

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes Energétiques Et Développement Durable

Réf:.....

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme de:**

**MASTER**

***Thème***

**Modélisation mathématique du  
concentrateur cylindro-parabolique de la  
centrale hybride de Hassi R'mel**

**Présenté par :**

**Madani samir**

**Proposé et dirigé par :**

**Dr : A. Benmachich**

**Promotion : Juin 2014**

## *DEDICACES*

*A Mes Parents*

*Ma femme et mes enfants*

*Mes Sœurs et mes Frères*

*Et à mes amis*

## ***REMERCIEMENT***

*Je remercie toute personne m'ayant aidé de près ou de loin a l'aboutissement de ce travail :*

*Je cite en particulier mon Encadreur Dr. Abdelmoumène Hakim Benmachich pour le soutien et pour tout le bagage scientifique qui m'a transmis durant ce projet.*

*Je tiens aussi à remercier Mr Nabil Zemmar pour son aide à finaliser ce travail.*

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

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

# **SOMMAIRE**

Dédicace.....	I
Remerciements.....	II
Sommaire.....	III
Liste des figures.....	VIII
Nomenclature.....	XI
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE I : généralité sur la centrale hybride de Hassi R'mel</b>	
I.1. Introduction .....	3
I.2. présentation de la centrale Hybride de Hassi R'mel.....	3
I-2-1 Technologie Appliquée : .....	4
- Mesures de sécurité incendie.....	5
I-3 les éléments de la centrale hybride de HR.....	5
I 3-1 turbines à gaz.....	5
I-3-1-1 Définition.....	5
I-3-1-2 classification des turbines à gaz.....	6
a- D'après le mode de construction.....	6
b- D'après le mode de travail.....	7
c- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique.....	7
I-3-1-3 Quelques applications de la turbine à gaz.....	8
I-3-1-4 Les caractéristiques de la TAG utilisée dans le champ de Hassi R'mel.....	9
I-3-2 la turbine à vapeur (TAV) SST-900.....	11
I-3-3 la chaudière de récupération HRSG.....	13

I-3-4 systèmes champ solaire.....	14
I.4 Les échangeurs.....	15
I.4-1 Définition d'un échangeur coaxial.....	15
I.4-2 Cas de l'écoulement co-courant.....	15
I.4.3 Cas de l'écoulement contre-courant.....	16
I.4-4 calcul de la différence de Températures Logarithmiques Moyen (DTML).....	17
I.5 Les futures centrales hybride programmée en Algérie.....	17
 <b>CHAPITRE II : Etude générale de concentrateur cylindro-parabolique</b>	
I-1 Introduction.....	18
II-1 description du concentrateur.....	18
II-2-1 Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques.....	19
- Avantages.....	19
- Inconvénients.....	19
II-2-1-1 la géométrie du concentrateur.....	19
II-2-1-2 Le plan focal.....	21
II-2-1-3 La Poursuite Solaire.....	21
II-1-2 Caractéristiques d'un concentrateur CCP.....	22
II-3 Performances Optiques d'un Concentrateur Cylindro-parabolique.....	23
II-3-1 Taux de Concentration.....	23
II-3-2 Facteurs Optiques.....	24
II-2-3 La structure métallique.....	24
II-2-4 Le tube collecteur (l'absorbeur).....	25
II-2-5 le fluide caloporteur HTF.....	26
II-2-6 la surface sélective absorbante.....	26

II-3-7 Couverture transparente.....	28
-------------------------------------	----

## **Chapitre III : modélisation mathématique du capteur cylindro-parabolique CCP**

III.1 Introduction.....	29
III-2 Modélisation mathématique du CCP.....	29
III-2-1 Description de tube absorbeur.....	29
III-2-2 les différents modes de transfert mise en jeu.....	30
III-2-2-1 le transfert de chaleur par conduction.....	30
III-2-2-1 le transfert de chaleur par convection.....	30
III-2-2-1 le transfert de chaleur par rayonnement.....	31
III-2-3 formulation des équations caractéristiques du problème.....	32
III-2-3-1 les hypothèses simplificatrices.....	32
III-2-3-2-bilan énergétique du fluide caloporteur.....	34
III-2-3-3 Bilan énergétique pour l'absorbeur.....	35
III-2-3-4 Bilan énergétique pour la vitre.....	35
III-2-4 Les échanges thermiques entre les différentes composantes du collecteur.....	35
III-2-4-1 Les échanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide.....	35
III-2-4-2 Les échanges thermiques entre l'absorbeur et le l'enveloppe transparente .....	36
III-2-4-3 Les échanges thermiques entre l'enveloppe transparente et l'environnement.....	38
- Détermination du flux échangé par convection.....	38
- Détermination du flux échangé par rayonnement.....	40
III-2-4-4 l'énergie solaire globale absorbée.....	40

III-2-4-5 calcul des pertes thermique du CCP.....	41
III-2-4-6 le rendement thermique du CCP.....	42
III-3 résolution numérique du problème.....	43
III-3-1 méthode de résolution.....	43
III-3-1-1 équation caractéristique pour le fluide.....	43
III-3-1-2 l'équation caractéristique de l'absorbeur.....	43
III-3-1-3 l'équation caractéristique de la vitre.....	44
III-3-2 le système sous la forme matricielle.....	44

## **Chapitre IV : programmation et résolution numérique**

IV-1 Introduction.....	46
IV-2 Les données des problèmes.....	46
IV-2-1 Les paramètres géométriques du collecteur.....	46
IV-2-2 Les paramètres optiques du collecteur.....	46
IV-3 Description du programme.....	47
IV-4 Organigramme de calcul.....	48

## **Chapitre V : résultats et discussion**

V-1 introduction.....	49
V-2 la variation de la température dans chaque élément de l'absorbeur.....	49
V-3 influence du débit sur la température de sortie de fluide.....	50
V-4 Influence de vitesse du vent sur la température de la vitre.....	51
V-5 variation de la température de l'absorbeur et du fluide en fonction du l'intensité du rayonnement.....	52

V-6 Variation de la température de sortie du fluide HTF en fonction de la longueur de tube.....	53
V-7 Variation du rendement thermique du capteur en fonction de la longueur du tube.....	54
V-5 Simulation par fluent.....	55
V-5-1 Le domaine d'étude.....	55
V-5-2 Les conditions aux limites.....	56
V-5-3 résultats obtenus.....	57
Conclusion générale .....	58
Référence bibliographique	

## ANNEXE

# *Listes des figures*

## **CHAPITRE I : généralité sur la centrale hybride de Hassi R'mel**

Figure I-1 la centrale hybride Hassi R'mel.....	3
Figure I-2 schéma simplifié de la centrale hybride de Hassi R'mel.....	4
Fig. I-3 schéma simplifié pour un système hybride de 50MW de puissance.....	4
Figure I-4 principe de base d'une turbine à gaz.....	6
Figure I-5 classification des TAG.....	6
Figure I-6 la différence entre une turbine a action (à gauche) et a réaction (à droite).....	7
Figure I-7 Exemple d'une turbine a gaz mobile pour la production de l'électricité en Algérie.....	8
Figure I-8 turboréacteur d'un avion.....	9
Figure I-9 Schéma simplifié de la TAG SGT-800 siemens.....	10
Figure I-10 image réelle de la TAG SGT-800.....	11
Figure I-11 image réelle de la turbine à vapeur SST-900.....	12
Figure I-12 champ solaire de hassi r'mel.....	14
Figure I-13 Evolution de température dans un échangeur coaxial (co-courant).....	15
Figure I-14 Le sens de l'écoulement dans un échangeur coaxial dans le cas co-courant.....	16
Figure I-15 Evolution de température dans un échangeur coaxial (contre-courant).....	16

Figure I-16 Le sens de l'écoulement dans un échangeur coaxial dans le cas contre-courant.....17

Figure I-17 Les futures centrales hybride programmées en Algérie.....17

## **CHAPITRE II : Etude générale de concentrateur cylindro-parabolique**

Figure II-1 concentrateur cylindro-parabolique de la centrale Nevada solar one (USA).....18

Figure II-2 schéma d'un concentrateur solaire.....20

Figure II-3 coupe transversale d'un concentrateur CCP (distance focal « f » et l'angle d'ouverture  $\beta$ ).....21

Figure II-4 schéma simplifié de la poursuite du soleil par un CCP.....22

Figure II-5 le tube récepteur d'un concentrateur cylindro-parabolique.....25

Figure II-6 réflexion des rayonnements solaires sur le tube absorbeur.....26

Figure II-7 Schéma des revêtements et traitements de surface pour l'absorption sélective de l'énergie solaire.....27

Figure II-8 propriétés de quelques revêtements sélectifs.....28

## **Chapitre III : modélisation mathématique du capteur cylindro-parabolique CCP**

Figure III-1 schématisation des différents transferts thermiques dans le collecteur.....30

