

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA DE BOUMERDÈS
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR



MÉMOIRE

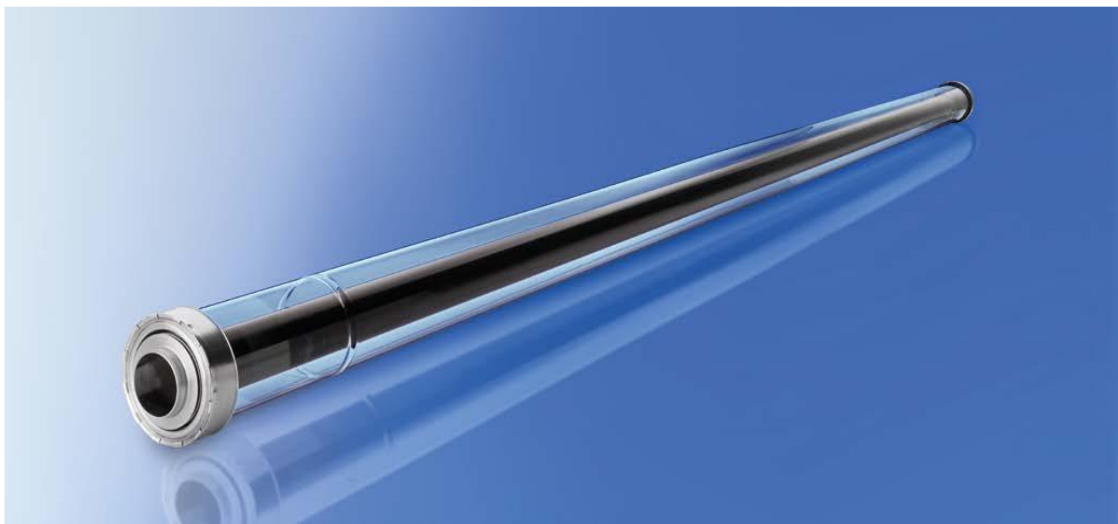
Présenté pour l'obtention de diplôme de **MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Option : Thermique et Combustion

Thème

ETUDE ET SIMULATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR
DANS UN RECEPTEUR D'UN CONCENTRATEUR SOLAIRE
CYLINDRO-PARABOLIQUE



Dirigé par :

Mme Samia Bouarab

Réalisé par :

Mazouz Mawloud

Année universitaire 2016/2017

Dédicace

Je dédie ce travail à :

- Ma très chère femme Akila qui m'a dévoué un soutien et un encouragement sans limites ;
- Ma fille Lyna Karima est ma source d'énergie et de bonheur ;
- Mes frères et sœurs.
- Mes amis et collègues.

Remerciements

Je remercie « ALLAH » de m'avoir donné le courage ainsi que la force pour pouvoir achever ce modeste travail.

Je tiens à exprimer ma gratitude et ma reconnaissance envers mon encadreuse Mme Samia Bouarab pour m'avoir encadré, suivi et dirigé pendant toute la durée de ce travail.

Mes profonds remerciements vont également à tous mes enseignants, ainsi que tous les membres du département d'énergétique.

Mes remerciements s'adressent également aux membres de jury qui m'ont fait l'honneur de lire mon travail et le discuter.

Table des matières

TABLE DES MATIERES

Dédicace

Remerciements

Tables des matières

Listes des figures et tableaux

Nomenclature

Introduction générale1

Chapitre I : Etude Bibliographique.....4

Chapitre II :Les ConcentrateursCylindro-Paraboliques.....12

II.1. Introduction.....12

II.2.Structure générale de système de concentration cylindro-parabolique.....13

II.3. Les composantes d'un cylindro parabolique.....13

II.3.1.Le collecteur 14

II.3.1.1 Le réflecteur parabolique :.....14

II.3.1.2. Le tube absorbeur14

II.3.1.3. Les fluides caloporteurs.....15

II.3.2. Le champ solaire.....16

II.4. La géométrie et l'optique des concentrateurs cylindro-parabolique16

II.4.1. Les paramètres géométriques16

II.4.1.1. La longueur de cylindro parabolique.....17

II.4.1.2. La distance focale17

II.4.1.3. L'angle d'ouverture (ψ , rim angle).....17

II.4.1.4. La largeur de l'ouverture a 19

II.4.2. Les paramètres optiques19

II.4.2.1. La surface du miroir et la surface d'ouverture19

II.4.2.2 La concentration..... 20

II.5. Le système de suivi solaire21

II.6. Le bilan thermique d'un tube absorbeur.....23

II.6.1 Le bilan thermique du fluide23

II.6.2 Le bilan thermique de tube absorbeur24

II.6.3 Le bilan thermique de l'enveloppe en verre.....26

Table des matières

Chapitre III : Modélisation et résolution numérique	27
III.1.Introduction.....	27
III.2.Hypothèses simplificatrices	27
III.3.Représentation schématique	28
III.4. Les équations gouvernantes	28
III.4.1. L'équation de la quantité de mouvement	29
III.4.2. Les équations de la quantité de mouvement	29
III.4.3. L'équation d'énergie.....	29
III.4.4. L'équation d'énergie cinétique turbulente K	29
III.4.5. L'équation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente.....	30
III.5. les conditions aux limites.....	31
III.6. Présentation de Logiciel SolTrace	31
III.7. La méthode de Monte Carlo (MMC)	34
III.8. Méthode des volumes finis.....	34
III.9.ANSYS ICEM CFD.....	34
III.10.Présentation du logiciel CFX 16.0	36
III.10.1. CFX-Pre.....	37
III.10.2. CFX- Solver	38
III.10.3. CFX-Post.....	39
Chapitre IV : Résultats et Discussions	40
IV.1. Introduction.....	40
IV.2. Distribution de flux solaire concentré sur la surface inférieure du récepteur	41
IV.2.1. Résultats de la simulation du model sur SolTrace.....	41
IV.2.2. Exploitation des résultats du code SolTrace.....	43
IV.3. La Méthode de résolution.....	44
IV.4. Le maillage.....	45
IV.5. Conditions aux limites	46
IV.6. Présentation et interprétation des résultats	46
IV.6.1. Comparaisons entre les conditions de flux de chaleur uniformes et concentrées.	49
IV.6.2. Comparaisons entre les différents matériaux.....	51
Conclusion générale et perspectives	58
Bibliographie	60

Liste des figures et des tableaux

LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Liste des figures

Figure. I.1 : Vue de la flexion du tube absorbeur en acier inoxydable.....	4
Figure. I.2 : Récepteur poreux solaire: (a) avec conditions aux limites et (b) avec des paramètres géométriques.....	5
Figure. I.3 : Distribution de la température sur (a) surface extérieure de l'absorbeur entier, (b) direction axiale et (c) direction angulaire.....	6
Figure. I.4 : Profils de température le long de la circonférence interne à la section de sortie pour les tubes absorbeur concentriques et excentriques.....	6
Figure. I.5 : Distribution de la densité de flux vs l'angle circonférentiel (a) pour différents taux de concentration géométriques et (b) pour différents angle de RIM.....	7
Figure. I.6 : Disposition des trois anneaux poreux.....	8
Figure. I.7 : Distribution de la température de PTR pour Y constante. (a) Tube absorbeur, (b) enveloppe de verre.....	8
Figure. I.8 : Schéma du nouveau type de Cylindroparabolique avec un HR.....	9
Figure. I.9 : Distribution du flux solaire sur la surface extérieure du tube absorbeur (A) Avant l'amélioration; (B) après amélioration.....	9
Figure. I.10 : Schéma du model numérique du collecteur du CCP de type LS-2	10
Figure. I.11 : La comparaison des résultats du rendement entre le module LS-2 avec le Syltherm 800 et les résultats expérimentaux	10
Figure. I.12 : Schéma du tube récepteur avec les insertions poreuses et un flux uniforme ...	11
Figure. II.1 : Photographie de deux installations utilisant des capteurs cylindro parabolique.....	12
Figure. II.2 : Centrale type.....	13
Figure. II.3 : structure de tube absorbeur.....	14
Figure. II.4 : Un tube absorbant intégré dans un collecteur parabolique (ci-dessus à gauche), Siemens UVAC 2010 (ci-dessus à droite), Archimede HEMS08 (ci-dessous à gauche), Schott PTR 70 (ci-dessous à droite) (sources: DLR).....	15
Figure. II.5 : les paramètres géométriques d'un cylindro parabolique.....	16
Figure. II.6 : Chemin des rayons parallèles dans un miroir parabolique.....	17
Figure. II.7 : Relation entre l'angle d'ouverture et la valeur a/f	18
Figure. II.8 : Relation entre la focale et l'angle d'ouverture pour une ouverture constante.....	19

Liste des figures et des tableaux

Figure. II.9: Surface d'ouverture du collecteur et Surface d'ouverture du récepteur.....	20
Figure. II.10 : le concentrateur cylindro parabolique en position de suivi.....	21
Figure. II.11: Orientation de concentrateurs cylindro parabolique.....	22
Figure. II.12: Influence d'orientation simulation à PSA du collecteur ET-100.....	22
Figure. II.13: schéma du bilan énergétique d'un élément x du collecteur CP.....	23
Figure. III.1: Schéma d'un concentrateur cylindro parabolique.....	27
Figure. III.2 : Schéma d'un tube absorbeur.....	28
Figure. III.3 : Interface de Soltrace.....	32
Figure. III.4: Schéma de concentrateur cylindro-parabolique avec le logiciel SolTrace.....	33
Figure. III.5 : Distribution moyenne du flux thermique au niveau de l'absorbeur avec IND=1000 [W/m ²] en 3D.....	33
Figure. III.6 : Géométrie et maillages réalisés par le logiciel ICEM CFD R16.0.....	36
Figure. III.7: Les modules principaux du CFX-16.0.....	37
Figure. III.8: Interface graphique du module CFX-Pre.....	38
Figure. III.9: Interface graphique du module CFX-Solver.....	38
Figure. III.10 : Interface graphique du module CFX Post.....	39
Figure. IV.1 : Organigramme des étapes principales pour notre simulation.....	39
Figure. IV.2 : Schéma de concentrateur cylindro-parabolique avec SolTrace.....	41
Figure. IV.3 : Intersection des rayons avec le récepteur.....	41
Figure IV.4 : Contour de l'intensité de flux moyen au niveau de l'absorbeur avec DNI=1000 [W/m ²].....	42
Figure. IV.5 : Distribution de flux de chaleur par rayonnement solaire concentré sur la surface inférieure du tube absorbeur.....	43
Figure. IV.6 : Maillage du tube absorbeur.....	44
Figure. IV.7 : Maillage du tube absorbeur Méthode O-grid.....	45
Figure.IV.8 : évolution des puissances en fonction de la puissance solaire.....	47
Figure.IV.9 : Variation du numéro de Nusselt avec le numéro de Reynolds pour le récepteur tubulaire sous condition de flux de chaleur variable.....	48
Figure. IV.10 : Distribution de flux solaire sur la paroi extérieur d'absorbeur.....	49
Figure. IV.11 : La distribution de la température sur la sortie du tube pour flux solaire Concentré.....	49
Figure. IV.12: La distribution de la température sur la sortie du tube pour flux solaire Uniforme.....	50
Figure. IV.13: le contour de température (a) et (b) sur la surface extérieur.....	51

Liste des figures et des tableaux

Figure. IV.14 : le contour de la température sur la surface de sortie pour différents type des Matériaux.....	49
Figure. IV.15 : Distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur	52
Figure. IV.16 : Distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur	53
Figure. IV.17 : Variation de la température sur les parois ext et int de la partie inférieur d'absorbeur.....	54
Figure IV.18 : Variation de la température en fonction du diamètre de tube a la sortie.....	55
Figure. IV.19 : Profile de température sur la circonférence intérieure au la section de sortie du Tube.....	56
Figure. IV.20 : Profiles de température sur la circonférence de la surface Intérieure du tube absorbeur au la section de sortie.....	57

Liste des tableaux

Tableau. III.1 : Paramètres géométrique et optique du collecteur et de tube absorbeur.....	28
Tableau III.2 : Coefficient de modèle K- ϵ	30
Tableau III.3 : Conditions aux limites à l'entrée et sortie de tube récepteur.....	31
Tableau III.4 : Conditions aux limites sur la surface latérale de tube récepteur.....	31
Tableau. IV.1 :Propriétés thermo physique du fluide caloporteur et tube absorbeur.....	40
Tableau. IV.2 :Résultats de maillage.....	45

NOMENCLATURE

Symbole	Signification	Unité
a	Largueur d'ouverture	m
A	surface d'un cylindro parabolique	m^2
A_a	surface d'ouverture du miroir	m^2
A_r	surface du récepteur	m^2
C	rapport de concentration	
C_G	Concentration idéal	
d	diamètre de récepteur	m
f	distance focale	m
G_{im}	densité de flux radiant à la ligne focale	$W m^{-2}$
G_a	éclairage direct à l'ouverture du collecteur	$W m^{-2}$
h	coefficient de transfert de chaleur par convection	$W m^{-2}K^{-1}$
I	Eclairage solaire direct	$W m^{-2}$
l	longueur	m
Q_1	Puissance gagnée par le fluide	W
Q_2	Puissance absorbée par l'absorbeur	W
Q_3	Puissance absorbée par l'enveloppe en verre	W
q_{utile}	puissance reçue par unité de longueur	W/m
$q_{absorbée}$	quantité d'énergie solaire absorbée	W/m^2
$q_{interieur}$	quantité d'énergie qui indique le transfert thermique par convection et par rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre	W/m^2
$q_{exterieur}$	quantité d'énergie qui indique le transfert thermique entre l'enveloppe du verre et l'environnement	$W m^{-2}$
T	Température	K
ϑ	vitesse d'écoulement	$m s^{-1}$
x	Cordonnes cartésiennes	
y	Cordonnées cartésiennes	
Caractères grecs		
Ψ	Angle d'ouverture	°
ρ	Masse Volumique	$kg m^{-3}$
γ	Facteur optique du collecteur (Interception)	-
τ	Facteur de transmission du miroir	-

ρ	Facteur de réflexion du miroir de concentrateur	-
λ	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
σ	Constant de Stefan-Boltzmann	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
ε	Emissivité	-

Nombres sans dimensions

Nu	Le nombre de Nusselt	-
Pr	Le nombre de Prandtl	-
Re	Le nombre de Reynolds	-

Exposants

(1)	Fluide	-
(2)	Absorbeur	-
(3)	Enveloppe en verre	-

Abréviation

CCP	Concentrateur Cylindro Parabolique	-
PTR	Parabolic Through Receiver	-
HR	Réflecteur à Homogénéisation	-
MCRT	Monte Carlo Ray Tracing	-
CSP	Concentrating Solar Power Plant	-
PSA	Plataforma Solar de Almería-Espagne	-
CAO	Conception Assistée par Ordinateur	-
SEGS	Solar Electric Generating System	-

Introduction

Aujourd'hui, plus de 85% d'énergie utilisée dans le monde provient de gisement de combustible fossile (charbon, pétrole, gaz) ou d'uranium, constitués au fil des âges et de l'évolution géologique. La limitation de la quantité de ces réserves, la crise successive du pétrole en 1973 et l'accroissement de la demande d'énergie dans tous les pays du monde ont conduit les pays industrialisés à chercher et à développer de nouvelles sources d'approvisionnement. La filière nucléaire était déjà lancée, mais son choix à grande échelle peut amener des conséquences graves, surtout à l'environnement, à cause de la pollution et aussi les accidents nucléaires. Les chercheurs ont développé une autre forme d'énergie dite « énergie renouvelable ». Ces énergies renouvelables ont l'immense avantage d'être d'origines naturelles, inépuisables et non polluantes puisqu'elles n'émettent pas de gaz favorisant l'effet de serre, CO₂. Parmi ces énergies renouvelables, on peut citer l'énergie solaire.

Les dernières années ont vu l'émergence d'une nouvelle technologie d'exploitation de l'énergie solaire par voie thermodynamique.

Et dans ce travail on présente cette technologie et on décrit d'une manière assez exhaustive le fonctionnement d'une centrale cylindro-parabolique, puis on procède à la simulation du tube absorbeur sur Ansys R16.0.

Les capteurs "*cylindro-paraboliques*" sont composés de miroirs paraboliques disposés à l'arrière d'un capteur en forme de tube. La forme parabolique des miroirs permet de concentrer les rayons du soleil tout au long du tube. En faisant circuler le fluide caloporteur au centre de ce tube, le fluide étant chauffé et conduit la chaleur vers le récipient avec un débit déterminé.

Le tube absorbeur c'est la partie essentielle du concentrateur, il représente généralement 30% du coût de la construction [1], il est généralement constitué de matériaux thermiquement conductifs et rigides. Et ce tube absorbeur est souvent en cuivre recouvert d'une couche sélective, et il est entouré d'une enveloppe transparente en verre.

La figure dans la page de garde présente le tube absorbeur *Premium SCHOTT PTRR70*. Ses principales caractéristiques sont les suivantes : longueur de 4060 mm, Diamètre externe de tube en verre 125 mm, diamètre externe d'absorbeur 70 mm, facteur d'absorption solaire 95.5% et Transmittance solaire : $\tau \geq 97\%$. La figure de la page de garde permet de

voir la conception et les composantes du tube récepteur. Le récepteur doit être construit de telle sorte que l'absorption élevée du rayonnement et les faibles pertes thermiques.

Objectifs du mémoire

L'objectif de ce mémoire est d'étudier le comportement thermique et optique d'un tube absorbeur pour avoir leur rendement. A l'aide du logiciel Ansys R16.0 et le logiciel SolTrace.

Le logiciel **ANSYS R16.0** est basé sur la méthode des volumes finis. Et ce code de calcul est développé principalement pour la résolution des problèmes physiques complexes et le deuxième logiciel **SolTrace** sert à obtenir la distribution du flux de chaleur du rayonnement solaire concentré sur le tube absorbeur.

Le calcul est divisé en trois étapes, la première comporte un calcul optique qui détermine la distribution du flux de chaleur sur la partie inférieure du tube absorbeur, dans la seconde on utilise les données de distribution du flux comme des conditions aux limites dans le logiciel Ansys R16.0 pour obtenir la simulation des distributions de température. Après, on a fait la comparaison des distributions de température au contour de tube absorbeur entre le flux uniforme et le flux concentré sur le tube absorbeur ainsi que les matériaux de base de l'absorbeur.

La troisième étape présente des différents résultats sous forme photographique et même sous forme d'animation.

Plan du mémoire

La présentation de ce travail s'articule autour de quatre chapitres

Le Chapitre I présente une étude bibliographique fondée sur les tubes absorbeurs, la composition et les matériaux utilisés, ainsi que les phénomènes thermique et optique rencontrés.

Le chapitre II est consacré à la présentation de concentrateur (CCP) : Ses paramètres géométriques, optique et la formulation analytique de l'équation de chaleur tout en décrivant les modes de transfert thermique y intervenant.

Le Chapitre III comprend la modélisation numérique du tube absorbeur, il est réalisé en deux étapes : une modélisation optique établie avec le logiciel SolTRACE qui permet de quantifier le flux solaire concentré reçu au niveau de l'absorbeur, puis une modélisation thermique de l'absorbeur avec le logiciel Ansys R16.0 qui permet de quantifier le taux de transfert de

chaleur, par exemple ; la distribution des températures du flux solaire concentré ou uniforme sur la surface de tube absorbeur, les matériaux de base de l'absorbeur et les propriétés des fluide caloporteur,...

Le Chapitre IV est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats optique et thermique obtenus à l'aide des codes de calcul.

Enfin, ce travail se termine par une conclusion générale présentant une synthèse des résultats de simulation obtenus et par des perspectives dans le domaine de la fabrication des tubes absorbeur pour les concentrateurs cylindro-parabolique.

Etude Bibliographique

Plus de 90 % de l'énergie utilisée aujourd'hui sur terre provient des combustibles fossiles, mais ces derniers posent de plus en plus de problèmes sur terre. La question de leur remplacement se pose et est inévitable. Mais comment les remplacer ? L'homme cherche aujourd'hui à remplacer les sources d'énergies à cause des multiples pollutions occasionnées et de leurs impacts sur l'environnement, mais aussi (et surtout) à cause du coût de plus en plus important pour l'achat, l'extraction et l'utilisation de ces sources d'énergies.

L'alimentation en énergie future passe certainement par les énergies renouvelables qui sont encore pour certains au stade expérimental et pour d'autres qui connaissent un essor actuellement (comme l'énergie solaire) grâce aux économies engendrées et à leur absence d'impact sur l'environnement.

Ces énergies sont l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie hydraulique, l'énergie des marées, les biogaz, les biocarburants et la géothermie.

Beaucoup d'efforts ont été fournis, notamment dans la décennie dernière pour améliorer les systèmes de conversion de l'énergie solaire en chaleur et surtout pour la production d'électricité.

Les systèmes de conversion thermique les plus utilisés pour la production de l'électricité sont les concentrateurs cylindro-paraboliques et l'amélioration du rendement de ces concentrateurs est la préoccupation de plusieurs chercheurs.

Pour cela, on cite quelques travaux réalisés dans ce domaine :

Rafael Almanza et al (1997) [2] ont étudié la différence de température sur la circonférence entre deux tubes absorbeur en acier inoxydable et cuivre, et ils ont montré que la différence de température circonférentielle a été pratiquement éliminée sur le cuivre. Ils ont conclu qu'il est possible d'éliminer la flexion de ces tubes en minimisant le gradient de température, ce qui favorise l'utilisation des matériaux à haute conductivité thermique pour les tubes absorbeurs.



Figure I.1 : Vue de la flexion du tube absorbeur en acier inoxydable.

K. Ravi Kumar et al (2009) [3] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur à travers un tube absorbeur avec un disque poreux dans le concentrateur cylindro parabolique, L'étude a révélé que l'utilisation du milieu poreux dans un tube absorbeur améliore le transfert de chaleur dans tous les récepteurs en raison de l'augmentation de la surface d'échange thermique, de la conductivité thermique et de la turbulence.

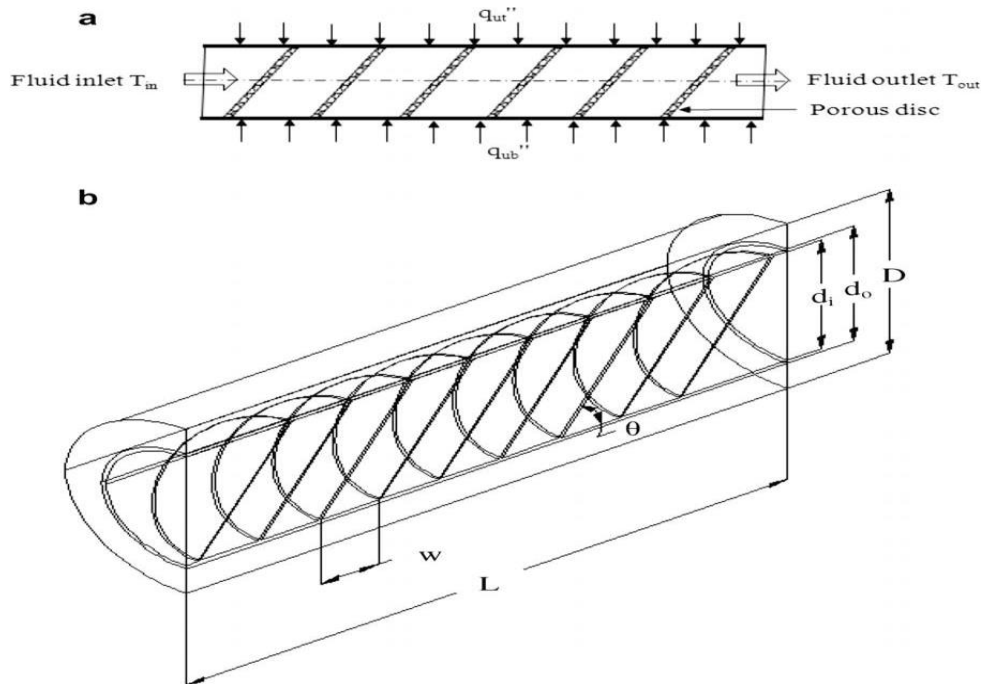


Figure I.2 : Récepteur poreux solaire: (a) avec conditions aux limites et (b) avec des paramètres géométriques.

