouvent une amélioration du transfert de chaleur plus élevée dans les inserts de bandes torsadées delta-winglet que dans les bandes torsadées typiques.

D'autres modifications de la géométrie rapportées dans la littérature comprennent: les bandes torsadées avec des bords dentelés (**Eiamsa-ard et al. [87]**), les bandes torsadées cassées (**Chang et al. [88]**), les bandes torsadées avec des axes alternés et des ailes triangulaires, rectangulaires et trapézoïdales (**Wongcharee et al. [89]**), des bandes torsadées avec des coupes carrées (**Murugesan et al. [90]**), bandes torsadées avec clous métalliques (**Murugesan et al. [91]**), tubes convergents et divergents avec bandes torsadées doubles à contre-tourbillonnement (**Hong et al. [92]**).

Plusieurs auteurs ont également étudié l'amélioration du transfert de chaleur à l'aide d'inserts en ruban torsadé. **Zimparov [93, 94 et 95]** a étudié expérimentalement les performances de transfert de chaleur dans des tubes ondulés avec des inserts en ruban torsadé. Des corrélations ont été calculées mathématiquement pour le coefficient de frottement et pour les coefficients de transfert de chaleur par convection. **Thianpong et al. [96]** ont étudié expérimentalement les performances de transfert de chaleur d'un tube alvéolé avec des inserts de ruban torsadés. **Bharadwaj [97]** ont étudié l'utilisation combinée de bandes torsadées et de rainures en spirale pour l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube circulaire, à la fois pour l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent. **Promvonge et al. [98]** ont étudié l'utilisation combinée d'inserts en ruban torsadé et d'anneaux coniques pour l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube. **Promvonge [99]** ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube à nervures hélicoïdales avec deux inserts de ruban torsadé. **Liao et Xin [100]** ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube en utilisant une combinaison d'inserts de bande torsadée ou d'inserts de bande segmentée avec des ailettes internes.

Dans ces études, les performances de transfert de chaleur ont été considérablement augmentées en combinant des inserts de ruban torsadé avec d'autres méthodes d'amélioration. Cependant, le frottement du fluide a également augmenté de manière significative.

D'autres chercheurs ont proposé plusieurs modifications de bandes torsadées comme moyen de réduire le frottement des fluides. Outre les inserts de ruban torsadé régulièrement espacés, l'utilisation d'inserts de ruban torsadé placés séparément du mur est un autre moyen de réduire le frottement des fluides. Des inserts de bande torsadée placés séparément de la paroi sont également utiles pour empêcher le dépôt et l'accumulation de matières étrangères sur la surface intérieure du tube, maintenant ainsi des taux de transfert de chaleur élevés. Plusieurs études ont montré que le frottement du fluide dépend en grande partie de l'écart entre la paroi et le ruban torsadé, par exemple les études d'Ayub et Al-Fahed [101], Al-Fahed et Chakroun [102], Bas et Ozceyhan [103] et Eiamsa-ard et al. [104].

**Ayub et Al-Fahed [101]** ont d'abord étudié expérimentalement le frottement des fluides pour des inserts de ruban torsadés placés séparément du mur. Ils ont découvert que l'écart entre le tube et le ruban est responsable de l'énorme perte de charge. **Al-Fahed et Chakroun [102]** ont étudié plus tard l'utilisation d'inserts de ruban torsadé séparés par un mur sur le transfert de chaleur pour développer un écoulement turbulent. Ils rapportent que l'amélioration du transfert de chaleur diminue avec le jeu tube-ruban et que des rubans à ajustement plus serré entraînent une amélioration du transfert de chaleur plus élevée que les rubans torsadés à ajustement lâche.

**Bas et Ozceyhan [103]** ont présenté une étude expérimentale sur l'utilisation d'inserts de ruban torsadé placés séparément du mur. Ils trouvent que le rapport de torsion a un effet majeur sur l'amélioration du transfert de chaleur par rapport au rapport de jeu. Une réduction de la puissance de pompage à mesure que le rapport de jeu augmente est signalée.

**Eiamsa-ard et al. [104]** ont également envisagé l'utilisation d'inserts de ruban torsadé à ajustement libre sur l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube. Ils signalent une amélioration élevée du transfert de chaleur pour le rapport de torsion le plus bas et le rapport de jeu le plus petit. On montre que les facteurs de frottement diminuent à mesure que les rapports de jeu augmentent. Le meilleur facteur de performance thermique a été obtenu à un rapport de dégagement de 0.

**Guo et al. [105]** ont étudié numériquement l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des inserts de ruban torsadé à dégagement central en comparaison avec des inserts de ruban torsadé de faible largeur. Ils trouvent que les deux méthodes sont efficaces pour réduire la résistance à l'écoulement et que le ruban torsadé à dégagement central améliorerait le transfert de chaleur de 7% à 20% par rapport à un tube avec un insert de ruban torsadé conventionnel, tandis que pour les rubans de faible largeur, le transfert de chaleur et les performances thermo-hydrauliques étaient affaiblis en coupant le bord du ruban.

Récemment, **Zhang et al. [106]** ont utilisé les principes de l'amélioration du transfert de chaleur dans l'écoulement central, pour étudier numériquement les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur pour l'écoulement laminaire, en utilisant de multiples inserts de ruban torsadé régulièrement espacés. Ils ont considéré plusieurs arrangements de bandes torsadées avec un rapport de torsion relatif de 2.5 placées séparément. Ils concluent que le facteur d'amélioration du transfert de chaleur augmente avec la distance entre les bandes, que l'amélioration du transfert de chaleur ainsi que le coefficient de frottement augmentent à mesure que le nombre de bandes augmente. Il a été démontré que l'amélioration du transfert de chaleur augmente dans la plage de 162 % à 189 % tandis que le facteur de friction augmente dans la plage de 5.33 à 7.02 fois par rapport à un tube ordinaire.

Une autre technique passive plus utilisée est l'utilisation d'inserts perforés. Plusieurs autres variantes d'inserts de tubes ont été étudiées par plusieurs chercheurs :

**Kurtbaş et al. [107]** ont proposé et étudié un nouveau générateur de turbulence de type injecteur conique pour l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube à flux thermique constant. Ils ont considéré des angles de cône de 30°, 45° et 60° et des nombres de Reynolds compris entre 10000 et 35000 avec différents nombres de trous circulaires dans les différentes sections transversales. En utilisant des directeurs d'écoulement d'angles différents, un écoulement décroissant a été obtenu. Les auteurs ont conclu que le rapport d'amélioration du transfert de chaleur diminue avec une diminution du nombre de Reynolds et augmente à mesure que l'angle du directeur d'écoulement augmente. On montre que le transfert de chaleur et la perte de charge sont considérablement affectés par l'angle du cône. Le rapport de performance de transfert de chaleur mesuré à puissance de pompage constante a été obtenu dans la plage de 1.3 à 2.2.



**Fan et al. [108]** démontrent que l'utilisation d'inserts en bandes coniques donne de bonnes performances thermo-hydrauliques en régime d'écoulement turbulent. L'air a été utilisé comme fluide de travail. D'après leur étude, le nombre de Nusselt a été augmenté jusqu'à 5 fois et le coefficient de frottement a augmenté jusqu'à 10 fois par rapport à un tube lisse. Une comparaison dans la gamme de 1.67 à 2.06 a été obtenue pour des nombres de Reynolds de 12000 à 42000.

Dans leur récente étude, **You et al. [109]** ont montré que les inserts en bande conique présentent d'excellentes performances en régime d'écoulement laminaire. Le nombre de Nusselt a été multiplié par 3.70 à 5.51 et le coefficient de frottement a été augmenté de 5.31 à 14.77 par rapport à ceux des tubes lisses. Les critères d'évaluation des performances basés sur une puissance de pompage constante se sont avérés être compris entre 1.17 et 2.97.

**Kongkaitpaiboon et al. [110]** ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection et la perte de pression dans un tube rond équipé de générateur de tourbillons à anneau circulaire. En utilisant l'air comme fluide d'essai, une condition aux limites de flux thermique uniforme et des nombres de Reynolds compris entre 4000 et 20000, ils ont obtenu une augmentation du transfert de chaleur d'environ 57 % à 195 % par rapport à un tube ordinaire. Le facteur de performance thermique maximal basé sur une comparaison de puissance de pompage constante a été trouvé égal à 1.07 et le minimum d'environ 0.5.

**Kongkaitpaiboon et al. [111]** ont envisagé, dans une autre étude, l'utilisation d'anneaux coniques perforés dans le transfert de chaleur convectif turbulent. Ils ont utilisé des conditions aux limites de flux thermique uniformes et des nombres de Reynolds compris entre 4000 et 20000. Pour la gamme de paramètres considérés dans leurs expériences, le transfert de chaleur a été augmenté jusqu'à 137 %. Le facteur de performance thermique maximal était d'environ 0.92 à un rapport de pas de 4 avec un anneau conique de 8 trous pour le plus petit nombre de Reynolds. Le facteur de performance thermique le plus bas était d'environ 0.5.

**Promvongse [112]** présente une étude expérimentale sur l'amélioration du transfert de chaleur dans des tubes ronds avec des inserts annulaires coniques. Différents rapports de diamètre ont été considérés ( $d/D = 0.5, 0.6$  et  $0.7$ ) avec différentes dispositions pour les anneaux. L'air a été utilisé comme fluide d'essai avec une condition aux limites de flux thermique uniforme et des nombres de Reynolds variés entre 6000 et 26000. Il a obtenu une augmentation du transfert de chaleur comprise entre 91 % et 333 % avec une augmentation substantielle du facteur de frottement. Les

efficacités d'amélioration basées sur une comparaison de puissance de pompage constante étaient comprises entre 0.86 et 1.80.

**Promvonge et al. [113]** ont étudié expérimentalement l'influence des turbulateurs à buses coniques sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans un tube circulaire. Pour les agencements de buses divergents et les agencements de buses convergents. Les rapports de pas étaient de 2, 4 et 7 et les nombres de Reynolds ont été pris dans la gamme de 8000 à 18000. Ils ont montré une augmentation du transfert de chaleur entre 236 % et 344 % par rapport à un tube simple en fonction du nombre de Reynolds et de la disposition des turbulateurs.

#### **II.4 Conclusion**

Comme il ressort clairement de la revue bibliographique précédente, de nombreuses études ont été orientées vers la recherche des moyens optimaux pour améliorer les performances thermiques des concentrateurs solaires cylindro-parabolique. L'utilisation d'ailettes internes se trouve parmi les techniques d'amélioration du transfert thermiques les plus efficaces. Dans ce contexte, diverses formes géométriques d'ailettes ont été testées dans la littérature.

## **Chapitre III**

### **Modélisation**

# **Mathématique et procédure de résolution numérique**

### III.1 Introduction

Cette partie est réservée à la présentation du modèle mathématique régissant les phénomènes de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur monophasique dans le tube absorbeur du capteur solaire cylindro-parabolique. Dans cette partie, nous présentons la procédure numérique de résolution des équations du modèle mathématique.

### III.2 Formulation mathématique

On considère un tube absorbeur de longueur  $L = 2$  m, de diamètre intérieur  $D_i = 0.066$  m et de diamètre extérieur  $D_e = 0.07$  m. Des ailettes longitudinales (ou chicanes) ont été attachées à l'intérieur du tube sur sa partie inférieure uniquement. Ces ailettes ont une hauteur 'p' variant de 5 à 20 mm et une épaisseur 't' variant de 2 à 8 mm (figure III.1).

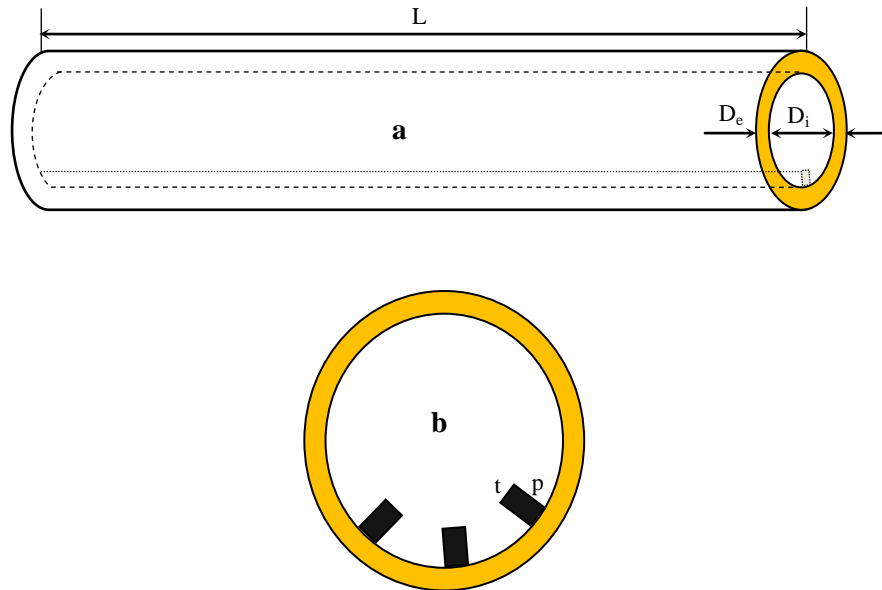


Figure III.1 Tube absorbeur étudié : **a**- vue longitudinale, **b**- coupe transversale.

L'écoulement dans le tube absorbeur est considéré tridimensionnel, stationnaire et le fluide est supposé incompressible et Newtonien en régime turbulent avec transfert de chaleur. Les équations traduisant le transport de masse, de quantité de mouvement et d'énergie régissant de tels écoulements sont les équations de Reynolds moyennées 'Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations (RANS)' [114]:

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i})}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u_i u_j}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i u_j} \right] \quad (\text{III.2})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_j C_p T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{\delta_{h,T}} \frac{\partial(C_p \overline{T})}{\partial x_j} \right) + \left[ \mu_j \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} + \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} \delta_{i,j} - \overline{\rho u_i u_j} \right] \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (\text{III.3})$$

Les équations obtenues font apparaître un nombre d'inconnues supplémentaires ( $-\overline{\rho u_i u_j}$ ) appelées contraintes de Reynolds, d'où la nécessité d'un modèle de turbulence afin de fermer le système. Dans ce travail, nous avons utilisé le modèle de turbulence k-ε Realizable. C'est un modèle semi empirique basé sur le concept de Boussinesq reliant les contraintes de Reynolds au taux de déformation moyen :

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho K + \mu_t \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k}) \delta_{i,j} \quad (\text{III.4})$$

Où k représente l'énergie cinétique turbulente, son équation de transport est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho K \overline{u_j}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + G_K - \rho \varepsilon \quad (\text{III.5})$$

Et ε représente le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, son équation de transport est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon \overline{u_j}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\delta_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{K + \sqrt{\nu K}} \quad (\text{III.6})$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Le terme de production  $G_k$  se calcul par la relation :

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (\text{III.7})$$

La génération d'énergie cinétique de turbulence  $G_b$  est donnée par :

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{III.8})$$

Où  $Pr_t$  est le nombre de Prandtl turbulent  $g_i$  est la composante du vecteur gravitationnel dans la direction (i). Pour ce modèle, la valeur par défaut de  $Pr_t$  est de 0,85.

La viscosité turbulente est donnée par:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.9})$$

La différence entre le modèle réalisable et les modèles standard et RNG est que  $C_\mu$  n'est plus constant, mais calculée à partir de la relation:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}}$$

Où 
$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k$$

$\overline{\Omega_{ij}}$  est le tenseur moyen de vitesses de rotation, vu dans un référentiel tournant avec la vitesse angulaire  $\omega_k$ .

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

$S_k$  et  $S_\varepsilon$  sont des termes sources définis par l'utilisateur.

$\sigma_k$  et  $\sigma_\varepsilon$ , sont respectivement les nombres de Prandtl turbulents effectifs inverses relatifs à l'énergie cinétique turbulente et à son taux de dissipation. L'ensemble des autres coefficients est déterminé de façon empirique. Leurs valeurs pour le modèle k- $\varepsilon$  Realizable sont données par:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2$$

La mesure dans laquelle  $\varepsilon$  est affectée par la poussée d'Archimède est déterminée par la constante  $C_{3\varepsilon}$  qui est calculée selon la relation suivante :

$$C_{3\varepsilon} = \tanh\left|\frac{v}{u}\right|$$

Où  $v$  est la composante de la vitesse d'écoulement parallèle au vecteur de gravité et  $u$  est la composante de la vitesse d'écoulement perpendiculaire au vecteur gravitationnel.

Les conditions aux limites utilisées dans nos calculs sont résumées ci-dessous:

1- A l'entrée du tube absorbeur : la vitesse du fluide, sa température et sa pression sont données. Pour initialiser la turbulence, on impose une intensité de turbulence et un diamètre hydraulique à l'entrée. L'intensité de turbulence est calculée par la formule [115] :

$$I = 0.16 \text{Re}^{-1/8}$$

2- A la sortie du tube absorbeur: tous les gradients sont considérés nuls (régimes hydrodynamique et thermique complètement établis).

3- Sur la moitié inférieure externe du tube absorbeur : un flux thermique concentré est imposé.

4- Sur la moitié supérieure externe du tube absorbant : un flux thermique uniforme est imposé.

5- Aux interfaces solides-fluides (parois intérieure du tube) : les conditions de couplage sont appliquées. Le solveur résout les transferts de chaleur directement à partir de la solution de la cellule adjacente. Ainsi, à l'interface, le calcul du flux est défini par :

$$\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{interface}} = \lambda_f \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{interface}}$$

Où  $n$  est la coordonnée locale normale à la surface.

Dans cette étude, la densité de flux de chaleur concentré est calculée par la relation :

$$\varphi_c = C_R \varphi \tag{III.10}$$

Avec

$C_R$ : est le facteur de concentration, dans notre étude  $C_R = 50$ .

$\varphi$ : est la densité de flux solaire incident.

Le fluide caloporteur utilisé tout au long du présent travail est le ‘SYLTHERM 800’. Ses propriétés dépendent de la température, comme il est défini dans les détails techniques du produit [116]. A partir des données techniques du fabricant, les propriétés physiques thermiques ont été représentées par des polynômes dépendant de la température (tableau III.1). Les propriétés thermo-physiques du tube absorbeur (en cuivre) sont résumées dans le tableau III.2 [117].

Tableau III.1 Propriétés thermo-physique du fluide SYLTHERM 800 [116].

Masse volumique kg/m <sup>3</sup>	$\rho = -4.153495 \times 10^{-1} \times T + 1.1057 \times 10^3$
Chaleur spécifique J/kg·K	$C_p = 0.001708 \times T + 1.107798$
Conductivité thermique W/m·K	$\lambda = -5.753496 \times 10^{-10} \times T^2 - 1.875 \times 10^{-4} T + 1.9 \times 10^{-1}$
Viscosité dynamique Pa·s	$\mu = 6.672 \times 10^{-7} \times T^4 - 1.566 \times 10^{-3} \times T^3 + 1.388 \times T^2 - 5.54 \times 10^2 \times T$

Tableau III.2 Propriétés thermo-physique du tube absorbeur en cuivre [117].

Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	895.4
Chaleur spécifique	J/kg·K	380
Conductivité thermique	W/m·K	386

### III.2.1 Nombres adimensionnels et relations utilisées

- Les nombres de Nusselt, de Reynolds et de Prandtl sont calculés respectivement par :

$$Nu = \frac{h \cdot D_{ri}}{\lambda} \quad (\text{III.11})$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi D_{ri} \mu} \quad (\text{III.12})$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{III.13})$$

Dans toutes ces relations  $\lambda$  et  $\mu$  sont calculées à la température moyenne du fluide.

- Le coefficient d'échange par convection moyen est calculé par l'expression :



$$h = \frac{\varphi_u}{(\pi D_{ri} L)(T_r - T_{fm})} \quad (\text{III.14})$$

Où  $T_{fm}$  est la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie du tube absorbeur

$$T_{fm} = \frac{T_{entree} + T_{sortie}}{2} \quad (\text{III.15})$$

$T_r$  est la température moyenne de la paroi interne du tube absorbeur.

$\varphi_u$  est le flux utile, calculé par la relation :

$$\varphi_u = \dot{m} C_p (T_s - T_e) \quad (\text{III.16})$$

$T_e$  et  $T_s$  sont respectivement les températures du fluide à l'entrée et à la sortie du tube absorbeur.

- Le rendement thermique du concentrateur solaire est calculé à partir de la formule :

$$\eta_{th} = \frac{\varphi_u}{\varphi_s} \quad (\text{III.17})$$

$$\varphi_s = A_a G_b \quad (\text{III.18})$$

Avec :

$\varphi_s$  : est le flux reçu sur la surface d'ouverture du collecteur

$G_b$  : est le rayonnement incident mesuré sur le plan d'ouverture.

$A_a$  : est la surface d'ouverture du collecteur

La section transversale du fluide dans l'absorbeur à ailettes est calculée par :

$$A_f = A_0 - A_{ail} \quad (\text{III.19})$$

Avec:

$$A_0 = \pi \frac{D_{ri}^2}{4} \quad \text{et} \quad A_{ail} = N (pt)$$

Où: 'N' est le nombre d'ailette, 'p' la hauteur de l'ailette et 't' son épaisseur.

### III.2.2 L'indice d'amélioration thermique ( $\eta$ )

L'indice d'amélioration thermique ( $\eta$ ) prend en compte l'amélioration du nombre de Nusselt ainsi que l'augmentation du coefficient de frottement. C'est une façon de de comparaison entre le tube absorbeur avec ailettes et le tube lisse dans les conditions de fonctionnement correspondant à la même consommation d'énergie de pompage. L'indice d'amélioration thermique est un critère habituel pour l'évaluation de différentes configurations d'échangeurs de chaleur. Des valeurs élevées de cet indice signifie une performance thermique supérieure. Par exemple,

une valeur de 1.5 de cet indice signifie que la performance thermique est 50 % plus élevée que celle du cas de référence. L'indice d'amélioration thermique s'exprime par [118], [119], [120].

$$\eta = \frac{\left( \frac{Nu}{Nu_0} \right)}{\left( \frac{f}{f_0} \right)^{1/3}} \quad (\text{III.20})$$

L'indice '0' dans le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement est relatif au tube lisse.

### III.3 Procédure de résolution numérique

La simulation numérique en mécanique des fluides CFD 'Computational Fluid Dynamics' est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception et est largement utilisée dans l'industrie. Le choix de l'utilisation de la méthode numérique dépend essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou in stationnaire.

Les logiciels de simulation numérique des écoulements peuvent maintenant être considérés comme de véritables expérimentations numériques lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des méthodes numériques est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc...), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement.

Dans une expérimentation réelle, l'obtention de ces quantités physiques en tout point du champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. Cependant, la simulation numérique directe des équations de Navier-Stokes est encore limitée à des nombres de Reynolds modérés. Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à la nature de l'écoulement. En particulier, le maillage doit être fin dans les zones où l'on atteint des gradients physiques très importants. Une connaissance à priori du champ de vitesse tiré d'expériences sur des écoulements similaires est donc utile pour l'établissement du maillage. Le maillage peut être raffiné à partir des résultats obtenus en identifiant les zones de l'écoulement dans lesquelles le calcul ne converge pas parfaitement (par exemple les éléments dans lesquels la condition d'incompressibilité n'est pas complètement satisfaite).

### III.3.1 Géométrie et maillage avec GAMBIT

La géométrie et le maillage du tube absorbeur du concentrateur cylindro-parabolique ont été effectués en utilisant le logiciel GAMBIT qui permet de concevoir un modèle géométrique ou d'importer un modèle à partir d'autres logiciels de CAO (CATIA, ANSYS, SOLIDWORKS,...). Le maillage du tube absorbeur a nécessité un grand nombre de mailles ce qui a nécessité un temps de calcul important, mais présente l'avantage de pouvoir représenter le domaine étudié, notamment aux interfaces fluide-solide où le maillage a été raffiné.

### III.3.2 Calcul avec FLUENT

La simulation numérique est un outil indispensable dans le développement et l'étude des systèmes industriels. FLUENT est l'un des logiciels les plus performants dans le domaine de la CFD (Computational Fluid Dynamics). Les équations gouvernantes avec les conditions à limites appropriées dans la section précédente, ont été résolues numériquement par la méthode des volumes finis en utilisant le code de simulation FLUENT. Cette résolution nous a permis d'appréhender les champs hydrodynamique et thermique dans le tube absorbeur. Concernant la résolution des équations de mouvement par la méthode des volumes finis avec FLUENT, nous avons opté pour l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) pour le couplage vitesse-pression. La discrétisation de la pression est obtenue par un schéma standard et un schéma du second ordre décentré est choisi pour les discrétisations des équations de quantité de mouvement et d'énergie. Le modèle k- $\epsilon$  Realizable est choisi pour modéliser la turbulence dans le tube absorbeur.

### III.3.3 Etude de l'indépendance du maillage

Une étude de l'indépendance du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que la solution du problème obtenue après calcul ne soit pas affectée par la taille ou la qualité du maillage. Pour cela, nous avons calculé quelques paramètres pour différents maillages et pour un débit volumique du fluide égal à 3.42 l/s et une température d'entrée de 500K. Les paramètres calculés sont : la différence de pression ( $\Delta P$ ), la température à la sortie du tube absorbeur ( $T_{\text{sortie}}$ ), la température moyenne de la paroi interne du tube absorbeur ( $T_r$ ), le coefficient de frottement ( $f$ ) et le nombre de Nusselt ( $Nu$ ). Les détails des différents maillages étudiés sont représentés dans le tableau III.3.

Tableau III.3 Maillages utilisés dans l'étude de l'indépendance du maillage.

Paramètres	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6	Cas 7
Nombre d'éléments	218940	414715	635193	738468	831260	981564	1186185
$\Delta P$ (Pa)	241,54	242,09	242,34	242,69	242,64	242,67	242,66
$T_{\text{sortie}}$ (K)	502,26	502,32	502,33	502,32	502,31	502,32	502,33
$T_r$ (K)	559,29	559,6	559,51	559,49	559,23	559,29	559,32
$f$	0,0214	0,0213	0,0214	0,0214	0,0214	0,0214	0,0214
$Nu$	469,92	480,09	482,98	480,99	481,06	482,73	483,25

D'après le tableau III.3, on peut constater que les valeurs de la majorité des différents paramètres étudiés se stabilisent à partir du 'Cas 3'. C'est ce maillage qui sera donc choisi pour le reste de notre étude. Ce maillage comporte un nombre d'élément égal à 635193, il est illustré sur la figure III.2.

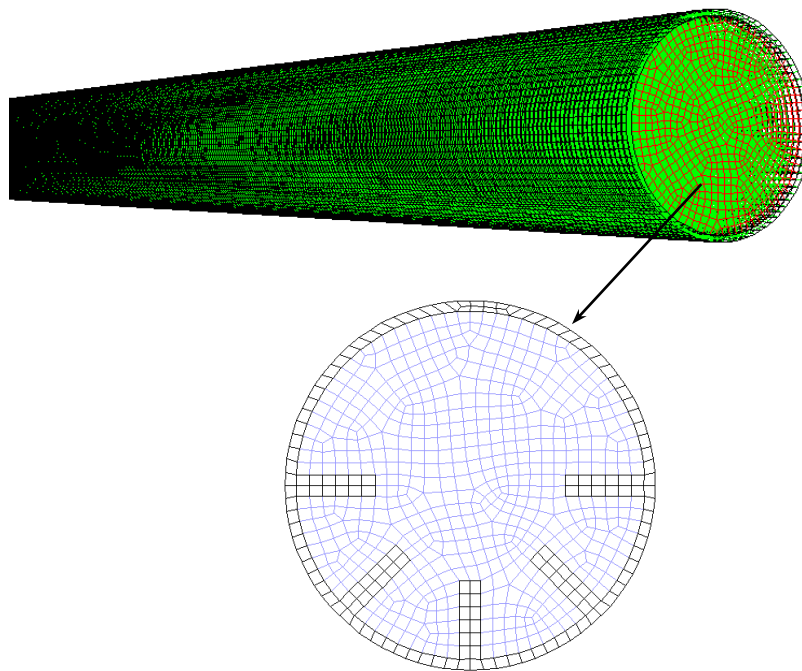


Figure III.2 Représentation du maillage utilisé dans la présente étude.

### III.3.4 Validation

Afin de valider notre procédure de calcul, quelques résultats de la simulation numérique obtenues par FLUENT ont été comparés aux résultats obtenues par des corrélations théoriques. Les paramètres utilisés sont le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt.

Concernant le coefficient de frottement, nous avons choisi les corrélations de de Petukhov et de Blasius [118]:

- Corrélation de Petukhov :

$$f_{th} = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (\text{III.21})$$

Cette corrélation est valable pour :  $10^4 < Re < 5.10^6$  et  $0,5 \leq Pr \leq 2000$

- Corrélation de Blasius :

$$f_{th} = 0,16 Re^{-0,25} \quad (\text{III.22})$$

Cette corrélation est valable pour :  $Re \geq 2.10^4$

Les valeurs numériques du coefficient de frottement sont calculées par l'expression :

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u^2} \left( \frac{D_{ri}}{L} \right) \quad (\text{III.23})$$

Les résultats de la comparaison sont représentés sur la figure III.3.

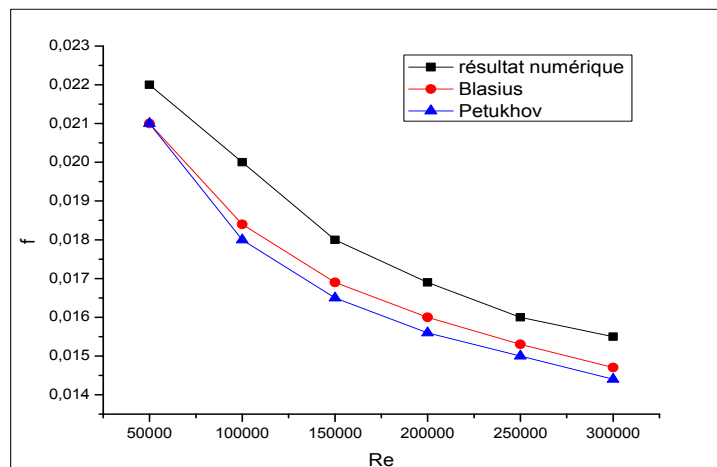


Figure III.3 Comparaison des valeurs théoriques et numériques du coefficient de frottement.

On constate une bonne concordance entre les valeurs du coefficient de frottement issues des corrélations théoriques et ceux obtenus par notre procédure numériques avec une erreur maximale de 3,87 %.

En ce qui concerne le nombre de Nusselt, nous avons les corrélations de Gnielinski [118] et Notter-Rouse [119] :

- Corrélation de Gnielinski:

$$Nu_{th} = \frac{(Re-1000) Pr (f_{th} / 8)}{1 + 12.7(Pr^{2/3} - 1)(f_{th} / 8)^{0.5}} \quad (III.24)$$

- Corrélation de Notter-Rouse:

$$Nu_{th} = 5 + 0,015 Re^{0,856} Pr^{0,347} \quad (III.25)$$

Ces deux corrélations sont valables pour :  $Re \geq 2300$ .

Les valeurs numériques du nombre de Nusselt sont calculées à partir des expressions :

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} D_{ni}}{\lambda} \quad (III.26)$$

Avec :

$$\bar{h} = \frac{\Phi_p}{T_r - T_{mf}} \quad (III.27)$$

Où :

$\Phi_p$  est la densité de flux de chaleur appliqué à la paroi intérieure du tube absorbeur.

$T_r$  est la température moyenne de la surface intérieure du tube absorbeur.

$T_{mf}$  est la température moyenne du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du tube absorbeur.

La comparaison des résultats obtenus est représentée sur la figure III.4.

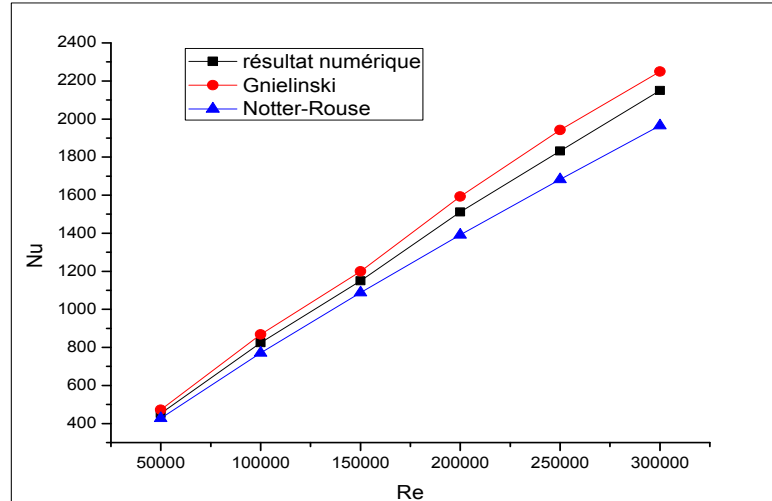


Figure III.4 Comparaison des valeurs théoriques et numériques du nombre de Nusselt.

On constate une bonne concordance entre les valeurs du nombre de Nusselt issues des corrélations théoriques et ceux obtenus par notre procédure numériques avec une erreur maximale de 8,52 %.

Pour une meilleure validation, on a comparé les résultats de notre étude à ceux obtenus par Rolden [120] pour les mêmes conditions et même géométrie. Les résultats de comparaison concernent la température à la sortie du tube absorbeur (figure III.5). On constate également une grande concordance entre les résultats numérique et ceux de Rolden.

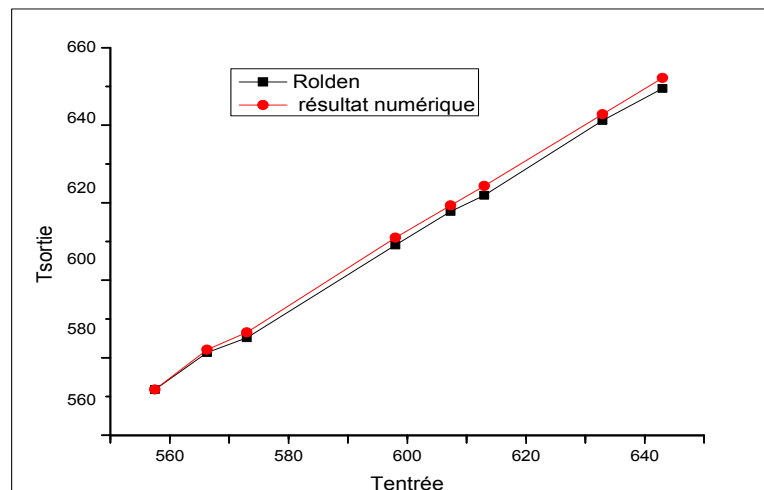


Figure III.5 Comparaison des valeurs théoriques et expérimentales de la température de sortie.

A partir de cette étude de validation, nous pouvons conclure que notre procédure numérique donne de bons résultats comparés aux corrélations empiriques de la littérature et à l'expérience. De ce fait, nous pouvons continuer nos calculs et explorer avec certitude des endroits inaccessibles aux moyens de mesures. Ce qui va nous permettre d'étudier les techniques d'amélioration du transfert de chaleur dans les tubes absorbeur et par conséquent dans les concentrateurs solaire cylindro-paraboliques.

#### **III.4 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté brièvement la formulation mathématique du problème à traiter ainsi que la procédure numérique de résolution de ce problème par le code de calcul FLUENT. L'étude d'indépendance du maillage nous a permis de choisir le maillage optimal. D'autre part, une étude de validation a également permis de valider nos calculs numériques comparés à d'autres résultats.



## **Chapitre IV**

# **Résultats et discussions**

## IV.1 Introduction

L'objectif principal de ce travail est l'étude de l'amélioration des échanges thermiques dans le tube absorbeur du concentrateur solaire cylindro-parabolique. Dans ce contexte, plusieurs techniques ont été suggérées et testées pour aboutir à cet objectif. On cite, à titre d'exemple, les techniques passives et actives dont on trouve les fameux générateurs de tourbillons. Nous avons présenté une étude bibliographique plus ou moins détaillée de ces différentes techniques.

Dans la présente étude, nous avons proposé l'inclusion d'ailettes longitudinales attachées au fond du tube absorbeur mais uniquement à sa partie inférieure où le flux solaire est concentré. Sachant que le transfert thermique est important dans cette partie du tube et sa bonne répartition est très bénéfique pour un bon rendement thermique du concentrateur solaire.

Dans ce contexte, une étude numérique du transfert thermique dans le tube absorbeur avec et sans ailettes longitudinales a été étudiée. L'effet des dimensions, de la disposition et du nombre des ailettes sur le transfert thermique a été exploité par comparaison avec le cas sans ailettes.

Avant de présenter les résultats, une étude d'indépendance du maillage a été établie et a permis le choix du maillage approprié. Ensuite une validation des résultats numériques a été faite par comparaison des valeurs du coefficient de frottement et du nombre de Nusselt obtenues par notre procédure numérique de résolution avec d'autres résultats de la littérature.

## IV.2 Effet de la présence des ailettes

En premier lieu, nous avons comparé un tube absorbeur lisse à celui avec ailettes longitudinales le long de sa partie inférieure. Le tube absorbeur ayant une longueur  $L = 2$  m, un diamètre intérieur  $D_i = 0.066$  m et un diamètre extérieur  $D_e = 0.07$  m. Les ailettes longitudinales possèdent une hauteur 'p' variant de 5 à 20 mm et une épaisseur 't' variant de 2 à 8 mm. La géométrie et le maillage adoptés sont illustrés sur la figure IV.1. Les conditions aux limites relatives aux résultats représentés ci-dessous sont pour l'écoulement du fluide 'Syltherm 800' dans le tube absorbeur étudié avec une température et une pression à l'entrée de 500 K et 1 bar respectivement.