Figure III-2 Le spectre de l'onde électromagnétique.....31

Figure III-3 schéma du bilan énergétique d'un élément  $\Delta x$  du collecteur CP (coupe axiale et radiale).....33

## **Chapitre IV : programmation et résolution numérique**

Figure IV-1 Les paramètres géométriques du collecteur.....46

Figure IV-2 Les paramètres optiques du collecteur.....46

Figure IV-3 Organigramme de calcul.....	48
---	----

## **Chapitre V résultats et discussion**

Figure V-1 Variation du de la température de chaque éléments du collecteur.....	49
---	----

Figure V-2 influence du débit sur la température de sortie de fluide.....	50
---	----

Figure V-3 Influence de vitesse du vent sur la température de la vitre.....	51
---	----

Figure V-4 variation de la température de l'absorbeur et du fluide en fonction de l'intensité du rayonnement.....	52
---	----

Figure V-5 Variation de la température de sortie du fluide HTF en fonction de la longueur de tube.....	53
--	----

Figure V-6 Variation du rendement thermique du capteur en fonction de la longueur de tube.....	54
--	----

Figure V-7 domaine d'étude avec maillage par GAMBIT.....	55
--	----

Figure V-8 Maillage d'un absorbeur tout seul.....	56
---	----

Fig.V-9 variation de la température le long de tube absorbeur.....	57
--	----

# Nomenclature

<b>Symbole</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité</b>
$\theta$	Angle d'ouverture du concentrateur	degré
$G$	Eclairement solaire	$W/m^2$
$G_D$	Eclairement direct dans la section d'ouverture du concentrateur	W
$S_0$	Section d'ouverture du concentrateur	$m^2$
$S_G$	Surface d'image de GAUSS	$m^2$
$S_R$	Surface de l'image réelle du soleil dans le plan focal	$m^2$
$f$	Distance focal	m
$w_{eff}$	Ouverture du capteur	m
$c$	Taux de concentration	
$S_r$	Surface de l'absorbeur	$m^2$
$C_{opt,\lambda}$	Taux de concentration optique	
$I_a(\lambda)$	Rayons solaire absorber par l'absorbeur	W
$I_0(\lambda)$	Rayons frappe le miroir réfléchissant	W
$q_{ab}$	Quantité de chaleur absorbée un niveau de l'absorbeur vienne du soleil	W
$q_u$	Quantité de chaleur utile cède au fluide caloporteur par l'absorbeur	W
$q_{a,v}$	Quantité de chaleur échangée par convection entre le tube absorbeur et la vitre	W
$q_{v,amb}$	Quantité de chaleur échangée par convection entre la vitre et l'air ambiant	W
$Q_f(x)$	Flux de chaleur du fluide caloporteur a l'abscisse $x$	W
$Q_f(x+\Delta x)$	Flux de chaleur du fluide caloporteur a l'abscisse $x+\Delta x$	W

$D_{ai}$	Diamètre intérieur du tube absorbeur	m
$D_{ae}$	Diamètre extérieur du tube absorbeur	m
$D_{vi}$	Diamètre intérieur de l'enveloppe transparente.	m
$D_{ve}$	Diamètre extérieur de l'enveloppe transparente	m
$T_f$	Température du fluide HTF	K
$T_a$	Température de l'absorbeur	K
$T_v$	Température de la vitre	K
$\dot{m}_f$	Débit massique du fluide	kg/s
$\rho_f$	Masse volumique du fluide caloporteur	kg/m <sup>3</sup>
$C_{p,f}$	Capacité calorifique du fluide	J/kg.K
$q_{a,v}(x)$	Quantité de chaleur échangé par convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre a la distance $x$ de l'entrée	W/m <sup>2</sup>
$q_{v,amb}(x)$	Quantité de chaleur perdue vers l'extérieur par convection entre la vitre et l'air l'ambient	W/m <sup>2</sup>
$q_{a,v/ray}$	Flux d'échange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre	W/m <sup>2</sup>
$Nu_{Dai}$	nombre de Nusselt basé sur $D_{ai}$	
$\mu_f$	Viscosité cinématique dynamique du fluide	m <sup>2</sup> /s
$K_f$	Conductivité thermique du fluide	W/m.K
$Pr_f$	Nombre de Prandtl	
$Re_{Dai}$	Nombre de Reynolds	
$K_{air\ eff}$	Conductivité thermique effective de l'air	W/m.K
$F_{cyl}$	Facteur de la forme concentrique du cylindre	
$L_c$	la longueur critique	m

$\varepsilon_a$	L'émissivité de l'absorbeur	
$\varepsilon_v$	L'émissivité de la vitre	
$Nu_{D_{ve}}$	Nombre de Nusselt basé sur $D_{ve}$	
$\bar{h}_{v,amb}$	Coefficient d'échange convective entre la vitre et l'air ambiant	$W/m^2.K$
$T_{amb}$	Température ambiante	K
$\beta$	Coefficient du dilatation thermique	$K^{-1}$
$h_{a,f}$	Coefficient d'échange convective entre l'absorbeur et le fluide	$W/m^2.K$
$k_f$	Conductivité thermique du fluide	$W/m.K$
$Ra_{D_{ve}}$	Nombre de Rayleigh calculé sur le diamètre extérieur de la vitre	
$Pr_{air\ amb}$	Nombre de Prandtl de l'air ambiant	
$K_{air\ amb}$	Conductivité thermique de l'air	$W/m.K$
$\rho_{select}$	Coefficient de réflexion de la surface réfléchissante.	
$\alpha_{ab}$	Coefficient d'absorption de l'absorbeur.	
$\tau_v$	Coefficient de transmission de la vitre.	
$S_e$	Surface efficace du capteur	$m^2$
$U_L$	Coefficient des pertes thermique	
$h_{vent}$	Coefficient de convection du vent	$W/m^2.K$
$K_v$	Conductivité du verre	$W/m.K$
$e_v$	Epaisseur de l'enveloppe transparente	m
$\eta$	Rendement thermique du CCP	
$T_{f,e}$	Température d'entrée du fluide caloporteur	K
$T_{f,s}$	Température de sortie du fluide caloporteur	K

### **Introduction générale :**

Notre pays, l'Algérie, repose essentiellement sur les deux sources fossiles dans sa propre production d'énergie électrique (le gaz et le pétrole). Mais vu le développement rapide de la technologie dans le domaine des énergies renouvelables ces dernières années, l'Algérie cherche d'autre source inépuisable et amies à l'environnement. Parmi ces sources, l'énergie solaire est considérée la plus importante pour la production d'électricité.

L'énergie solaire se manifeste par le rayonnement diffusé vers la terre. Celui-ci se propage de trois façons différentes : global, direct et diffus. La technologie employée dans ce domaine a pour objectif d'utiliser ces différentes façons pour la collection de l'énergie solaire.

La transformation du rayonnement solaire en énergie thermique peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) ou indirectement (pour produire de la vapeur d'eau utilisée dans les installations thermique de puissance pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique).

Parmi les investissements de l'Algérie dans cette technologie, on cite le village solaire à Adrar et la centrale électrique hybride de Hassi R'mel. Dans ce dernier, Des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques sont utilisés pour produire de la vapeur.

Dans ce travail, l'étude concerne les différents modes de transfert de chaleur dans ces concentrateurs cylindro-paraboliques (CCP). L'objectif est de calculer la distribution de la température du fluide caloporteur dans les tubes absorbeurs et de déterminer par la suite la température utilisée à l'entrée de la turbine à vapeur en étudiant les échangeurs de chaleurs.

Notre étude comporte les chapitres suivants :

Le premier chapitre résume les différents éléments de la centrale de Hasst Rmel.

Nous avons présenté dans le deuxième chapitre le concentrateur (CCP) : Ses paramètres géométriques et ses performances thermiques.

Afin de déterminer le système d'équations régissant les échanges thermiques dans le concentrateur cylindro-parabolique, la modélisation mathématiquement a été faite dans Le troisième chapitre.

Le quatrième chapitre présente un programme écrit en Fortran qui résout les équations gouvernant notre problème, La simulation numérique en utilisant le logiciel FLUENT a été faite.

Les résultats obtenus sont présentés, commentés et discutés dans le cinquième chapitre.

Une conclusion générale résume l'essentiel des résultats obtenus a été effectué.

# *CHAPITRE I*

**I-1 Introduction :**

La centrale électrique de Hassi Ramel est la première centrale hybride en Algérie.

Il a été inaugurée le 15 juillet 2011. Située dans la région de Tilghemt, à 27 km au nord du complexe industriel de Hassi R'Mel, le projet a constitué une source énergétique alternative et propre, couvre une superficie de 152 ha.

Ce projet assurera, une fois opérationnelle, une production électrique de 150 mégawatts, dont 20% produits à partir de l'énergie solaire.