Z.D.Cheng et al (2010) [5] ont travaillé sur l'identification de la distribution de la température à la surface externe du tube absorbeur d'un CCP, cette distribution est en fonction de la distribution du flux de rayonnement à la surface, et déterminée à son tour en exploitant la technique de Monte Carlo MCRT (Monte Carlo Ray Tracing). Combinant la méthode MCRT et la méthode des volumes finis via le code de calcul Fluent, ils élaborèrent une multitude de simulations. Prenant le fait de la dépendance des propriétés physique du fluide caloporteur (huile Syltherm800) avec la température, la validation du modèle mathématique et de la modélisation, par comparaison avec les données des études expérimentales antérieures de Dudley et al [4], fut poussée jusqu'à une différence de 2% sur la température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

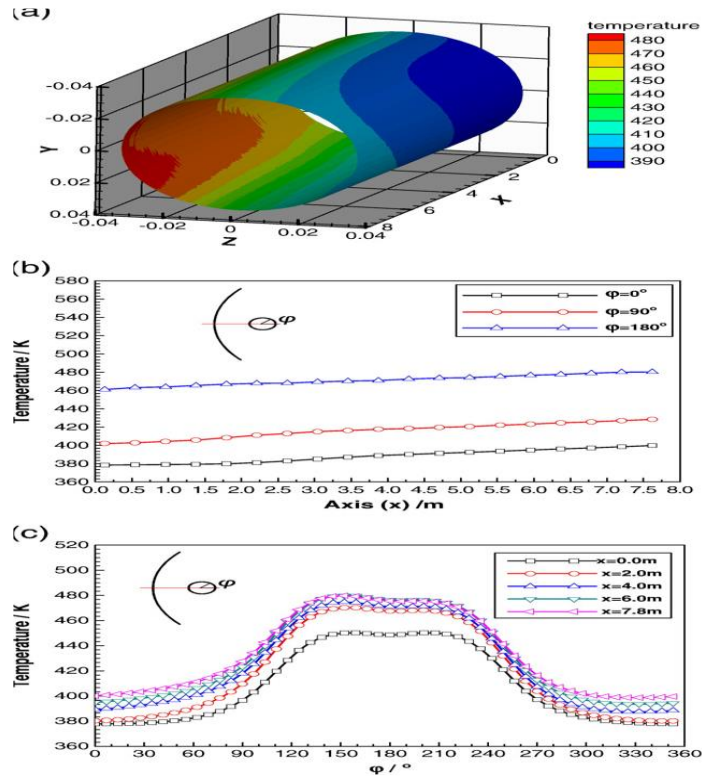


Figure I.3 : Distribution de la température sur (a) surface extérieure de l'absorbeur entier, (b) direction axiale et (c) direction angulaire.

Fuqiang Wang et al (2010) [6] ont étudié numériquement le tube absorbeur excentrique dans le but de réduire les contraintes thermique. Les analyses numériques utilisent la méthode de Monte Carlo pour calculer la distribution du flux solaire sur la demi-périphérie inférieure du tube absorbeur. Les résultats peuvent réduire les contraintes thermiques jusqu'à 41,1% par rapport au tube absorbeur concentrique.

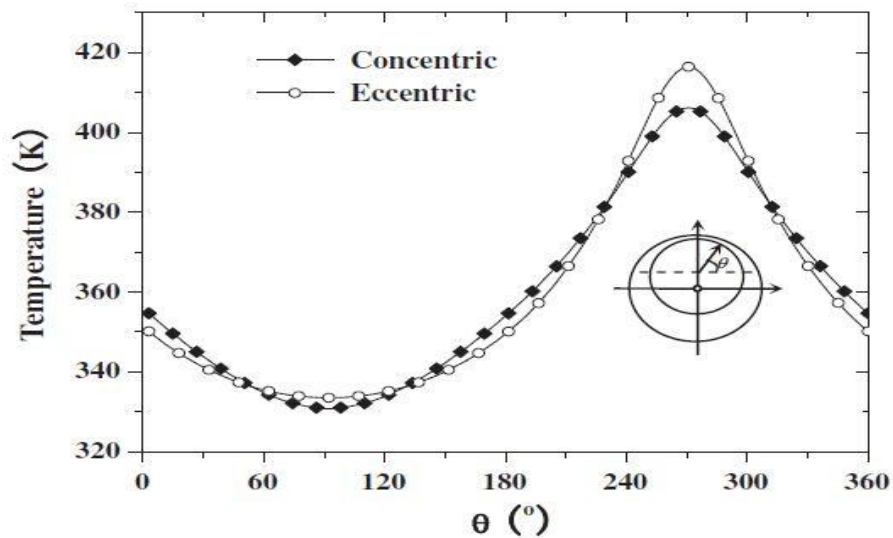


Figure I.4: Profils de température le long de la circonférence interne à la section de sortie pour les tubes absorbeur concentriques et excentriques.

En 2011 Ya-Ling He et al [7] ont réalisé une multitude de simulations sur différentes configurations de CCP, étudiés expérimentalement avant par Dudley et al (1994). La finalité de leur travail est l'approfondissement de la compréhension des paramètres qui influent directement sur l'efficacité thermique des CCP. Pour cela deux cas de figures ont été ciblés.

1 cas : en diminuant le diamètre du tube absorbeur, ils augmentés le taux de concentration géométrique (GC) et améliorés ainsi la distribution du flux.

2 cas : en variant l'angle de la jante de la parabole (angle de Rim) tout en gardant la même ouverture et le même diamètre de tube absorbeur.

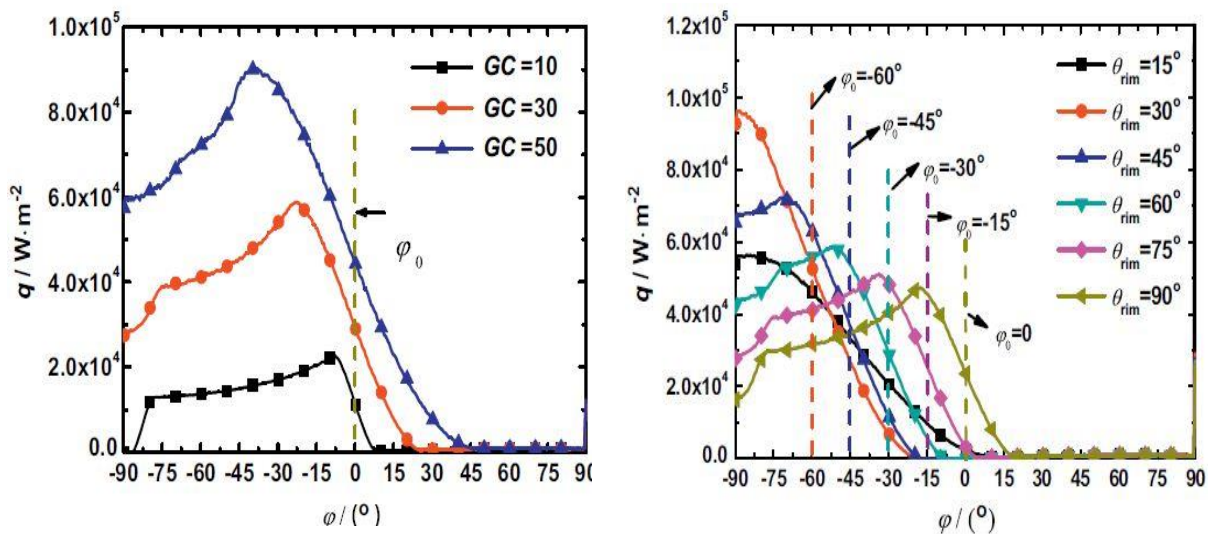


Figure I.5 : Distribution de la densité de flux vs l'angle circonférentiel (a) pour différents taux de concentration géométriques et (b) pour différents angle de RIM

Seyed Ebrahim Ghasemi et al (2013) [8] ont porté leur étude sur l'amélioration des performances d'un CCP par l'insertion de trois couches annulaires de différentes porosités dans le tube récepteur. Cette nouvelle configuration occasionnée certes des pertes de charge considérables, mais le transfert de chaleur a augmenté en raison de l'accroissement de la surface d'échange à l'intérieur du tube, ainsi que la turbulence.

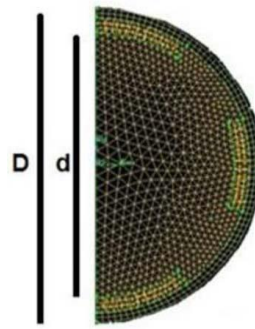


Figure I.6 : Disposition des trois anneaux poreux

Zhiyong Wu et al (2013) [9] ont étudié numériquement la répartition détaillée de la température d'un tube absorbeur en combinant une Méthode de Monte Carlo et le fluent. Avec la considération de flux solaire et le transfert de chaleur par conduction, convection et rayonnement. Et par la comparaison entre ses résultats expérimentaux il a montré que la différence moyenne est inférieure à 6%. Les résultats de la température de cette étude ont une grande importance pour la conception et l'optimisation de la structure du concentrateur cylindro parabolique.

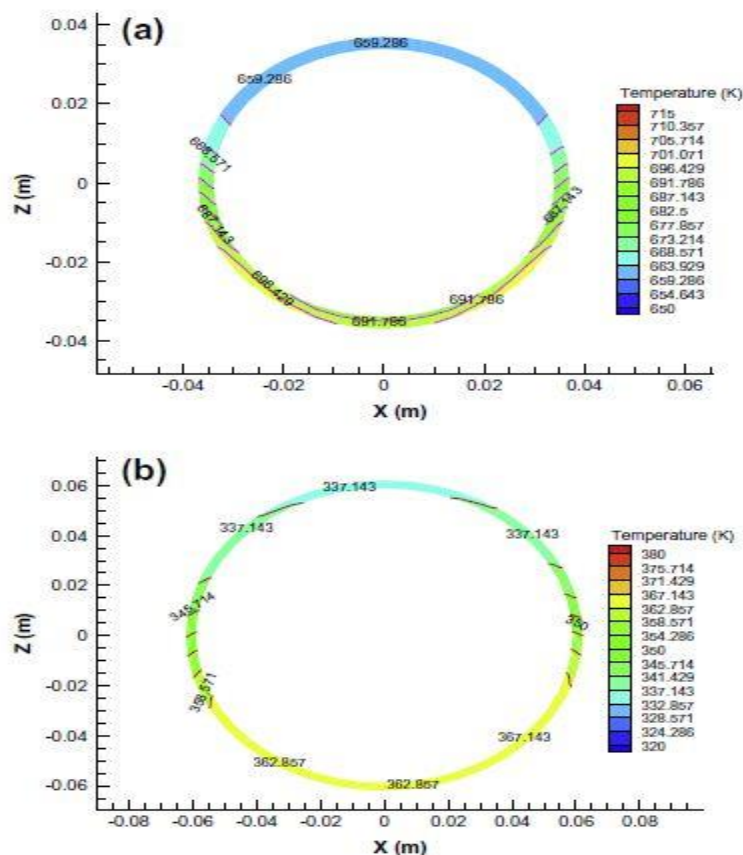


Figure I.7 : Distribution de la température de PTR pour Y constante. (a)Tube absorbeur, (b) enveloppe de verre

WANG Kun et al (2014) [10] ont utilisé un réflecteur secondaire comme un réflecteur à homogénéisation (HR). La caractéristique de concentration du collecteur a été étudiée par la méthode MCRT. La condition aux limites de flux de chaleur est fournie par les résultats du calcul MCRT. La distribution du flux solaire, le champ de température et l'efficacité du collecteur ont été analysés en détail. Les conclusions sont comme suit :

- 1- La répartition du flux solaire peut être homogénéisée par déplacement du tube absorbeur loin de la ligne focale du concentrateur cylindro parabolique vers le HR ajouté.
- 2- Dans les conditions étudiées, l'efficacité du collecteur diminue d'environ 4%, tandis que la température maximale de la paroi du tube absorbeur est réduite de 667 à 661 K et la différence de température circumférentielle à l'emplacement de l'axe de $z = 3$ m est réduite de 25,7 à 2,3 K. Par conséquent, bien que l'efficacité du collecteur ait tendance à diminuer légèrement, la température maximale et la différence de température circumférentielle de la paroi du tube absorbeur peuvent être considérablement réduites et donc la fiabilité du concentrateur cylindro parabolique peut être améliorée.

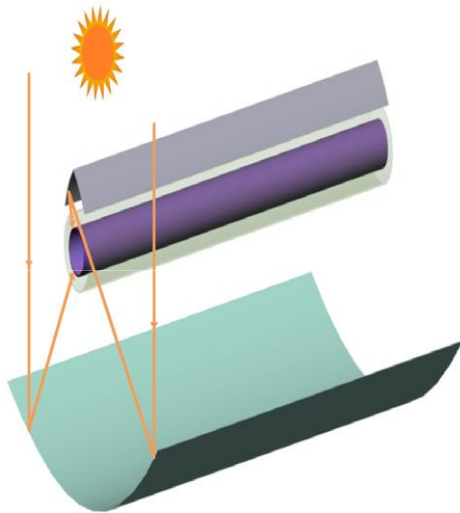


Figure I.8 : Schéma du nouveau type de Cylindro parabolique avec un HR.

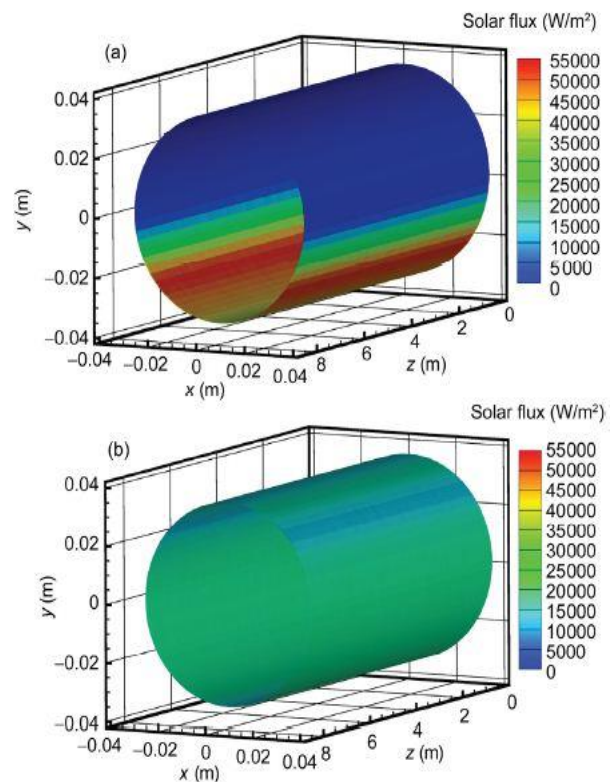


Figure I.9 : Distribution du flux solaire sur la surface extérieure du tube absorbeur. (A) Avant l'amélioration; (B) après amélioration

E. Kaloudiset al [11]. Ils ont fait une analyse numérique sur le collecteur d'un système de Concentrateur cylindro-parabolique avec le nanofluide caloporteur (HTF), afin de simuler le collecteur de type SEGS LS2. Ses performances thermiques et ses pertes en chaleur sont obtenus du travail expérimental de « Dudley et al » [4]. Quatre cas de conditions aux limites ont été utilisés pour la simulation numérique en impliquant tous les modes de transfert thermique aux niveaux des différentes interfaces, comme illustré sur la figure I.10.

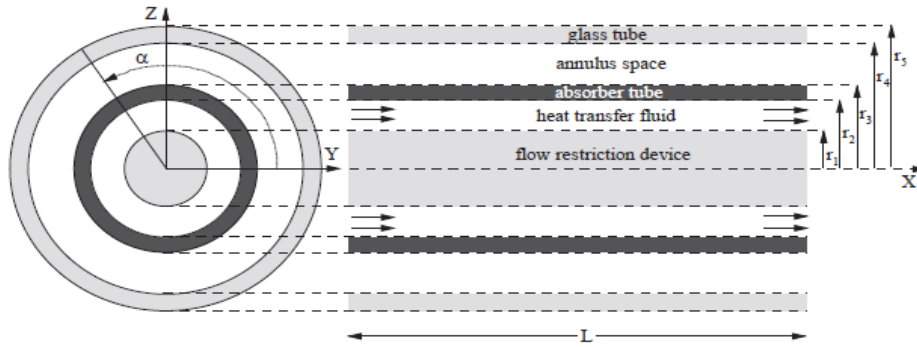


Figure I.10. Schéma du model numérique du collecteur du CCP de type LS-2

La comparaison faite entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux pour les quatre différents cas cités avec l'huile de Syltherm 800, donne une très bonne compatibilité dans la validation Voir figure I.11 Surtout, que l'erreur de température maximale signalée à la sortie est de 0.3% et 7.3% pour le rendement. Comme, ils ont préféré établir une modélisation avec une approche de deux phases du nanofluide et la valider avec les résultats numériques et expérimentaux sur un tube circulaire de température de paroi constante.

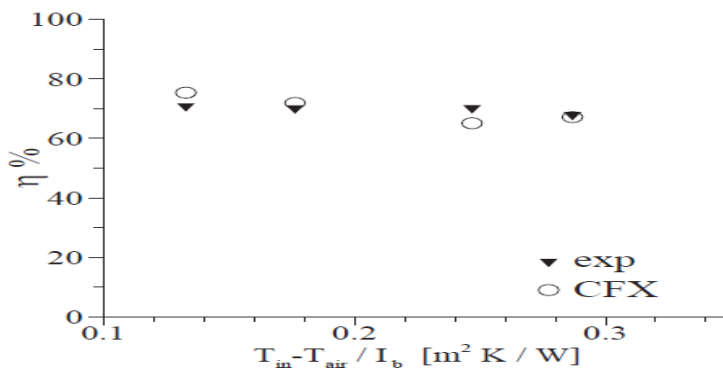


Figure 1.11 La comparaison des résultats du rendement entre le module LS-2 avec le Syltherm 800 et les résultats expérimentaux

ZHENG Zhang Jinget al [12] Dans ce travail, ils ont étudié l'augmentation des échanges thermiques aux niveaux du tube récepteur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique dans le cas des insertions poreuses tout au long et un flux non uniforme, voir figure I.12.

Afin de configurer l'optimisation des insertions poreuses, ils ont proposé une méthode qui a couplé l'utilisation de l'algorithme génétique codé sous MATLAB avec le calcul dynamique numérique du fluide (CFD) par FLUENT.

En utilisant les résultats optimaux, ils ont continué à étudier les critères d'évaluation des performances des facteurs suivants : l'angle de synergie, la dissipation à l'entrée du récepteur et les pertes exégétiques, pour discuter les performances du transfert thermique de ce nouveau tube récepteur amélioré (ERTs).

Les résultats montrent que l'utilisation des meilleurs critères en facteurs déjà cités et le du nombre de Reynolds (Nu) donne des performances plus importantes au récepteur en utilisant cette approche proposée avec cette Algorithme Génétique. Et les résultats seront plus importants si le matériau des insertions poreuses aura une conductivité thermique plus importante.

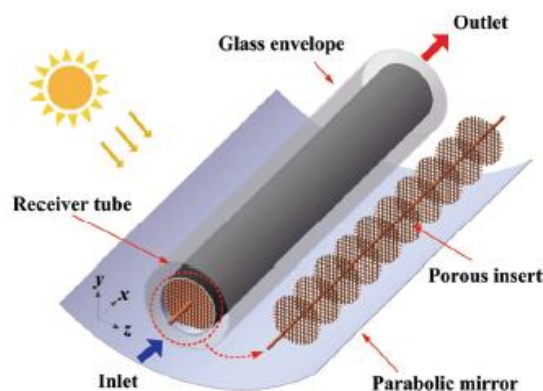


Figure I.12: Schéma du tube récepteur avec les insertions poreuses et un flux uniforme

Les Concentrateurs Cylindro-Paraboliques

II.1. Introduction :

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont la technologie la plus utilisée dans les grandes centrales solaires thermodynamiques pour la production d'électricité. Le miroir concentrateur est un cylindre de section parabolique et ne comporte qu'une seule direction de courbure. La concentration a lieu sur la ligne où est placé le récepteur tubulaire dans lequel circule le fluide caloporteur (eau ou huile) qui peut être chauffé jusqu'à 450°C.

De très grandes puissances peuvent être installées par interconnexion de plusieurs concentrateurs. La limitation dans ce cas dépend des pertes de charges et des pertes thermiques qui augmentent avec la taille de l'installation. La Figure (II.1) montre deux exemples d'installations utilisant ce type de capteurs à concentration. La photo de gauche présente l'installation de production d'eau chaude sanitaire d'une prison aux Etats-Unis, où 100 m² de capteurs cylindro-parabolique de petite taille alimentent un ballon d'eau chaude de 20 m³. La photo de droite quant à elle, n'est autre qu'un aperçu du champ de capteurs de la centrale solaire thermodynamique Solar Electric Generating System (SEGS) de Kramer Junction (Californie, Etats-Unis) [13].

L'analyse optique et thermique de ces collecteurs est très importante pour le calcul des pertes optiques et thermiques et permet aussi d'évaluer les effets de la dégradation du collecteur.



Figure. II.1: Photographie de deux installations utilisant des capteurs cylindro parabolique. [13]

II.2. Structure générale de système de concentration cylindro-parabolique :

La technologie des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques est actuellement la plus répandue, l'application la plus importante de cette technologie est la production de l'électricité.

En 1984, la première centrale solaire commerciale, SEGS I était installée en Californie par la société Luz International Limited [14]. La centrale thermique solaire à CCP est constituée de trois éléments principaux:

- Le champ solaire, qui utilise une série de longs concentrateurs cylindro-paraboliques.
- Le système de transfert de la chaleur.
- Le système de génération électrique (Turbine + Générateur).

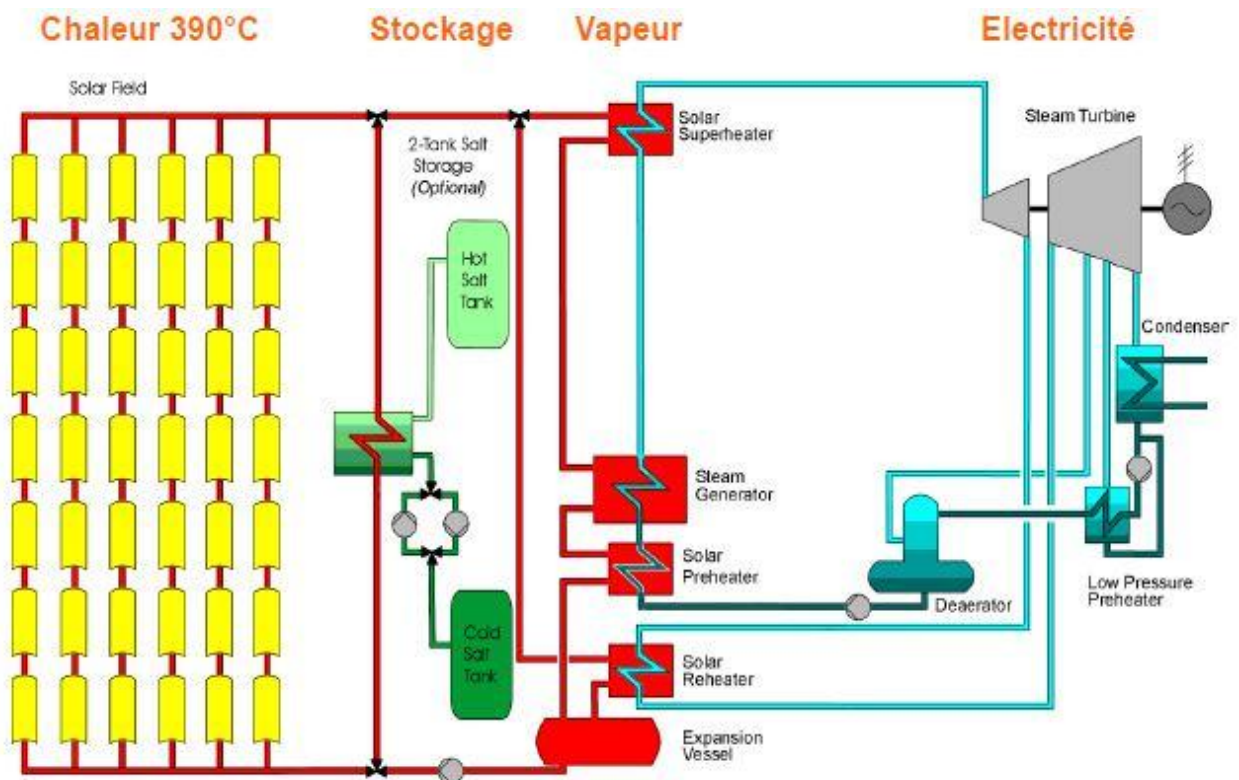


Figure. II.2 : Centrale type

II.3. Les composants d'un concentrateur cylindro parabolique :

La conception d'un collecteur avec effet de concentration, nécessite des techniques plus au moins complexes dont le principe consiste à focaliser le rayonnement incident sur un absorbeur de surface réduite, afin d'augmenter la concentration du rayonnement au niveau de l'absorbeur, les différentes parties du CCP sont les suivantes :

- Structure support
- Moteurs (hydraulique, moteur électrique + réductions)
- Contrôleurs (boucles ouvertes ou fermées)
- Miroir (verre épais, mince)
- Tube absorbeur (sélectif, sous vide, connectiques)
- Suivi solaire

Et Les composants principaux qui caractérisent le fonctionnement d'un cylindro parabolique sont comme suit [15] :

II.3.1. Le collecteur

II.3.1.1. Le réflecteur parabolique :

Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteinte 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident. Le facteur de concentration pour un capteur cylindro-parabolique est d'approximativement 80%.

II.3.1.2. Le tube absorbeur :

Le tube absorbeur est souvent en cuivre recouvert d'une couche sélective, et il est entouré d'une enveloppe transparente en verre, comme il est représenté par la figure (II.3). Il est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro- parabolique. Il 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 400C° , 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.