Un rayonnement solaire de  $1000 \text{ W/m}^2$  a été considéré comme flux incident. D'où la partie supérieure du tube absorbeur reçoit donc :

$$\Phi_{p\_sup} = \Phi_{solaire} \times \tau_{verre} \times \alpha_{absorbeur} = 1000 \times 0,96 \times 0,95 = 912 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Où,  $\tau_{verre}$  est le facteur de transmission de la couverture en verre et  $\alpha_{absorbeur}$  est le facteur d'absorption du tube absorbeur qui ont les valeurs respectives de 0,96 et 0,95.

La partie inférieure du tube absorbeur reçoit, cependant, une densité de flux concentrée de :

$$\Phi_{p\_inf} = \Phi_{solaire} \times \tau_{verre} \times \alpha_{absorbeur} \times C_R = 1000 \times 0,96 \times 0,95 \times 50 = 45600 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Le débit volumique du fluide caloporteur à l'entrée du tube absorbeur est de 3,42 l/s correspondant à un régime turbulent avec un nombre de Reynolds  $Re = 5,87 \cdot 10^4$ . Les valeurs des propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur 'Syltherm 800' à la température 500 K sont présentées dans le tableau IV.1 :

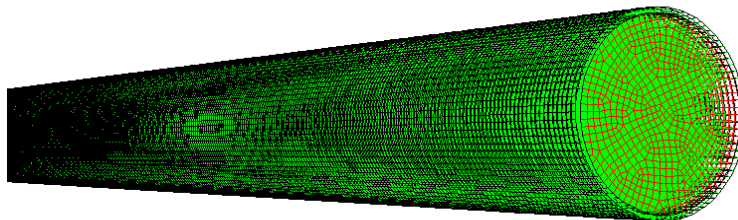


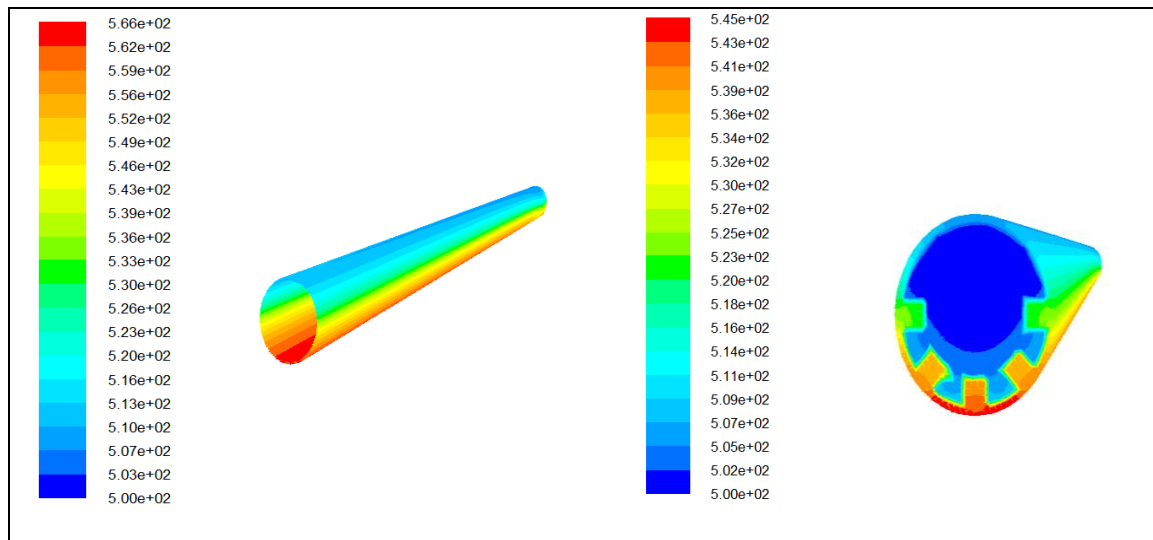
Figure IV.1 Géométrie et le maillage adopté.

Tableau IV.1 Propriétés thermo-physique du fluide SYLTHERM 800 à 500 K [123].

Propriétés	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg·K)	$\lambda$ (W/m·K)	$\mu$ (Pa·s)
T=500 K	747,2	1960	0,0961	0,00084

Les résultats représentés, dans cette étude, sont sous forme de champs dynamiques et thermiques, nombre de Nusselt, coefficient de frottement, efficacité thermique et facteur d'amélioration thermique. La figure IV.2 illustre le champ de température dans le tube absorbeur avec et sans ailettes longitudinales pour les mêmes

conditions. On constate que le refroidissement de la paroi inférieure du tube absorbeur est bien meilleur lorsqu'on ajoute des ailettes. La température maximale atteinte descend de 565 K pour le tube lisse (figure IV.2-a) à 546 K pour le tube avec ailettes (figure IV.2-b), soit une différence de température de 19 K, ce qui signifie que la présence des ailettes améliore le transfert de chaleur entre la paroi et le fluide caloporteur. Les ailettes perturbent la formation de la couche limite thermique et par conséquent l'échange thermique est meilleur.



(a)

(b)

Figure IV.2 Contours de température en [K]: a- absorbeur lisse, b- absorbeur avec ailettes.

### IV.3 Etude paramétrique

Nous avons trouvé, dans la section précédente, que la présence des ailettes dans la partie inférieure du tube absorbeur améliore le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et la paroi solide. Dans ce qui suit nous allons établir une étude paramétrique afin de déterminer les paramètres optimaux des ailettes à savoir: leur nombre et leurs dimensions (hauteur et épaisseur).

#### IV.3.1 Influence de la hauteur des ailettes 'p'

Pour étudier l'influence de la hauteur des ailettes 'p', nous avons fixé l'épaisseur 't' et le nombre 'N' tout en variant cette hauteur de 0 à 20 mm (p = 0mm correspond au cas du tube lisse). La figure IV.3 représente la distribution des températures dans une

coupe transversale à l'entrée et à la sortie du tube absorbeur pour un nombre de Reynolds égale à  $58700$ , un nombre d'ailettes  $N = 5$  et une épaisseur  $t = 4$  mm.

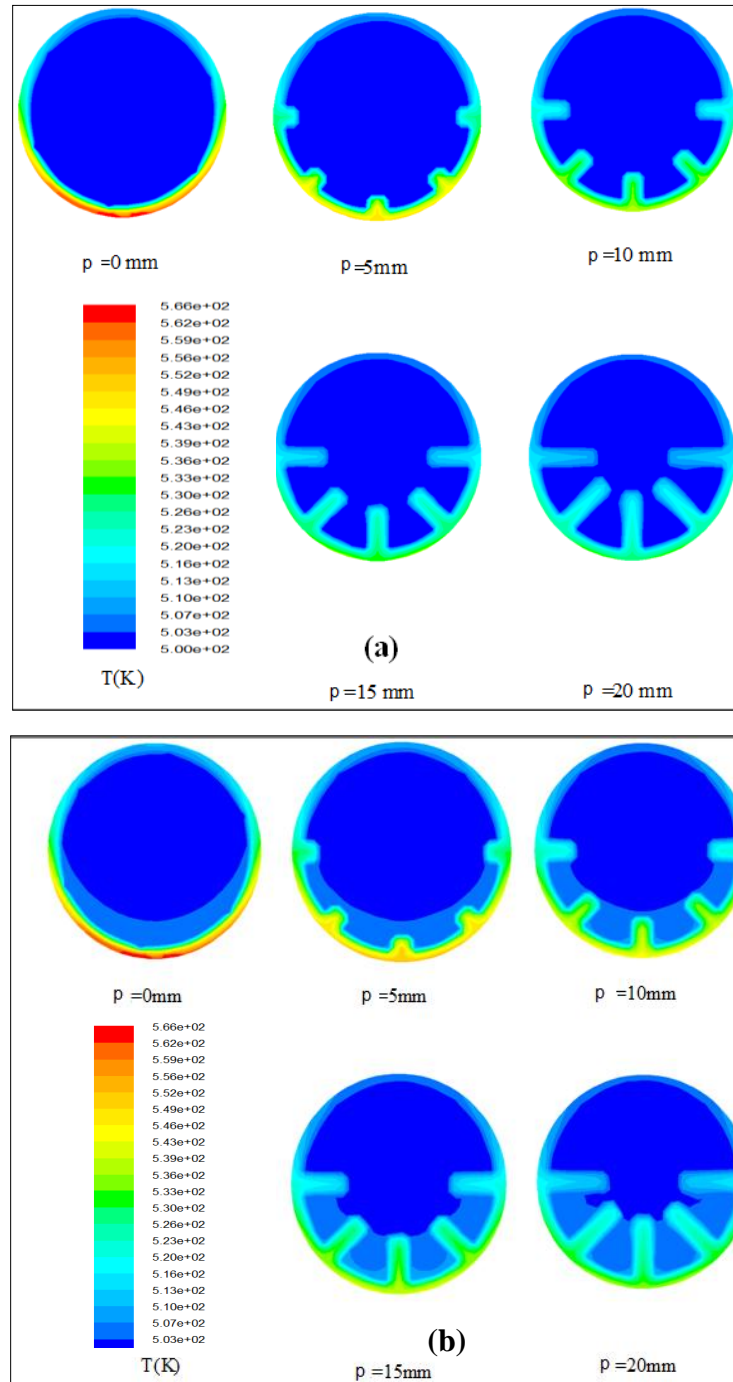


Figure IV.3 Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour  $Re=5.87.10^4$ ,  $N = 5$ ,  $t = 4$  mm : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie.

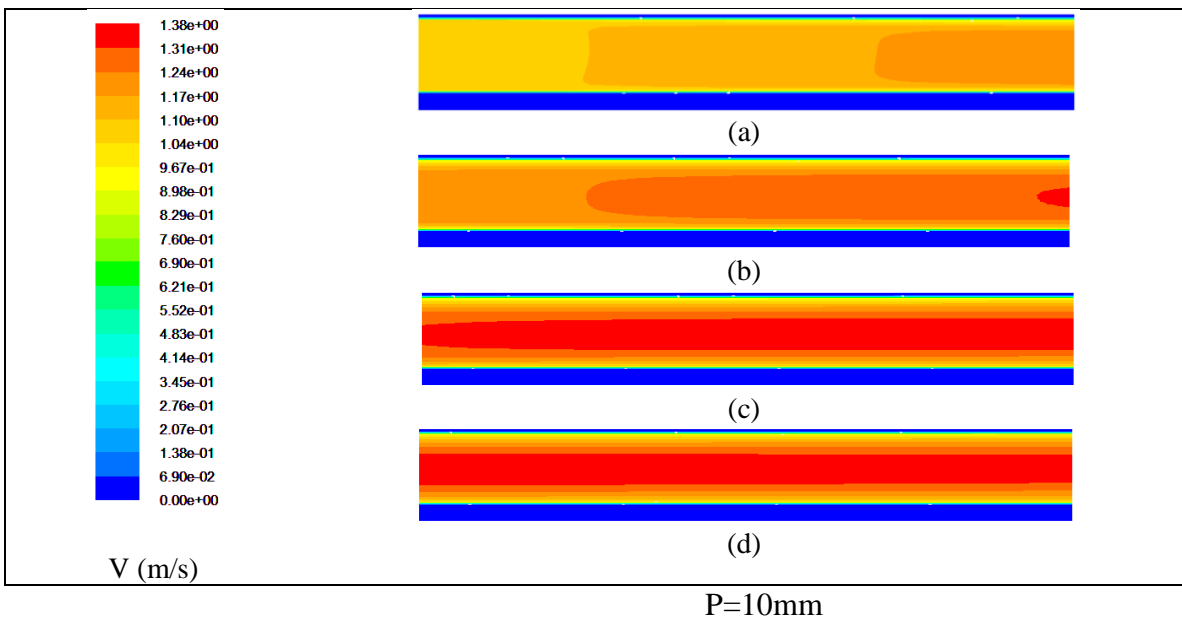
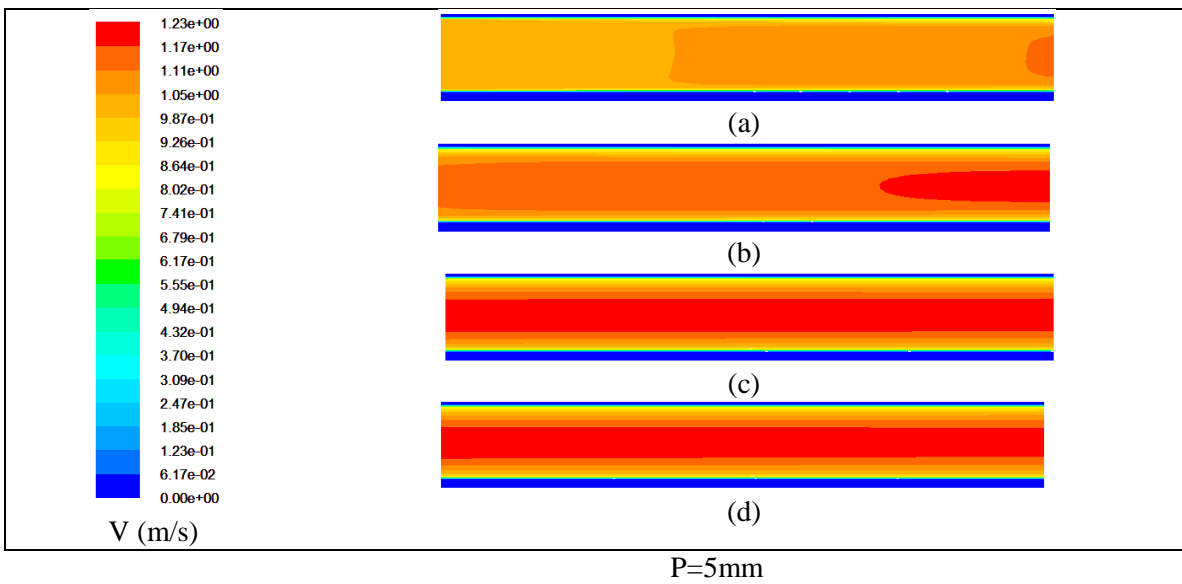
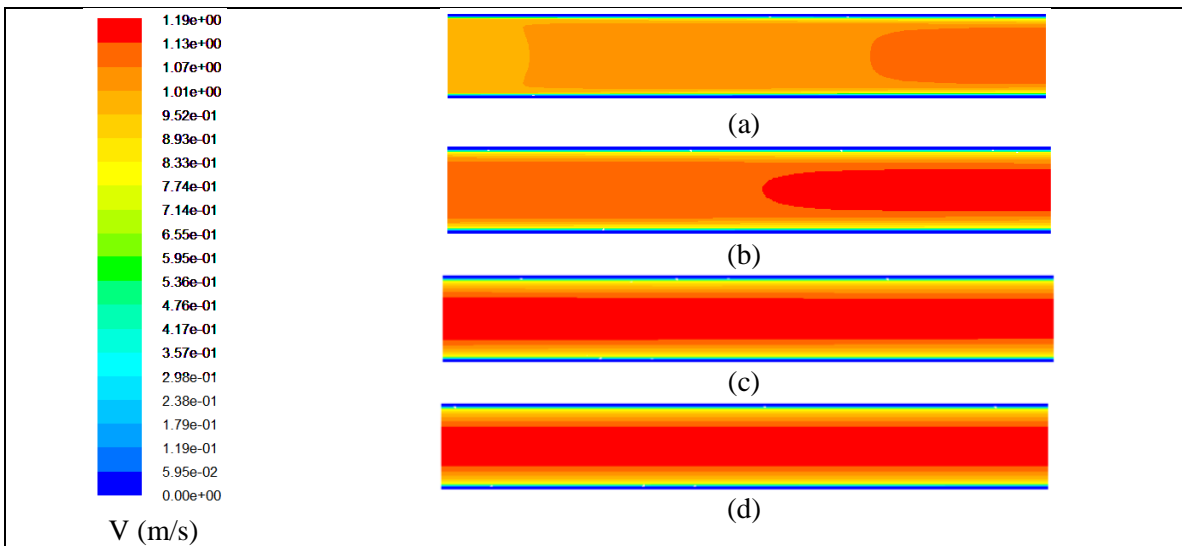
On peut constater, à partir de la figure IV.3, qu'avec l'évolution de la hauteur des ailettes à partir de  $p = 0$  mm (correspondant au cas du tube lisse), la température de la paroi du tube dans sa partie inférieure diminue progressivement en fonction de cette hauteur.

L'augmentation de la hauteur des ailettes conduit à une diminution de la valeur de la température maximale de la paroi du tube absorbeur de 565 K à 539 K. La diminution maximale de la température est obtenue pour la valeur maximale de la hauteur des ailettes ( $p = 20\text{mm}$ ) avec un pourcentage de 4.7 % par rapport au cas du tube lisse (qui correspond presque aux résultats de Gong Xiangtao [16] où la diminution est de 4.8 %). D'autre part, on peut remarquer clairement que l'échange thermique entre le fluide caloporteur et la surface interne du tube est meilleur à la sortie de l'absorbeur.

La figure IV.4 illustre le champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorbeur (de  $x=0\text{m}$  à  $x=0.5\text{m}$ ), (de  $x=0.5\text{m}$  à  $x=1\text{m}$ ), (de  $x=1\text{m}$  à  $x=1.5\text{m}$ ) et (de  $x=1.5\text{m}$  à  $x=2\text{m}$ ). Il est clair que la présence des ailettes modifie la morphologie de l'écoulement et modifie la distribution des vitesses transversales. Cette modification n'est pas la même à l'entrée et à la sortie du tube absorbeur. Aussi l'augmentation de la hauteur des ailettes cause une augmentation des vitesses du fluide caloporteur graduellement. L'ajout de ces ailettes conduit à une augmentation des vitesses du fluide comparé au cas lisse de 1.20 à 1.59 m/s avec un pourcentage d'augmentation de 32.5%. Puisque les champs dynamiques et thermiques sont étroitement liés lors du transfert de chaleur dans les tubes alors l'augmentation des vitesses conduit à l'amélioration du transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi solide du tube absorbeur. L'augmentation maximale de la vitesse est obtenue pour la valeur maximale de la hauteur des ailettes ( $p = 20\text{mm}$ ) à la sortie du tube absorbeur.

Le coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes est représenté sur la figure IV.5. On peut constater que l'allure générale du coefficient de frottement correspond à ce qui existe dans la littérature (diminution graduelle du coefficient de frottement avec l'augmentation du nombre de Reynolds). On remarque également que l'augmentation de la hauteur des ailettes augmente graduellement le coefficient de frottement et, par conséquent, les pertes de charge entre l'entrée et la sortie du tube absorbeur augmentent.

La variation du nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes est représentée sur la figure IV.6. On remarque que l'augmentation de la hauteur des ailettes cause une augmentation du nombre de Nusselt graduellement, l'augmentation maximale est obtenue pour la valeur  $p = 20\text{ mm}$  avec une augmentation à 2.5 fois (de  $Nu = 300$  à  $Nu = 750$ ) par rapport au cas d'un absorbeur lisse.