Implanté à Hassi R'mel, cette nouvelle centrale a pour configuration un cycle combiné gaz de 130 MW et un champ solaire de concentrateurs solaires de puissance de 30MW environ. Le ratio de production à partir du champ solaire sera supérieur à 5% de la production totale d'électricité. Le développeur de ce projet est la filiale NEAL, une société dont les actionnaires sont Sonelgaz et Sonatrach (à hauteur de 45% chacun) et SIM (10% des actions).



*Fig.1.1 la centrale hybride Hassi R'mel*

**I-2présentation de la centrale Hybride de Hassi R'mel :**

Cette centrale électrique hybride solaire (gaz) de 150 MW, sa superficie est de 152 ha et d'une source d'eau d'environ  $3000m^3/j$  avec un terrain plat. La centrale SPP1 est située à 494.5 km au sud de la capitale Alger, à la limite sud de la wilaya de Laghouat (Figure 1). Elle est implantée sur un terrain qui s'étend sur une superficie de 130 hectares. On y accède par la route nationale N°1.

L'existence d'un réseau électrique le long de la RN 1 a favorisé le choix de ce site.

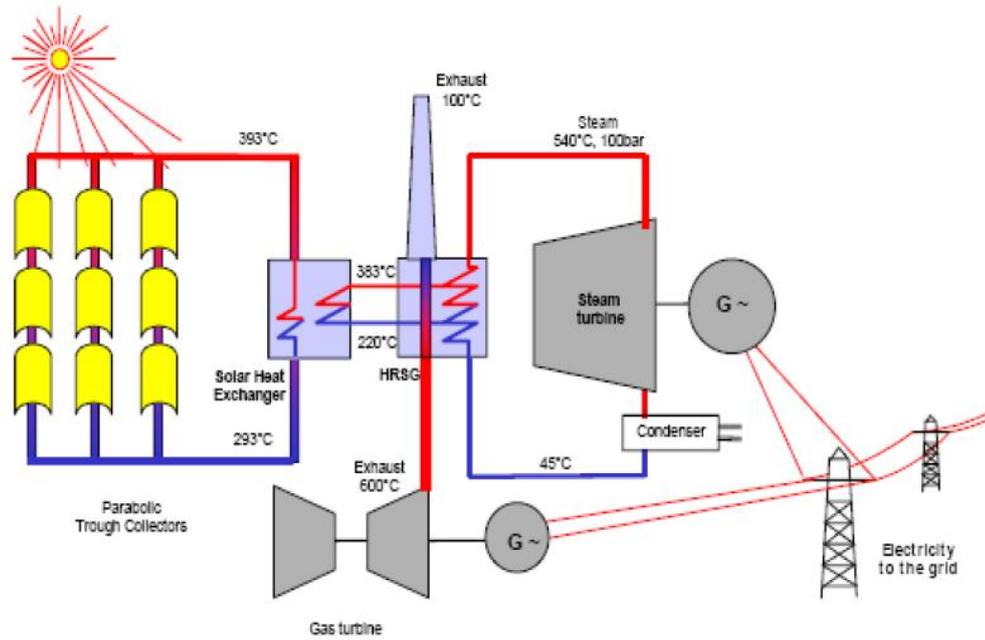


Fig. I-2 schéma simplifié de la centrale hybride de Hassi R'mel.

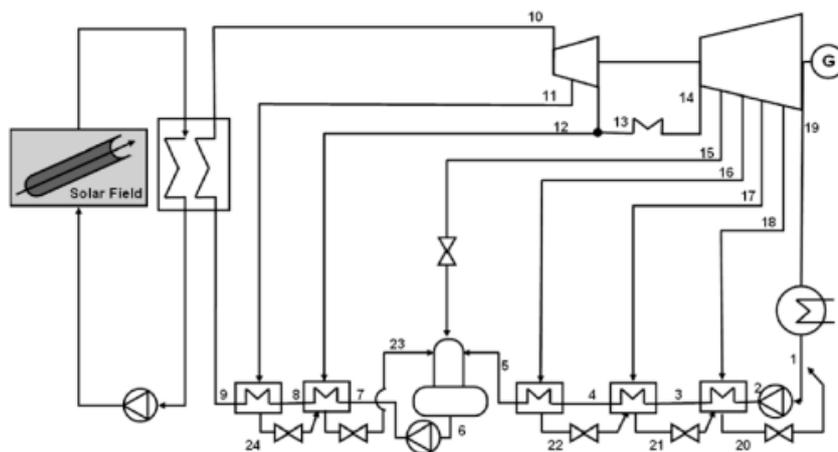


Fig. 2. Simplified scheme of the power block for the 50 MW<sub>e</sub> parabolic trough solar power plant.

Fig. I-3 schéma simplifié pour un système hybride de 50MW de puissance

**I-2-1 Technologie Appliquée :**

- Concentrateur cylindro-parabolique.
- Capacité installée est de 34,3 MW.
- Surface du champ solaire est 183,120m<sup>2</sup>.
- Nombre de collecteur 224m.

- Prise au sol (surface) 90ha.

- **Mesures de sécurité incendie :**

Les fuites de tuyaux, vannes ou joints qui assurent l'isolation sont potentiellement dangereux en raison de l'effet de mèche et une grande surface d'exposition. Dans ces conditions, avec les hautes températures, de nombreux liquides organiques peuvent s'enflammer spontanément. Les fuites devraient être réparées rapidement et l'isolant contaminé remplacé. En cas de fuite de vapeur à partir d'un système sous pression à l'atmosphère, elle est condensée par l'air relativement froid dont il contacts. Cela provoque la formation d'un brouillard de gouttelettes liquides.

### **I-3 les éléments de la centrale hybride de HR :**

#### **I 3-1 turbine à gaz :**

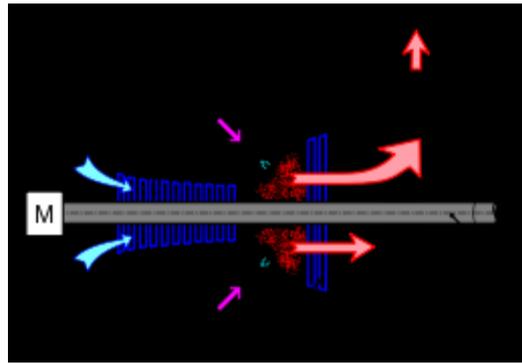
**I-3-1-1 Définition :** la turbine a gaz est une machine thermique qui connait actuellement une grande vague, compte tenu ses excellences performances (rendement peut atteindre de 30% à 40% jusqu'à 60%) elle est composée dans sa forme la plus simple de trois éléments :

- Un compresseur axial qui sert à comprimer l'air ambiant de 1bar jusqu'à 10 à 40 bars
- Une chambre de combustion dans la quelles un combustible injecté sous pression est brulé par l'air comprimé par le compresseur ce dernier en fort excès afin de limiter la température des gaz brulés a l'entrées de la turbine.

Le combustible le plus utilisable en Algérie est le gaz naturel à cause de sa disponibilité et un taux de pollution très faible.

- Une turbine axiale à travers laquelle l'énergie de pression des gaz brulés se transforme en énergie cinétique sur les aubages de la turbine, qui fait tourner cette dernière.

Le domaine d'application de la turbine à gaz est plus étendu à cause du rendement et sa technologie qui est relativement moins chère.

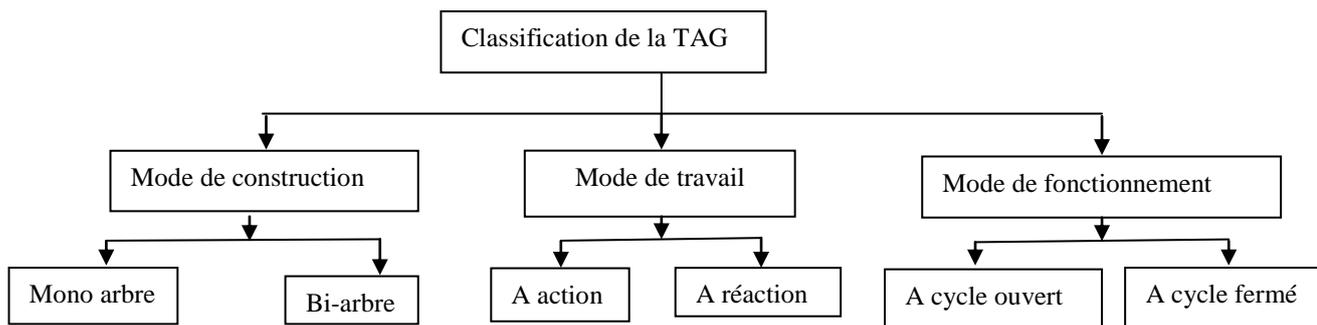


*Fig. I.4 principe de base d'une turbine à gaz.*

### I-3-1-2 classification des turbines à gaz [3]:

La diversité des domaines d'utilisation de la TG nous ramènons a les classifier suivant trois mode en :

- Par le mode de travail
- Suivant le mode de fonctionnement
- Suivant le mode de construction



*Fig.I.5 classification des TAG*

#### a- D'après le mode de construction :

- **Turbine mono-arbre** : Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

- **Turbine bi-arbre:**

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

### b- D'après le mode de travail :

- **Turbine à action :**

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans aubages fixes. Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique.