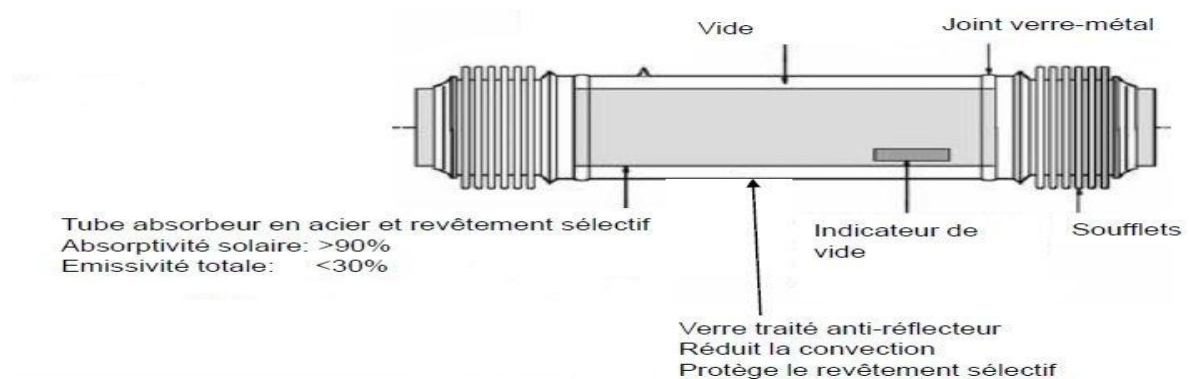


Figure. II.3 : structure de tube absorbeur



Figure. II.4 : Un tube absorbant intégré dans un collecteur parabolique (ci-dessus à gauche), Siemens UVAC 2010 (ci-dessus à droite), Archimède HEMS08 (ci-dessous à gauche), Schott PTR 70 (ci-dessous à droite) (sources: DLR)

II.3.1.3. Les fluides caloporteurs :

Le fluide caloporteur a pour rôle d'accumuler l'énergie thermique dans les collecteurs et de le transporter au bloc d'alimentation. Les Critères de sélection de fluide caloporteur doit répondre à certaines exigences:

- Température élevée d'évaporation et température faible de solidification.
- Stabilité thermique, faible explosivité et inflammabilité, non polluant.
- Capacité calorifique importante, forte conductivité thermique, faible viscosité.
- Prix d'achat faible et bonne disponibilité.

Les types de fluides caloporteurs utilisés dans cette technologie sont :

- Huile thermique
 - Caloria (SEGS I et II, 290°C)
 - Therminol VP-1 (393°C)
 - Syltherm, Dow A (Dow Chemical, @400°C)
- Eau / Vapeur
 - Eau chaude pressurisée
 - Génération directe de vapeur (@500°C, projet DISS)
- Sels Fondus
- Gaz pressurisé

II.3.2. Le champ solaire :

Le champ solaire est la partie réceptrice de l'installation : la radiation solaire y est transformée en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former de longues files qui à leur tour sont connectées en parallèle. La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie. Les collecteurs sont alignés dans la direction nord-sud, et disposent d'un système mono axial de poursuite du soleil dans la direction est-ouest. Un capteur permet de contrôler la position du soleil par rapport à les rangées de collecteur. Cette information est transmise au système de contrôle central qui ajuste l'angle d'inclinaison en fonction.

II.4. La géométrie et l'optique des concentrateurs cylindro-parabolique :

Pour pouvoir choisir un réflecteur cylindro-parabolique, Le concentrateur cylindro-parabolique est caractérisé par deux paramètres principaux. Les paramètres géométriques et les paramètres optiques.

II.4.1. Les paramètres géométriques : [16]

Les quatre paramètres suivants sont utilisés pour caractériser la forme et la taille d'un cylindro parabolique: la longueur de cylindro-parabolique, la distance focale, la largeur de l'ouverture et l'angle d'ouverture. Figure (II.5)

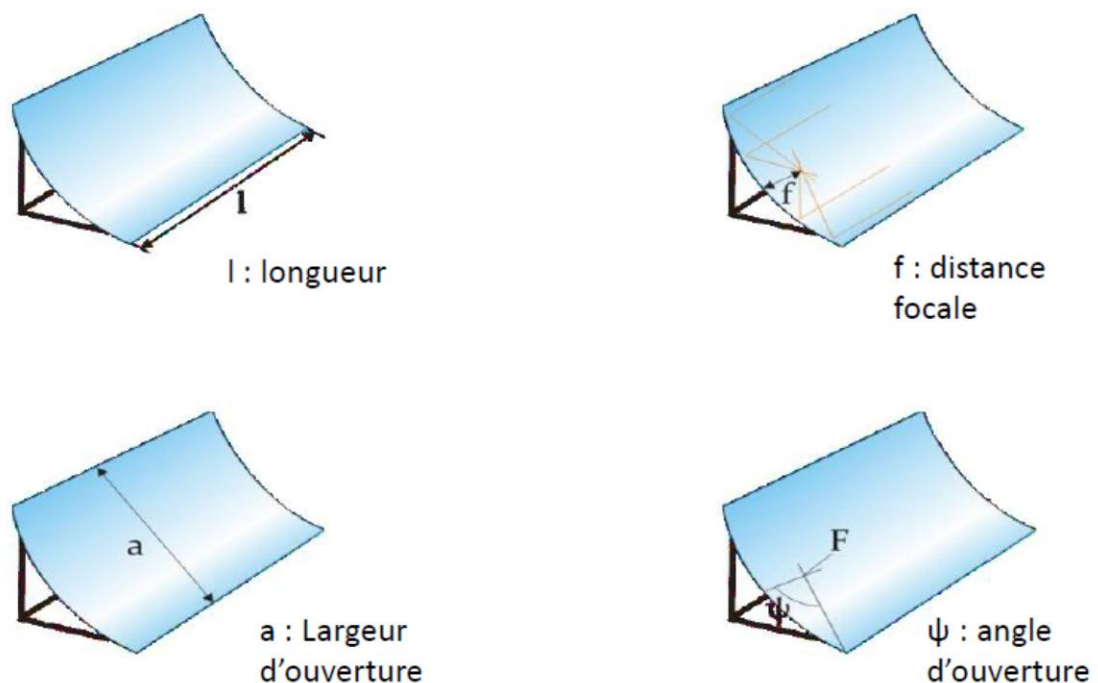


Figure. II.5 : les paramètres géométriques d'un cylindro parabolique

II.4.1.1. La longueur de cylindro parabolique : c'est la longueur du miroir, elle peut atteindre les 4.06 m.

II.4.1.2. La distance focale :

C'est la distance entre le point focale et la courbe de la parabole. La focale de la parabole (f ou F) est le paramètre qui décrit la forme de la parabole. Figure (II.6). L'équation de parabole est :

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

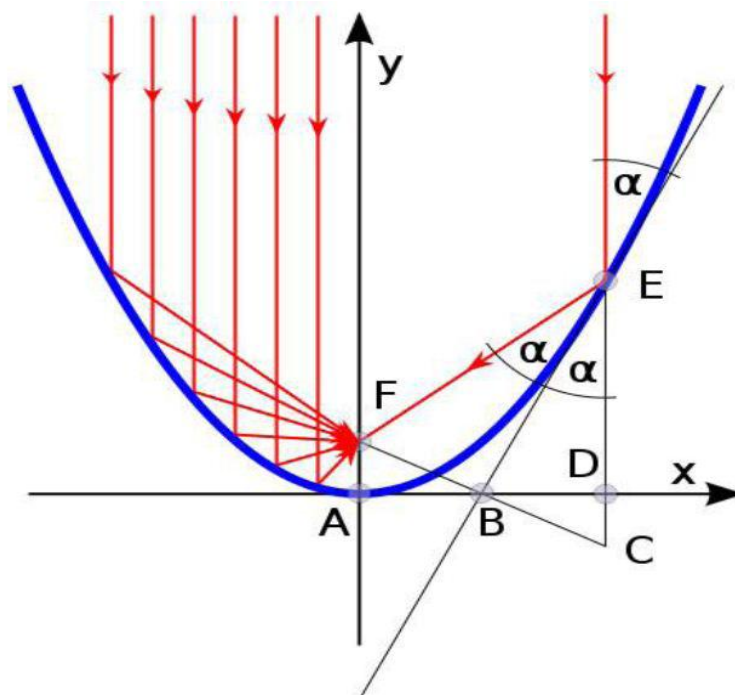


Figure. II.6 : Chemin des rayons parallèles dans un miroir parabolique

II.4.1.3. L'angle d'ouverture (ψ) :

C'est l'angle au point focal entre l'axe optique (Y) et le segment reliant le point focal au bord du miroir.

Deux des trois paramètres de l'angle d'ouverture, de la largeur d'ouverture et de la distance focale sont suffisants pour déterminer complètement la section transversale d'un cylindro-parabolique, c'est-à-dire la forme et la taille. Cela signifie également que deux d'entre eux sont suffisants pour calculer le troisième. ψ Peut être exprimée en fonction du rapport entre la largeur d'ouverture et la distance focale:

$$\tan\psi = \frac{\frac{a}{f}}{2 - \frac{1}{8}(\frac{a}{f})^2} \quad (\text{II-3})$$

Aussi le rapport de la largeur de l'ouverture à la focale peut être exprimé en fonction de l'angle d'ouverture:

$$\frac{a}{f} = -\frac{4}{\tan\psi} + \sqrt{\frac{16}{\tan^2\psi} + 16} \quad (\text{II-4})$$

Le diagramme suivant représente le rapport a/f en fonction de l'angle d'ouverture :

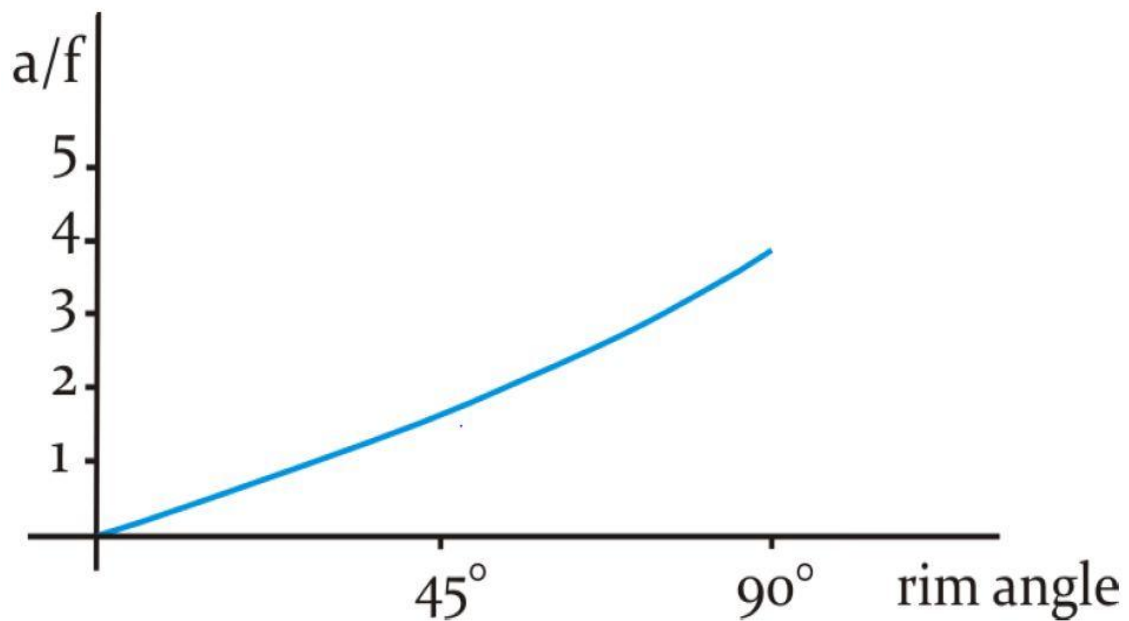


Figure. II.7 : Relation entre l'angle d'ouverture et la valeur a/f.

L'angle d'ouverture est lié à la distance entre les différentes parties des miroirs et la ligne focale. En prenant une largeur d'ouverture fixe, la figure (II.8) représente cette relation.

Il existe un angle d'ouverture optimal qui prend en compte aussi le prix du miroir proportionnel à sa surface. L'angle d'ouverture des cylindro paraboliques réelles est d'environ 80 °.

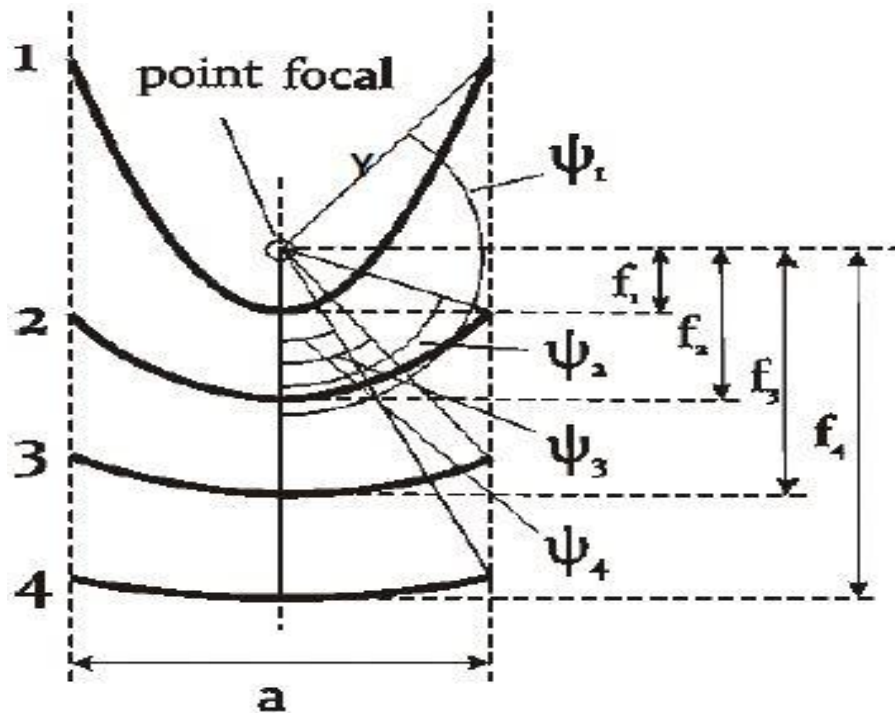


Figure. II.8 : Relation entre la focale et l'angle d'ouverture pour une ouverture constante

II.4.1.4. La largeur de l'ouverture a :

La plupart des collecteurs réels sont d'une largeur d'ouverture d'environ 6 m, la distance focale est (approximativement à l'angle d'ouverture et à la largeur d'ouverture) d'environ 1,75 m et la longueur du module est comprise entre 12 et 14 m. Il existe des collecteurs qui ont des largeurs d'ouverture plus petites (Solarlite) ou plus grandes (Skyfuel, Heliotric) avec différentes longueurs focales correspondantes.

II.4.2. Les paramètres Optiques :

II.4.2.1 La surface du miroir et la surface d'ouverture :

Pour un DNI (rayonnement normal direct) et position solaire données ; la surface d'ouverture de miroir est calculée comme le produit de la largeur de l'ouverture a et de la longueur du collecteur l . Figure(II.9)

$$A_a = a \cdot l \quad (\text{II-5})$$

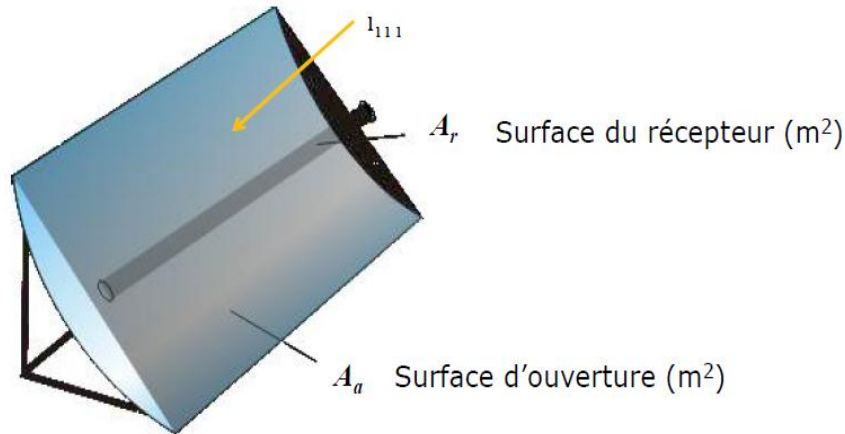


Figure. II.9: Surface d'ouverture du collecteur et Surface d'ouverture du récepteur

La surface d'un cylindro parabolique peut être importante pour déterminer le besoin de matière pour la fabrication. La surface est calculée comme suite :

$$A = \left(\frac{a}{2} \sqrt{1 + \frac{a^2}{16f^2}} + 2 \cdot f \cdot \ln \left(\frac{a}{4f} + \sqrt{1 + \frac{a^2}{16f^2}} \right) \right) \cdot l \quad (\text{II-6})$$

II.4.2.2. La concentration :

Le taux de concentration est l'un des paramètres principaux du collecteur, il est décisif pour les températures de fonctionnement possible de la centrale cylindro parabolique. Le rapport de concentration C est défini comme le rapport de la densité de flux radiant à la ligne focale G_{im} , à l'éclairement direct à l'ouverture du collecteur, G_a :

$$C = \frac{G_{im}}{G_a} \quad (\text{II-7})$$

Aussi, Il existe un moyen simple de spécifier le taux de concentration sans le mesurer qui est **la concentration géométrique**. Elle est défini comme le rapport de la surface de collecteur sur la surface du récepteur :

$$C_G = \frac{A_a}{A_r} \quad (\text{II-8})$$

Comme il est illustré sur la figure précédente, concernant la surface du collecteur, elle est plus clair à compter que la surface du récepteur. Dans de nombreux cas, la surface projetée du tube absorbeur est choisie. Dans ce cas, la surface d'ouverture du récepteur est un rectangle avec de surface $d \cdot l$.

Alors, la concentration géométrique est donné par :

$$C_G = \frac{a.l}{d.l} = \frac{a}{d} \quad (\text{II-9})$$

Dans les concertateurs cylindro paraboliques réels ; on prend la surface d'ouverture de récepteur c'est la sur face du tube absorbeur :

$$C_G = \frac{a.l}{\pi.d.l} = \frac{a}{\pi.d} \quad (\text{II-10})$$

Cette définition mène à un taux de concentration géométrique faible. Donc, le taux de concentration selon la surface projetée du tube absorbeur est pratiquement le plus utilisé.

II.5. Le système de suivi solaire :

Comme tout collecteur d'un system CSP (Concentrating Solar Power Plant), les concentrateurs cylindro parabolique sont également équipés d'un mécanisme de poursuite figure (II.10). C'est le système qui permet de suivre le rayonnement solaire : il adapte en permanence le capteur solaire de façon à ce que le rayonnement reçu soit toujours perpendiculaire au réflecteur. Ainsi, le rayonnement est réfléchi au foyer de la parabole formé par les miroirs, et concentré dans un tube collecteur.

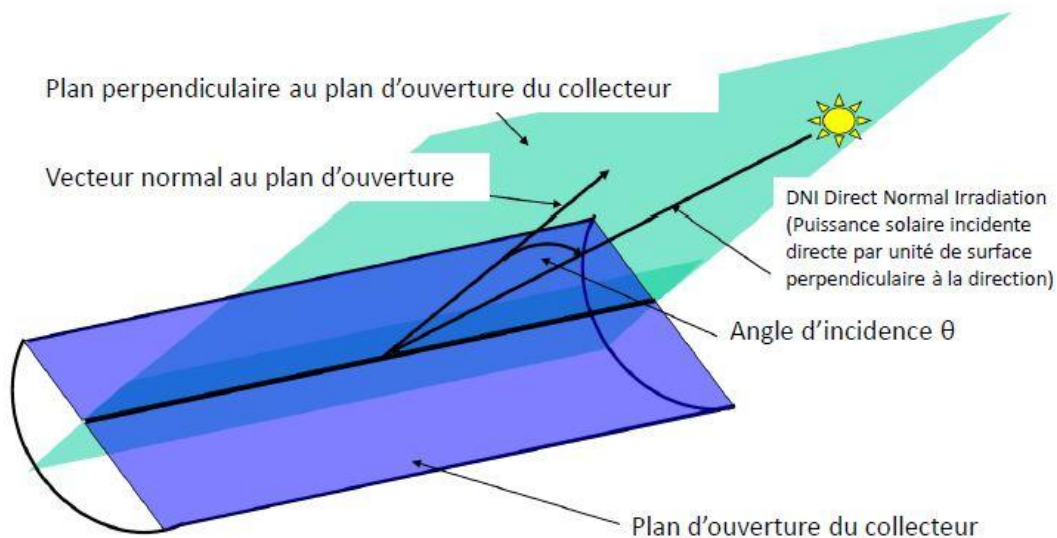


Figure. II.10 : le concentrateur cylindro parabolique en position de suivi

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 :

- 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.

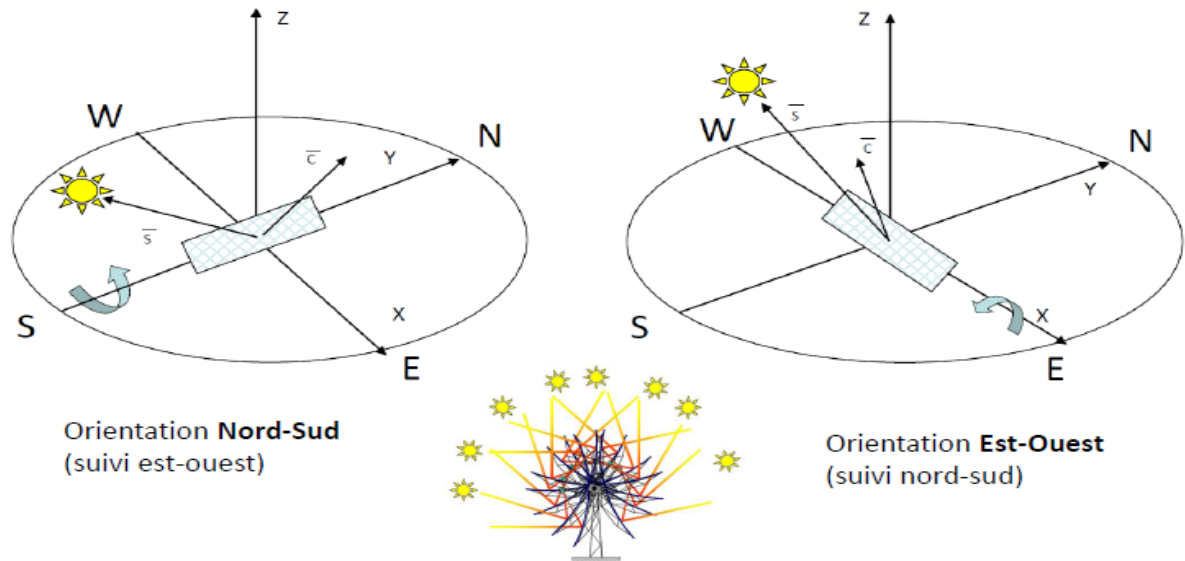


Figure. II.11: Orientation de concentrateurs cylindro parabolique

L'orientation Nord -Sud est préférée car elle permet une grande variabilité de l'énergie thermique récupérée durant l'année, une quantité de chaleur collectée pour une orientation NS est plus importante que pour EW et elle offre un bon fonctionnement dans la gamme de température entre 150-350°C.

Et dans les deux graphiques qui suivent figure (II.12), la comparaison des simulations de la Puissance récupérée par un fluide caloporteur dans les deux cas d'orientation faite à PSA (The Plateforme Solar de Almería-Espagne) du collecteur ET-100.