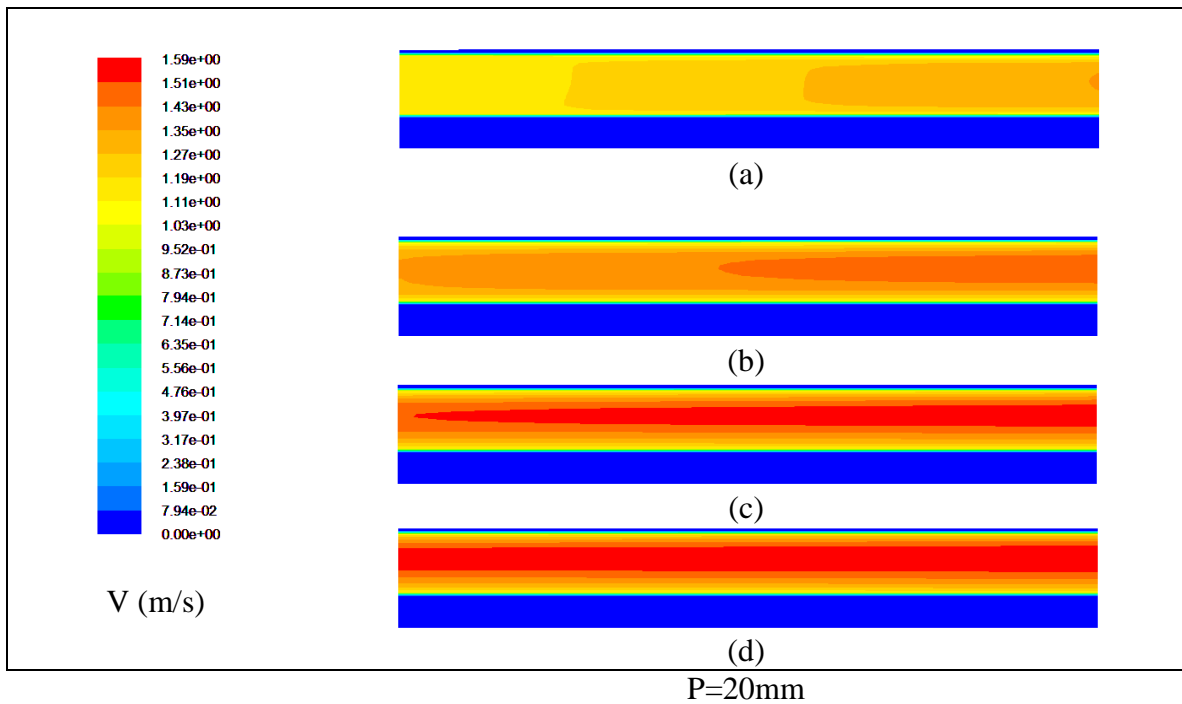
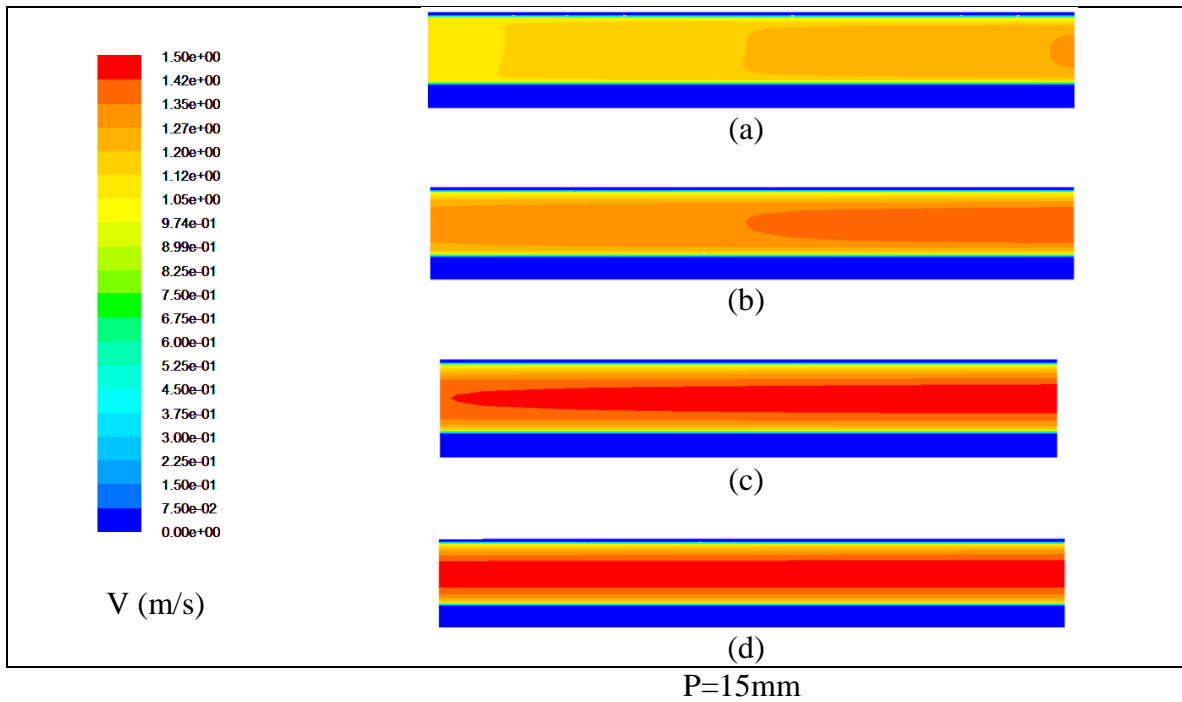


Figure IV.4 Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorber pour  $Re=5.87.10^4$ ,  $N = 5$ ,  $t = 4 \text{ mm}$  : (a) : de  $x=0\text{m}$  à  $x=0.5 \text{ m}$ , (b) : de  $x=0.5\text{m}$  à  $x=1\text{m}$ , (c) : de  $x=1\text{m}$  à  $x=1.5\text{m}$ , (d) : de  $x=1.5\text{m}$  à  $x=2\text{m}$ .



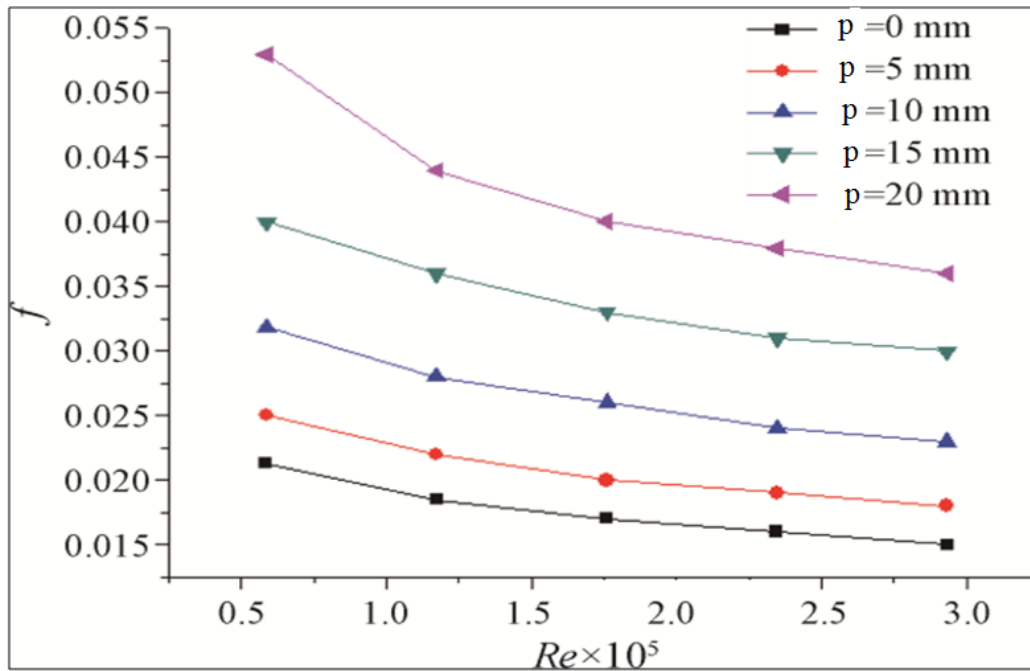


Figure IV.5 Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $t = 4$  mm).

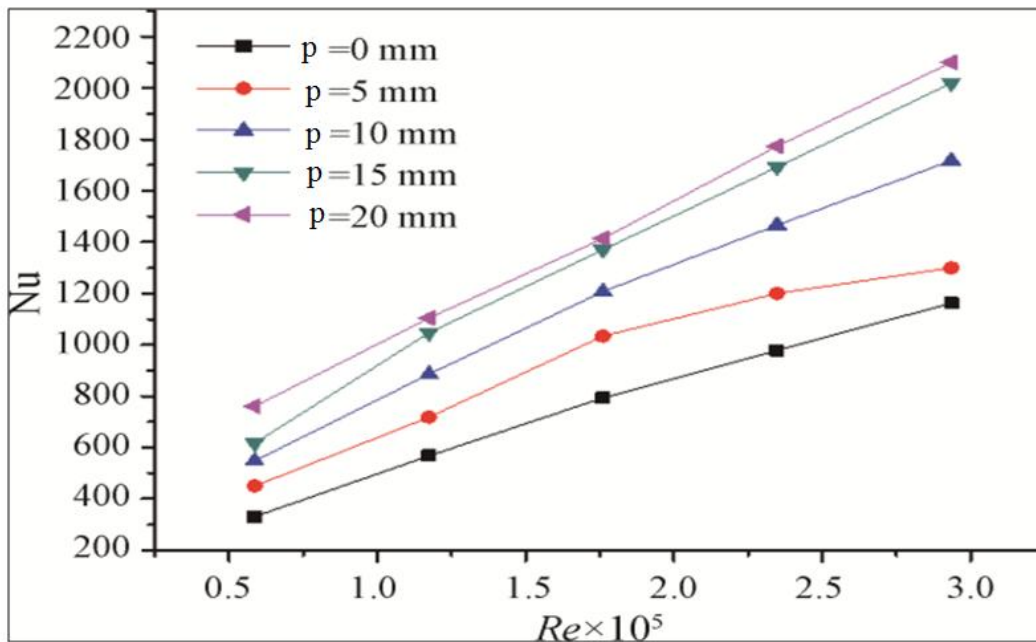


Figure IV.6 Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $t = 4$  mm).

La figure IV.7 illustre la variation de l'efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique (équation I.23) en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes. On remarque que l'efficacité thermique augmente avec

l'augmentation du nombre de Reynolds et que l'attachement des ailettes cause une augmentation de l'efficacité thermique. Cette augmentation dépend de la hauteur des ailettes, sa valeur maximale est de l'ordre de 24.76 %, elle est obtenue pour une hauteur  $P = 15$  mm. Il faut noter que la différence entre les nombres de Nusselt pour les hauteurs  $p = 15$  mm et  $h = 20$  mm est faible (figure IV.6) tandis qu'elle forte pour le coefficient de frottement et donc les pertes de charges (figure IV.5).

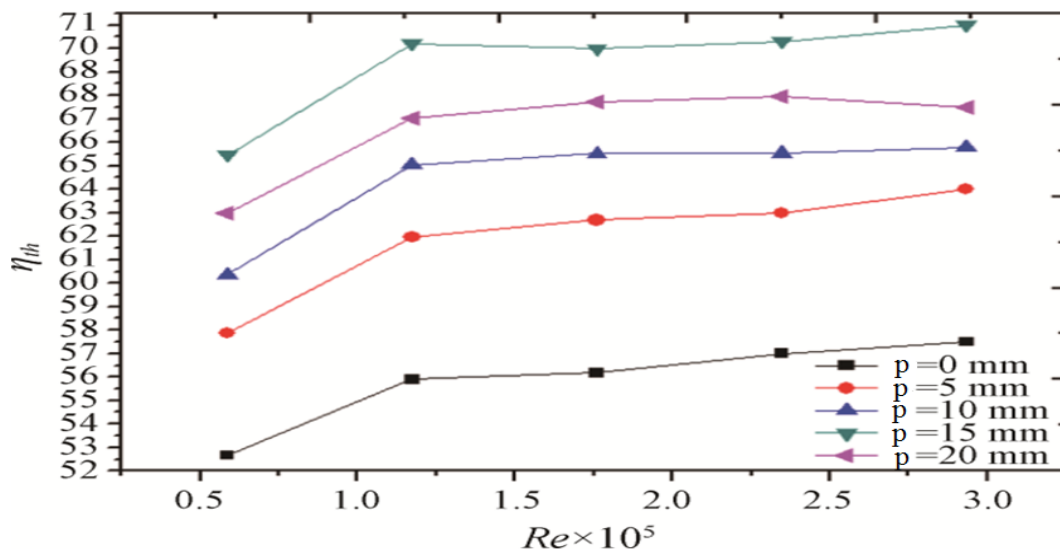


Figure IV.7 Efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $t = 4$  mm).

La variation de l'indice d'amélioration thermique (équation III.19) en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes est présentée sur la figure IV.8. On remarque que l'augmentation de la hauteur des ailettes cause une augmentation de l'indice de l'amélioration thermique graduellement (cette indice est égale à 1 pour le cas du tube lisse). L'augmentation maximale de l'indice d'amélioration thermique est de l'ordre de 1.39. On constate que l'amélioration optimale du transfert thermique est obtenues pour les ailettes ayant une hauteur  $p = 15$  mm pour des grandes valeurs du nombre de Reynolds.

A partir de cette étude, on peut conclure que la hauteur optimale des ailettes, permettant une meilleure amélioration du transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi solide du tube absorbeur correspond à  $p = 15$  mm.

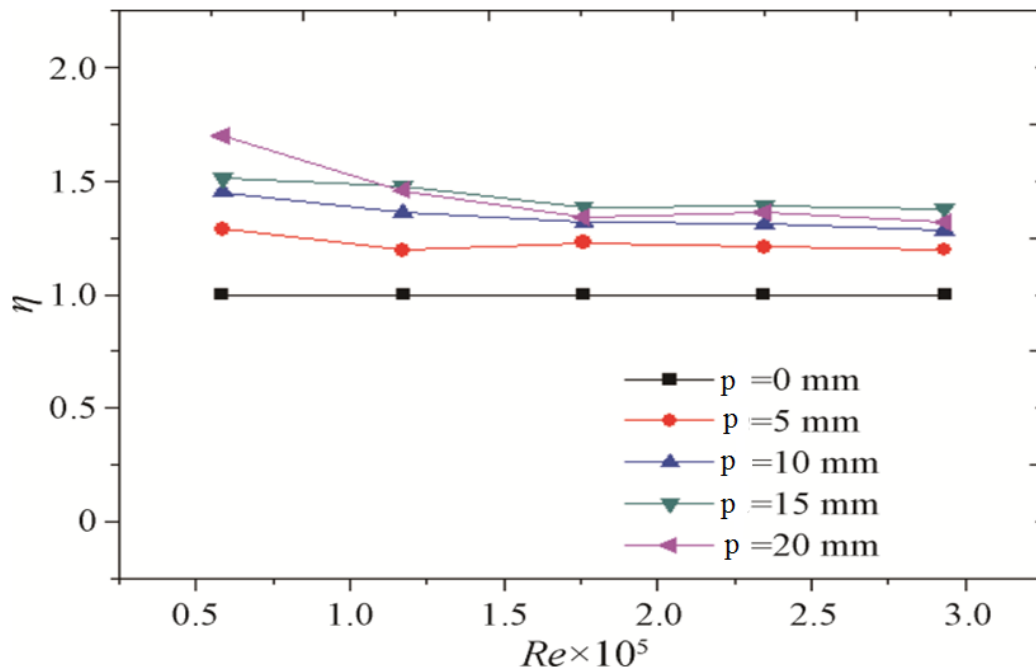


Figure IV.8 Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes hauteurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $t = 4$  mm).

### IV.3.2 Influence de l'épaisseur des ailettes 't'

On adopte la même procédure utilisée pour la hauteur afin d'étudier l'influence de l'épaisseur des ailettes 't' qui sera variée de 0 à 8 mm avec la hauteur optimale trouvée précédemment  $p = 15$  mm et pour un nombre d'ailettes fixe  $N = 5$ .

Les champs de températures (dans une coupe transversale à l'entrée et à la sortie du tube absorbeur) et de vitesses (dans des sections longitudinales le long du tube absorbeur) pour un nombre de Reynolds égale à 58700, différentes épaisseurs, une hauteur  $p = 15$  mm et un nombre d'ailettes  $N = 5$  sont représentés sur les figures IV.9 et IV.10 respectivement. On peut remarquer qu'en augmentant l'épaisseur des ailettes, la température de la paroi du tube dans sa partie inférieure diminue progressivement par rapport au cas du tube lisse ( $t = 0$  mm) et que l'effet de l'épaisseur est plus important vers la sortie du tube absorbeur. De même, l'augmentation de l'épaisseur des ailettes provoque une augmentation progressive des vitesses du fluide caloporteur entraînant ainsi une augmentation des mouvements du fluide caloporteur et donc une augmentation des échanges thermiques. Il faut noter que l'effet de l'épaisseur des ailettes est peu significatif au-delà de  $t = 6$  mm.