- **Turbine à réaction : [17]**

Dans les turbines a reaction,nous savons que la detente se fait aussy bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, cad qu'une partie de l'energie thermique est transformée dans la roue se en energie cinetique et ensuite en energie mecanique.

L'evolution des gaz dans les aubages de la turbine se fait avec variation de pression.

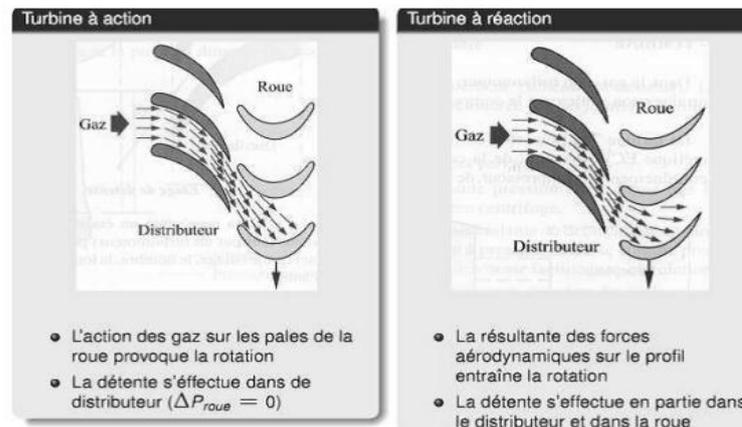


Fig. I.6 la différence entre une turbine a action (à gauche) et a réaction (à droite)

### c- D'après le mode de fonctionnement thermodynamique:

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :

turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte.

- **Turbine à cycle simple :**

c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

- **Turbine à cycle avec régénération :**

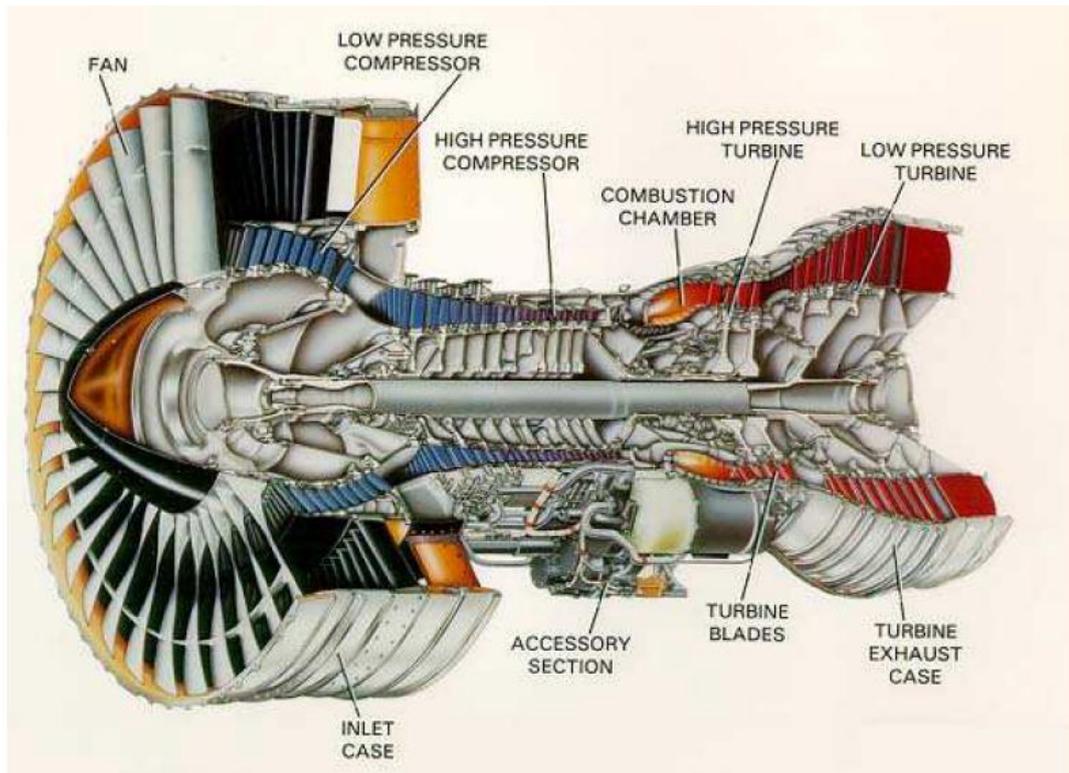
Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion on récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

### **I-3-1-3 Quelques applications de la turbine à gaz :[18]**

- Production de l'électricité figure I.4
- Pompage des hydrocarbures figure I.5
- Dans le domaine aéronautique figure I.6



*Fig. I.7 Exemple d'une turbine à gaz mobile pour la production de l'électricité en Algérie*



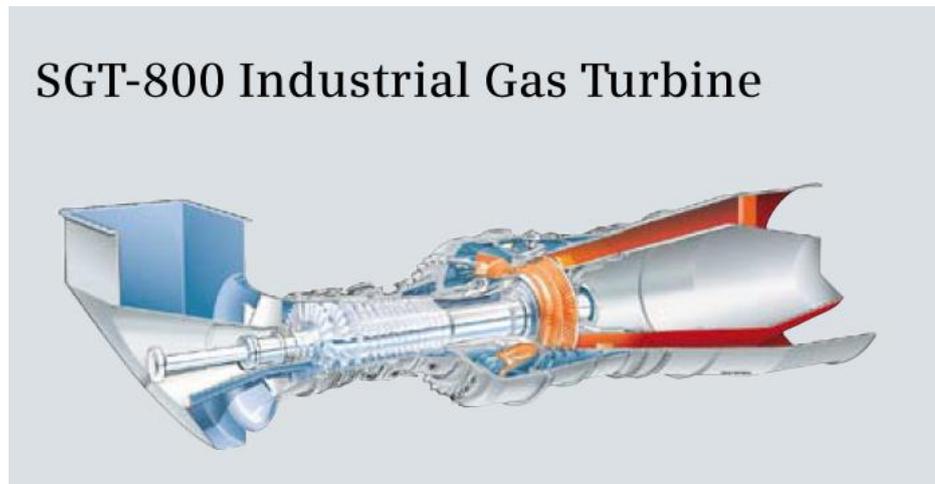
*Fig. I.8 turboréacteur d'un avion.*

#### **I-3-1-4 Les caractéristique de la TAG utilisée dans le champ de Hassi R'mel :**

La turbine à gaz utilisée dans la centrale de HR est la turbine industrielle Siemens SGT-800 figure I.5 à un design industriel fiable, avec le rendement élevé et de faibles émissions de la dernière technologie de turbine à gaz.

Une alimentation énergétique avantageuse, fiable et écologique est un élément clé de la rentabilité et de la pérennité d'une activité industrielle.

## Spécifications techniques :



*Fig. I.9 Schéma simplifié de la TAG SGT-800 siemens*

- Production d'électricité: 47,0MW
- Fréquence: 50/60 Hz
- Rendement électrique: 37,5%
- Taux de chaleur: 9597 kJ/kWh (9096Btu/kWh)
- La vitesse de la turbine: 6608tour/min
- rapport de pression du compresseur:19
- Les flux de gaz d'échappement: 131,5 kg/
- stempératured'échappement:544°C (1011°F)
- émissions de NOx : (avec DLE corrigée à15% d'O<sub>2</sub> sec)

**Le compresseur axial :**

- compresseur axial 15 étages.
  - les trois premiers étages avec des aubes à pas variables.
- rotor soudé par faisceau d'électrons.
- des aubes fixes et Cr-acier
- joints abordables.
- Airfoils de diffusion contrôlée.

Dans une configuration à cycle combiné, l'excellent rendement et la capacité de la SGT-800 production de vapeur fournit la base d'une fiable, efficace et puissante usine SCC-800. A titre d'exemple, en fonctionnement, deux SGT-800 turbines à gaz et une condensation SST-700 turbine à vapeur peut fournir 135 MW avec une efficacité jusqu'à 54,4%.