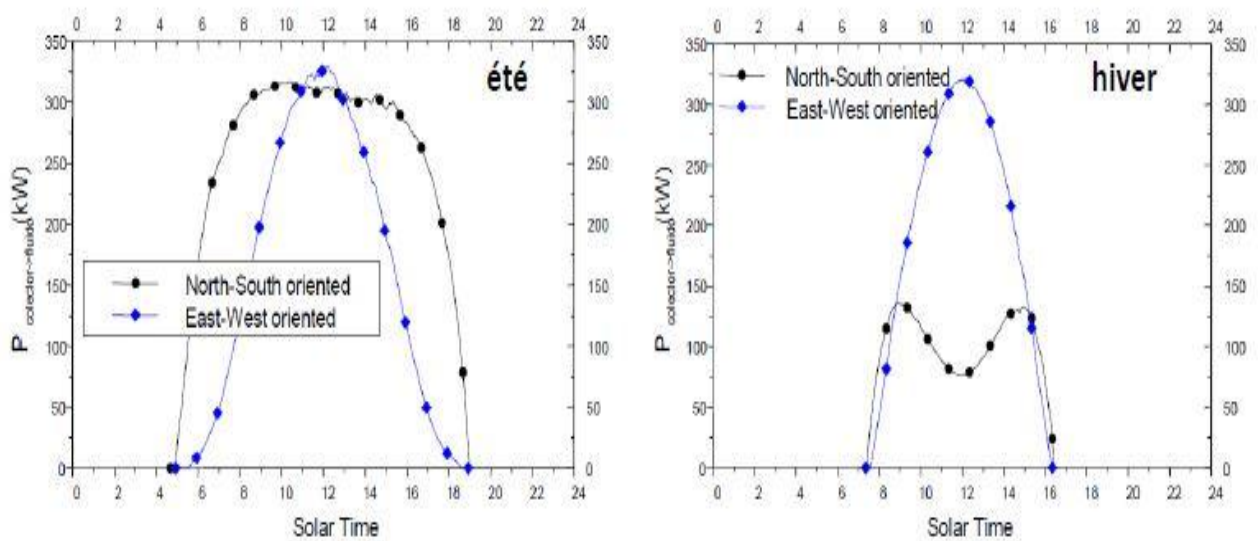


Figure. II.12: simulation de l'influence de l'orientation à PSA du collecteur ET-100

II.6. Le Bilan thermique du tube absorbeur :

Ils existent plusieurs méthodes pour établir un bilan énergétique du tube récepteur pour la modélisation on cite :

- la méthode des résistances thermiques et l'analogie électrique
- la méthode de calcul de la température de chaque élément du collecteur par une discrétisation unidimensionnelle.

La figure suivante illustre les flux d'énergie sur un récepteur.

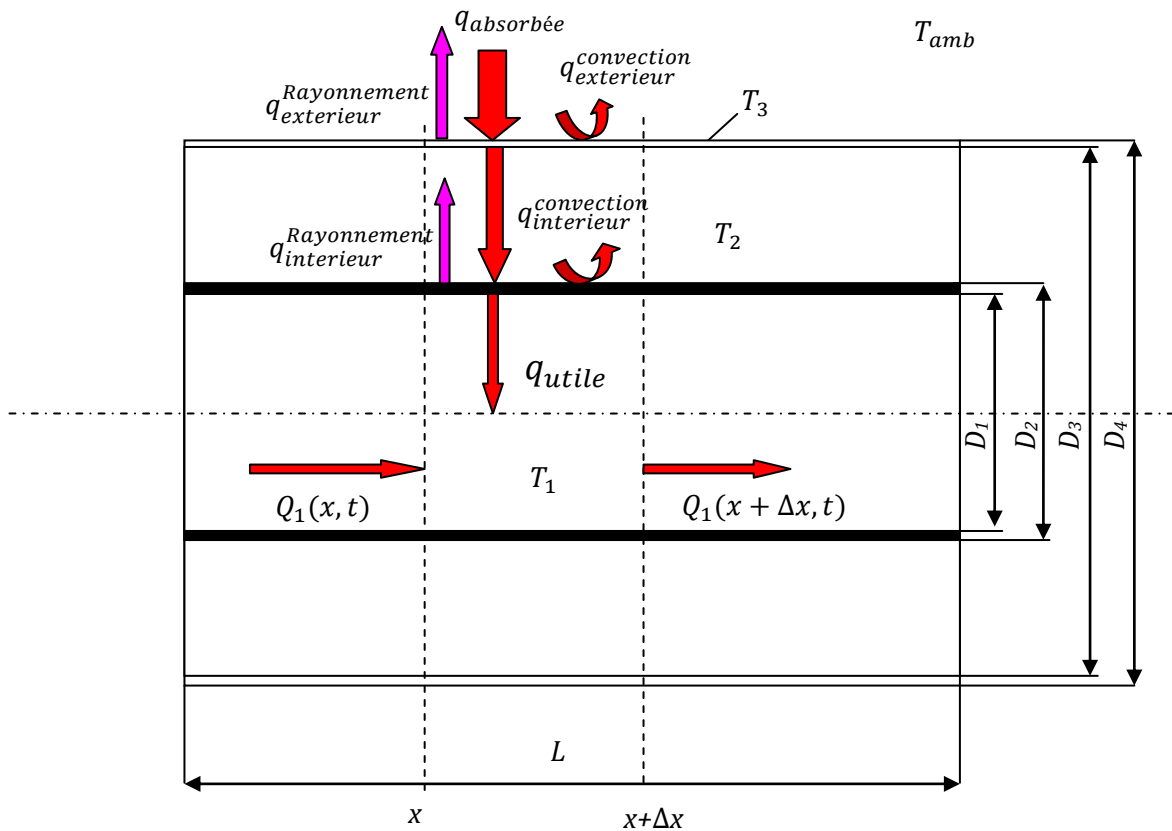


Figure. II.13: schéma du bilan énergétique d'un élément x du collecteur CP.

II.6.1. Le bilan thermique du fluide :

Le bilan thermique du fluide est représenté par l'équation suivante:

$$\Delta Q_1(x, t) = \rho_1 C p_1 A_1 \Delta x T_1(x, t)$$

$$Q_1 = \rho_1 C p_1 V T_1(x, t)$$

$$\rho_1 C p_1 A_1 \Delta x \frac{dT_1}{dt} = Q_1(x, t) - Q_1(x + \Delta x, t) + q_{utile}(x, t)$$

La simplification de l'équation donne :

$$\frac{dT_1(x, t)}{dt} + \vartheta \frac{dT_1(x, t)}{dx} = \frac{q_{utile}(x, t)}{\rho_1 C p_1 A_1} \quad (II - 11)$$

ϑ : La vitesse d'écoulement

A_1 : La section transversale de tube $A_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2$

q_{utile} : La puissance reçue par unité de longueur

$$q_{utile} = h_1 A \Delta T = h_1 \pi D_1 (T_2 - T_1) \quad (II-12)$$

h_1 : Le coefficient de transfert de chaleur par convection

A : La surface interne du tube $A = \pi D_1 L$

T_2 : La température de la surface de l'absorbeur

T_1 : La température de fluide

Pour introduire h_1 :

En Considérant la convection forcée du fluide caloporteur dans le tube absorbeur, $q_{gagnée}$ est calculée par l'équation de Dittus-Boelter pour l'écoulement totalement développé dans un tube circulaire lisse. Par conséquent, le nombre de Nusselt local est donné par :

$$N_u = 0,0023 R_{e1}^{0,8} P_{r1}^{0,4} = \frac{h_1 D_1}{\lambda_1} \quad (II-13)$$

$$R_e = 4 \frac{\rho_1 V_1}{\pi D_1 \mu_1} \quad (II-14)$$

λ_1 : La conduction thermique du fluide

μ_1 : La viscosité dynamique du fluide $\mu_1 = \vartheta_1 \rho_1$

ϑ_1 : La viscosité cinématique du fluide

Le nombre de Prandtl est donné par :

$$P_{r1} = \frac{\mu_1 C p_1}{\lambda_1} \quad (II-15)$$

Les propriétés du fluide caloporteur $C p_1$, λ_1 , μ_1 et ρ_1 sont en fonction de la température T_2 .

II.6.2. Le bilan thermique de tube absorbeur :

Pour le tube absorbeur le bilan thermique s'écrit :

$$\Delta Q_2(x, t) = \rho_2 C p_2 A_2 \Delta x T_2(x, t)$$

$$\frac{d\Delta Q_2(x, t)}{dt} = (q_{absorbée}(t) - q_{interieur}(x, t) - q_{utile}(x, t)) \Delta x \quad (II-16)$$

La simplification de l'équation donne :

$$\frac{dT_2(x, t)}{dt} = \frac{1}{\rho_2 C p_2 A_2} (q_{absorbée}(t) - q_{interieur}(x, t) - q_{utile}(x, t)) \quad (II - 17)$$

$q_{absorbée}$: La quantité d'énergie solaire absorbée de la thermodynamique.

La puissance absorbée par unité de surface d'ouverture peut être écrit comme suit : [9]

$$q_{absorbé} = I. \rho. \gamma. \tau. C_G \quad (II-18)$$

$q_{interieur}$: La quantité d'énergie qui indique le transfert thermique par convection et par rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre.

$$q_{interieur} = q_{interieur}^{convection} + q_{interieur}^{Rayonnement} \quad (II-19)$$

La convection dans l'espace annulaire entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre est estimée par des relations de la convection naturelle entre deux cylindres horizontaux et concentriques [8], cependant l'enveloppe du verre est usuellement plus froid que le tube absorbeur ($T_2 > T_3$) :

$$q_{interieur}^{convection} = \frac{2 \pi \lambda_{eff}}{\ln \frac{D_3}{D_2}} (T_2 - T_3) \quad (II-20)$$

λ_{eff} : La conductivité thermique effective.

λ_{eff} La conductivité thermique effectuée de l'air, elle représente la conductivité thermique que l'air stationnaire devrait avoir pour transférer la même quantité de chaleur que l'air mobile, elle est donnée par [17] :

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_{air}} = 0,386 \left(\frac{Pr^{air}}{0,861 + Pr^{air}} \right)^{\frac{1}{4}} (F_{cyl} R_{aL})^{\frac{1}{4}} \quad (II-21)$$

F_{cyl} : Le facteur géométrique pour les cylindres concentrique.

R_{aL} : Le nombre de Rayleigh.

$$F_{cyl} = \frac{(\ln \frac{D_3}{D_2})^4}{L^3 \left(D_2^{-\frac{1}{5}} + D_3^{-\frac{3}{5}} \right)^5} \quad (II-22) \quad R_{aL} = \frac{g \beta_{air} (T_2 - T_3)}{\vartheta_{air} \alpha_{air}} L^3 \quad (II-23)$$

L : La longueur effective de l'absorbeur $L = \frac{D_3 - D_2}{2}$

β_{air} : Facteur de dilatation volumique du fluide

α_{air} : Absorptivité

Les propriétés physiques de l'air sont évaluées $T_{moy} = \frac{T_2 + T_3}{2}$.

Le transfert thermique par rayonnement $q_{interieur}^{Rayonnement}$ entre deux cylindres concentriques et horizontaux entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre peut être exprimé par la relation suivante [18] :

$$q_{interieur}^{Rayonnement} = \frac{\pi D_2 \sigma (T_2^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_3} \left(\frac{D_2}{D_3} \right)} \quad (II-24)$$

$\varepsilon_2, \varepsilon_3$: Emissivité du absorbeur et l'enveloppe

σ : Constant de Stefan-Boltzmann

Alors :

$$q_{interieur} = \frac{2 \pi \lambda_{eff}}{\ln \frac{D_3}{D_2}} (T_2 - T_3) + \frac{\pi D_2 \sigma (T_2^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_3} \left(\frac{D_2}{D_3}\right)} \quad (\text{II-25})$$

II.6.3. Le bilan thermique de l'enveloppe en verre :

Pour l'enveloppe en verre le bilan thermique s'écrit :

$$\Delta Q_3(x, t) = \rho_3 C p_3 A_3 \Delta x \Delta T_3(x, t)$$

$$\frac{dT_3(x, t)}{dt} = \frac{1}{\rho_3 C p_3 A_3} (q_{absorbée}(t) - q_{exterieur}(x, t)) \quad (\text{II} - 26)$$

$\rho_3, C p_3, Pr_3$ Est les propriétés physiques du verre à la température ambiante.

$$q_{exterieur}(x, t) = q_{exterieur}^{convection} + q_{exterieur}^{Rayonnement} \quad (\text{II-27})$$

$$q_{exterieur}^{convection} = h_3 \pi D_4 (T_3 - T_{amb})$$

Pour introduire h_3 :

$$Nu_3 = \frac{h_3 D_3}{\lambda_3}$$

$$Nu_3 = 0,3 + \frac{0,62 Re_3^{\frac{1}{2}} Pr_3^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr_3}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_3}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (\text{II-28})$$

$$Re_3 = \frac{\rho_{air amb} V_{vent} D_4}{\mu_{air amb}} \quad (\text{II-29})$$

$$q_{exterieur}^{Rayonnement} = \varepsilon_3 \sigma \pi D_4 (T_3^4 - T_{amb}^4) \quad (\text{II-30})$$

$q_{exterieur}$: La quantité d'énergie qui indique le transfert thermique entre l'enveloppe du verre et l'environnement.

Au cours de cette modélisation on a déduit les trois corrélations représentatives (II-11), (II-17) et (II-26) du bilan thermique au niveau de l'absorbeur.

Et dans le chapitre suivant, on établit les équations de base régissant l'écoulement considéré dans notre étude.

Modélisation et résolution numérique

III.1. Introduction :

La complexité des systèmes physiques ou technologiques, destinés à être conçus ou étudiés, a conduit à employer des méthodes numériques basées sur le principe d'approcher une solution nominale le plus possible, mais celles-ci exigent de grands calculs nécessitant des calculateurs efficaces.

Nous présentons dans ce chapitre les Méthodes utilisées pour notre simulation avec une représentation des codes de calcul (Soltrace, Ansys R16.0).

III.2. Hypothèses simplificatrices :

Le modèle thermique proposé pour le concentrateur cylindro parabolique solaire est illustré à la Figure (III.1). Les paramètres géométriques du collecteur cylindro parabolique et du tube absorbeur pour cette étude sont illustrés dans le tableau (III.1). Pour effectuer notre étude, nous considérons les hypothèses suivantes :

- Comme il est clair sur le tableau (III.1) ; La transmissivité de l'enveloppe en verre est très proche de 1 et l'épaisseur très mince, par conséquent, l'influence de l'enveloppe en verre est minime sur les valeurs et la distribution du flux de chaleur.
- On divise le tube absorbeur en deux parties, la première partie supérieure est soumise à une répartition du flux de chaleur (1000 w/m^2), la deuxième partie inférieure est soumise au flux de chaleur concentré calculé à l'aide de code de calcul Soltrace.
- L'écoulement est turbulent stationnaire.

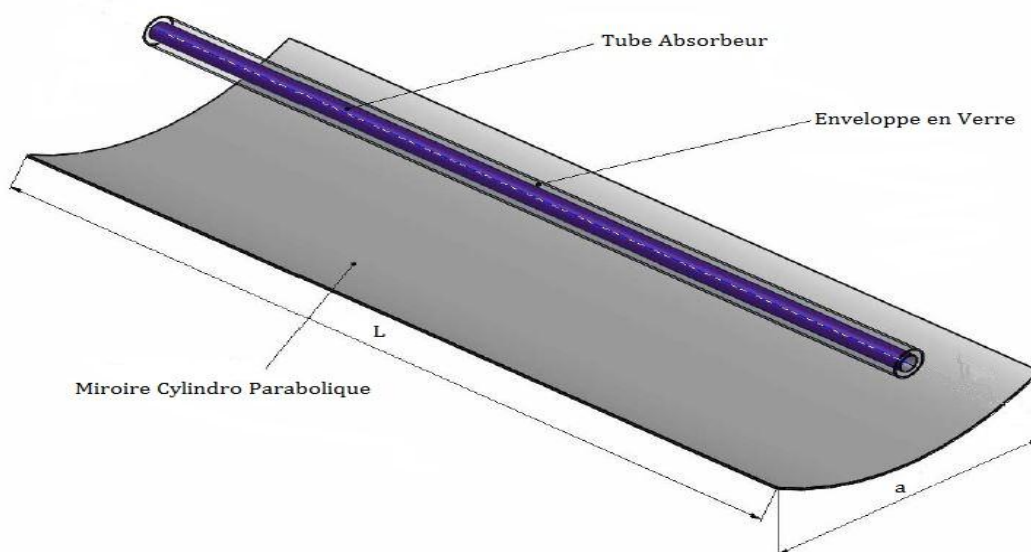


Figure. III.1: Schéma d'un concentrateur cylindro parabolique

Collecteur cylindro parabolique et tube absorbeur	Valeurs
Longueur focale de concentration cylindro parabolique	2,000 (mm)
Longueur de concentrateur cylindro parabolique	2,000(mm)
Le rayon d'ouverture de concentrateur	500(mm)
Diamètre extérieur du tube absorbeur	70(mm)
Diamètre intérieur du tube absorbeur	60(mm)
Diamètre de l'enveloppe en verre	100(mm)
Longueur de tube absorbeur	2,000(mm)
Facteur de réflexion du miroir du concentrateur	0,95
Facteur d'absorption de tube absorbeur	0,9
Facteur de transmissivité	0,965

Tableau. III.1 : Paramètres géométrique et optique du collecteur et de tube absorbeur [6]

III.3. Représentation schématique :

La figure (III.2) représente le schéma d'un tube absorbeur après la simplification.

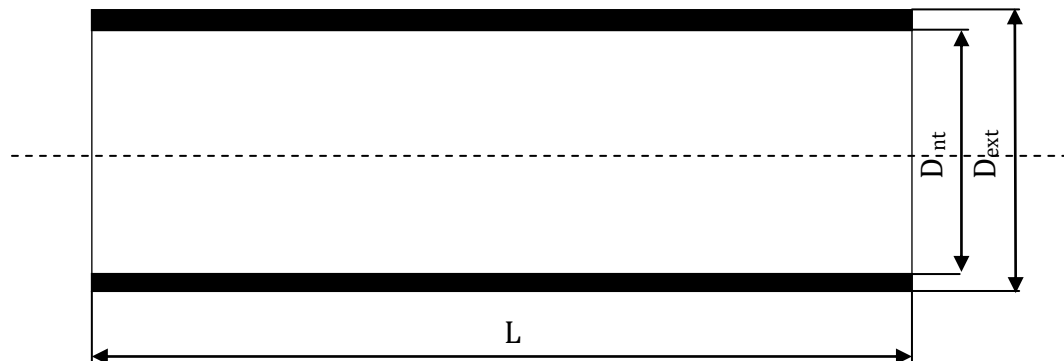


Figure. III.2 : Schéma d'un tube absorbeur

III.4. Les équations gouvernantes :

Dans notre étude, l'écoulement de fluide est turbulent. Les équations régissant le problème sont: L'équation de la continuité ou équation de conservation de la masse ; Les équations de la quantité de mouvement ; L'équation d'énergie ; Les équations de la turbulence: modèle k-ε

Le modèle de turbulence adopté est le modèle k-ε. Ce choix est tout simplement adopté en raison de son utilisation dans la majorité des références bibliographiques pour la configuration d'étude de notre thème. [19]

III.4.1. L'équation de la de la continuité:

L'équation de continuité qui exige la conservation de la masse de la particule de fluide, dans notre étude l'écoulement est permanente $\frac{\partial}{\partial t} = 0$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III-1})$$

III.4.2. Les équations de la quantité de mouvement :

L'équation de la quantité de mouvement qui traduit la loi de Newton appliquée à des Particules de fluide (équations de Navier-Stokes):

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{III-2})$$

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (\text{III-3})$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (\text{III-4})$$

III.4.3. L'équation d'énergie :

L'équation d'énergie qui exige que l'énergie ne puisse être ni créée ni détruite, exprime la conservation de l'énergie de la particule de fluide:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \right) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu}{pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu}{pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu}{pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + S \end{aligned} \quad (\text{III-5})$$

III.4.4. L'équation d'énergie cinétique turbulente K :

$$\underbrace{\left(\frac{\partial(\rho u K)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v K)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w K)}{\partial z} \right)}_1 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_K \frac{\partial K}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_K \frac{\partial K}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_K \frac{\partial K}{\partial z} \right]}_2 + \underbrace{G_K}_3 + \underbrace{\rho \varepsilon}_4 \quad (\text{III-6})$$

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

Où : $\Gamma_K = (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K})$ (III-7)

III.4.5. L'équation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulent :

$$\underbrace{\left(\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z}\right)}_1 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right]}_2 + \underbrace{\frac{\varepsilon}{K} C_{\varepsilon 1} G_K}_3 - \underbrace{C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K}}_4$$

(III-8)

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

Où : $\Gamma_\varepsilon = (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})$ (III-9)

Viscosité turbulent :

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{K^2}{\varepsilon}$$

(III-10)

Production de l'énergie cinétique turbulente :

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

(III-11)

La Tableau II.4 représente les coefficients de modèle K- ε qui sont déterminés expérimentalement :

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

Tableau III.2 : Coefficient de modèle K- ε.

L'utilisation du modèle k- est mal adaptée près de la paroi. Cet inconvénient nécessite un traitement spécifique. La présence de la paroi, au sein d'un écoulement turbulent, cause un effet important : l'écoulement devient anisotrope. Du fait de l'existence dans la couche limite turbulente d'une zone au voisinage de la paroi et où les effets visqueux sont prédominants, on applique la loi de paroi standard.

III.5. Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont en général les conditions latérales et les conditions à l'entrée et à la sortie du tube.

Les **Tableaux** ci-dessous regroupent ces différents CAL.

Intervalle	Entrée : $x=0$	Sortie : $x= L$
$r_{in} < r < 0$	V Te	Ps

Tableau III.3 : Conditions aux limites à l'entrée et sortie de tube récepteur.

Surface Latérale $0 < x < L$	
$r = r_{ex}$	Flux imposé

Tableau III.4 : Conditions aux limites sur la surface latérale de tube récepteur.

III.6. Présentation de Logiciel SolTrace : [20]

SolTrace est un logiciel développé au Sein National Renewable Energy Laboratory (NREL) pour modéliser les systèmes d'énergie solaire (CSP) et analyser leurs performances optiques Figure (III.3), Ce logiciel utilise la méthode dite de Monte Carlo. L'utilisateur choisit le nombre de rayons qu'il souhaite lancer depuis le soleil. Le logiciel produit alors de manière aléatoire une série de rayons.

Le principe de base est ensuite de calculer la trajectoire de chaque rayon pour voir comment il interagit avec les différents éléments du système et de pouvoir ainsi déterminer le nombre de rayons qui impactent chaque surface. À toutes les étapes, le logiciel détermine l'angle de réflexion de chaque rayon en fonction de son point d'impact, de son angle d'incidence et de la géométrie de la surface. Cette méthode de calcul reproduit le parcours réel des photons. En utilisant un grand nombre de rayons, elle permet d'avoir des résultats précis même avec des systèmes optiques complexes.

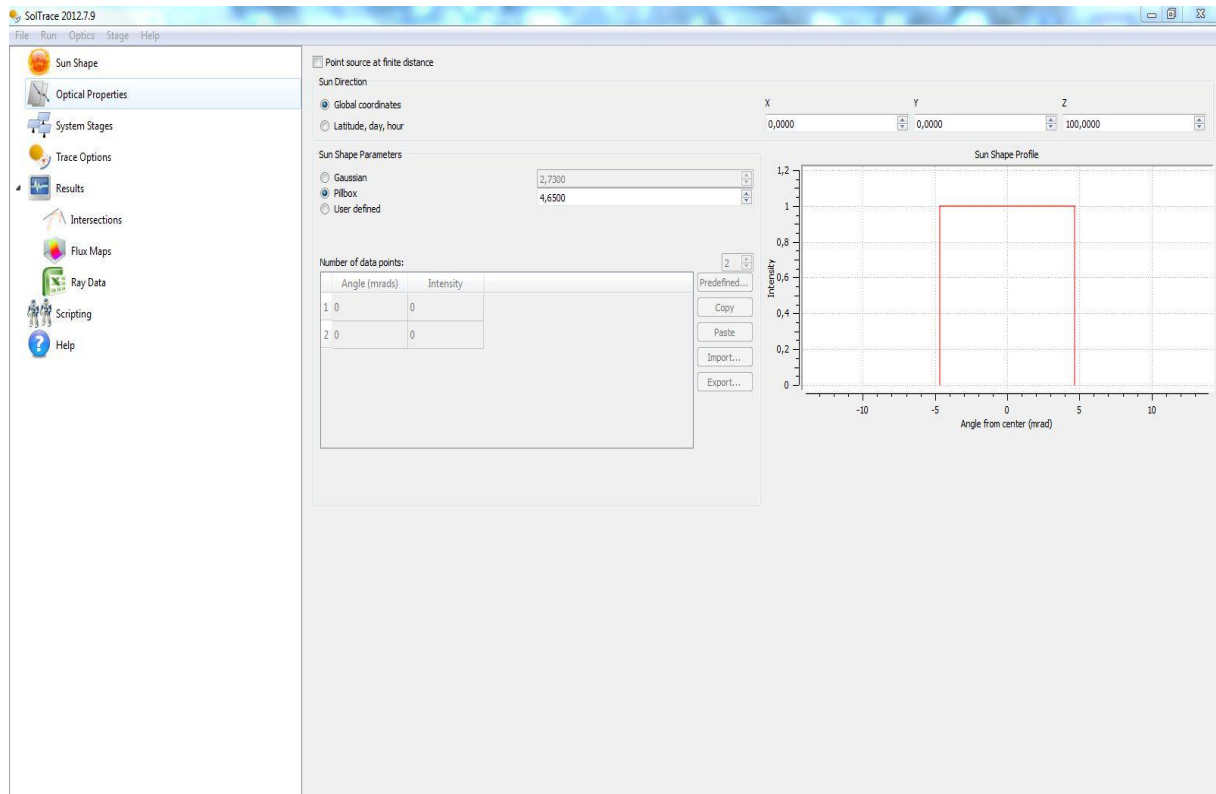


Figure. III.3 : Interface de Soltrace

À l'extrême gauche, des icônes pour différentes étapes de la création et de l'exécution d'une simulation de traçage des rayons:

- Définition de la forme du soleil
- Propriétés optiques du matériel
- Options Ray-trace
- Résultats

Les résultats qui nous avons obtenus sont :

- Le flux solaire collecté par les deux différents composants; réflecteur et récepteur.
- Intersection des rayons avec le récepteur, le réflecteur en 3-D Figure (III.4).
- La distribution du flux solaire le long de la paroi extérieure du tube absorbeur en 3D figure (III.5).
- Le contour de l'intensité de flux le long de la paroi extérieure du tube absorbeur en 2-D.