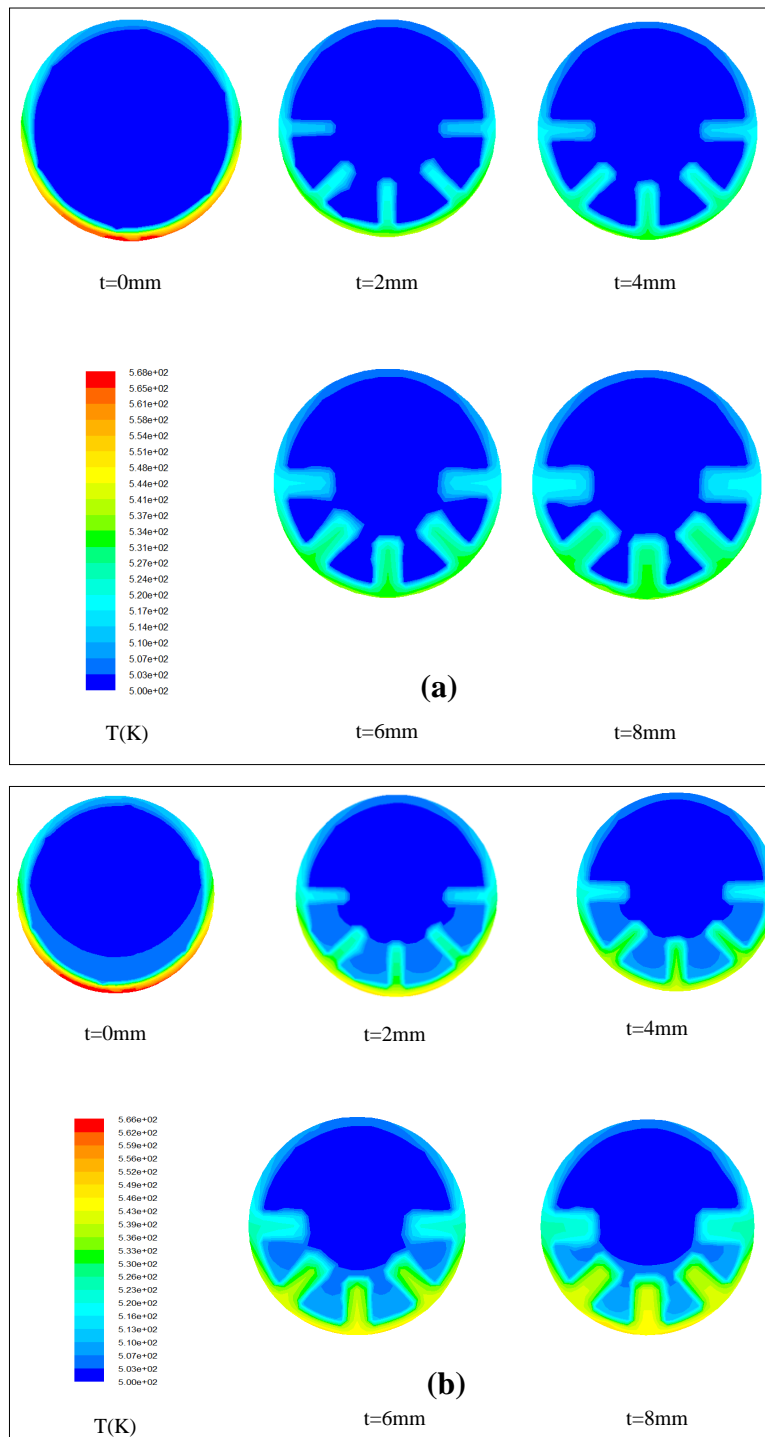
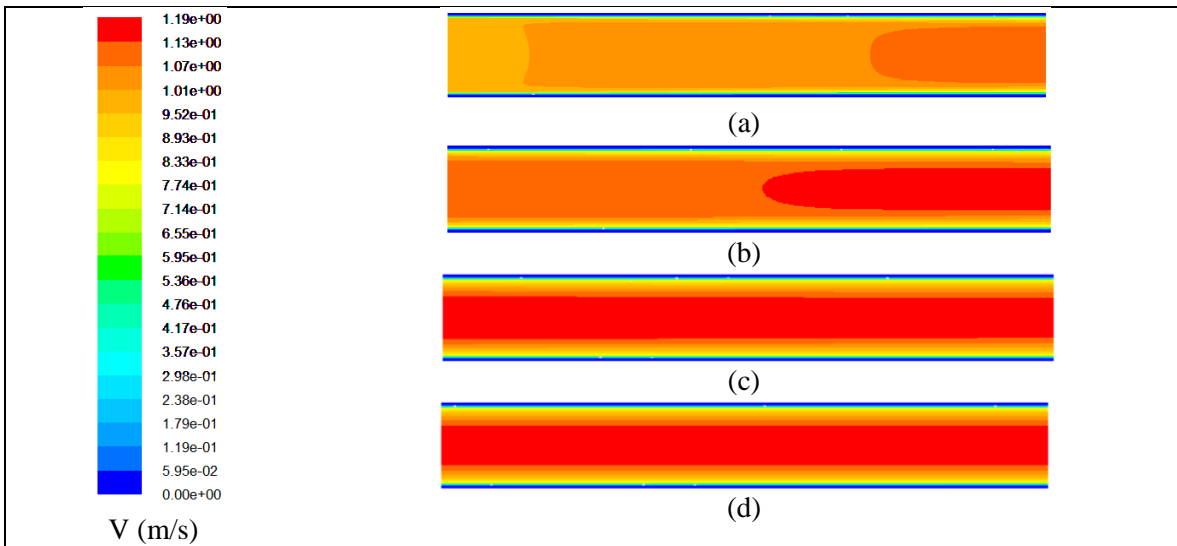
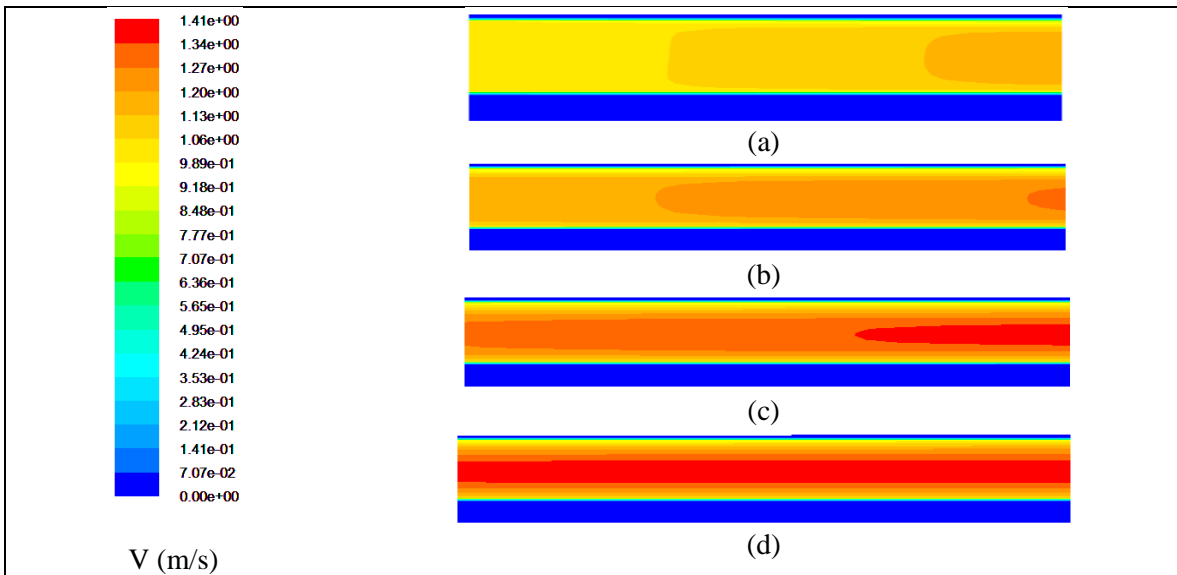


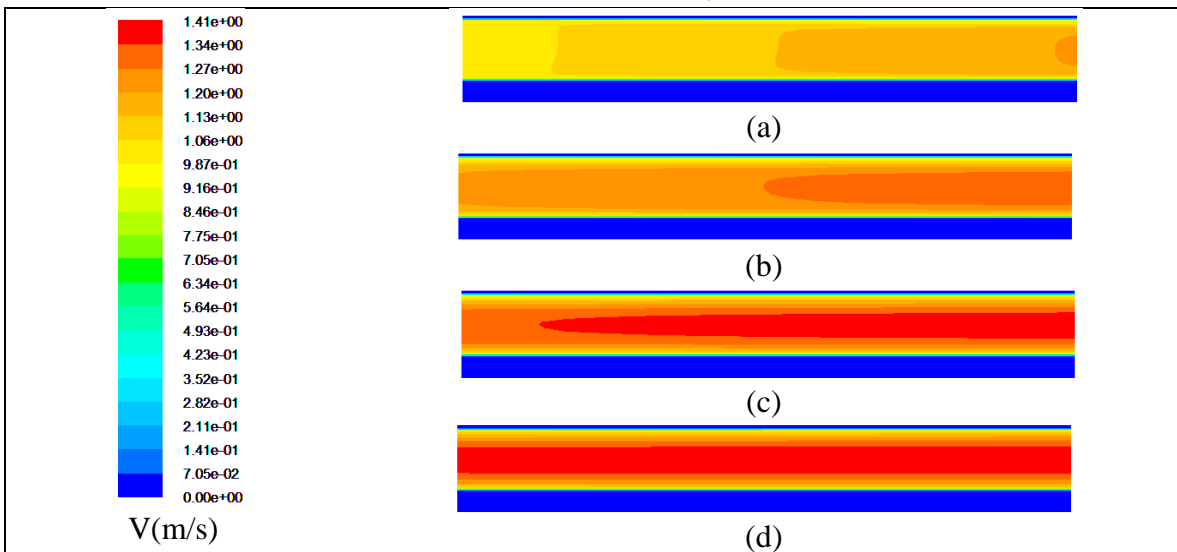
Figure IV.9 Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour  $Re=5.87.10^4$ ,  $N = 5$ ,  $p = 15 \text{ mm}$  : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie.



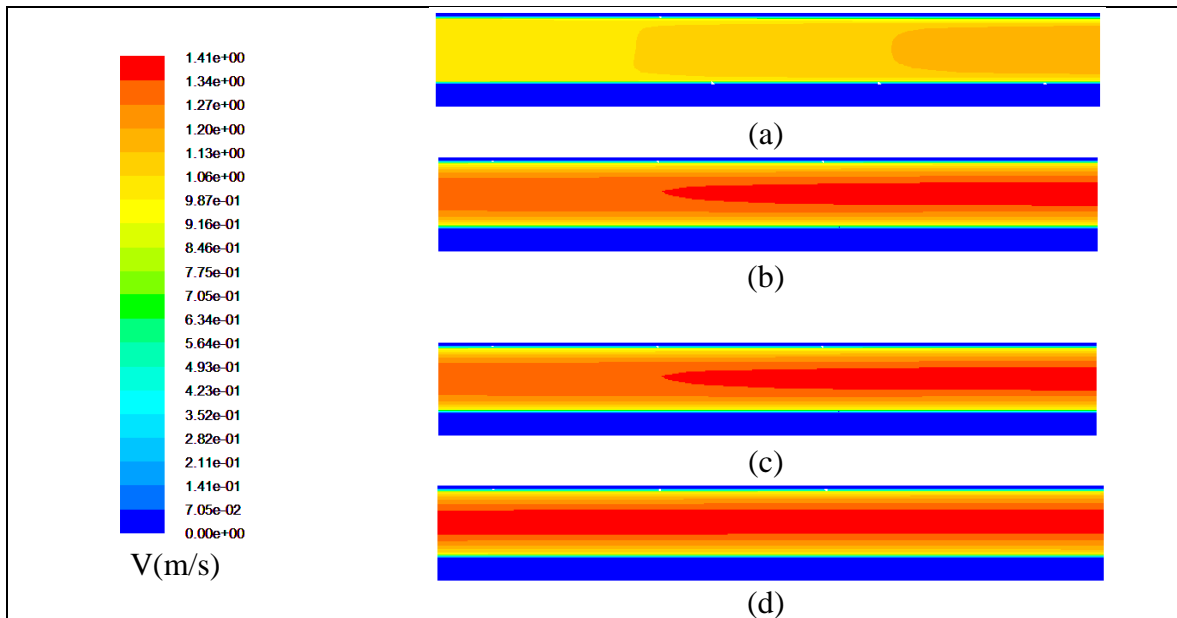
t=0mm



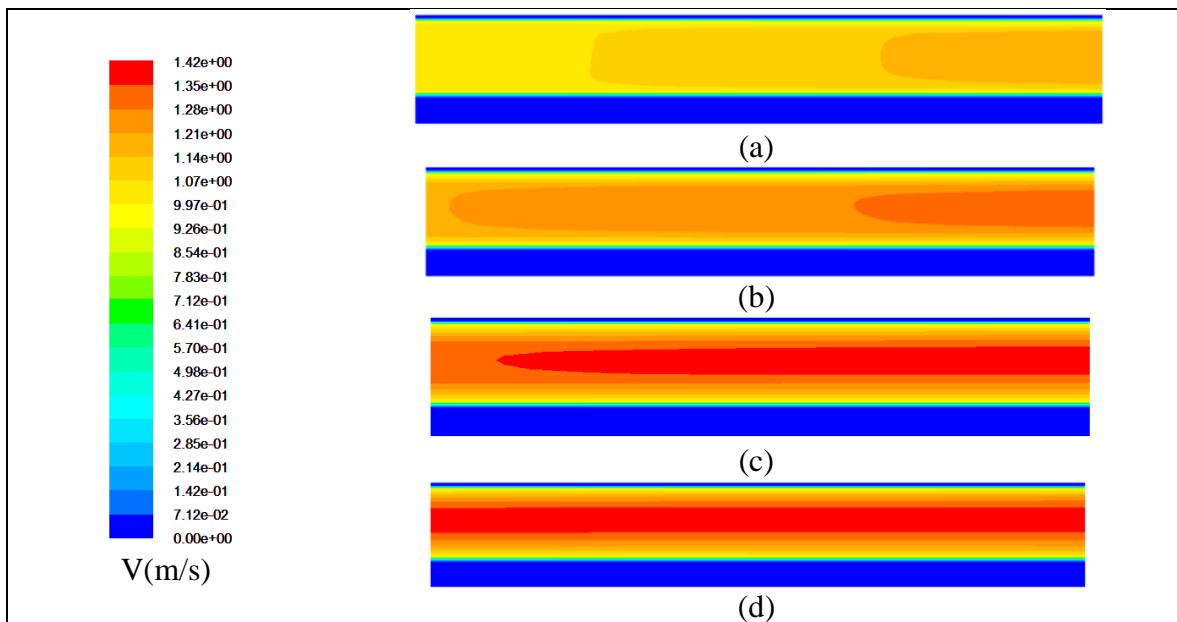
t=2mm



t=4mm



$t=6\text{mm}$



$t=8\text{mm}$

Figure IV.10 Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorber pour  $Re=5.87.10^4$ ,  $N = 5$ ,  $p = 15\text{ mm}$ , (a): de  $x=0\text{m}$  à  $x=0.5\text{m}$ , (b): de  $x=0.5\text{m}$  à  $x=1\text{m}$ , (c) : de  $x=1\text{m}$  à  $x=1.5\text{m}$ , (d) : de  $x=1.5\text{m}$  à  $x=2\text{m}$ .

Concernant la variation du coefficient de frottement (figure IV.11) et du nombre de Nusselt (figure IV.12) en fonction du nombre de Reynolds pour les différentes épaisseurs étudiées, on peut clairement constater les augmentations progressives de ces derniers avec l'augmentation des épaisseurs des ailettes.

En effet, L'augmentation de l'épaisseur des ailettes entraîne l'augmentation de la surface de contact entre la paroi solide du tube absorbeur et le fluide caloporteur, et par conséquent, l'échange de chaleur est amélioré d'où l'augmentation du nombre de Nusselt. Cependant l'augmentation de cette épaisseur entraine également l'augmentation des frottements entre le fluide et la paroi, d'où l'augmentation du coefficient de frottement.

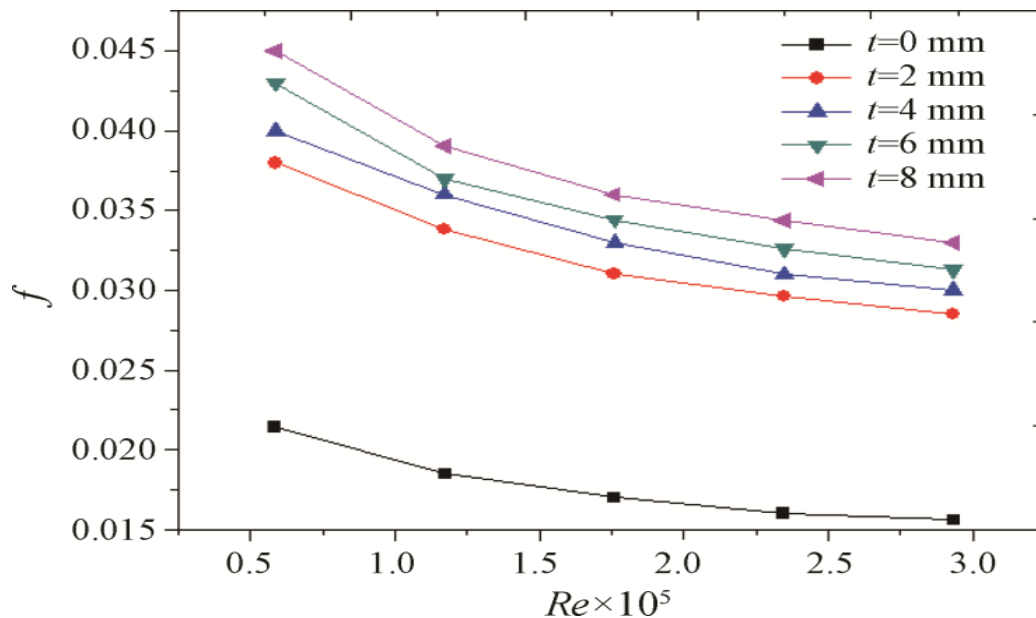


Figure IV.11 Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $p = 15$  mm).

Les nombres de Nusselt correspondants aux épaisseurs  $t = 6$  mm et  $t = 8$  mm sont presque identiques mais le coefficient de frottement relatif à l'épaisseur  $t = 8$  mm est nettement supérieur à celui relatif à l'épaisseur  $t = 6$  mm. Il est évident que 6 mm est la valeur optimale de l'épaisseur des ailettes. Ceci est confirmé par la courbe de l'efficacité thermique illustrée sur la figure IV.13 et la courbe de l'indice d'amélioration thermique illustrée sur la figure IV.14. L'efficacité thermique maximale est obtenue pour l'épaisseur  $t = 6$  mm que soit le nombre de Reynolds (elle est de 34.54 % pour  $Re = 5.87.10^4$ ). De même, l'indice d'amélioration thermique correspondant à l'épaisseur  $t = 6$  mm est supérieur à celui des autres épaisseurs surtout pour les fort nombre de Reynolds.

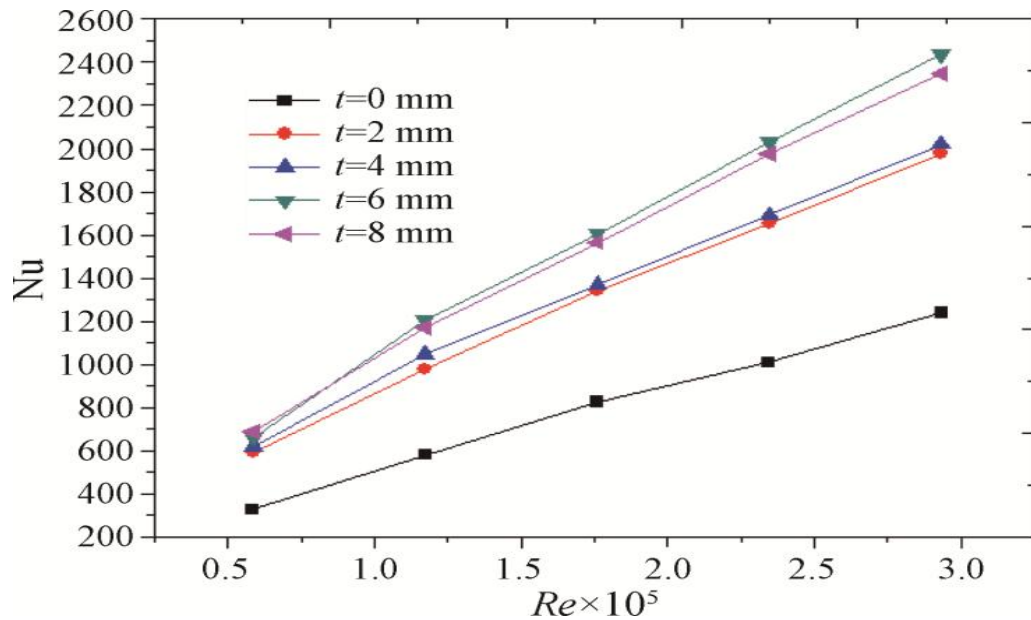


Figure IV.12 Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $p = 15$  mm).