*Fig. I.10 image réelle de la TAG SGT-800.*

### **I-3-2 la turbine à vapeur (TAV) SST-900 [4]:**

**I-3-2-1 Définition :** la turbine à vapeur noté (TAV) est une turbine à vapeur d'une puissance nominale de 80.08 MW.

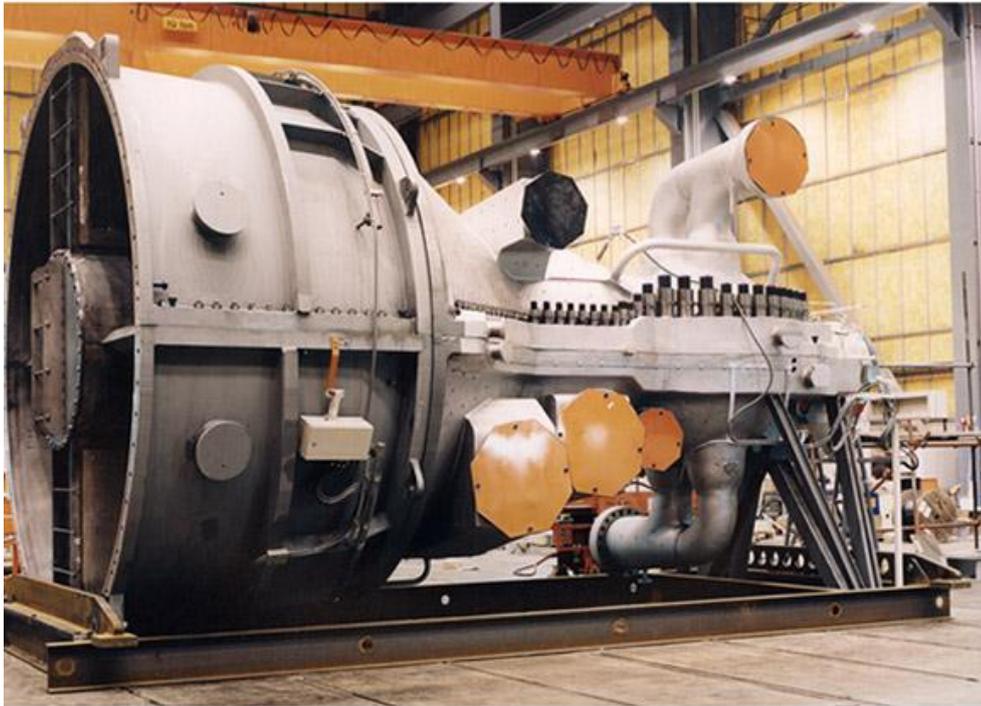
Le SST-900 est une turbine à vapeur a boîtier unique avec une puissance allant jusqu'à 250MW, fournissant normalement entraînement direct d'un générateur de 3000 ou 3600tr/min.

La série SST-900 est conçu et fabriqué pour répondre aux exigences spécifiques de production d'énergie au non-réchauffage ou en combinaison avec le module HP pour les applications de réchauffage dans:

Installations industrielles

- Centrales à cycle combiné
- Centrales à vapeur de combustibles fossiles
- Usines de valorisation énergétique
- Installations de chauffage de district
- Les centrales électriques dans l'industrie du pétrole et du gaz.

Siemens propose une gamme complète de turbines à vapeur pour le 50 Hz et 60 Hz marché dans la gamme de puissance de sortie de 90 à 1900 MW. Ils sont utilisés dans les centrales électriques à vapeur, ainsi que dans les centrales électriques à cycle combiné. Avec plus de 8000 turbines à vapeur en service dans le monde entier, nous fournissons une technologie éprouvée, adaptée aux conditions locales spécifiques.



*Fig. I.11 image réelle de la turbine à vapeur SST-900*

Les caractéristiques de la turbine à vapeur SST-900 :

jusqu'à 250MW, le SST-900 est une turbine mono-boîtier pour Générateurs à 2 pôles pour la production d'électricité et industrie.

SST-900 de HR est une turbine à double enveloppe pour les applications de réchauffage.

Caractéristiques techniques

- \* Puissance jusqu'à 250 MW
- \* pression d'entrée : (avec réchauffage) jusqu'à 165bar
- \* température d'entrée : (avec réchauffage) jusqu'à 585°C
- \* Vitesse de rotation 3000/3600 tr/min.
- \* Purgeur jusqu'à 7; jusqu'à 60bar/870psi
- \* extraction contrôlée jusqu'à 55bar/798psi et jusqu'à 480°C
- \* pression d'échappement (contre-pression) jusqu'à 16bar/230psi.
- \* pression d'échappement (condensation) jusqu'à 0.6bar/8.7psi

### **I-3-2-2 Les dimensions de la turbine SST-900 [4]:**

Les dimensions typiques :

La longueur : 20.5m/67ft.

La largeur: 11m/36ft.

La Hauteur: 10m/33ft.

Ces dimensions y compris le condenseur.

### **I-3-3 la chaudière de récupération HRSG :**

La centrale hybride de HASSI R'MEL est composé de plusieurs échangeurs avec différentes dimensionnements afin d'augmentée les performances d'échange thermique dans les différents niveaux énergétiques.

#### **Définition :**

La chaudière de récupération est un échangeur de chaleur qui permet de récupérer l'énergie thermique d'un écoulement de gaz chaud. Elle produit de la vapeur qui peut être utilisée dans un procédé industriel ou pour alimenter une turbine à vapeur.

Une application usuelle pour une chaudière de récupération est dans la centrale électrique à cycle combiné, où les gaz d'échappement de la turbine à gaz alimentent la chaudière de récupération pour générer de la vapeur qui alimentera la turbine à vapeur. Cette combinaison produit de l'électricité plus efficacement qu'une turbine à gaz ou une turbine à vapeur seule. Une autre application pour une chaudière de récupération est dans une centrale à cycle combiné avec un moteur diesel, où les gaz d'échappement du moteur diesel alimentent la chaudière de récupération qui alimente la turbine à vapeur. La chaudière de récupération est aussi un composant important dans les centrales à cogénération. Les centrales à cogénération ont typiquement un rendement supérieur aux centrales à cycle combiné. Cela est dû aux pertes d'énergie associées à la turbine à vapeur.

La centrale de Hassi R'mel contient deux chaudières identiques de type HRSG.

C'est un assemblage d'une économiseur basse pression (DECO), une évaporateur basse pression (DEVA), deux (02) économiseurs haute pression (ECO1-ECO2) évaporateur haute pression et deux (02) surchauffeur (SHE1 et SHE2).

### **I-3-4 systèmes champ solaire :**

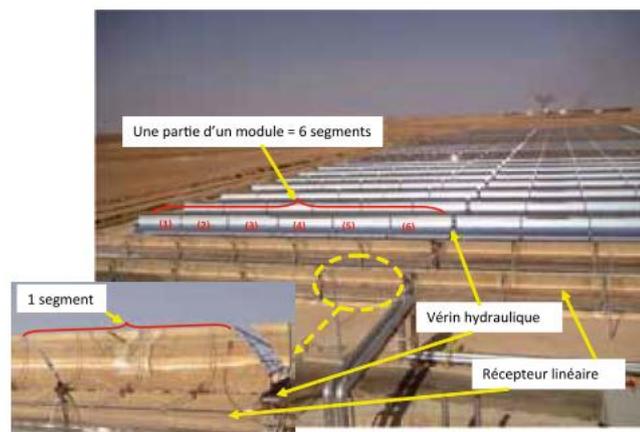
Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayant solaires vers un fluide caloporteur chauffé à haute températures. Pour

pouvoir collecter le maximum de rayonnement solaire les miroirs réfléchissants doivent suivre la course du soleil de l'est vers l'ouest.

Le centrale hybride de Hassi R'mel est le plus grand gisement gazier en Afrique, elle constituera une source énergétique alternative et propre. Couvrant une aire de 64 hectares, elle a été réalisée pour un investissement de 350 millions/dollars en partenariat conclu en 2006 entre l'entreprise Neal (New Energy Algeria) et la société espagnole Abener.

Le champ solaire de Hassi R'mel est constitué de quatre sous champ de 56 capteur montés en parallèle, chaque sous champ solaire est répartis sur deux surfaces. Chaque surface contient 28 boucles de quatre modules regroupés en série, répartis en 2 rangées. Le module est formé de 12 segments comportant chacun plusieurs miroirs. La composante directe du rayonnement solaire incident est concentrée par les miroirs sur un récepteur situé au point focal de la parabole (Fig.I.10). Un fluide caloporteur HTF (Heat Transfer Fluid) circule à l'intérieur du récepteur. Le fluide chauffé, dont la température peut atteindre 393°C, passe à travers une série d'échangeurs de chaleur pour céder sa chaleur à l'eau et produire ainsi de la vapeur d'eau (générateur de vapeur solaire).

**Remarque :** le montage en série nous donne le même débit et la température s'additionne par contre dans le montage parallèle on additionne le débit mais la température de sortie reste la même.