Aussi il existe la possibilité pour exporter des fichiers des données, par exemple en Excel.

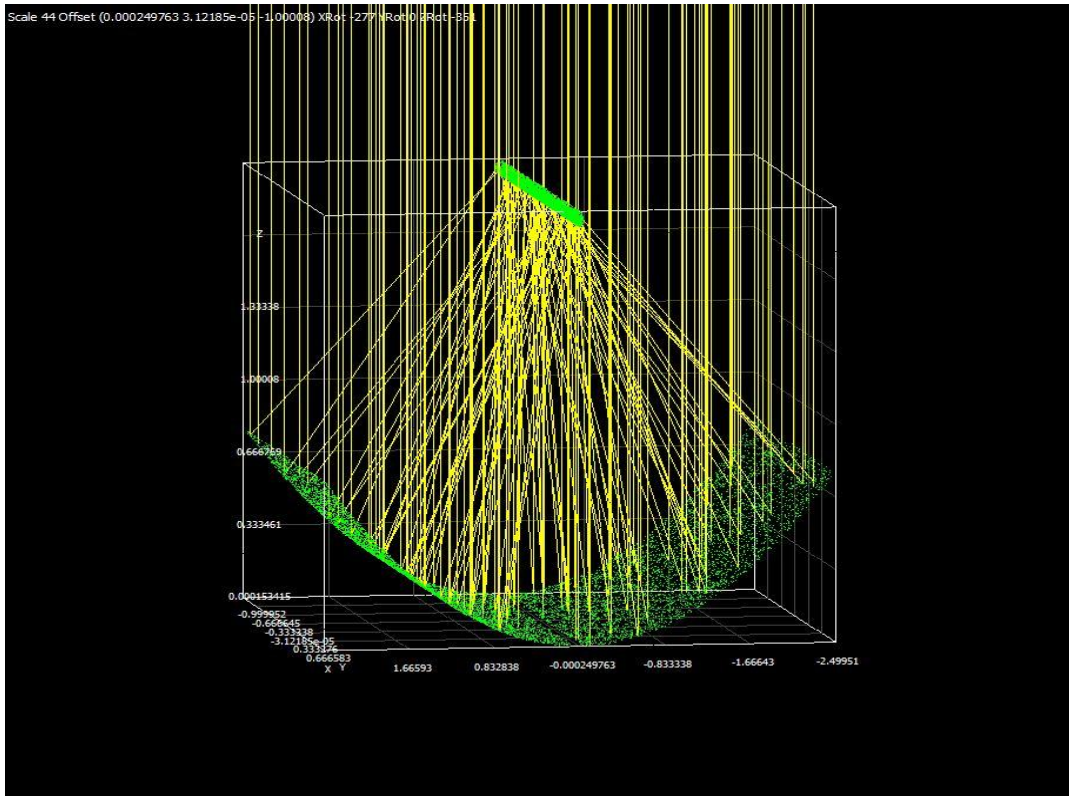


Figure. III.4: Schéma de concentrateur cylindro-parabolique avec le logiciel SolTrace.

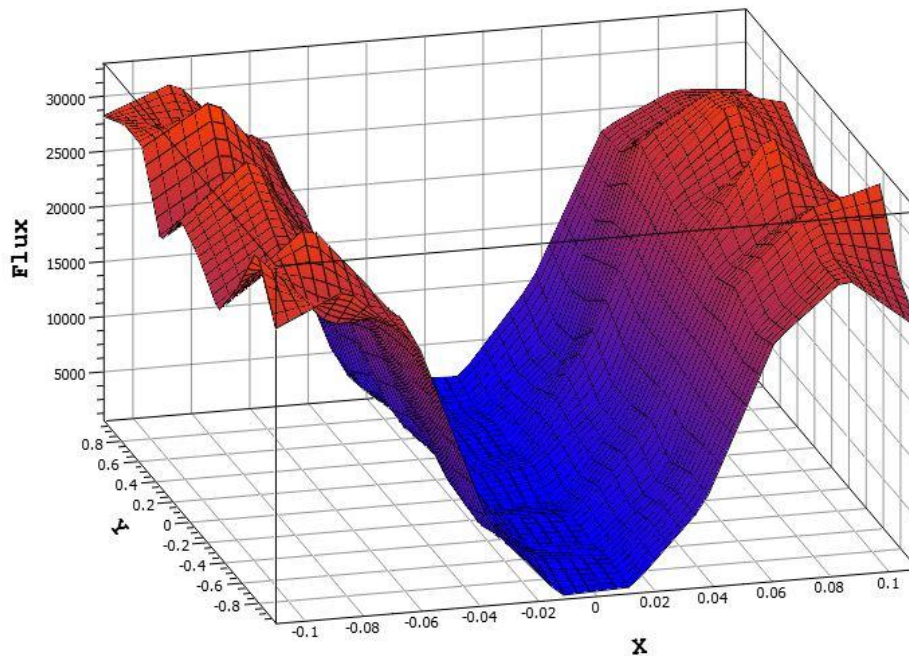


Figure. III.5 : Distribution moyenne du flux thermique au niveau de l'absorbeur avec IND=1000 [W/m²] en 3D

III.7. La méthode de Monte Carlo (MMC) :

La méthode de (MCRT) est une méthode mathématique basée sur les probabilités, cette méthode est très utilisée dans plusieurs domaines (traitement d'image, énergies renouvelables et surtout dans les phénomènes radiatifs). C'est une technique qui consiste à lancer un nombre de rayons ou bien des photons à partir d'une source lumineuse par exemple le soleil. Chaque particule transporte une certaine quantité d'énergie. On suit la trajectoire de chacune des particules. Cette méthode est bien adaptée aux géométries très complexes, et aux phénomènes de réflexion, réfraction et transmission, seulement il est nécessaire de lancer un nombre très important de rayons pour approcher correctement les phénomènes. Aujourd'hui il existe plusieurs codes basés sur cette méthode, comme le code SOLTRACE, ces derniers sont utilisés pour la simulation optique des différents systèmes. Par exemple :

La concentration du rayonnement solaire à l'aide d'un concentrateur cylindro parabolique.

III.8. Méthode des volumes finis : [21]

La méthode des Volumes Finis consiste à intégrer, sur des volumes élémentaires, les équations écrites sous forme intégrale. C'est une méthode particulièrement bien adaptée à la discrétisation spatiale des lois de conservation, contrairement aux Eléments Finis, et est ainsi très utilisée en mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires ou "volumes de contrôle" sont des rectangles en 2D ou des parallélépipèdes en 3D. Cependant, la méthode des Volumes Finis permet d'utiliser des volumes de forme quelconque et donc de traiter des géométries complexes, contrairement aux Différences Finies.

Comme la plupart des codes commercialisés tels que : PHOENICS, STAR-CD, ...etc. Le code ANSYS utilise la méthode des volumes finis pour la modélisation numérique.

La technique comprend deux étapes importantes :

- Le maillage : il consiste à diviser le domaine en plusieurs intervalles réguliers appelés volumes de contrôle.
- La discrétisation : lors de cette étape les équations sont intégrées dans les volumes de contrôle.

III.9. ANSYS ICEM CFD:

ICEM CFD est un logiciel utilisé pour la CAO (Conception Assistée par Ordinateur) et la génération de maillage. Il permet de créer des maillages structurés, non structurés, multi-blocs ainsi que des réseaux hybrides avec différentes géométries de cellules. Les maillages créés peuvent ensuite être exportés vers différents logiciels de CFD tels que CFX, Fluent ou

STARCCM+. Icem CFD est un mailleur et n'est normalement pas destiné à créer des géométries trop élaborées. Toutefois, lorsque la géométrie est simple, il suffit amplement.

La création d'un maillage sous Icem CFD se fait en plusieurs étapes, il faut dans un premier temps créer la géométrie souhaitée, puis créer le maillage et enfin mettre en place les conditions limites. Une fois toutes ces étapes effectuées, il ne reste plus qu'à exporter le maillage et la géométrie ainsi créée vers le logiciel souhaité, dans notre cas CFX-Pre.

Les étapes suivantes sont utilisées pour la création de la géométrie et du maillage à l'aide du logiciel Icem CFD :

✓ **Création de la géométrie:**

- Création des points délimitant le domaine.
- Création des cotés en connectant les sommets pour former le domaine.

✓ **Création du maillage :**

- Génération des blocs, qui sont des quadrilatères sur lesquels on définit les propriétés du maillage.
- Division des blocs (dans les cas où la géométrie nécessite plusieurs blocs, comme notre cas).
- Association des blocs aux éléments de la géométrie. Chaque côté d'un bloc ("edge") sera associé à une courbe ("curve") de la géométrie.
- Définition des propriétés du maillage des cotés des blocs.
- Maillage de l'objet géométrique.

✓ **Mise en place des conditions aux limites :**

- Création des éléments conditions aux limites.
- Définition du type de conditions limites : Cette étape est la dernière avant le calcul et l'étude avec un autre logiciel ayant un solveur. Il faut définir chaque condition au limite. Ainsi, pour chaque élément, il faut faire 'Create New' et choisir le type de condition limite.

✓ **Maillage final :**

Une fois toutes les conditions aux limites créées, le maillage va être sauvegardé et exporté pour pouvoir être utilisé par un solveur. Comme on travaille en 3D, il faut bien choisir le maillage 3D et donner un nom au maillage pour pouvoir le retrouver facilement.

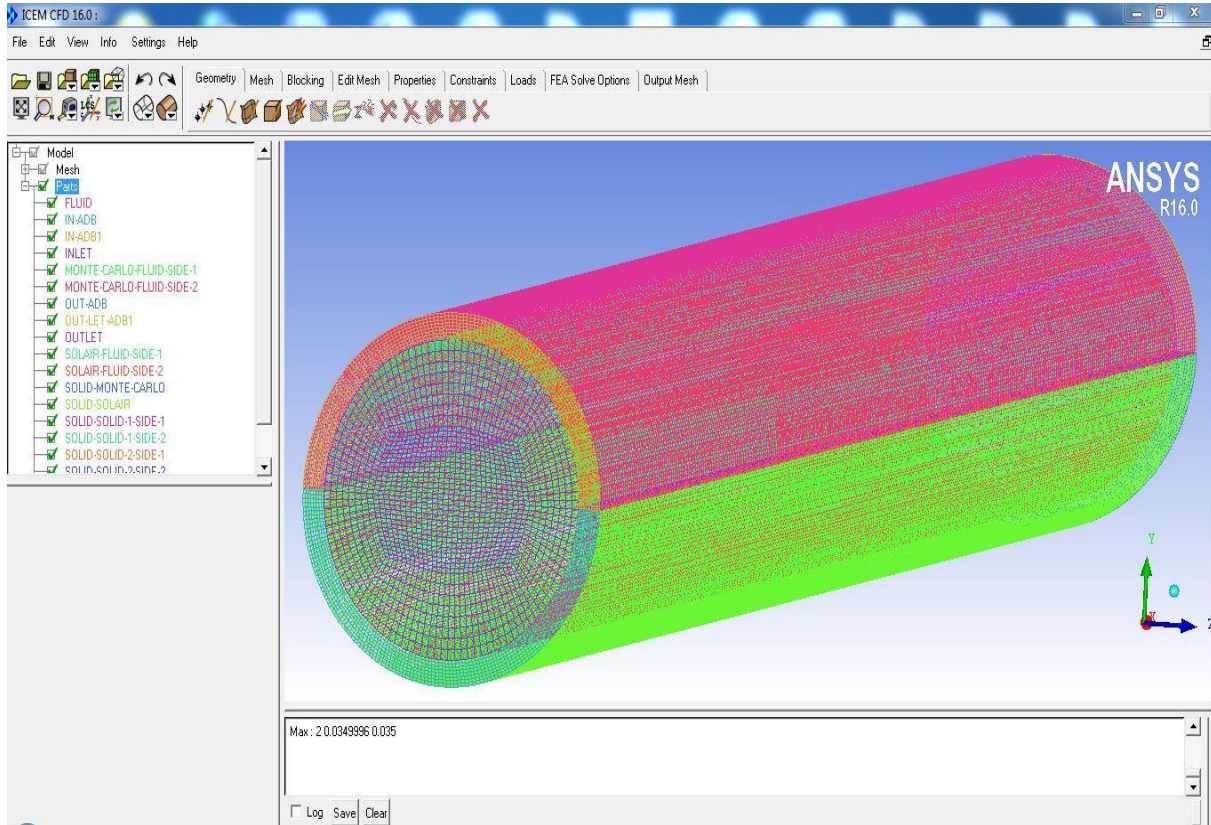


Figure. III.6 : Géométrie et maillages réalisés par le logiciel ICEM CFD R16.0

III.10. Présentation du logiciel CFX 16.0 : [22]

CFX-16.0 est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et transfert thermique.

Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création géométrique, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul.

Le logiciel CFX-16.0, est divisé en 3 modules : CFX-Pre, CFX-Solve et CFX-Post. Chaque module a une utilisation bien spécifique Figure (III.7).

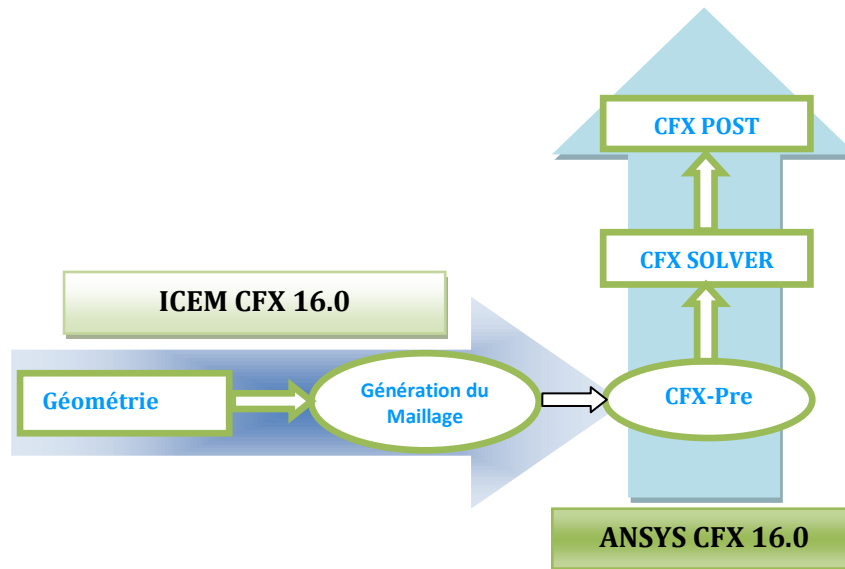


Figure. III.7: Les modules principaux du CFX-16.0

III.10.1. CFX-Pre :

Le module CFX-Pre Figure (III.8) permet quant à lui de définir les conditions aux limites et initiales du système, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou transitoire), les paramètres du solveur, parmi lesquels: le pas de temps, le nombre d'itération, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides (ou solides) en présence.

Les conditions aux limites sont de 5 types : inlet, outlet, opening, wall et symet :

- Les conditions de type inlet sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine.
- Les conditions de type outlet sont quant à elles utilisées dans le cas d'un écoulement sortant à l'extérieur du domaine.
- La condition opening est utilisée dans le cas d'une méconnaissance de la nature entrante ou sortante de l'écoulement.
- La condition aux limites de type wall est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.
- Enfin, si l'écoulement présente un plan de symétrie, il est possible d'attribuer la condition symmetry à ce plan.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-Pre génère un fichier «.def» qui contient toutes les informations relatives au maillage, aux conditions aux limites et initiales, ainsi que tous les autres paramètres introduit dans CFX-Pre. C'est ce fichier qui va être à la base de travail du solveur.

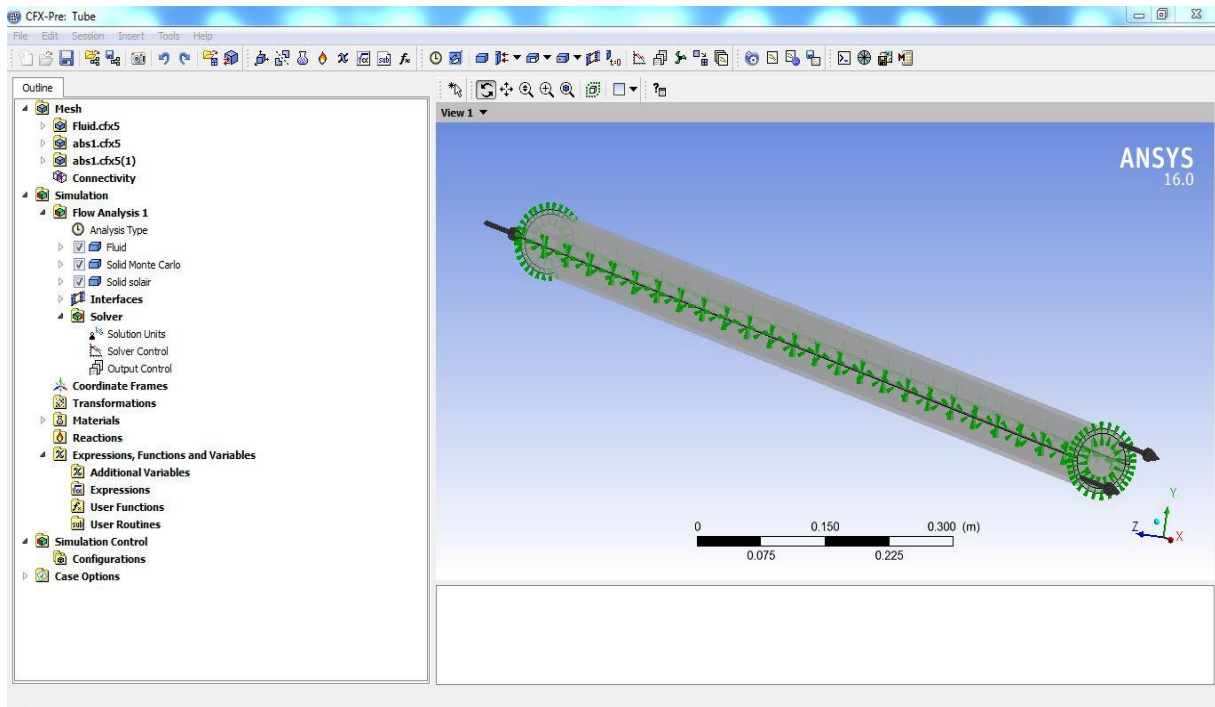


Figure. III.8: Interface graphique du module CFX-Pre.

III.10.2. CFX- Solver :

Le module CFX-solve Figure (III.9) est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur l'intégration des équations de Navier Stokes dans chaque maille et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte la turbulence, le rayonnement thermique.

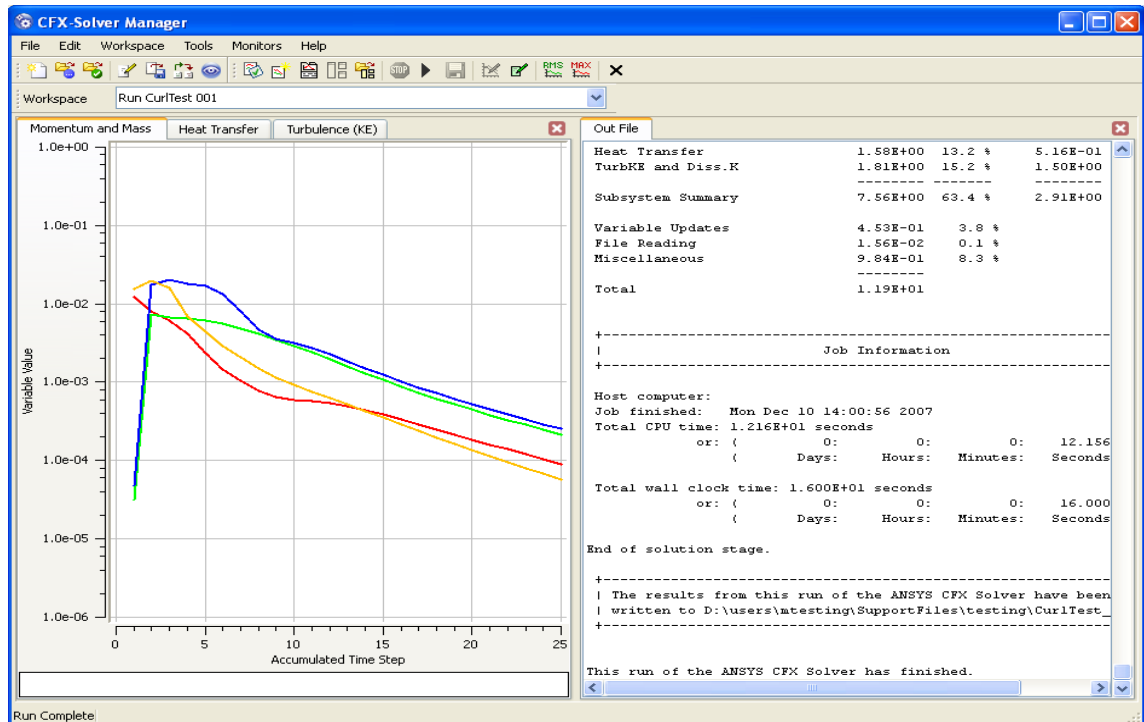


Figure. III.9: Interface graphique du module CFX-Solver

Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itération demandé par l'utilisateur est atteint, soit la solution satisfait au critère de convergence. Dans le cas d'une résolution en régime transitoire, le calcul prend fin lorsque la durée de résolution du phénomène étudiée est atteinte.

A la fin de son calcul, CFX-solve génère deux types de fichiers :

- un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient, entre autres, les informations du .def, ainsi que le bilan masse du système.
- un fichier « .res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-post.

III.10.3. CFX-Post :

Le module CFX-post Figure(III.10) est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géométrie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesses. Il permet également l'exportation des résultats sous forme numérique, comme par exemple la valeur des différentes variables sur chaque nœud, sous forme photographique et même sous forme d'animation.

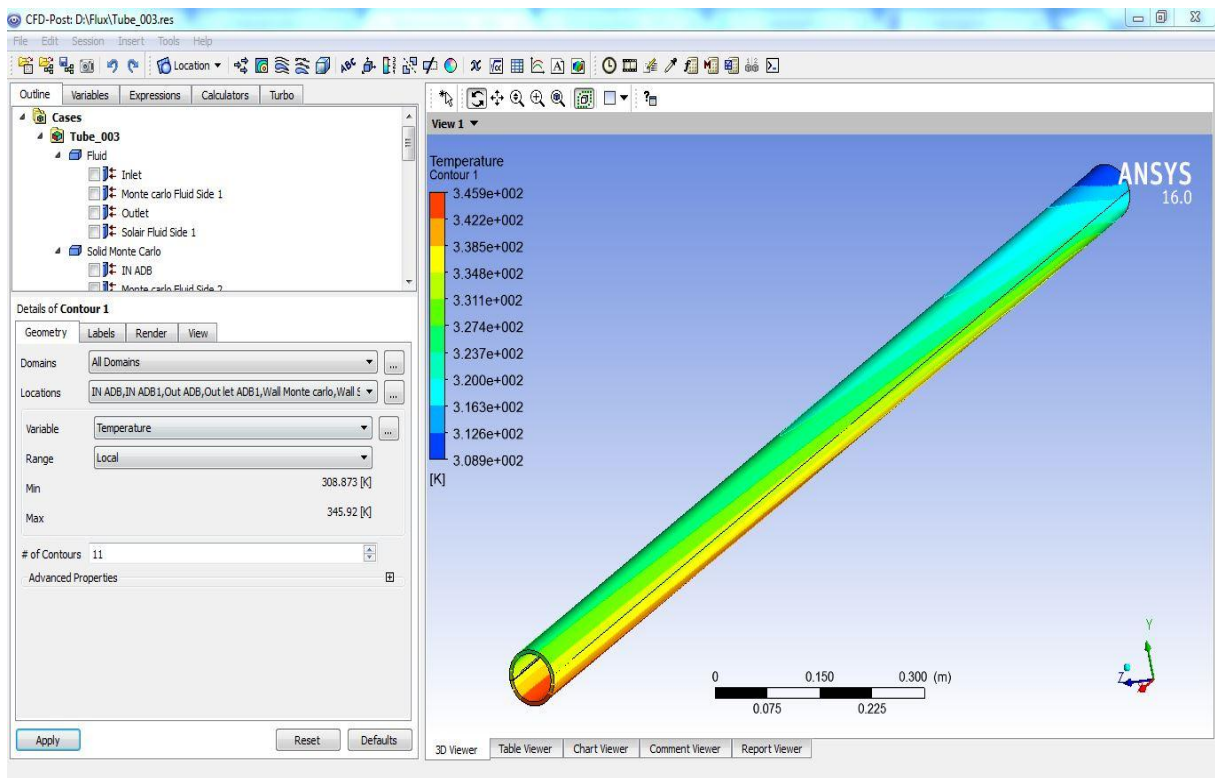


Figure. III.10 : Interface graphique du module CFX Post.