Une valeur de l'ordre de 1.6 de l'indice d'amélioration thermique (60 % d'amélioration) est obtenue pour le nombre de Reynolds  $Re = 5.87.10^4$ . Cette valeur est meilleure que celle obtenue par Bellos et al [33] qui est de l'ordre de 1.45, de Benabderrahmane et al [54] qui est de l'ordre de 1.20 et enfin celle obtenue par Cheng et al [39] qui ont obtenu une meilleure valeur de l'ordre de 1.1.

A partir de cette étude paramétrique, nous pouvons conclure que les ailettes attachées à la partie inférieure du tube absorbeur donnant l'amélioration optimale du transfert thermique procèdent une hauteur de 15 mm et une épaisseur de 6 mm.



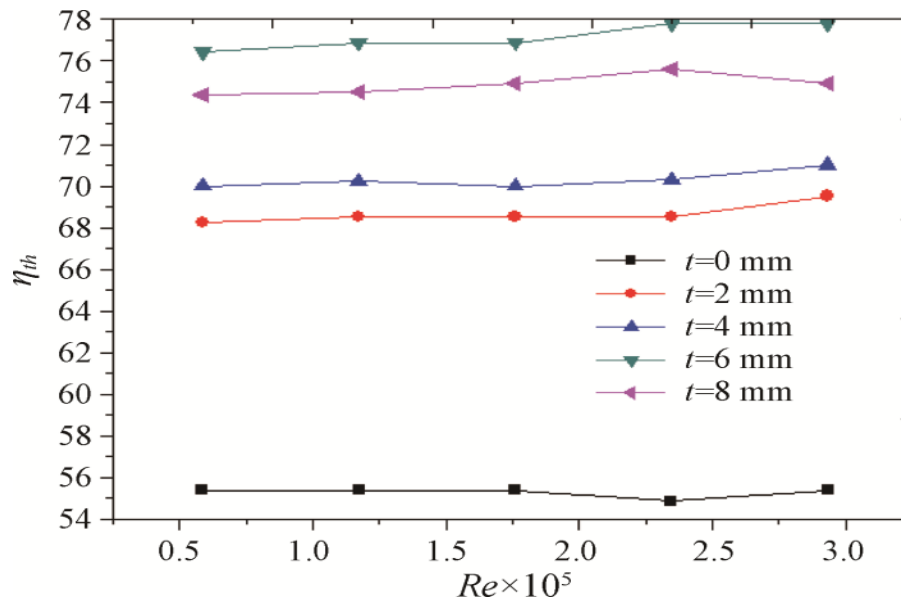


Figure IV.13 Efficacité thermique du concentrateur cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N=5$ ,  $p=15$  mm).

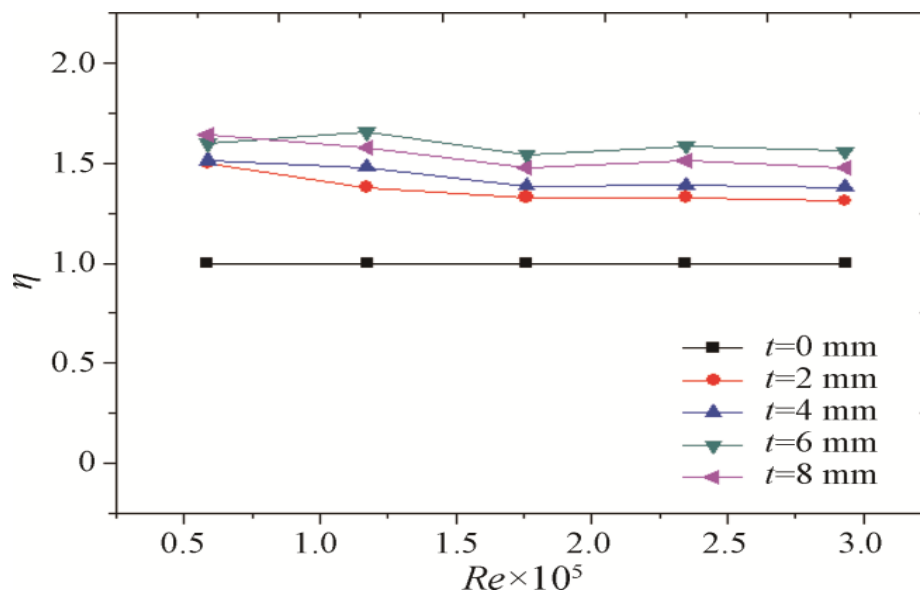


Figure IV.14 Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour différentes épaisseurs des ailettes ( $N = 5$ ,  $p = 15$  mm)

### IV.3.2 Influence du nombre d'ailettes 'N'

Pour terminer notre étude paramétrique, il reste à déterminer le nombre optimal de ces ailettes. Pour cela, nous avons varié le nombre d'ailettes de 1 à 7 d'une façon impaire pour les dimensions optimales des ailettes à savoir, une hauteur de 15 mm et une

épaisseur de 6 mm. Les résultats obtenus sont représentés sous formes de champs de températures (figure IV.15) et de vitesses (figure IV.16).

D'après ces figures IV.15 et IV.16, l'augmentation du nombre d'ailettes cause une diminution de la température du tube absorbant et, par conséquent, une amélioration du transfert thermique entre le fluide caloporteur et la surface du tube. L'amélioration optimale du transfert thermique correspond à un nombre d'ailettes  $N = 7$ . Ceci est confirmé par la courbe de variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (figure IV.17). Cependant, cette configuration donne le coefficient de frottement maximal (figure IV.18) et, par conséquent, des pertes de charges maximales (d'où une puissance maximale de pompage).

Les courbes de l'efficacité thermique (figure IV.19) et de l'indice d'amélioration thermique (figure IV.20) confirme le fait que c'est le nombre d'ailettes  $N = 7$  qui donne les performances optimales du tube absorbeur et donc du concentrateur solaire cylindro-parabolique correspondant. L'échange thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube absorbeur est '1.8' fois plus intense que le cas du tube lisse pour le nombre de Reynolds  $Re = 5.87.10^4$ . Ce qui signifie que la performance thermique est 80 % plus élevée que celle du cas de référence.

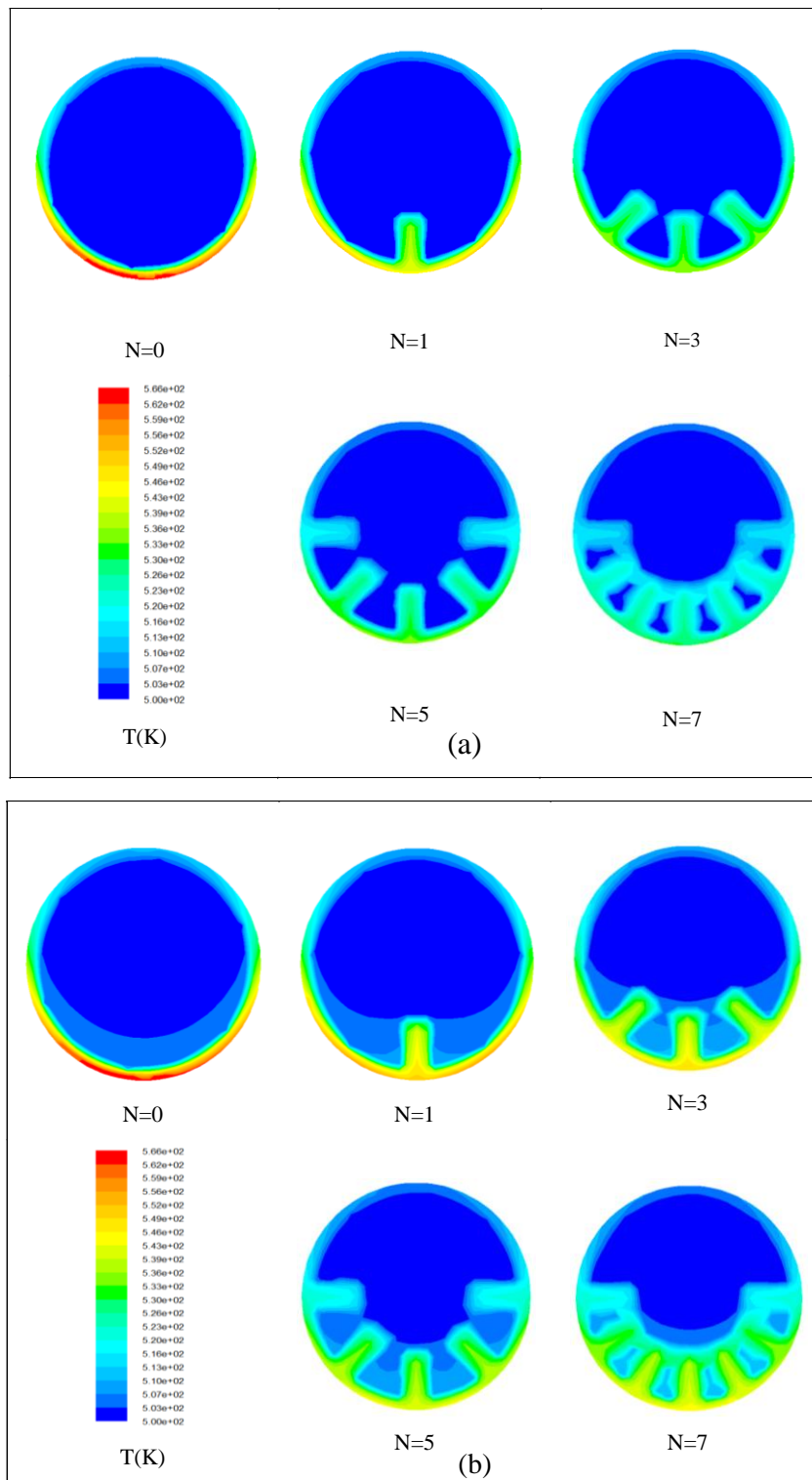
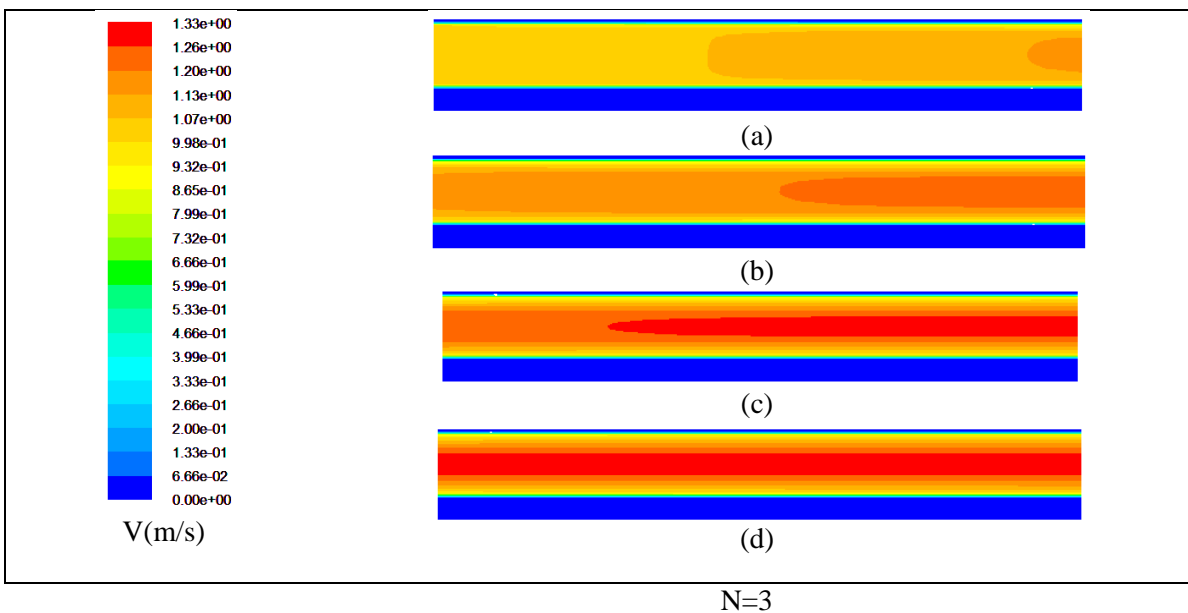
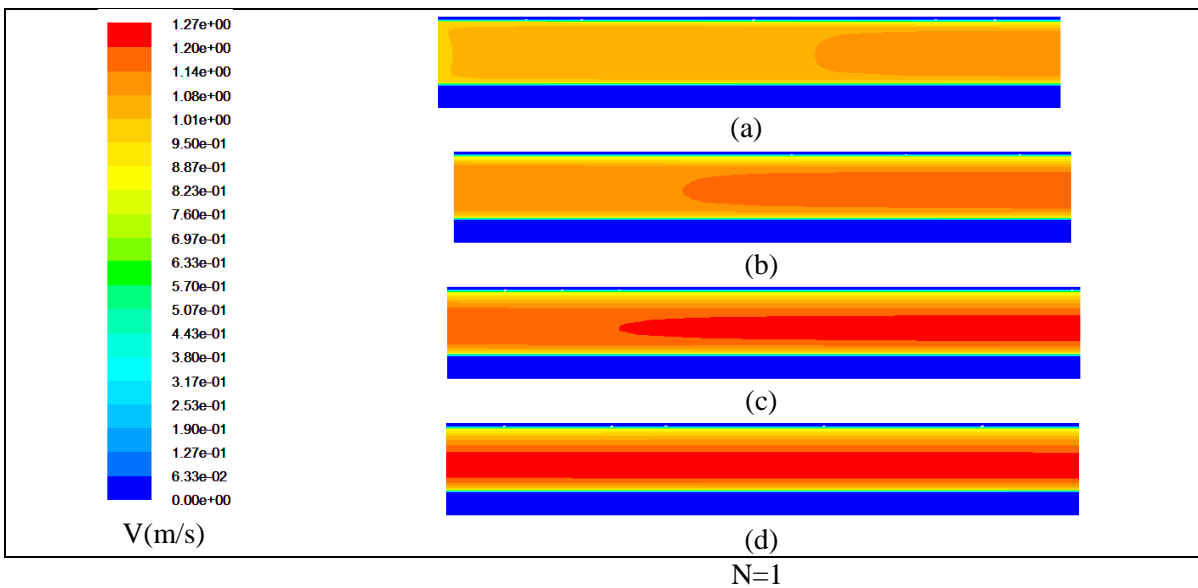
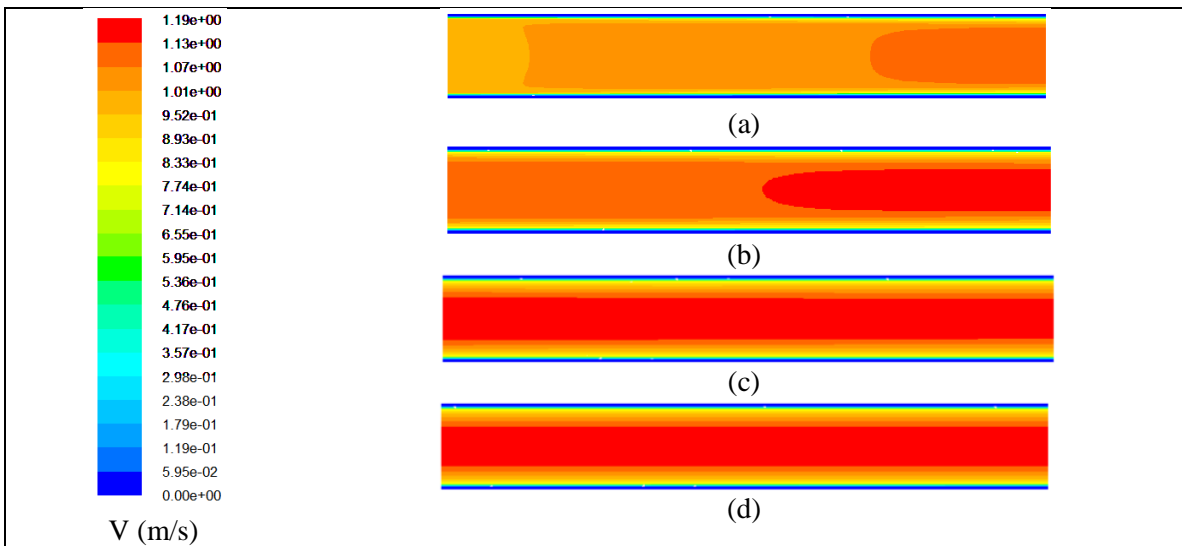


Figure IV.15 Champ de températures dans une coupe transversale du tube absorbeur pour  $Re=5.87 \cdot 10^4$ ,  $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$  : (a)- à l'entrée, (b)- à la sortie.