*Fig.I.12 champ solaire de Hassi R'mel*

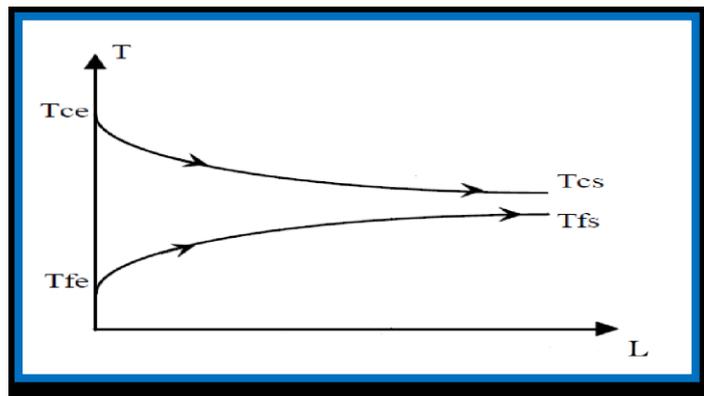
## I.4 Les échangeurs :

### I.4-1 Définition d'un échangeur coaxial:

Les échangeurs de chaleur coaxiaux représentent la forme la plus simple des échangeurs de chaleur et sont utilisés en priorité pour la transmission de chaleur en cas d'écart de température, comme (la laiterie). Un avantage est l'écoulement uniforme traversant l'espace du tube. L'écoulement des fluides peut se faire dans le même sens (co-courant) ou en sens contraire (contre-courant)

### I.4-2 Cas de l'écoulement co-courant:

Dans ce cas les deux fluides froid et chaud peuvent circuler parallèlement dans le même sens, la figure suivante représentée les variations de température pour les deux fluides froid et chaud en fonction de longueur de l'échangeur dans le cas où l'écoulement est parallèle, (on dit anti méthodiques ou co-courant).



*Fig.I-13: Evolution de température dans un échangeur coaxial (co-courant).*

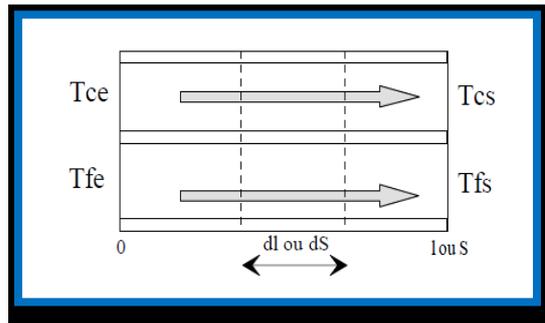
Avec

$T_{f,e}$ : Température d'entrée du fluide froid;

$T_{f,s}$ : Température de sortie du fluide froid;

$T_{c,e}$ : Température d'entrée du fluide chaud;

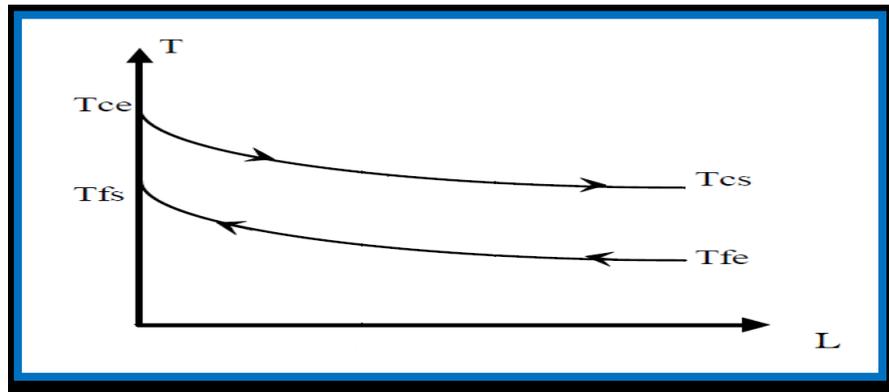
$T_{c,s}$  : Température de sortie du fluide chaud.



*Fig.I.14: Le sens de l'écoulement dans un échangeur coaxial dans le cas co-courant.*

#### I.4.3 Cas de l'écoulement contre-courant:

Dans ce cas les deux fluides froid et chaud peuvent circuler parallèlement mais dans le sens contraire, la figure suivante représentée les variations de température pour les deux fluides froid et chaud en fonction de longueur de l'échangeur dans le cas où l'écoulement est (on dit contre-courant ou méthodique).



*Fig.I.15: Evolution de température dans un échangeur coaxial (contre-courant).*

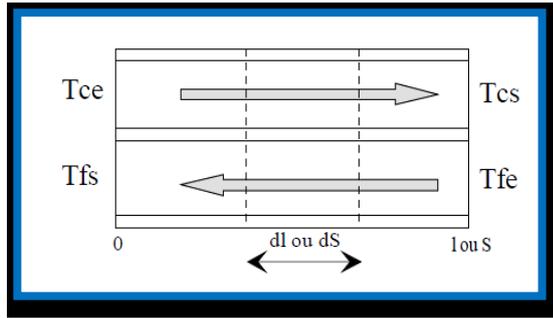
Avec

$T_{f,e}$ : Température d'entrée du fluide froid;

$T_{f,s}$ : Température de sortie du fluide froid;

$T_{c,e}$ : Température d'entrée du fluide chaud;

$T_{c,s}$  : Température de sortie du fluide chaud.



*Fig.I-16:Le sens de l'écoulement dans un échangeur coaxial dans le cas contre-courant.*

**I.4-4calcul de la différence de Températures Logarithmiques Moyen (DTML):**Cette méthode est utilisée dans la cas ou les débit des fluides chauds et froids et leurs températures sont connues à l'entrée et à la sortie.

$$d\varphi = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c = \dot{m}_f C_{p,f} dT_f$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}}$$

**I.5 Les futures centrales hybride programmée en Algérie :**

Trois grands projets de ce type de centrales sont programmée dans le future en Algérie le tableau suivant représente ces trois projets.

<b>Centrale hybride</b>	<b>Localisation</b>	<b>Année de mise en marche</b>
SPP II	Meghaïer	2014
SPP III	Naâma	2016
SPP IV	Hassi R'mel	2018

*Fig.I.17 Les futures centrales hybride programmées en Algérie*

# *CHAPITRE II*

**I-1 Introduction :**

Technologie cylindro-parabolique s'est avérée être la plus mature et le plus bas coût de la technologie thermique solaire disponible aujourd'hui. En conséquence, la plupart des projets des centrales solaires thermiques commerciales implantées sont basés sur ce type de capteur, les plus part de ces projets sont construits aux Etats-Unis, Espagne, Afrique du Nord et Moyen-Orient.

Le principe de la concentration d'énergie est important sur notre vie quotidienne. On dispose en effet avec le soleil d'une énorme quantité d'énergie potentiellement utilisable, et une fois concentrée, une masse d'énergie est bien plus simple à stocker, transformer et déplacer. Même s'il y a des exceptions, un accès à de très fortes concentrations d'énergie permet dans la plupart des cas de faire à peu près ce qu'on veut avec un minimum de puissance.

De ce fait des capteurs solaires à concentration sont appliqués, l'énergie solaire arrive sur une grande surface réfléchissante et réfléchi sur une plus petite surface avant qu'elle ne soit transformée en chaleur ce qui inciterait des températures plus augmentée. La majorité des collecteurs à concentration peuvent concentrer que le rayonnement solaire parallèle venant directement à partir du disque du soleil (Rayonnement direct).

**II-2 description du concentrateur : [13]**

*Fig. II-1* concentrateur cylindro-parabolique de la centrale Nevada solar one (USA).

Construites dans les déserts et autres zones arides du globe, les centrales solaires à capteurs cylindro-paraboliques sont une filière du Solaire thermodynamique.

La technologie de réflecteurs cylindro-paraboliques est la plus fréquente et est actuellement utilisée par les plus puissantes centrales solaires au monde dans le Sud-ouest des Etats-Unis et dans le Sud de l'Espagne.

### **II-2-1 Principe de fonctionnement d'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques :**

Ce type de centrale se compose d'alignements parallèles de longs miroirs hémicylindriques, orientés sur l'axe nord-sud qui tournent autour de ce dernier pour suivre la course du soleil. Les rayons solaires sont concentrés sur un tube horizontal, où circule un fluide caloporteur qui servira à transporter la chaleur vers des échangeurs de chaleur.

La température du fluide peut monter jusqu'à 500°C ou plus. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne des turbines qui produisent de l'électricité. Certaines centrales sont désormais capables de produire de l'électricité en continu, nuit et jour, grâce à un système de stockage sous forme de chaleur sensible ou de chaleur latente à base d'une réaction réversible.

- **Avantages :**

Source d'énergie inépuisable et gratuite.

Pas d'émission polluante.