Résultats et Discussions

IV.1.Introduction :

Dans un premier temps, la géométrie et la performance du collecteur solaire ont été déterminées à l'aide d'une modélisation optique établie avec le logiciel SolTrace qui a permis de quantifier la distribution de flux solaire sur la partie inférieure du tube absorbeur.

Ensuite, les résultats de la simulation optique, qui détermine la distribution du flux d'énergie Solaire à la partie inférieure de tube absorbeur, sont prises comme des conditions aux limites du flux de chaleur dans le modèle de la simulation de la performance thermique utilisé dans le code de calcul Ansys R16.0.

Et à la fin, une comparaison était faite entre la distribution de flux concentré et uniforme et une autre comparaison entre différents matériaux de base du tube absorbeurs pour voir le gradient de température réparti sur le tube absorbeur. La figure suivante représente les procédures principales pour notre simulation.

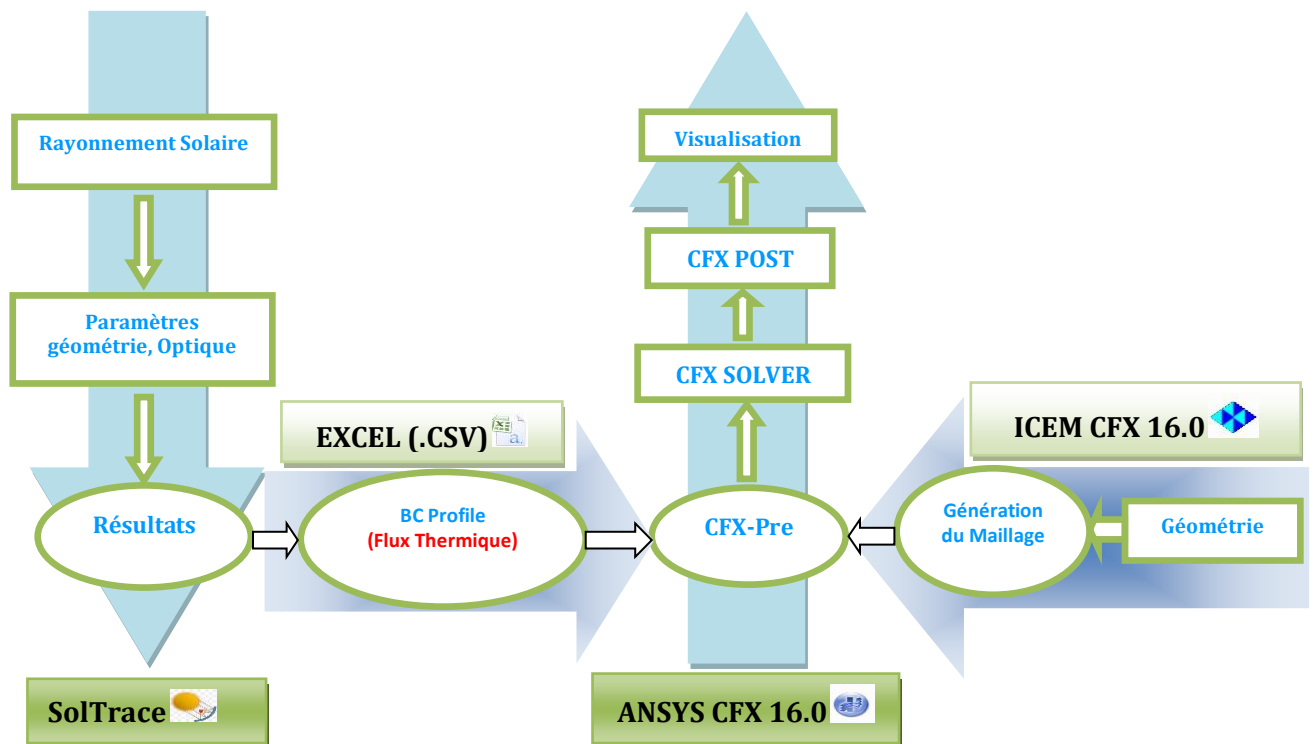


Figure. IV.1 : Organigramme des étapes principales de la simulation

Les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur et de tube absorbeurs utilisés sont présentées dans le tableau (IV.1). [6]

Propriétés	Fluide (HTF)	Tube Absorbeur			
		acier inoxydable	Cuivre	SiC	Aluminium
densité (kg.m ³)	881.68	7900	8933	3210	2702
chaleur spécifique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	1711	500	385	2540	903
viscosité (10 ⁻⁶ Pa.s)	3.86	-	-	-	-
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.1237	25	401	120	237
Coefficient de dilatation thermique (10 ⁻⁶ .K ⁻¹)	-	17.2	270	400	130

Tableau. IV.1 : Propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur et tube absorbeur.

IV.2. Distribution de flux solaire sur la surface inférieure du récepteur :

Dans notre travail, la simulation de la performance optique et de la distribution du rayonnement solaire autour de la partie inférieure du tube récepteur du concentrateur a été réalisée à l'aide du logiciel *SolTrace*.

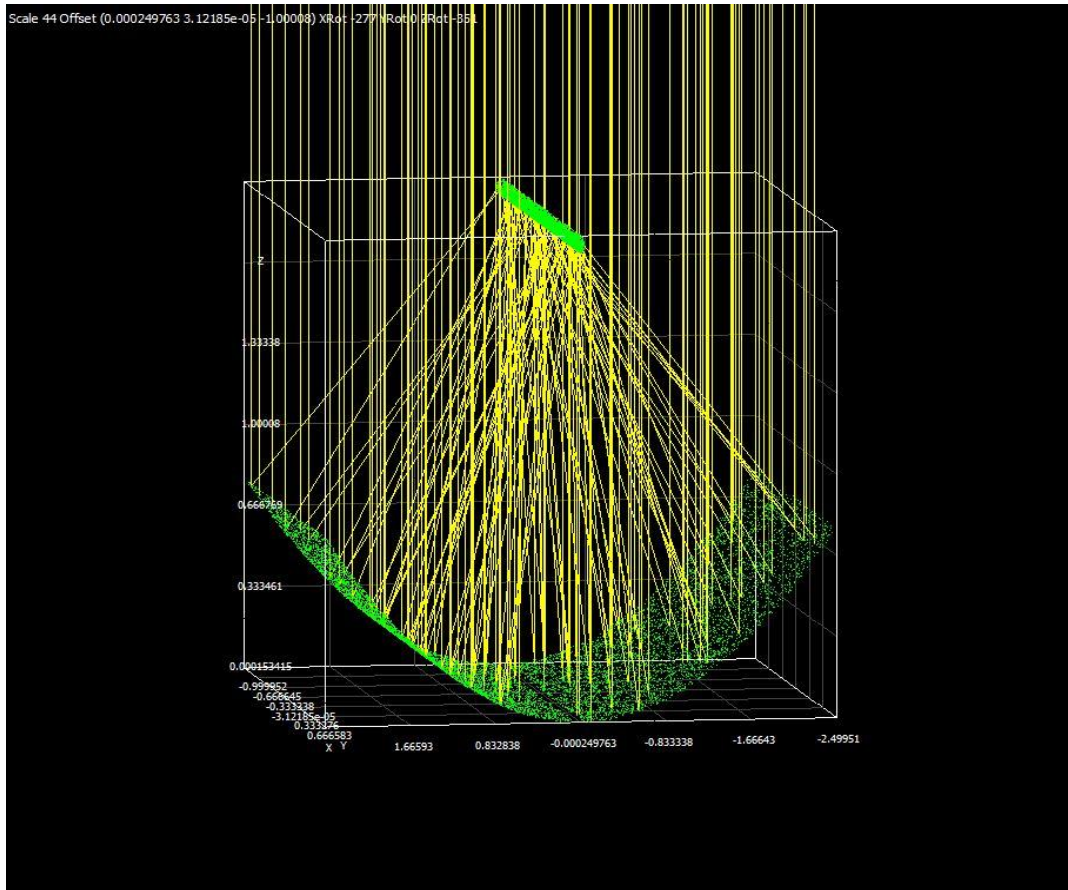
SolTrace [14] est un code utilisant la méthode des lancers de rayons pour reproduire le trajet de la lumière à travers un système de concentration dont chaque élément est défini par sa forme et sa position dans l'espace.

Les paramètres optiques et géométriques de notre modèle sont indiqués au tableau (III.1).

IV.2.1. Résultats de la simulation du model sur SolTrace:

Pour cette étude, les simulations ont été réalisées avec 10.000 rayons issus du disque solaire lancés en direction du concentrateur avec un flux solaire direct normal égal à 1000 W/m².

Les figures suivantes représentent les Schémas de concentrateur cylindro-parabolique et le tube absorbeur avec le logiciel SolTrace.



Fig

ure. IV.2 : Schéma de concentrateur cylindro-parabolique avec SolTrace

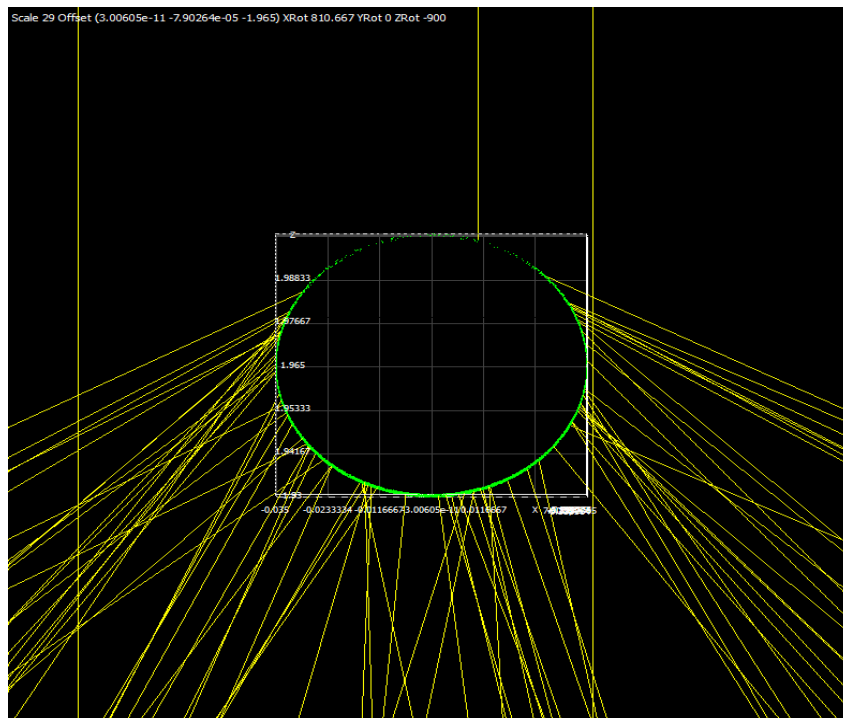


Figure. IV.3: Intersection des rayons avec le récepteur.

La figure (IV.3) présente le contour de l'intensité de flux thermique moyen avec une valeur de rayonnement solaire direct égale à $1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$ le long de la paroi extérieure du tube absorbeur.

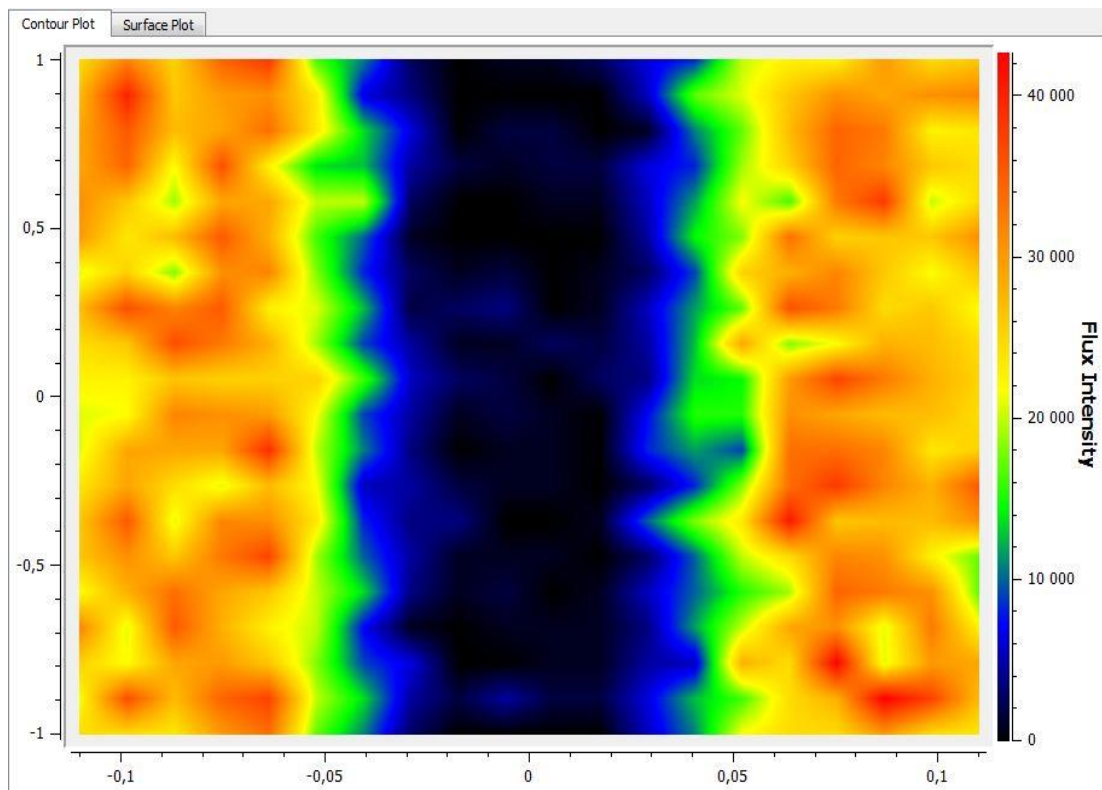


Figure. IV.4 : Contour de l'intensité de flux moyen au niveau de l'absorbeur avec DNI=1000 $[\text{W/m}^2]$.

IV.2.2. Exploitation des résultats du code SolTrace:

Après avoir exporté le fichier des valeurs de l'intensité de flux solaire sur la paroi extérieure du tube absorbeur, on prend les valeurs périphériques inférieures du tube et on les utilise comme conditions aux limites pour la simulation sur Ansys R16.0.

Le flux de chaleur par rayonnement calculé par le logiciel SolTrace le long de la demi-périphérie inférieure du tube absorbeur peut être divisé en plusieurs sections selon les valeurs du flux. Et la figure suivante (Figure. IV.5) montre la distribution du flux de rayonnement solaire concentré.

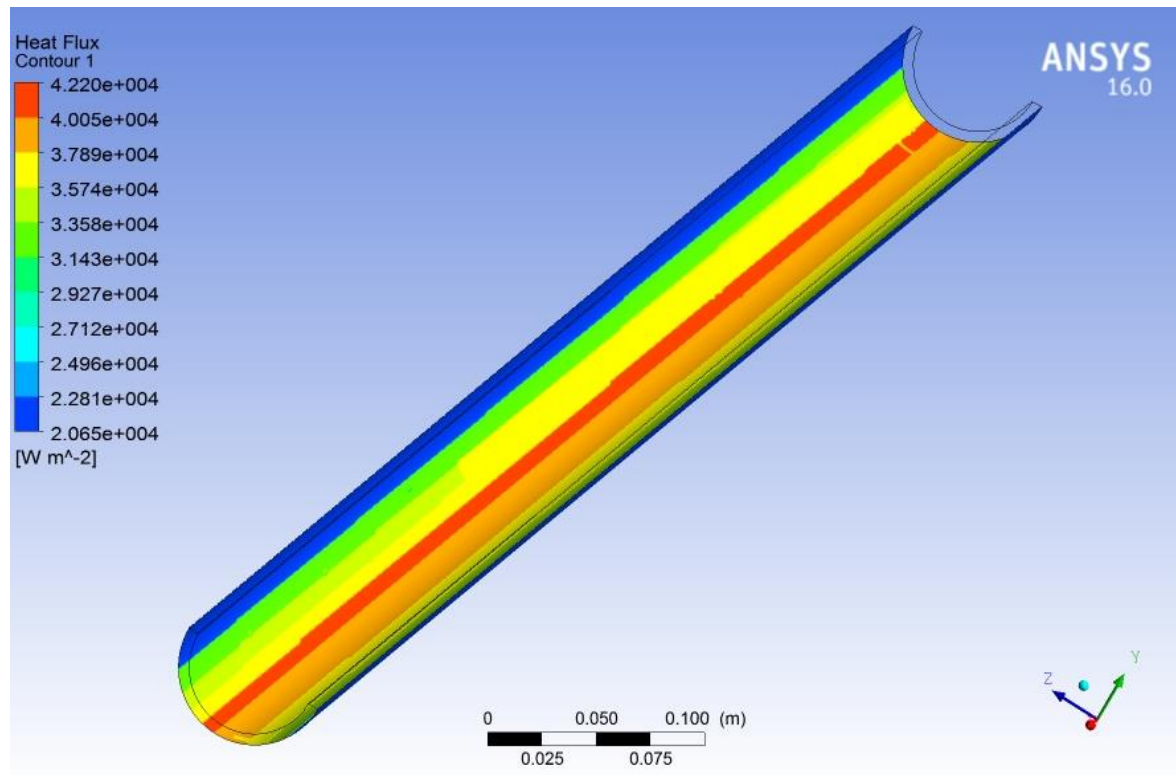


Figure. IV.5 : Distribution de flux de chaleur par rayonnement solaire concentré sur la surface inférieure du tube absorbeur.

IV.3.La Méthode de résolution:

Les méthodes de prédiction des phénomènes physiques sont les méthodes expérimentales, les méthodes analytiques et les méthodes numériques.

La technique expérimentale a stimulé la découverte des méthodes numériques. Ces deux techniques reposent sur un même principe. La technique expérimentale implique la mesure directe des valeurs d'une propriété en un nombre fini de points du domaine d'étude par des instruments. Quand à la méthode numérique, elle implique la recherche à l'approximation des valeurs de cette propriété en un nombre fini de points grâce à trois phases ; la phase de modélisation, la phase de discrétisation et celle de résolution.

La phase de modélisation présente la forme finale du modèle mathématique qui gouverne le phénomène physique (équation des dérivées partielles). La phase de discrétisation transforme les équations différentielles en équations algébriques. La phase de résolution porte sur la détermination de la solution des équations discrètes grâce à des méthodes de résolutions directes ou itératives.

Suivant les expressions choisies pour exprimer la variation des variables ainsi que leurs dérivées entre les différents points, on distingue divers types de méthodes numériques de

discrétisation dont on peut citer : Méthodes des différences finis, des éléments finis et des volumes finis.

Dans notre présente étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis. Cette méthode intègre le système d'équations gouvernantes sur un volume fini appelé «volume de contrôle » couvrant le domaine physique. La discrétisation des équations gouvernantes par cette méthode présente certains avantages du fait qu'elle permet un traitement plus facile et garantit de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans chaque volume de contrôle.

La résolution de ce modèle mathématique exige d'utiliser un outil informatique, Pour cela, nous allons utiliser le code de calcul Ansys R16.0.

IV.4. Le maillage:

Une fois la géométrie est créée, on a fait le maillage. Il s'agit d'un maillage progressif. Le modèle du tube absorbeur a été maillé avec le type structuré et tous les maillages sont générés avec la méthode O-grid par le logiciel Ansys ICEM. Les résultats du maillage sont présentés dans le tableau (IV.2) et les figures IV.6 et IV.7.

Pour valider notre travail numérique, nous avons testé trois grilles (voir tableau ci dessus), la grille adoptée comporte 1123044 d'éléments hexahedral. Nous avons adopté un maillage bien raffiné près des parois de l'espace de fluide et l'absorbeur. Le tableau (ci dessus) présente des différents maillages utilisés pour choisir le maillage adopté.

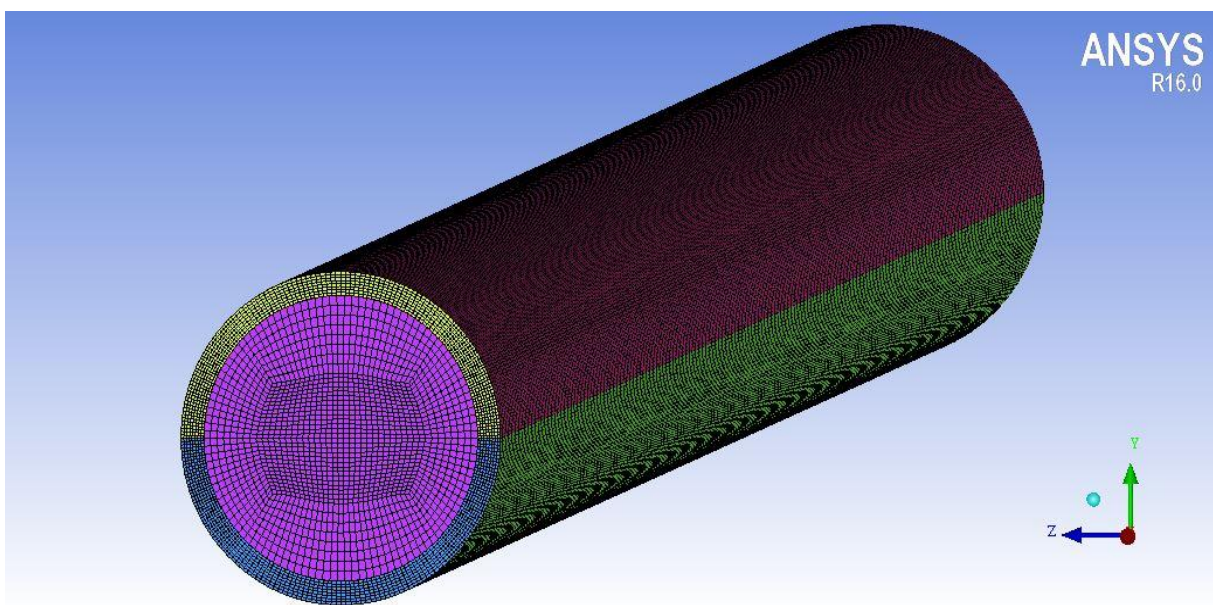


Figure. IV.6 : Maillage du tube absorbeur

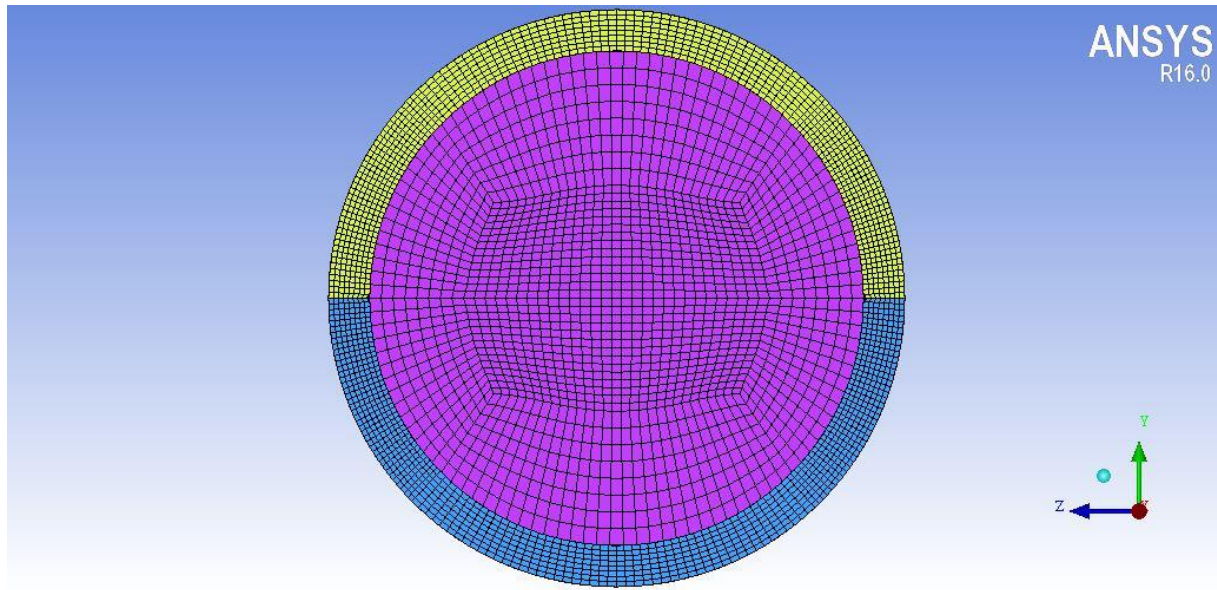


Figure. IV.7 : Maillage du tube absorbeur Méthode O-grid

	Nœuds	Elément
Maillage 1	1225800	1123044
Maillage 2	1356289	1244580
Maillage 3	1562594	1393254

Tableau. IV.2 :Résultats de maillage

IV.5 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites appliquées sur le tube absorbeurs sont illustrées comme suit :

- La simulation a été réalisée en considérant un débit à une vitesse uniforme (0.15 m/s) à la température ambiante de l'atmosphère à l'entrée de tube absorbeur de 25 C°.
- La surface supérieure d'absorbeur est soumise à un flux constant égal à 1000 W/m².
- La surface inférieure d'absorbeur est soumise à un flux de chaleur concentré calculée par le logiciel SolTrace qui est divisé en plusieurs sections selon les valeurs du flux.
- La pression zéro à la sortie de tube absorbeur.