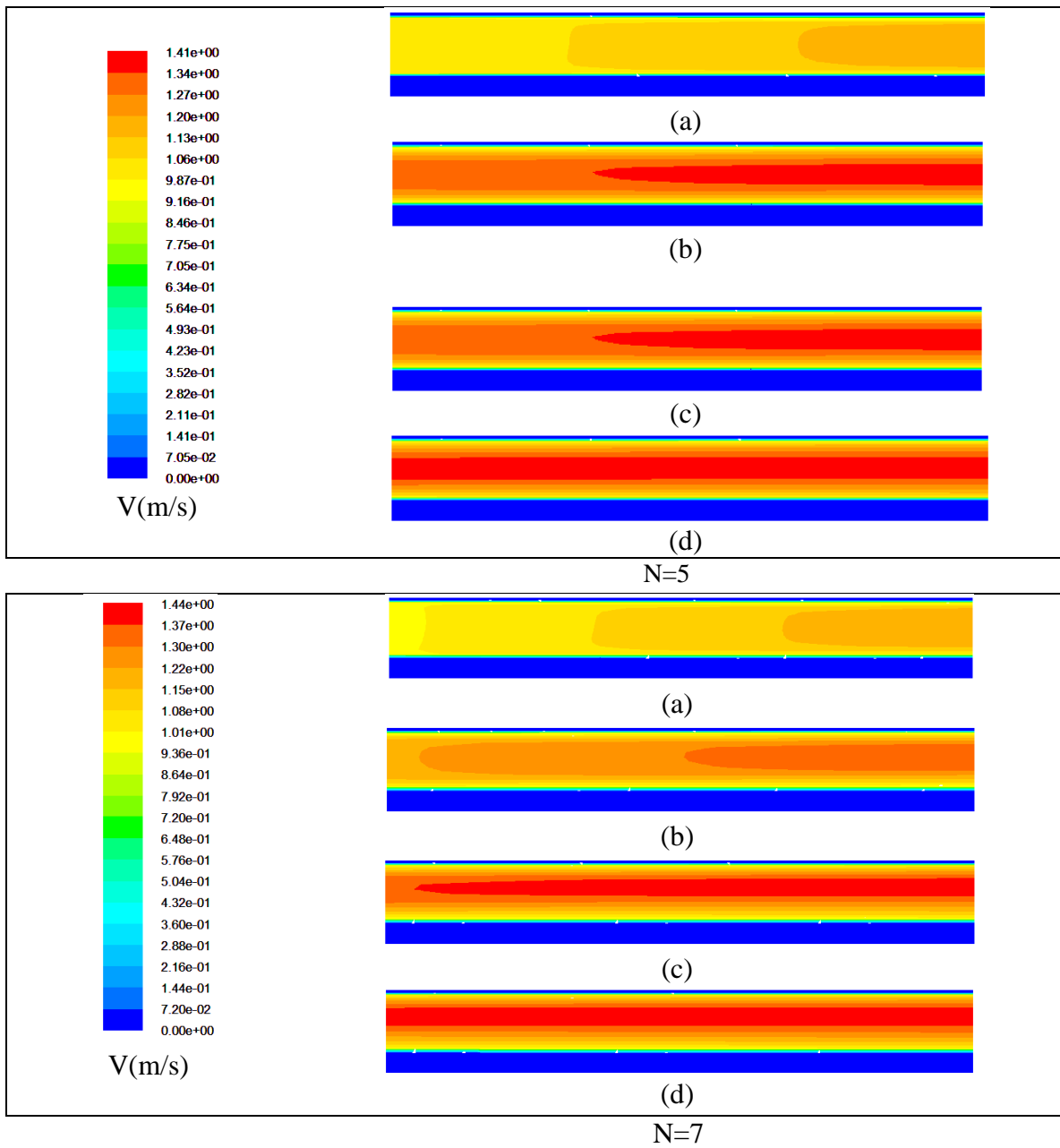


Figure IV.16 Champ de vitesses dans des sections longitudinales le long du tube absorbeur pour  $Re=5.87.10^4$ ,  $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$  : (a) : de  $x=0\text{m}$  à  $x=0.5\text{m}$ , (b) : de  $x=0.5\text{m}$  à  $x=1\text{m}$ , (c) : de  $x=1\text{m}$  à  $x=1.5\text{m}$ , (d) : de  $x=1.5\text{m}$  à  $x=2\text{m}$ .

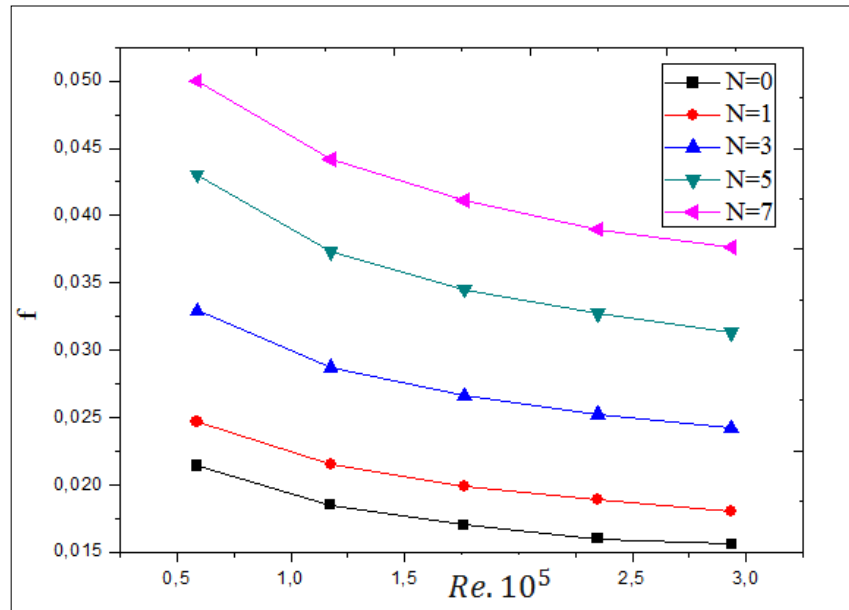


Figure IV.17 Coefficient de frottement dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$ ).

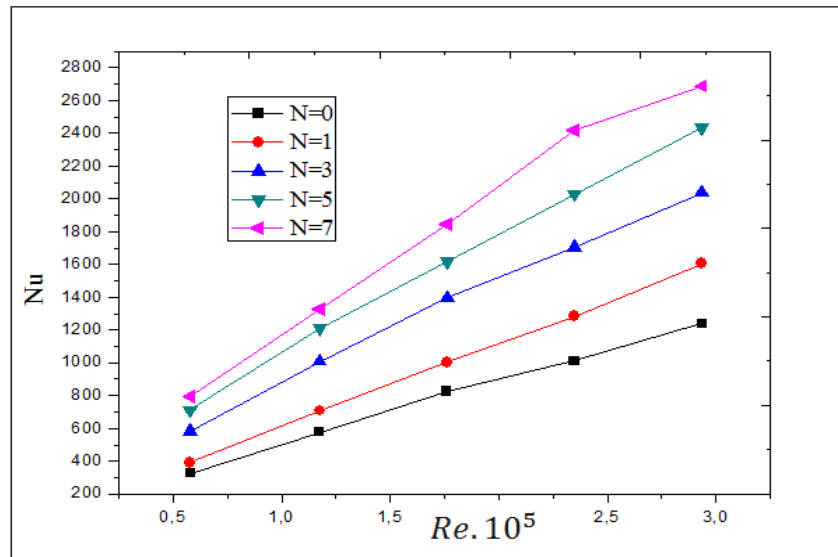


Figure IV.18 Nombre de Nusselt dans le tube absorbeur en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$ ).

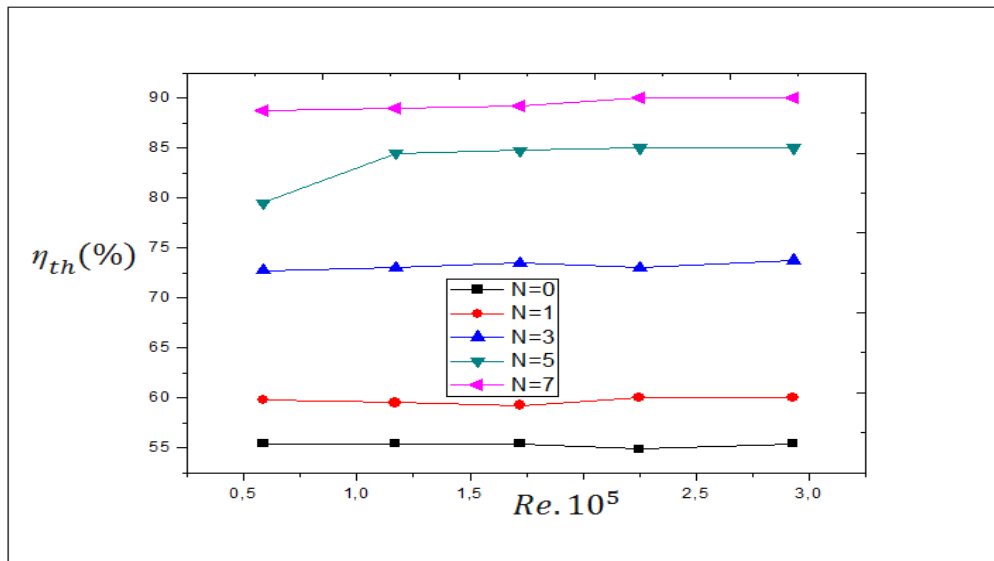


Figure IV.19 Efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes

( $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$ ).

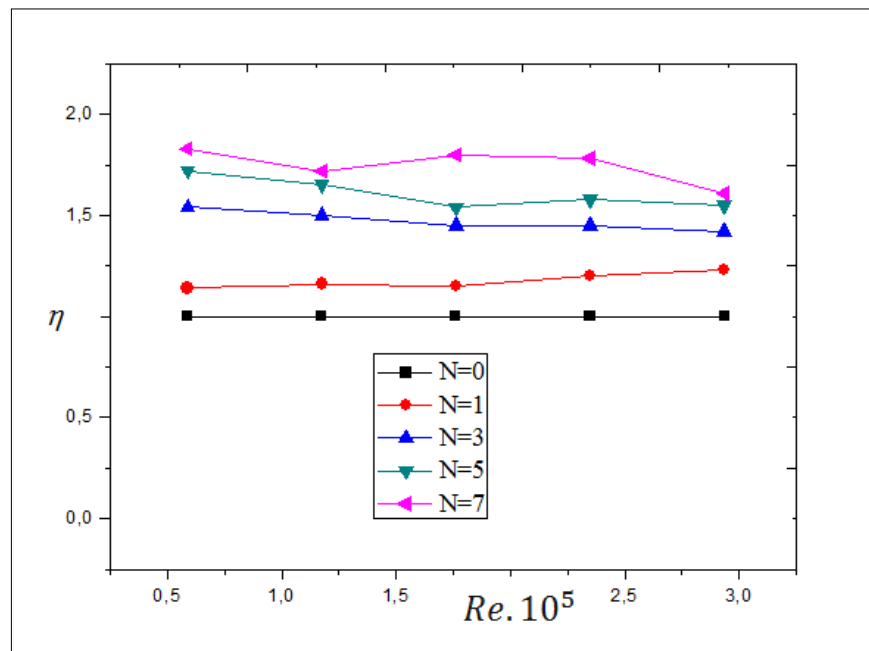


Figure IV.20 Indice d'amélioration thermique en fonction du nombre de Reynolds pour les dimensions optimales des ailettes ( $t = 6 \text{ mm}$ ,  $p = 15 \text{ mm}$ ).

Le champ de températures pour la configuration optimale du tube absorbeur, dans une coupe longitudinale et pour un plan vertical est illustré sur la figure IV.21. On peut

constater l'important effet de l'insertion des ailettes sur le refroidissement de la paroi interne et donc du transfert thermique le long du tube absorbeur. Ce refroidissement est d'autant plus intense lorsqu'on se rapproche de la sortie du tube. Ce qui signifie que le fluide caloporteur absorbe mieux la chaleur à partir de la paroi du tube absorbeur lorsque celui-ci est muni d'ailettes longitudinales.

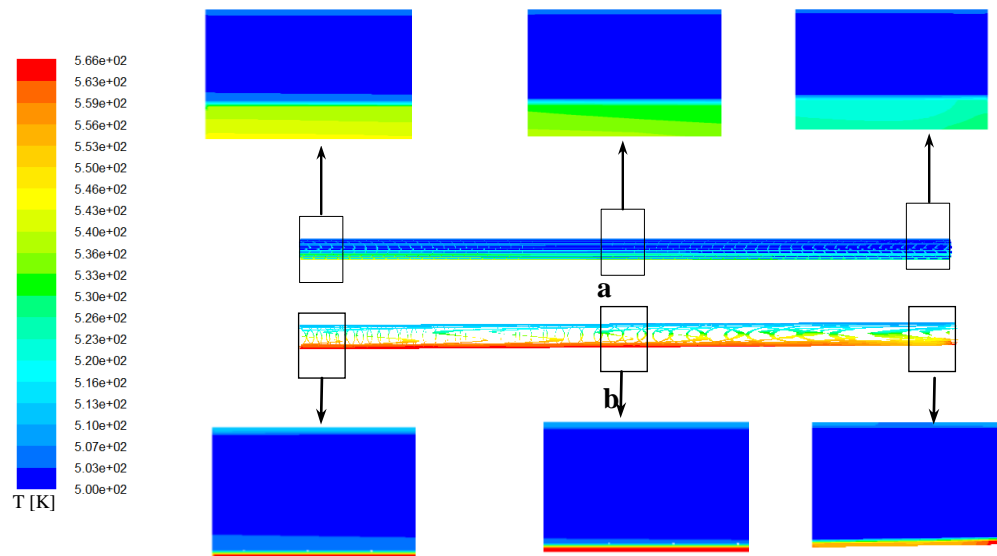


Figure IV.21 Champ de températures pour la configuration optimale du tube absorbeur, dans une coupe longitudinale et pour un plan vertical pour  $Re=5.87.10^4$ :

(a)- avec ailettes, (b)- sans ailettes.

#### IV.4 Conclusion

Dans ce dernier chapitre, nous avons étudié numériquement l'amélioration du transfert de chaleur dans l'absorbeur du concentrateur solaire cylindro-parabolique par l'insertion d'ailettes longitudinales le long de la paroi interne du tube, dans sa partie inférieure uniquement. Les résultats obtenus indiquent que l'insertion des ailettes longitudinales améliore le transfert de chaleur dans l'absorbeur. Une étude paramétrique sur les paramètres géométriques optimaux et le nombre d'ailettes optimal a été considérée. Les paramètres optimaux des ailettes correspondent à une hauteur de 15 mm, une épaisseur de 6 mm et un nombre de 7 ailettes. Dans ce cas, l'échange thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube absorbeur est '1.8' fois plus intense (soit 80 % plus élevé) que le cas du tube lisse pour un nombre de Reynolds égal à  $5.87.10^4$ .



# **Conclusion générale**

## Conclusion Générale

Dans la présente étude, nous avons étudié numériquement l'écoulement et le transfert de chaleur dans une conduite cylindrique représentant l'absorbeur du concentrateur solaire cylindro-parabolique. L'objectif était l'amélioration des échanges thermiques entre la paroi interne du tube absorbeur et le fluide caloporteur. Nous avons utilisé une technique passive en proposant l'attachement d'ailettes longitudinales le long de la paroi interne du tube, dans sa partie inférieure uniquement. Une étude paramétrique sur les paramètres géométriques optimaux et le nombre d'ailettes optimal a été considérée.

Le logiciel de simulation numérique Fluent a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes par la méthode des volumes finis. La procédure numérique a été validée par comparaison avec les résultats de la littérature, un bon accord a été constaté. Les résultats obtenus indiquent que l'insertion des ailettes longitudinales dans la partie inférieure permet de bien la refroidir ce qui signifie que l'insertion des ailettes améliore le transfert de chaleur dans l'absorbeur.

Les conclusions tirées à partir de cette étude peuvent être résumées en ce qui suit :

- L'augmentation de la hauteur des ailettes conduit à une diminution de la valeur de la température maximale de la paroi du tube absorbeur de 4.7 % par rapport au cas du tube lisse. Le nombre de Nusselt a été augmenté à 2.5 fois et l'efficacité thermique de 24.76%. Toutefois, ces ailettes causent également l'augmentation du coefficient de frottement à 2 fois par rapport au cas lisse. La hauteur optimale est de 15 mm, elle correspond à une amélioration du transfert thermique dans le tube absorbeur de 24.76 %.
- En augmentant l'épaisseur des ailettes, la température de la paroi inférieure du tube absorbeur diminue progressivement par rapport au cas du tube lisse. On note que l'effet de l'épaisseur des ailettes est peu significatif au-delà de 6 mm. L'efficacité thermique et l'indice d'amélioration thermique augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes. Cette augmentation est de l'ordre de 38.18 % pour l'efficacité thermique et de 60 % pour l'indice d'amélioration thermique, ceci pour un nombre de Reynolds de  $5.87 \cdot 10^4$ . L'épaisseur optimale des ailettes est de 6 mm.

- Le nombre d'ailettes qui donne les performances optimales du tube absorbeur et donc du concentrateur solaire cylindro-parabolique est 7, pour les dimensions optimales des ailettes à savoir, une hauteur de 15 mm et une épaisseur de 6mm. Dans ce cas, l'échange thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube absorbeur est '1.8' fois plus intense (soit 80 % plus élevé) que le cas du tube lisse pour un nombre de Reynolds égal à  $5.87.10^4$ .

A la fin, nous proposons comme perspectives futures:

- D'étudier l'effet de la forme géométrique de la coupe transversale des ailettes. En effet, dans notre étude nous avons considéré une coupe rectangulaire, alors qu'autres formes géométriques telles que circulaires, trapézoïdales, triangulaires,... peuvent être envisagées.
- D'utiliser d'autres types de techniques d'amélioration et plus particulièrement les techniques actives (champs magnétique MHD, vibrations,...).

## Références bibliographiques

- [1] Bernard J, *Energétique solaire, calculs et optimisation*, Editions Ellipses 2011.
- [2] M.I.Roldán, *Concentrating Solar Thermal Technologies Analysis and Optimization by CFD Modelling*, 1865-3529, Springer International Publishing Switzerland, 1865-3529 2017.
- [3] Syndicat des Energies Renouvelables « Principe de fonctionnement du solaire thermodynamique », Agence International pour l'Energie, 2012.
- [4] Quoilin. S, *Les Centrales Solaires à Concentration*. Cours université de Liège 2007.
- [5] J. Abdul Aziz, *Concentrateurs solaires et production électrique*. Rapport d'un projet en physique.2014.
- [6] Jessica Leo, *Modélisation et conduite optimale d'un cycle combiné hybride avec source solaire et stockage*. Automatique / Robotique. Université Grenoble Alpes, 2015.
- [7] MARIF Y, *Caractérisation d'un concentrateur cylindro-parabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie: Région d'Ouargla*, thèse doctorat Université Kasdi Merbah Ouargla 2015.
- [8] Gianluca .C, Giovanni .Di, Alejandro .H. *Parabolic Trough Collector Prototypes for Low-Temperature Process Heat*. Springer briefs in applied sciences and technology
- [09] Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley and Sons Inc, 2006.
- [10] Kalogirou .S.A, *Solar energy engineering: processes and systems*, 2nd edn. Elsevier, Oxford, 2014.
- [11] Price H, Lüpfert E, Kearney D, Zarza E, Cohen G, Gee R, Mahoney R. *Advances in parabolic trough solar power technology*. *Solar Energy Eng*,124:109-25, 2002.
- [12] Burkholder F, Kutscher C., *Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver*. NREL Technical Report, May 2009; NREL/TP - 550-45633:1-58.
- [13] Burkholder F, Kutscher C. *Heat-loss testing of Solel's UVAC3 parabolic trough receiver*. NREL Technical Report, January 2008; NREL/TP - 550-42394:1-19.
- [14] Gong G, Huang X, Wang J, Hao M. *An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough solar receiver*. *Sol Energy*; 84:2230-45, 2010.