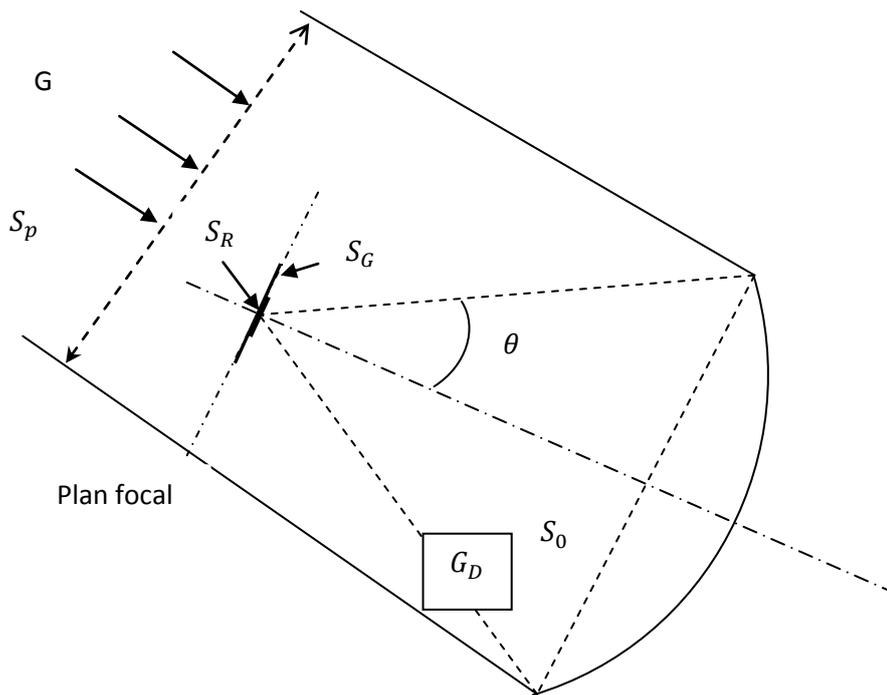
Peu fonctionner sans intermittence.

- **Inconvénients :** Nécessite une poursuite sensible et couteuse pour une zone climatique peut ensoleiller.

Surface au sol importante.

#### **II-2-1-1 la géométrie du concentrateur :**

On peut définir les différents paramètres géométriques qui se trouvent dans CCP [1]

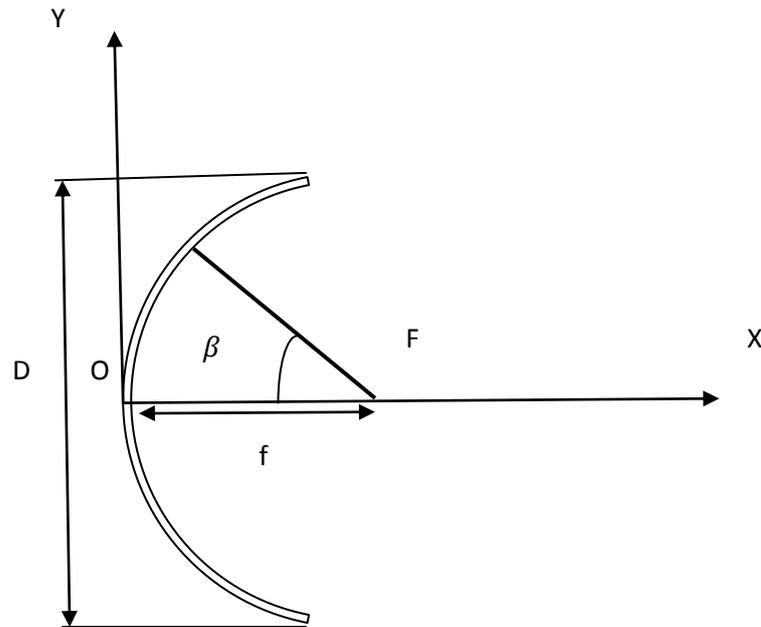


*Fig. II-2 schéma d'un concentrateur solaire*

- $\theta$  angle d'ouverture du concentrateur.
- $G$  éclairement solaire.
- $G_D$  éclairement direct dans la section d'ouverture du concentrateur.
- $S_0$  section d'ouverture du concentrateur caractérisée par l'angle  $\theta$ ,  $S_p$  section de passage du rayonnement solaire entrant dans le concentrateur  $S_p$  se confond avec  $S_0$  quand l'axe optique du concentrateur est dirigé vers le soleil,  $S_G$  surface de l'image de Gauss du soleil; c'est l'image nette du soleil dans le plan focal donnée par des rayons paraxiaux, c'est-à-dire des rayons proches de l'axe optique.
- $S_R$  surface de l'image réelle du soleil dans le plan focal.

### II-2-1-2 Le plan focal :

On détermine un réflecteur à 2 dimensions c'est un cylindre, de longueur infinie.



*Fig. II-3 coupe transversale d'un concentrateur CCP (distance focal « f » et l'angle d'ouverture  $\beta$ ).*

### II-2-1-3 La Poursuite Solaire :

Dans le cas idéal où les rayons solaires sont perpendiculaires à la surface d'ouverture du concentrateur au cours de la journée [24], pour cela on doit être positionné d'un système de poursuite Bi-axiale qui tourne au tour des deux axes en suivant la course du soleil. Sous des angles et de façon à ce qu'il irradie entièrement le concentrateur.

Ce système est appelé Tracker et réalisé par « Salarbeam » considéré comme un système révolutionnaire de traque solaire bi-axial qui permet de suivre avec précision la trajectoire du soleil et qui fait appel à une technologie CPS de pointe, de ce fait la variation de l'angle d'incidence selon Kalogéro : [8]

Poursuite N-S à traction EW :

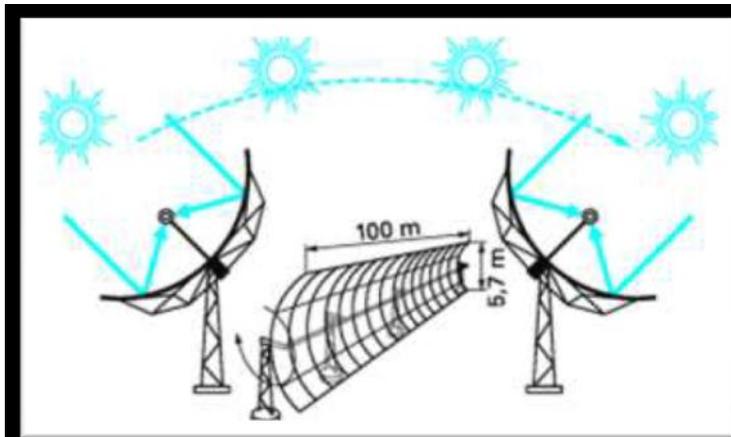
$$\cos \theta = \sqrt{\cos^2(\alpha) + \cos^2(\delta) \sin^2(h)}$$

$$\cos \theta = \cos \varphi \times \cos h + \cos \delta \times \sin^2(h)$$

Poursuite EW à traction NS:

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 h}$$

La poursuite a un seul axe est peut être oriente soit est-ouest soit plein sud a la latitude du lieu. Il offre un bon fonctionnement dans la gamme de température entre 150-350°C.



*Fig. II-4 schéma simplifié de la poursuite du soleil par un CCP.*

### II-2-2 Caractéristiques d'un concentrateur CCP :

le concentrateur cylindro-parabolique est caractérisé par sa simplicité et représente un investissement relativement réduite par rapport à la tour solaire qui nécessite un très haute technologie, dans la production de le vapeur.

Le collecteur cylindro-parabolique est le plus préfère des capteurs a concentration pour la vapeur d'eau et qu'on peut atteindre des températures très élève sans abaissement du rendement du capteur. il se présente comme un module ayant un réflecteur (miroir ou bien un matériau réfléchissant tel que l'aluminium) de forme d'un héli-cylindre de courbure parabolique. Cette géométrie lui permet de focaliser les rayons solaires incidents vers une génératrice linéaire appelle plan focal ou est placé un tube absorbant dans lequel circule un fluide caloporteur voir figure (II-3).

Pour diminuer les pertes thermiques vers l'extérieur on recouvre le tube absorbant par une enveloppe en verre spécial appelé plexiglas, et à la même direction pour augmenter l'absorbions des rayonnements solaire on recouvre aussi l'absorbant par une couche de peinture sélective.

Une autre méthode pour diminuer les pertes thermiques par conduction et par convection entre l'absorbeur et l'enveloppe transparente est la création du vide entre ces deux mais c'est une procédure très délicate, qui nécessite des joints d'étanchéité spécial et des capteurs de pression pour chaque collecteur.