IV.6.Présentation et interprétation des résultats :

L'huile *Silicone Syltherm 800* et le *cuivre* sont utilisés comme fluide caloporteur et matériau du tube absorbeur respectivement. Elle représente le cas d'étude de Fuqiang Wang et all [6] et les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur et du tube absorbeur sont regroupées dans le tableau (IV.1).

La figure IV.8 représente l'évolution des puissances en fonction de la puissance solaire.

La puissance absorbée est plus importante et accroît avec la puissance solaire puisque elle provient du rayonnement direct réfléchi par le miroir ce qui est expliqué par la hauteur du soleil et la masse atmosphérique, son importance est due à ses coefficients (d'absorption de transmission) élevés.

Il est évident aussi que la puissance utile récupérée par le fluide caloporteur dépend étroitement du rayonnement solaire direct, vu que la puissance absorbée dépend de la puissance solaire et donc la puissance augmente avec l'accroissement de la puissance solaire.

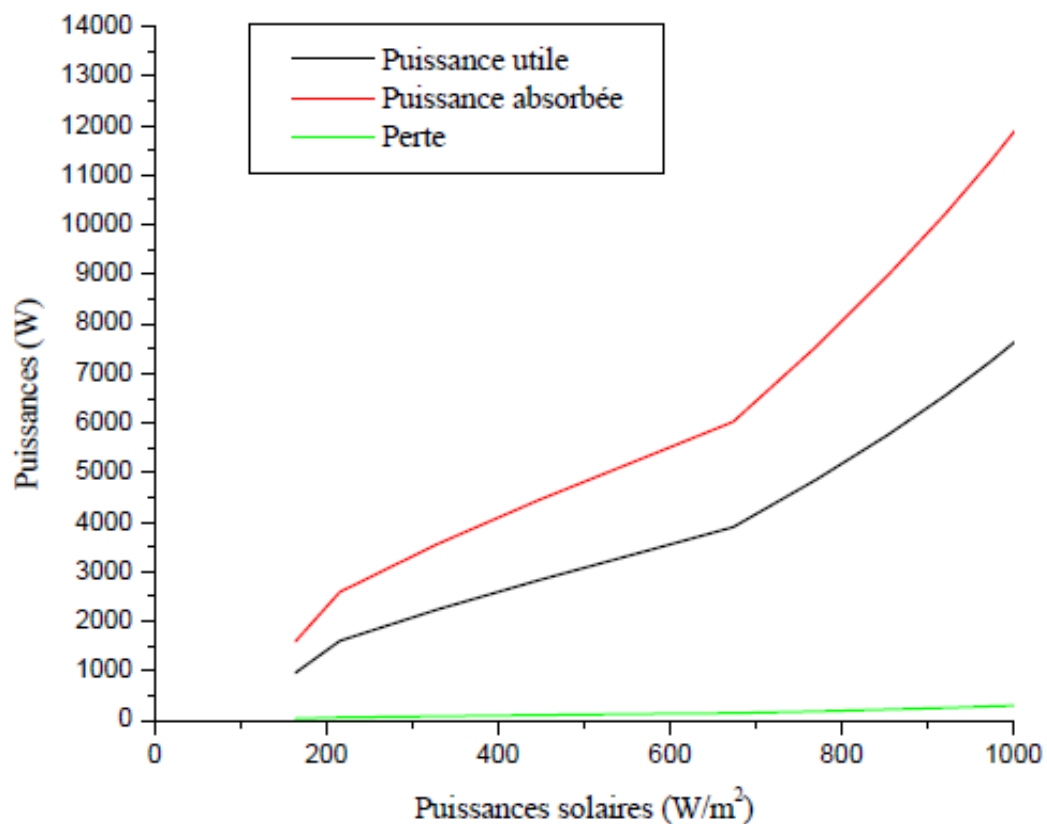


Figure IV.8: évolution des puissances en fonction de la puissance solaire

La variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds est illustrée à la Fig. IV.9. Le nombre de Nusselt augmente de façon quasi-linéaire avec le numéro de Reynolds.

Et cela explique l'influence du régime de l'écoulement, traduit par le Reynolds, sur l'échange thermique, traduit le Nusselt, d'où l'augmentation de température du fluide au long du tube récepteur jusqu'à sa sortie. Et l'évolution du Nusselt s'avère linéaire en fonction du Reynolds.

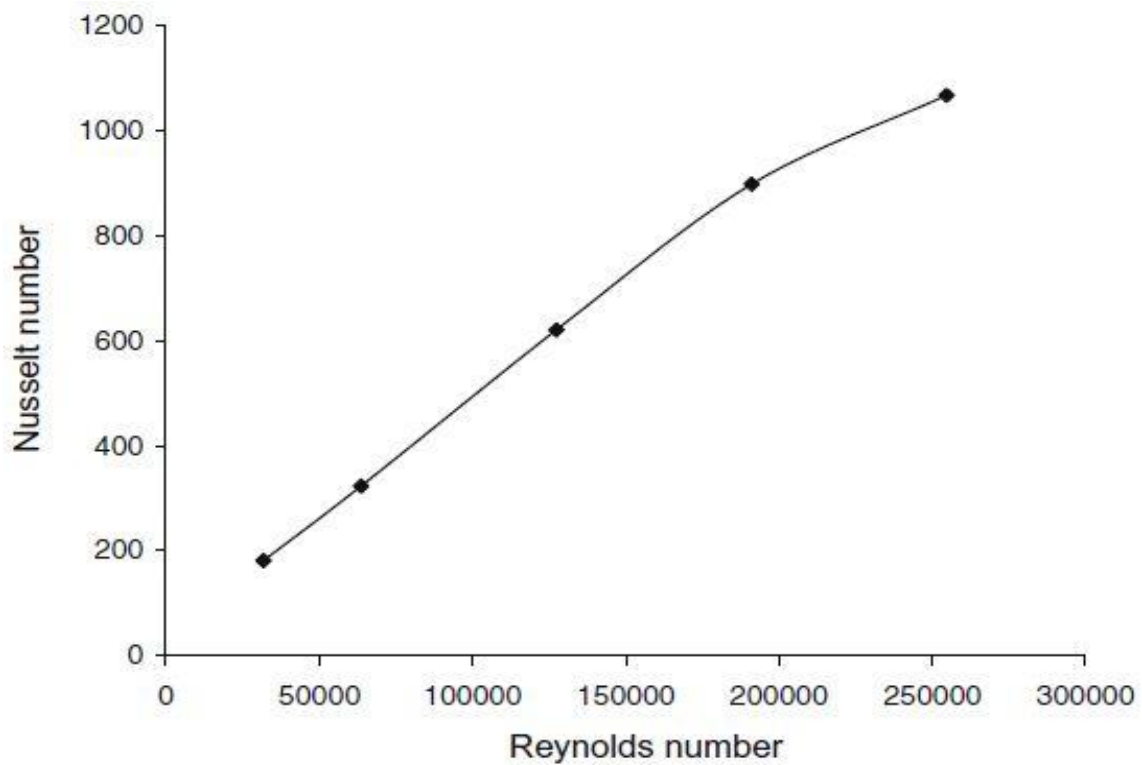


Figure IV.9 : Variation du numéro de Nusselt avec le numéro de Reynolds pour le récepteur tubulaire sous condition de flux de chaleur variable.

IV.6.1. Comparaisons entre les conditions de flux de chaleur uniformes et concentrées :

La densité du flux de chaleur sur la paroi externe du tube absorbeur est représentée par la Figure IV.10.

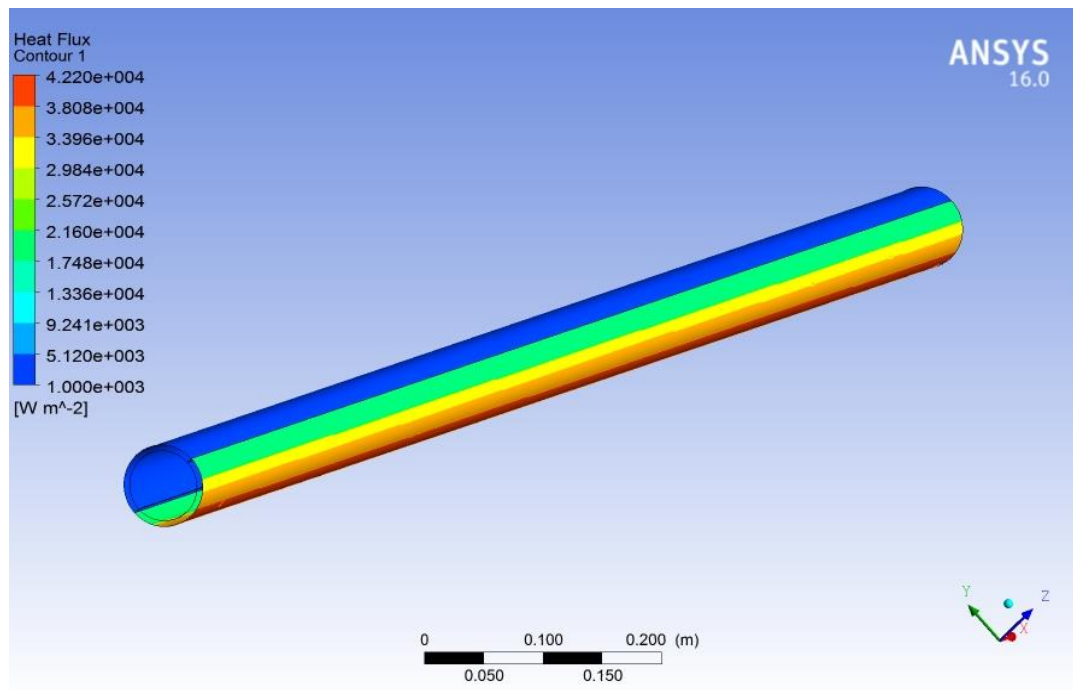


Figure. IV.10 : Distribution de flux solaire sur la paroi extérieur d'absorbeur

Sur la partie inférieure qui fait face au miroir du CCP, le flux est concentré. Pour la partie supérieure, la densité du flux thermique est très faible, du fait que, sur cette partie le rayonnement qui touche la face est un rayonnement direct qu'on a proposé dans les conditions aux limites.

Les figures (IV.11) et (IV.12) représentent la distribution de la température sur la surface de sortie du tube absorbeur pour les flux solaires concentré et uniforme respectivement.

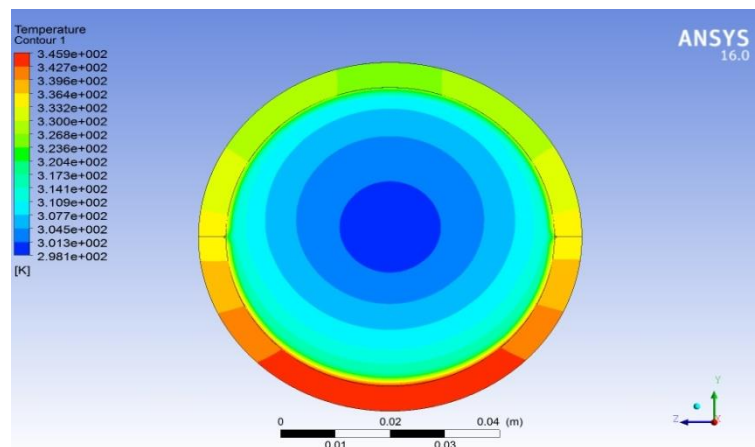


Figure. IV.11: La distribution de la température sur la sortie du tube pour flux solaire concentré

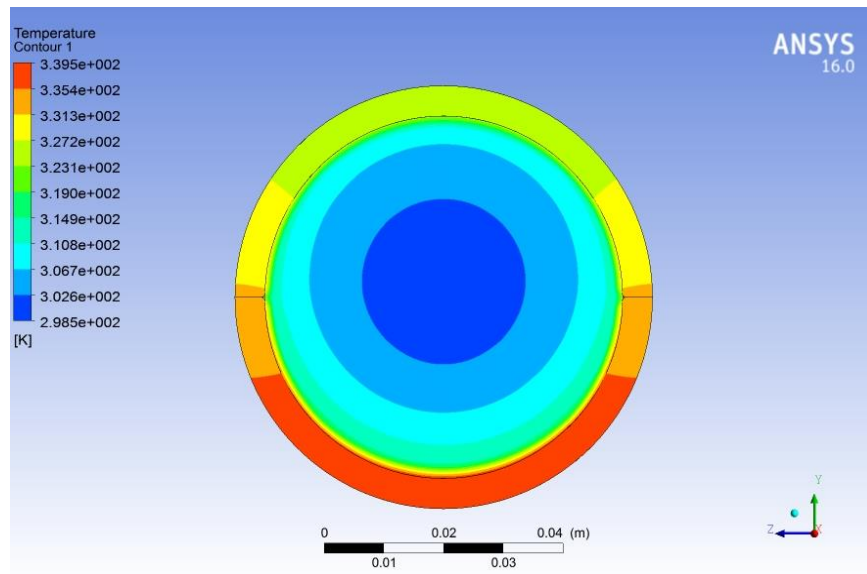
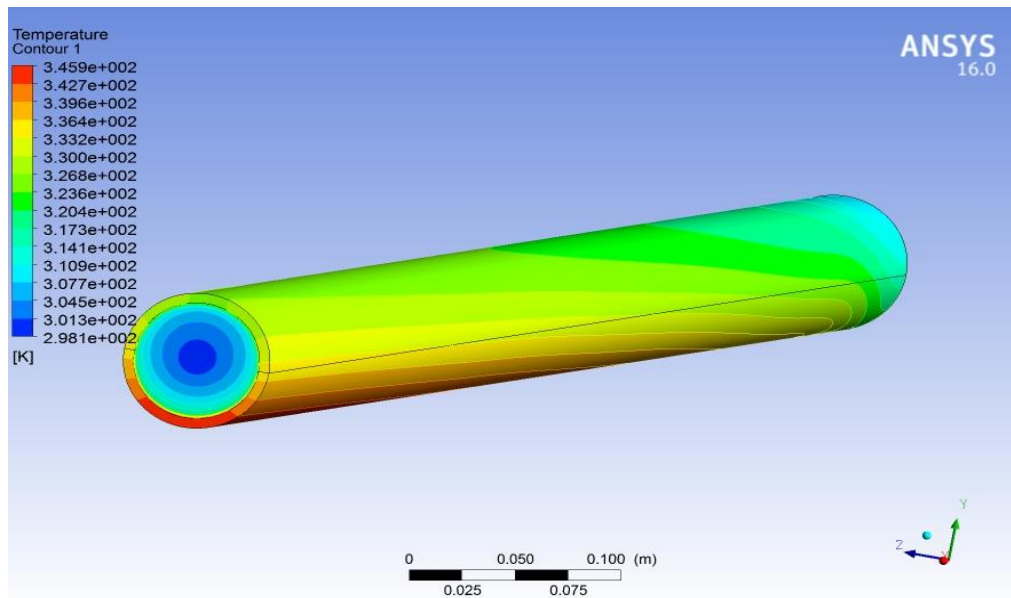
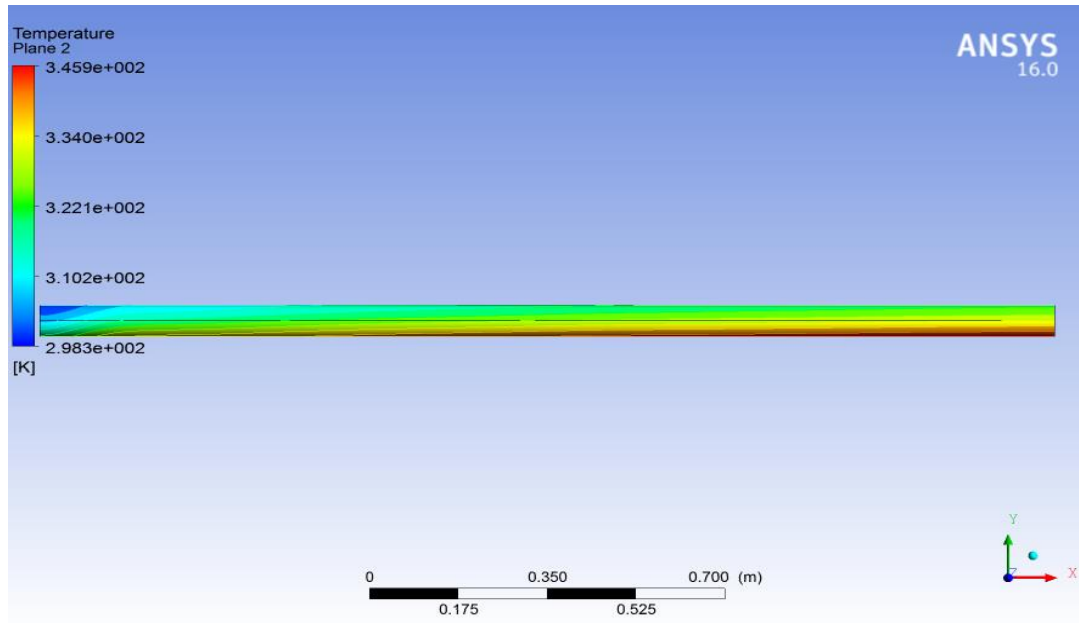


Figure. IV.12: La distribution de la température sur la sortie du tube pour flux solaire uniforme

On constate que la température maximale pour le flux concentré à la sortie du tube absorbeur est supérieure à la température pour le flux solaire uniforme de 7 K. Les gradients de température circonférentiels sont plus élevés pour l'état de flux solaire concentré, ce qui est causé par le flux de chaleur fortement concentré sur la surface inférieure d'absorbeur. La figure (IV.13 a et b) montre que la température à la longueur L s'élèvent de droite (entrée) à gauche (sortie).



(a)



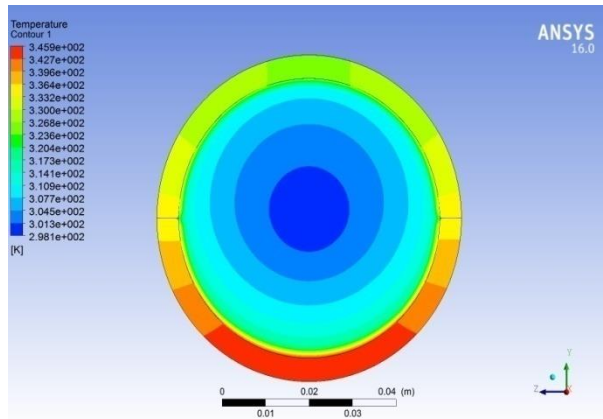
(b)

Figure. IV.13: Le contour de température (a) et (b) sur la surface extérieur

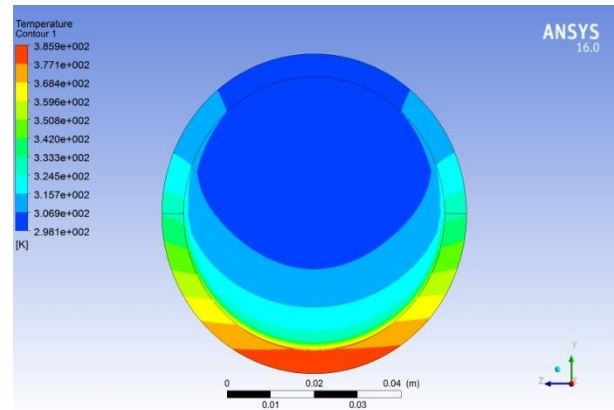
IV.6.2. Comparaisons entre les différents matériaux :

La figure (IV.14) montre la répartition de la température sur la surface de sortie pour les matériaux cuivre, acier inoxydable, SiC et l'aluminium dans des températures maximales à la sortie sont 345 K, 385 K, 360.4 K, 351.3 K respectivement.

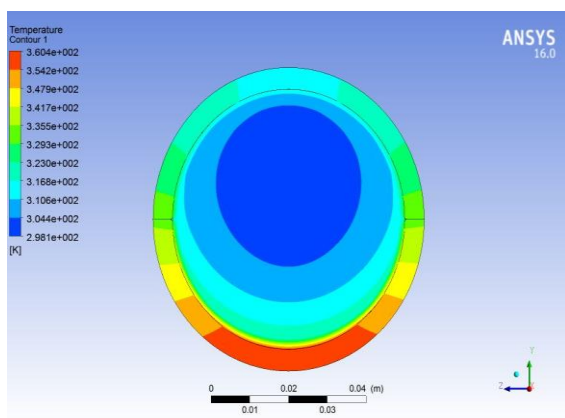
Pour les quatre types des matériaux, on remarque que la température maximale à la sortie d'acier inoxydable et de SiC sont les plus élevés que les autres matériaux, en raison de leur faible conductivité thermique par rapport à la conductivité de Cuivre et l'Aluminium.



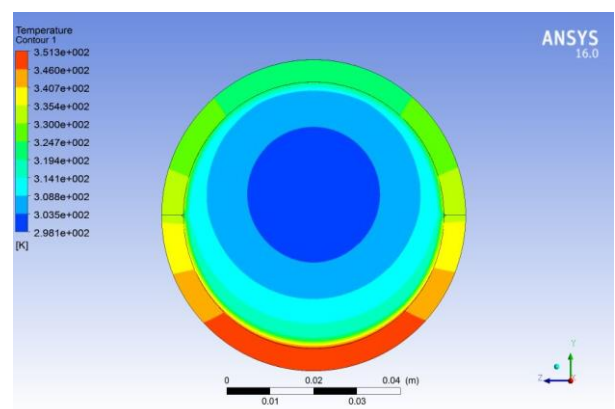
(a) cuivre



(b) acier inoxydable



(c) SiC



(d) Aluminium

Figure. IV.14 : Le contour de la température sur la surface de sortie pour différents type des matériaux

Les figures (IV.15) et (IV.16) montrent la distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur pour les différents matériaux. Lorsque les caractéristiques thermo-physiques de l'absorbeur sont différentes et le changement de la distribution de flux de chaleur sur la paroi externe, les distributions des températures sa change sur toute la paroi du tube.