- [15] Al-Ansary H, Zeitoun O. Numerical study of conduction and convection heat losses from a half-insulated air-filled annulus of the receiver of a parabolic trough collector. *Sol Energy*; 85:3036-45, 2011.
- [16] Kalogirou SA. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*; 48:298-306, 2012.
- [17] Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Equation solver. NREL Technical Report, October 2003, NREL/TP-550-34169:1-145.
- [18] Li J, Wang Z, Lei D, Li J. Hydrogen permeation model of parabolic trough receiver tube. *Sol Energy*; 86:1187-96,2012.
- [19] Moens L, Blake DM. Mechanism of hydrogen formation in solar parabolic trough receivers. *J Sol Energ-T ASME*; 132, 2010.
- [20] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. NASA, STI/Recon technical report A, vol 41, pp 8–16, 1975.
- [21] Colebrook CF. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *J ICE* 11:133–156, 1939.
- [22] Ratzel A, Hickox C, Gartling D. Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. *J Heat Trans-T ASME* 101(1):108–113, 1979.
- [23] Hollands KGT, Raithby GD, Lonicek L. Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water. *Int J Heat Mass Transf* 18(7):879–884, 1975.
- [24] Churchill SW, Bernstein M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow. *J Heat Trans-T ASME* 99:300–306, 1977.
- [25] Churchill SW, Chu HHS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *Int J Heat Mass Transf* 18(9):1049–1053, 1975.
- [26] Martin M, Berdahl P. Characteristics of infrared sky radiation in the United States. *Sol Energy* 33(3):321–336, 1984.
- [27] Liu. S, M. Sakr. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19, 64–81, 2013.
- [28] B. R. Alhassan Salami Tijani, "Simulation analysis of thermal losses of parabolic trough solar collector in Malaysia using computational fluid dynamics," *procedia*

- technology, vol. 15, pp. 841 – 848, 2014.
- [29] Chang. C, Z.Y.Wu, X.Li, Q.Q.Zhang, Z.F.Wang, "Heat transfer enhancement and performance of solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 320 – 327, 2015.
- [30] Huang. Z, Z.Y. Li, W.Q. Tao, "Numerical study on heat transfer enhancement in a receiver tube of parabolic trough solar collector with dimples, protrusions and helical fins," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1306 – 1316, 2015.
- [31] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Optimum number of internal fins in parabolic trough collectors," *Applied Thermal Engineering*, vol. 137, pp. 669-677, 2018.
- [32] Hamidou Benzenine, Said Abboudi, Omar Imine, Hakan F. Oztop & Nidal Abu-Hamdeh, "Numerical study of a three-dimensional forced laminar flow in a channel equipped with a perforated baffle," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol.73, no. 12, pp. 881-894, 2018.
- [33] Aggrey Mwesigye, "Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios," *Applied Energy*, vol. 193, pp. 393-413, 2017.
- [34] Aggrey Mwesigye, Tunde Bello-Ochende, Josua P. Meyer, "Influence of optical errors on the thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver," *Solar Energy*, vol. 135, pp. 703-718, 2016.
- [35] Javier Muñoz, "Analysis of internal helically finned tubes for parabolic trough design by CFD tools," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 4139-4149, 2011.
- [36] Cheng. Z, J. Xiao, Y.B. Tao, R.J. Xu, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 782-787, 2010.
- [37] Cheng. Z, F.Q. Cui, "Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5631-5641, 2012.
- [38] M .Dharani Kumar, D .Balaji,R Pravinraj,Prabhu and shanmugasundaram, "Influence of nano-fluid and receiver modification in solar parabolic trough collector performance," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 310, 2018.
- [39] Evangelos Bellos, "Enhancing the performance of evacuated and non-evacuated

- parabolic trough collectors using twisted tape inserts, perforated plate inserts and internally finned absorber," *energies*, vol. 11, 2018.
- [40] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018.
- [41] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers," *Solar Energy*, vol. 157, pp. 514–531, 2017.
- [42] Wang Fuqiang , Gong Xiangtao , Tan Jianyu , Han Huaizhi b, and L. B. c, "Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube," *Energy Procedia*, vol. 114, p. 275-292, 2016.
- [43] Gong Xiangtao, Wang Fuqiang, Wang Haiyan, Tan Jianyu, Lai Qingzhi, Han Huaizhi, "Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting," *Solar Energy*, vol. 144, pp. 185–202, 2017.
- [44] R. M. Natarajan, Y. Raja Sekhar, T. Srinivas and Pranay Gupta, "Numerical simulation of heat transfer characteristics in the absorber tube of parabolic trough collector with internal flow obstructions," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, no. 5, 2014.
- [45] El Wardi Bitam, Ahmed A. Hachicha, Hocine Benmoussa, Yassine Kabar, "Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology," *Applied Energy*, vol. 218, pp. 494-510, 2018.
- [46] Aggrey Mwesigye, Josua P. Meyer, "Minimum entropy generation due to heat transfer and fluid friction in a parabolic trough receiver with non-uniform heat flux at different rim angles and concentration ratios," *Energy*, vol. 73, p. 606-617, 2014.
- [47] A. Mwesigye, J.P. Meyer, "Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios," *Applied Energy* ;193:393-413, 2017.
- [48] Natarajan, Y. Raja Sekhar, T. Srinivas and Pranay Gupta, "Numerical simulation of heat transfer characteristics in the absorber tube of parabolic trough collector with internal flow obstructions," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, no. 5, 2014.
- [49] K. S Reddy, "Numerical study of porous finned receiver for solar parabolic trough

- concentrator," *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 2, no. 2, pp. 172–184, 2014.
- [50] Binoj. K. George, "Performance analysis of a parabolic trough collector tube with internal intermittent fins," *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, vol. 5, no. 4, pp. 2376-2381, 2018.
- [51] Yassine Demagh, Yassine Kabar, Hocine Benmoussa, "A design method of an S-curved parabolic trough collector absorber with a three-dimensional heat flux density distribution," *solar energy*, vol. 122, pp. 873–884, 2015.
- [52] Amina Benabderrahmane, Samir Laouedj, Abdelylah Benazza and J.P.Solano, "Heat Transfer Enhancement in a Parabolic Trough Solar Receiver using Longitudinal Fins and Nanofluids," *Journal of Thermal Science*, vol. 25, no. 5, pp. 410-417, 2016.
- [53] T. Sokhansefat, A.B. Kasaeian, F. Kowsary, Heat transfer enhancement in parabolic trough collector tube using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/synthetic oil nanofluid, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* ;33:636-644, 2014.
- [54] Ravi Kumar K, Reddy KS. Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver. *Appl Energy*; 86:1804-12, 2009.
- [55] Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Equation solver. NREL Technical Report, October 2003, NREL/TP-550-34169:1-145.
- [56] K. Syed Jafar, B. Sivaraman. Thermal Performance of Solar Parabolic Trough Collector Using Nanofluids and the Absorber with Nail Twisted Tapes Inserts. *International Energy Journal*, vol.14, p.189-198, 2014.
- [57] X.W. Zhu, Y.H. Fu, J.Q. Zhao, A novel wavy-tape insert configuration for pipe 890 heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management* ;127:140-148,2016.
- [58] F. Wang, Z. Tang, X. Gong, J. Tan, H. Han, B. Li, Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube, *Energy* ;114:275-292,2016.
- [59] Y.C.S. Too, R. Benito, Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications, *Applied Thermal Engineering* ;50(1),p.1076-1083,2013.
- [60] Liu W, Yang K. Mechanisms and numerical analysis of heat transfer enhancement in the core flow along a tube. *Sci China Ser E-Tech Sci*; 51:1195-202, 2008.
- [61] Liu W, Yang K, Liu ZC, Ming TZ, Fan AW, Yang C. Mechanism of heat transfer



- enhancement in the core flow of a tube and its numerical simulation. *The Open Transport Phenomena Journal*; 1:1-7, 2009.
- [62] W. J. Marner, A. E. Bergles, J. M. Chenoweth. On the Presentation of Performance Data for Enhanced Tubes Used in Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 105(2): 358-365, 1983.
- [63] Agarwal SK, Raja Rao M. Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts. *Int J Heat Mass Transfer*; 39:3547-57, 1996.
- [64] Kumar A, Prasad BN. Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results. *Renewable Energy*; 19:379-98, 2000.
- [65] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tapes. *Solar Energy*; 83:1943-52, 2009.
- [66] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical twisted tapes. *Energy*; 34:1054-64, 2009.
- [67] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermo syphon solar water heating system with helical and left–right twisted tapes. *Energy Conversion and Management*; 52:2048-55, 2011.
- [68] Noothong W, Eiamsa-ard S, Promvong P. Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube. *The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)*, November 21-23 2006; A-030(P):1-5.
- [69] Saha SK, Gaitonde UN, Date AW. Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Exp Therm Fluid Sci*; 2:310-22, 1989.
- [70] Saha SK, Gaitonde UN, Date AW. Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Exp Therm Fluid Sci*; 3:632-40, 1990.
- [71] Date AW, Saha SK. Numerical prediction of laminar flow and heat transfer characteristics in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Int J Heat Fluid Flow*; 11:346-54, 1990.
- [72] Date AW, Gaitonde UN. Development of correlations for predicting characteristics

- of laminar flow in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Exp Therm Fluid Sci*; 3:373-82, 1990.
- [73] Saha SK, Dutta A. Thermohydraulic study of laminar swirl flow through a circular tube fitted with twisted tapes. *J Heat Transfer*; 123:417-27, 2001.
- [74] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Promvong P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 33:1225-33, 2006.
- [75] Wang Y, Hou M, Deng X, Li L, Huang C, Huang H, Zhang G, Chen C, Huang W. Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling. *Appl Therm Eng*; 31:1141-9, 2011.
- [76] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard P, Promvong P. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:39-46, 2010.
- [77] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN, Suresh S. Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of left–right twisted tapes. *Energy Conversion and Management*; 50:2638-49, 2009.
- [78] Eiamsa-ard S, Promvong P. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts. *Int J Heat Mass Transfer*; 53:1364-72, 2010.
- [79] Eiamsa-ard S, Seemawute P. Decaying swirl flow in round tubes with short-length twisted tapes. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 39:649-56, 2012.
- [80] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard P. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. *Exp Therm Fluid Sci*; 34:53-62, 2010.
- [81] Eiamsa-ard S, Promvong P. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 34:849-59, 2007.
- [82] Chiu Y, Jang J. 3D numerical and experimental analysis for thermal–hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube inserts. *Appl Therm Eng*; 29:250-8, 2009.
- [83] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Eiamsa-ard P, Thianpong C. Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes

- consisting of centre wings and alternate-axes. *Exp Therm Fluid Sci*; 34:1151-61, 2010.
- [84] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Eiamsa-ard P, Thianpong C. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts. *Appl Therm Eng*; 30:310-8, 2010.
- [85] Eiamsa-ard S, Promvongse P. Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape. *Appl Therm Eng*; 30:1673-82, 2010.
- [86] Chang SW, Yang TL, Liou JS. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. *Exp Therm Fluid Sci*; 32:489-501, 2007.
- [87] Wongcharee K, Eiamsa-ard S. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*; 50:211-9, 2011.
- [88] Murugesan P, Mayilsamy K, Suresh S. Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape. *Chin J Chem Eng*; 18:609-17, 2010.
- [89] Murugesan P, Mayilsamy K, Suresh S. Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails. *Chin J Chem Eng*; 18:1038-42, 2010.
- [90] Hong Y, Deng X, Zhang L. 3D numerical study on compound heat transfer enhancement of converging-diverging tubes equipped with twin twisted tapes. *Chin J Chem Eng*; 20:589-601, 2012.
- [91] Zimparov V. Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape. *Int J Heat Mass Transfer*; 44:551-74, 2001.
- [92] Zimparov V. Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors. *Int J Heat Mass Transfer*; 47:589-99, 2004.
- [93] Thianpong C, Eiamsa-ard P, Wongcharee K, Eiamsa-ard S. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 36:698-704, 2009.
- [94] Bharadwaj P, Khondge AD, Date AW. Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert. *Int J Heat Mass Transfer*; 52:1938-44, 2009.
- [95] Promvongse P, Eiamsa-ard S. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 34:849-59, 2007.
- [96] Promvongse P, Pethkool S, Pimsarn M, Thianpong C. Heat transfer augmentation in a

- helical-ribbed tube with double twisted tape inserts. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 39:953-959, 2012.
- [97] Liao Q, Xin MD. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts. *Chem Eng J*; 78:95-105, 2000.
- [98] Ayub ZH, Al-Fahed SF. The effect of gap width between horizontal tube and twisted tape on the pressure drop in turbulent water flow. *Int J Heat Fluid Flow*; 14:64-67, 1993.
- [99] Al-Fahed S, Chakroun W. Effect of tube-tape clearance on heat transfer for fully developed turbulent flow in a horizontal isothermal tube. *Int J Heat Fluid Flow*; 17:173-178, 1996.
- [100] Bas H, Ozceyhan V. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. *Exp Therm Fluid Sci* 2012; 41:51-58.
- [101] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Sripattanapipat S. 3-D Numerical simulation of Swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 36:947-55, 2009.
- [102] Guo J, Fan A, Zhang X, Liu W. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape. *International Journal of Thermal Sciences*; 50:1263-70, 2011.
- [103] Zhang X, Liu Z, Liu W. Numerical studies on heat transfer and flow characteristics for laminar flow in a tube with multiple regularly spaced twisted tapes. *International Journal of Thermal Sciences*; 58:157-67, 2012.
- [104] Kurtbaş İ, Gülçimen F, Akbulut A, Buran D. Heat transfer augmentation by swirl generators inserted into a tube with constant heat flux. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 36:865-71, 2009.
- [105] Fan A, Deng J, Guo J, Liu W. A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts. *Appl Therm Eng*; 31:2819-28, 2011.
- [106] You Y, Fan A, Liu W, Huang S. Thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in an enhanced tube with conical strip inserts. *International Journal of Thermal Sciences*; 61:28-37, 2012.
- [107] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:568-74, 2010.

- [108] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:560-7, 2010.
- [109] Promvong P. Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts. *Energy Conversion and Management*; 49:8-15, 2008.
- [110] Promvong P, Eiamsa-ard S. Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 34:72-82, 2007.
- [111] Versteeg HK, Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. Harlow, England: Pearson/Prentice Hall, 2007.
- [112] ANSYS® Academic research, release 14.5, ANSYS FLUENT, theory guide, ANSYS, Inc.
- [113] SYLTHERM 800 Silicone Heat Transfer Fluids. Technical data sheet from The Dow Chemical Company.  
[http://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-technical-dat sheet.pdf](http://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-technical-dat%20sheet.pdf).
- [114] Thermal properties of metals, conductivity, thermal expansion, specific heat,"*Machinery's handbook, 29th edition Large printand Toolbox Editions*.
- [115] Incropera F, "Fundamentals of heat and masstransfer. 3rd ed. New York: John Wiley and Sons," p. 490, 1990.
- [116] Petukhov BS. In: Irvine TF, editors, "Heattransfer and friction in turbulent pipe flow with variablephysical properties," *Advance in heat transfer*, vol. 6, pp. 503–564,
- [117] R.H. Notter, "A solution to the Graetz problem-III. Fully developed region heat transfer rates," *Chemical Engineering Science*, vol. 27, pp. 2073–2093, 1972.
- [118] Roldán. M, E. Zarza, "Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam," *Applied Energy*, vol. 103, pp. 73–84, 2013.

## Résumé

Ce travail est une étude numérique de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une conduite cylindrique représentant l'absorbeur du concentrateur solaire cylindro-parabolique. Notre objectif est l'amélioration des échanges thermiques entre la paroi interne du tube absorbeur et le fluide caloporteur. Nous avons utilisé une technique passive en proposant l'attachement d'ailettes longitudinales le long de la paroi interne du tube, dans sa partie inférieure uniquement où le flux thermique solaire est concentré. Une étude paramétrique sur les dimensions optimaux et le nombre d'ailettes optimal a été considérée. L'augmentation de la hauteur des ailettes conduit à une diminution de la température maximale de la paroi du tube absorbeur de 4.7 % et à une augmentation du nombre de Nusselt à 2.5 fois, de l'efficacité thermique de 24.76 % et du coefficient de frottement à 2 fois. La hauteur optimale est de 15 mm. D'autre part, l'efficacité thermique augmente de 34.54 % et l'indice d'amélioration thermique de 60 % lorsqu'on fait augmenter l'épaisseur des ailettes. L'épaisseur optimale des ailettes est de 6 mm et leur nombre optimale est 7. Pour les dimensions optimales des ailettes, l'échange thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube absorbeur est '1.8' fois plus intense (soit 80 % plus élevé) que le cas du tube lisse.

**Mots-clés:** Energie solaire, Nombre de Nusselt, Efficacité thermique, Concentrateur cylindro-parabolique, ailettes, Amélioration du transfert thermique, Convection forcée.

## Abstract

In this work, flow and heat transfer in a finned absorber tube of a parabolic trough collector is studied Numerically. The main objective of this work is the heat transfer enhancement in the absorber using a passive technique by attachment of longitudinal fins along the inner wall of the absorber tube, in its lower part only where the solar heat flux is concentrated. The results indicate that the insertion of the longitudinal fins in the lower part of the tube improves the heat transfer in the absorber. A parametric study on the optimal dimensions and the optimal number of fins was considered. The increase in the fins height leads to a decrease in the maximum temperature of the absorber tube by 4.7 % and to an increase in the Nusselt number to 2.5 times, in the thermal efficiency by 24.76 % and in the friction factor to 2 times. The optimum height value is 15 mm. On the other hand, the thermal efficiency increases by 34.54 % and the thermal improvement index by 60 % when increasing the thickness of the fins. The optimum fin thickness is 6 mm. and their optimum number is 7. For the optimum fins parameters, the heat transfer is 80 % higher than the smooth tube case.

**Keywords:** Solar energy, Nusselt number, Thermal efficiency, parabolic trough collector, Fins, Heat transfer enhancement, Forced convection.

## ملخص

هذا العمل عبارة عن دراسة عددية للجريان وانتقال الحرارة في أنبوب اسطواناني يمثل الأنبوب الماص للمركز الشمسي المكافئ. هدفنا هو تحسين التبادل الحراري بين الجدار الداخلي للأنبوب الامتصاص وسائل نقل الحرارة. استخدمنا تقنية سلبية من خلال اقتراح ربط الزعانف الطولية على الجدار الداخلي للأنبوب في الجزء السفلي منه فقط حيث يتركز تدفق الحرارة الشمسية. تم النظر في دراسة بارامترية للأبعاد المثلى والعدد الأمثل للزعانف. تؤدي الزيادة في ارتفاع الزعانف إلى انخفاض درجة الحرارة القصوى لجدار الأنبوب الماص بنسبة 4.7 %، وإلى زيادة رقم نيسلت إلى 2.5 مرة وفي الكفاءة الحرارية بنسبة 24.76 %، وفي معامل الاحتكاك إلى مرتين. الارتفاع الأمثل هو 15 مم. من ناحية أخرى تزداد الكفاءة الحرارية بنسبة 34.54 % ومؤشر التحسين الحراري بنسبة 60% عند زيادة سمك الزعانف. سمك الزعانف الأمثل هو 6 مم. العدد الأمثل للزعانف هو 7. بالنسبة للأبعاد المثلى للزعانف يكون التبادل الحراري بين سائل نقل الحرارة وجدار أنبوب الامتصاص أكثر بمقدار 1.8 مرة (أي 80% أعلى) مما في حالة الأنبوب السلس.

**الكلمات المفتاحية:** الطاقة الشمسية، رقم نيسلت، الكفاءة الحرارية، مجمع حوض القطع المكافئ، الزعانف، تعزيز نقل الحرارة، الحمل القسري.