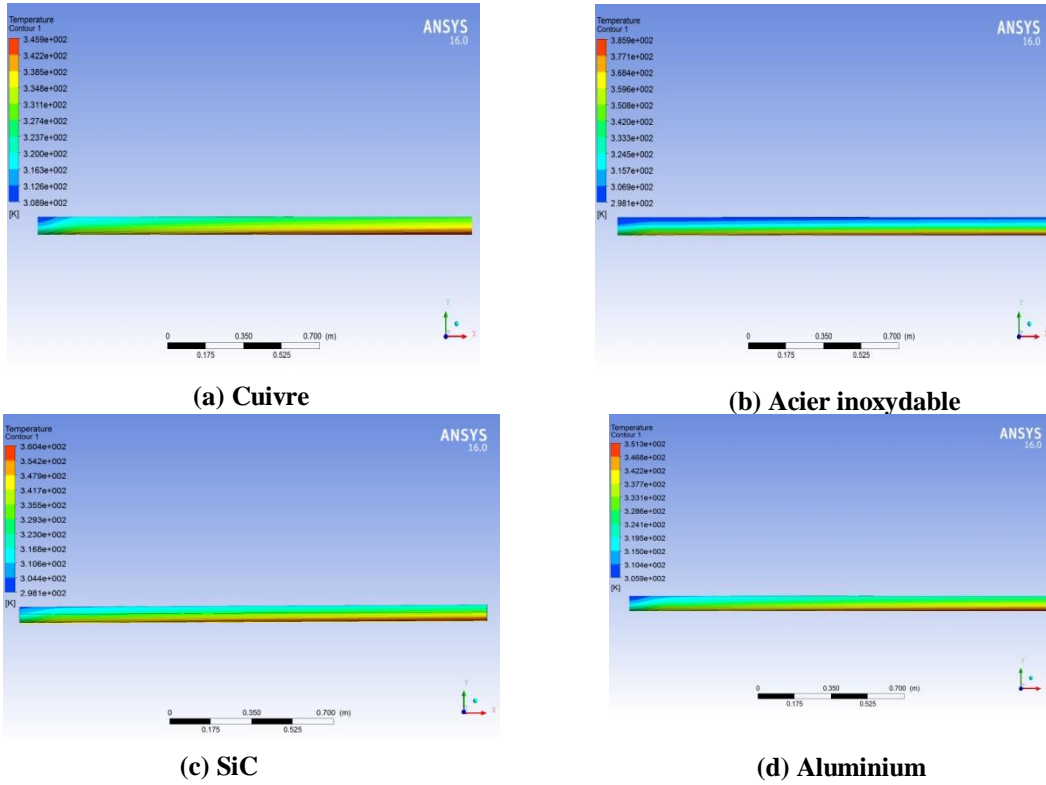


Figure. IV.15 : La distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur

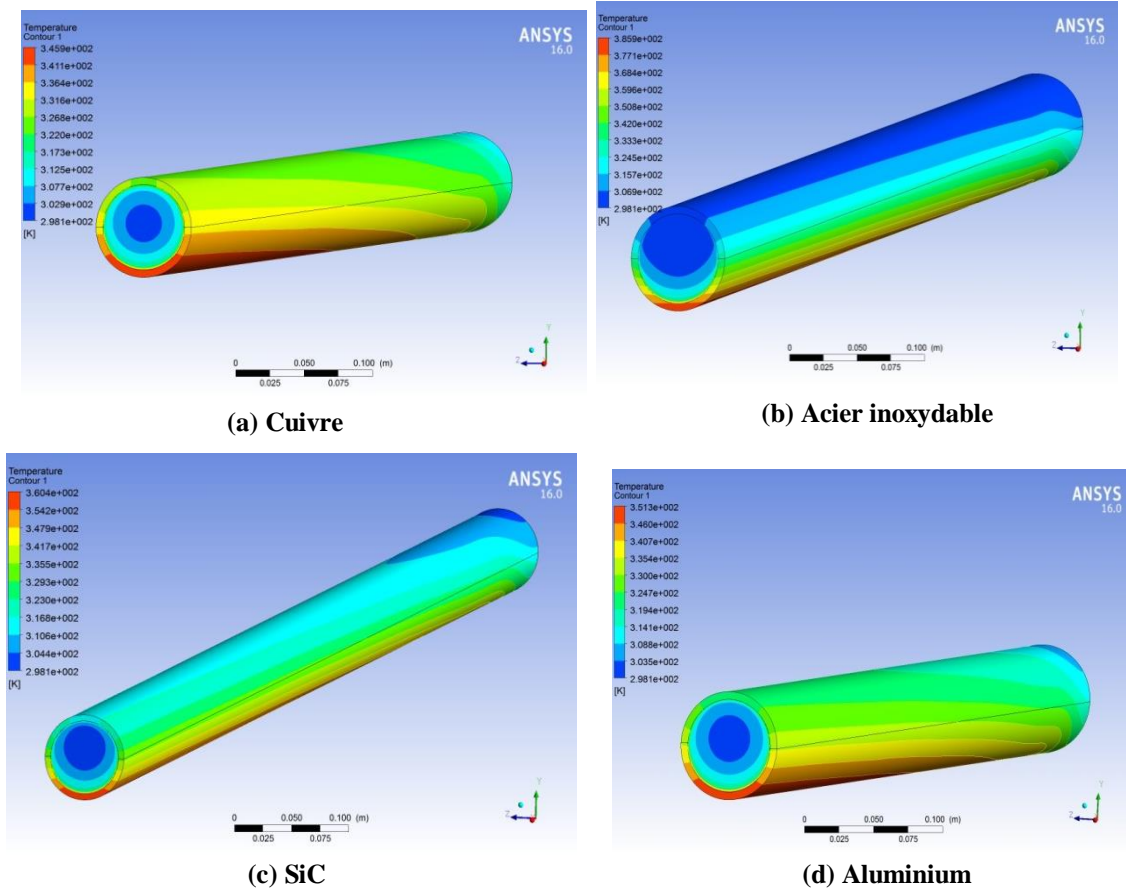


Figure. IV.16 : La distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur

La figure (IV.17) montre la comparaison de la variation de la température en fonction de la longueur sur les parois extérieure et intérieure de la partie inférieure du tube absorbeur. Pour les quatre types des matériaux, on remarque que l'allure des courbes de températures de différentes parois du Cuivre, SiC et Aluminium sont presque le même avec une différence de température légère des parois dans un intervalle de 5 K. Et on constate que la différence de température entre les parois pour l'acier inoxydable est supérieure aux autres matériaux ce qui est expliqué par la faible conductivité thermique de l'acier inoxydable par rapport au Cuivre, SiC et l'Aluminium.

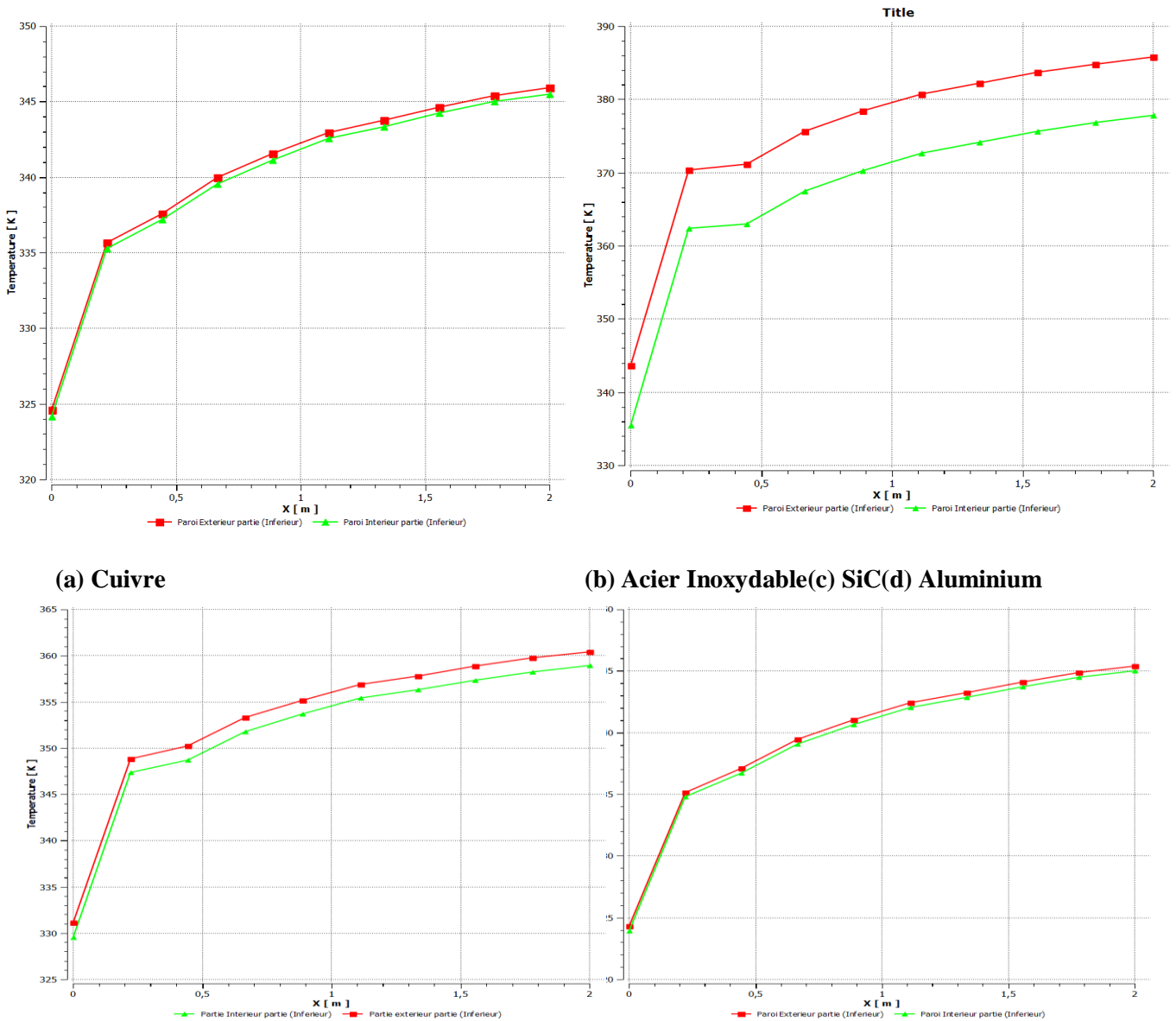


Figure. IV.17 : Variation de la température sur les parois ext et int de la partie inférieure d'absorbeur

Plus la température à la sortie croît avec la longueur de tube on peut atteindre une température qui tend vers l'infini mais en revanche les contraintes thermiques des matériaux utilisés nous limiterons à une certaine température dite la contrainte thermique admissible.

La figure (IV.18) montre la comparaison de la variation de la température en fonction du diamètre du tube absorbéur à la sortie. Pour les quatre types des matériaux, on remarque que l'allure des courbes est presque la même. On constate que plus on augmente le diamètre de la paroi du bas au haut, plus la température diminue vers le plan médian du tube. La température la plus élevée est celle de la paroi extérieure d'absorbéur en suite celle de la paroi intérieure après le fluide, ce qui est logique avec les échanges énergétiques dans l'absorbéur.

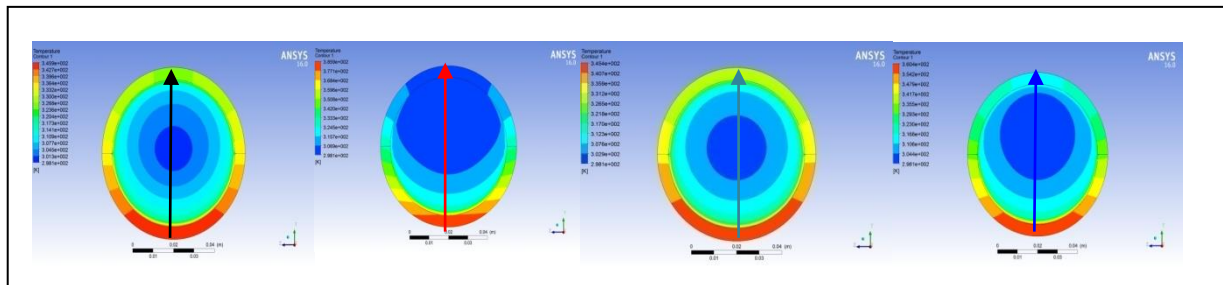
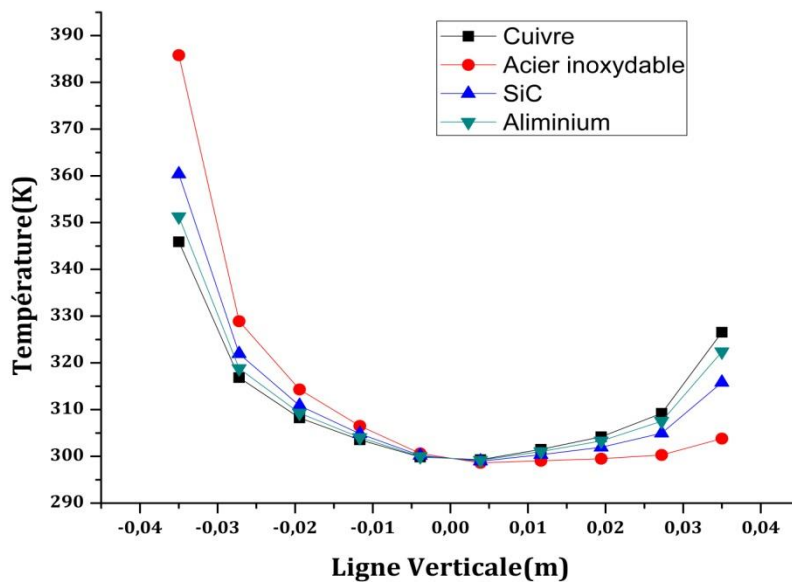


Figure IV.18 : Variation de la température en fonction du diamètre de tube à la sortie

La figure (IV.19) illustre la comparaison de la présente étude avec celle de Fuqiang et al [6] dans le profile de température sur la circonférence de la surface intérieure du tube absorbeur à la section de sortie pour l'acier inoxydable.

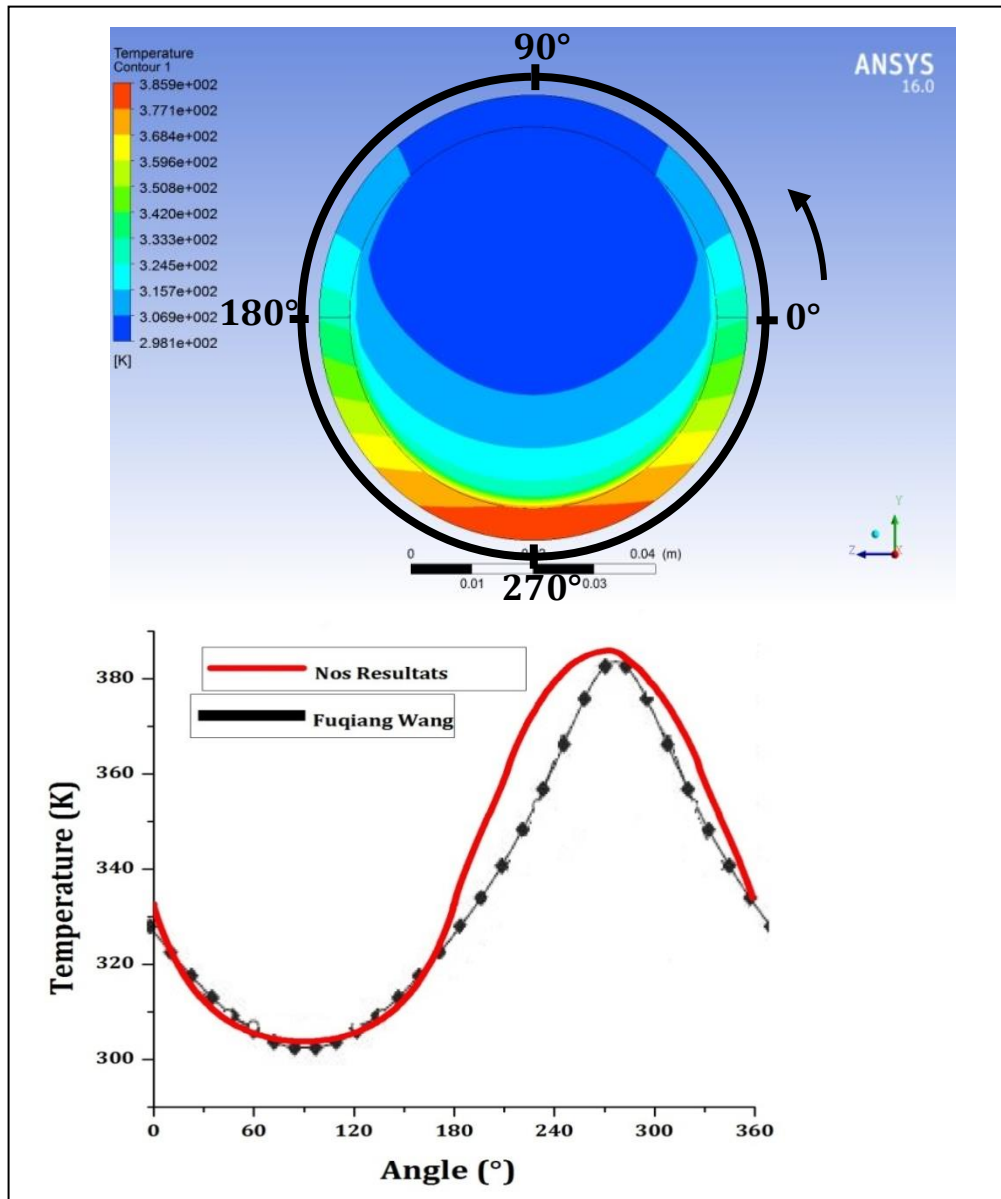


Figure.IV.19: Profile de température sur la circonférence intérieure à la section de sortie du tube.

On trouve que les courbes suivent la même tendance et ne diffèrent pas beaucoup des résultats de Fuqiang et al [6]. On trouve aussi une différence sur la courbe entre l'angle 180° jusqu'à 360° qui est due à la différence de choix utilisé dans notre étude pour le calcul de la distribution du flux solaire sur la partie inférieure du tube absorbeur.

La figure (IV.20) montre les profils de température sur la circonférence de la surface intérieure du tube absorbeur à la section de sortie. Parmi les quatre types des matériaux, la température de l'acier inoxydable et de SiC atteignent une valeur maximale de 385.9 K et

360.4K, en raison de la faible conductivité thermique de l'acier inoxydable et SiC par rapport à la conductivité de l'Aluminium et Cuivre.

Les gradients de température avec l'acier inoxydable et le SiC sont beaucoup plus élevés que ceux des gradients d'Aluminium et Cuivre, ce qui peut provoquer des contraintes thermiques plus élevées et une réduction de la durabilité du tube absorbeur.

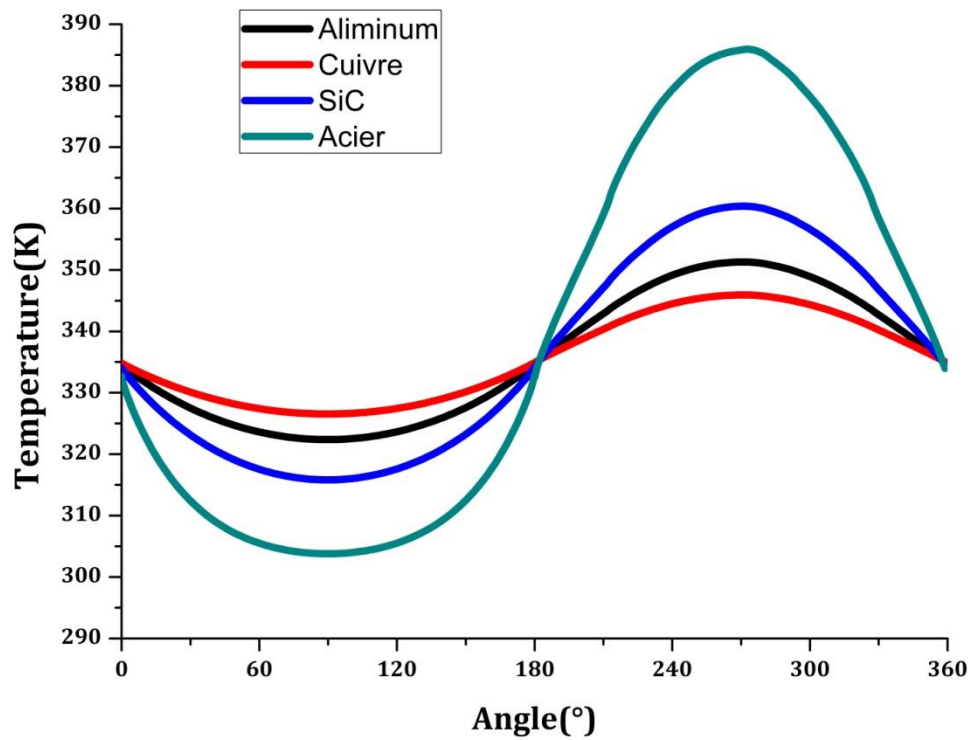


Figure. IV.20 : Profils de température sur la circonférence de la surface intérieure du tube absorbeur à la section de sortie.

Conclusion générale et perspectives

Dans ce travail de recherche, on a présenté une modélisation numérique du tube absorbeur en utilisant les codes de calcul SolTrace et ANSYS R16.0 pour obtenir les distributions concentrées du flux solaire et les répartitions de températures, pour avoir le gradient de températures ce qui peut être provoqué des contraintes thermique.

On a débuté par le calcul du flux solaire autour de la partie inférieure du tube récepteur. Ce paramètre a été exploité pour l'analyse du comportement thermique du tube absorbeur comme une condition aux limites. On a étudié l'influence de la distribution de flux concentré et uniforme, aussi l'influence de 4 types des matériaux (Cuivre, SiC, acier inoxydable, Aluminium) sur le tube absorbeur.

D'après les résultats de simulation obtenus, on a pu constater que la température maximale pour le flux concentré à la sortie du tube absorbeur est supérieure de la température à la sortie pour le flux solaire uniforme. Il faut également tenir compte l'effet du gradient de température sur les matériaux de base du tube absorbeur. Pour cela nous avons étudié l'influence des 4 types des matériaux.

A travers les résultats des différentes simulations, on a remarqué que la qualité des résultats concernant la répartition de la température est influencée par plusieurs paramètres :

- Paramètres technologiques illustrés par la conception, par exemple on peut croire la température à la sortie avec la longueur de tube mais toujours nous avons d'autres paramètres qui influencent les résultats comme les types des matériaux.
- Paramètres physiques exprimés par le type de matériaux.

Cette étude reste un aperçu préliminaire sur les paramètres clés qui favorisent l'optimisation du tube absorbeur. Notre but nécessaire de rechercher de nouvelles approches pour réduire les contraintes thermiques et la déformation du tube absorbeur.

Jusqu'à présent, après notre étude nous proposons pour réduire les contraintes thermiques ou la déformation du récepteur:

- Optimisation de la géométrie du tube absorbeur ou des paramètres de fonctionnement, par exemple en utilisant des tubes petits diamètres ou contrôlé le débit de fluide.
- Peut être en comparer entre les fluides caloporteurs pour avoir le fluide le plus adapté, par exemple entre Therminol VP1, Therminol VP59 and Syltherm 800.

Dans ce domaine plusieurs recherches sont enregistrées dans la littérature. Parmi ces dernières en cite :

- Un tube composé de deux parties (cuivre-acier) : le tube interne en cuivre pour obtenir une excellente performance de transfert de chaleur pour réduire les gradients de température et le tube extérieur en acier pour renforcer l'intensité du tube. Cette étude a été appliquée à l'université nationale du Mexique.
- Nouvelle géométrie de tube absorbeur: Le centre de la surface de cylindre interne du récepteur à tube concentrique est déplacé vers le haut (ou d'autres directions), qui n'est pas situé à la même position de coordonnées avec le centre de la surface de cylindre externe. Par conséquent, l'épaisseur de la paroi du demi-tube inférieur augmente sans ajouter de masse à l'ensemble du récepteur de tube. [6]

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Zhiyong .Wu et al. **“Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver”**. Applied Energy **113** (2014) 902–911.
- [2] Rafael Almanza et al. **“Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs”**. Solar Energy Vol. 61, No. 4, pp. 275–278, 1997
- [3] K. Ravi Kumar et al. **“Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver”**. Applied Energy 86 (2009) 1804–1812.
- [4] Dudley et al (1994). **“Test results: SEGS LS-2 solar collector. Sandia National Laboratories, Albuquerque”**.
- [5] Z.D.Cheng et al. **“Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector”**. International Communications in Heat and Mass Transfer 37 (2010) 782–787.
- [6] Fuqiang Wang et al. **“Thermal stress analysis of eccentric tube receiver using concentrated solar radiation”**. Solar Energy 84 (2010) 1809–1815
- [7] Ya-Ling He et al. **“A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector”**. Renewable Energy 36 (2011).
- [8] Seyed Ebrahim Ghasemi et al. **“Numerical Study on Thermal Performance of Solar Parabolic Trough Collector”**. Journal of mathematics and computer Science 7 (2013)
- [9] Zhiyong Wua et al. **“Structural reliability analysis of parabolic trough receivers”**. Applied Energy 123 (2014) 232–241
- [10] WANG Kun et al. **“A design method and numerical study for a new type parabolic trough solar collector with uniform solar flux distribution”**. SCIENCE CHINA Technological Sciences. March 2014 Vol.57 No.3: 531–540.
- [11] E. Kaloudis et al. **“Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model”**. Renewable Energy 97 (2016) 218e229
- [12] ZHENG ZhangJing et al. **“Thermal analysis of a solar parabolic trough receiver tube with porous insert optimized by coupling genetic algorithm and CFD”**. SCIENCE CHINA Technological Sciences. October 2016 Vol.59 No.10: 1475–1485
- [13] Guillaume ANIES. **“Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d’une unité de rafraîchissement solaire par absorption”**. Thèse de doctorat de L’Université de Pau et des Pays de l’Adour. Novembre 2011.
- [14] Quoilin, S. **“Les Centrales Solaires à Concentration”**. Université de Liège. Mai 2007
- [15] Axel Augeard et al. **“Concentrateurs solaires et production électrique”**. Projet de Physique. INSA Rouen. 2014

- [16] Matthias Günther, Michael Joemann, Simon Csambor. **“Advanced CSP Teaching Materials”**. DLR Centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique.
- [17] J. Bernard. **“énergie solaire calculs et optimisations”**, édition : ellipses, 2004.
- [18] M. Iqbal, **“an introduction to solar energy”**, édition: academic press .toronto, 1983.
- [19] Ouarghi Imane, Tria Houda, **“contribution et modélisation numérique d'un capteur cylindro parabolique”**. Université Larbi Tébessi, Promotion 2015/2016.
- [20] NERL, **“Concentrating solar power research – SolTrace”**. 2012
- [21] Eric Gonçalves. **“Méthodes, analyse et calculs numériques”**. septembre 2005
- [22] Sadia REMILI. **“Optimisation des méthodes de modélisation de la pollution du trafic automobile”**. Thèse de Magister 2010 de l'Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf Oran.
- [23] U.H.Kurzweg. JP. Benson, **iso-intensity absorber configurations for parabolic concentrators**. Edition: solar energy, 1982