Pour un concentrateur cylindro-parabolique l'équation de la courbure en coordonnées cartésiennes est la suivantes :

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

Où  $f$ : la distance focale du CCP.

$$\text{En coordonnées polaire } r = f / \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (\text{II-2})$$

$\beta$  : Angle d'ouverture

$$w_{eff} = 2r \sin \beta = 4f \tan\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (\text{II-3})$$

### II-3 Performances Optiques d'un Concentrateur Cylindro-parabolique

#### II-3-1 Taux de Concentration :

La définition la plus commune du taux de concentration est basée sur la notion surface. Elle est donnée comme étant le rapport de la surface de l'ouverture à la surface du récepteur :

$$c = \frac{S_0}{S_r} \quad (\text{II-4})$$

$S_0$  : est la surface d'ouverture

$S_r$  : la surface de l'absorbeur

#### II-3-2 Facteurs Optiques : [16]

Facteur d'interception  $C_\lambda$  est le facteur optique le plus compliqué dans le calcul de la performance optique d'un concentrateur CCP. Il représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchiée par les surfaces réfléchissantes.

Il traduit le fait que certains rayons solaire peuvent être renvoyés vers l'extérieur du concentrateur ou bien passer à côté de l'absorbeur lorsque les surfaces optiques présentent des défauts ou des irrégularités et lorsque l'absorbeur est mal positionné dans le plan focal. Donc

il dépend des propriétés optiques des matériaux utilisés. Il existe aussi que certains erreurs peuvent apparaître dans la construction du concentrateur ou le système de poursuite. Si on utilise les paramètres d'erreurs universelles appliquées pour toutes les géométries du collecteur, le facteur d'interception optique  $C_\lambda$  est donné par :

$$C_{opt,\lambda} = \frac{I_0(\lambda)}{I_a(\lambda)} \quad (\text{II-5})$$

Où  $\lambda$  : la longueur d'onde des rayons solaire.

Sur toutes les longueurs d'onde de spectre on obtient :

$$C_{opt} = \frac{I_0}{I_a} \quad (\text{II-6})$$

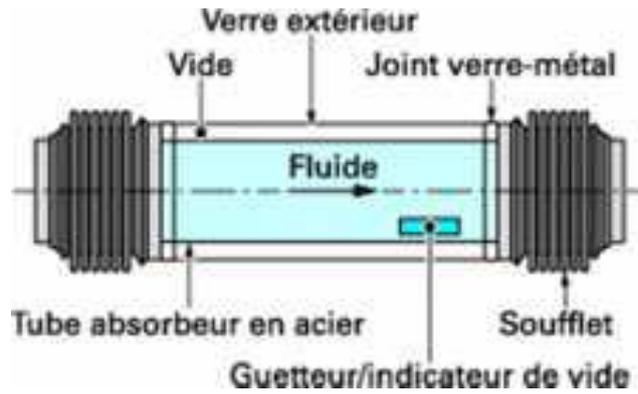
### **II-3-3 La structure métallique**

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

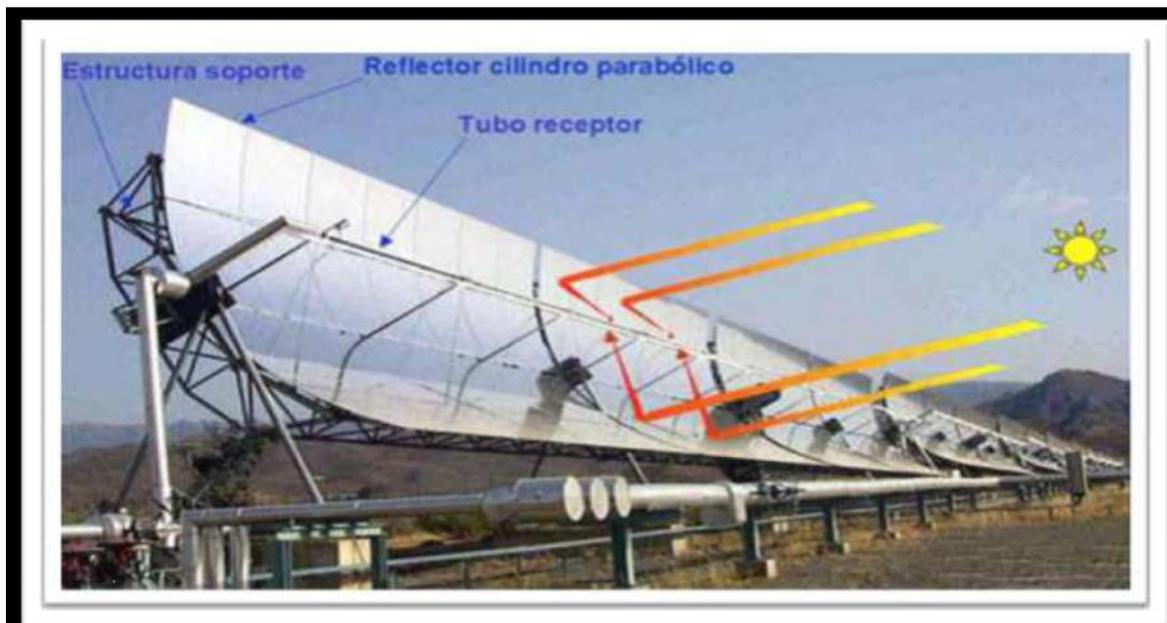
### **II-3-4 Le tube collecteur (l'absorbeur) [17]**

Doit avoir les caractéristiques suivantes :

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



*Fig. II-5 le tube récepteur d'un concentrateur cylindro-parabolique*



*fig.II.6 réflexion des rayonnements solaires sur le tube absorbeur*

### II-3-5 le fluide caloporteur HTF :

Le type de fluide de transfert de chaleur dans le domaine solaire et ses caractéristiques thermiques sont primordiales pour le bon fonctionnement du système solaire.

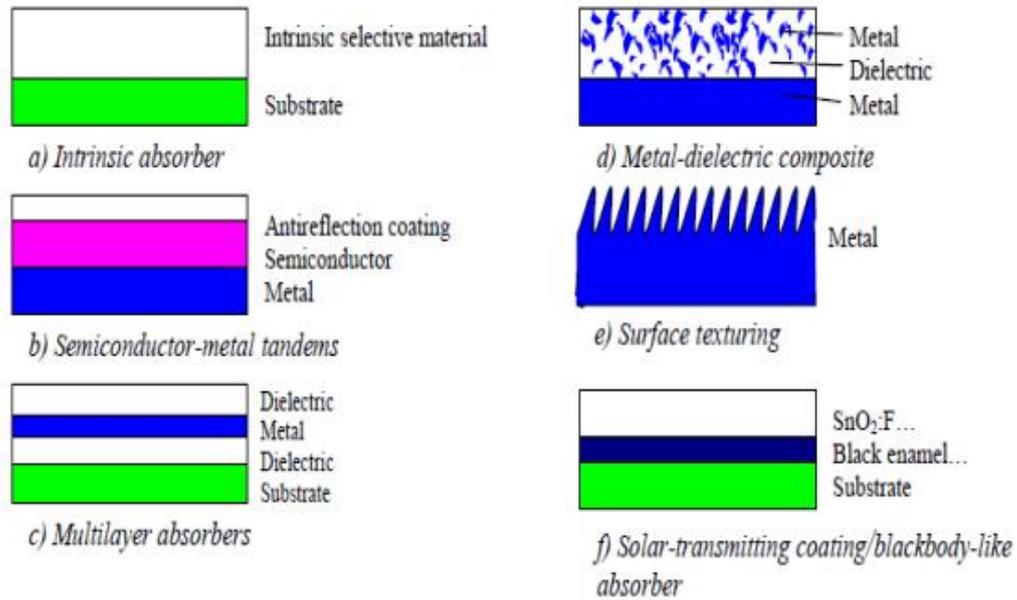
En raison de la stabilité thermique du Therminol VP- 1 est seulement tenu à des températures de 400°C, la température de la vapeur d'eau maximale dans le cycle

d'alimentation volonté être près de 370°C. Le Therminol VP- 1 est un fluide synthétique a base d'hydrocarbure, il se compose d'un mélange 75% d'oxyde diphényle ( $C_{12}H_{10}OH$ ) et de 25% de diphényle ( $C_{12}H_{10}$ ). Tout le paramètre thermo-physique de ce fluide est représenté dans [2]. Dans ce travail on a pris la plage des températures entre 250°C et 400°C.

Ensuite on a fait une approximation aux sens moindres carrée dans cette plage afin d'obtenir des expressions de ses paramètres en fonction de la température, plus proche des valeurs expérimentales représentées dans [2].

### **II-3-6 la surface sélective absorbante [6] :**

Les surfaces sélectives de coût élevé permettent d'obtenir à la fois  $\alpha$  fort et  $\varepsilon$  faible. Les revêtements sélectifs peuvent être classés en six catégories distinctes: a) intrinsèques, b) tandems semi-conducteur-métal, c) absorbeur à multicouche, d) multi-diélectrique revêtements composites, e) les surfaces texturées, et f) de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur le revêtement d'un absorbeur noir-type. Les absorbeurs intrinsèques utilisent un matériau ayant des propriétés intrinsèques qui résultent de la sélectivité spectrale désirée. Tandems semi-conducteurs métalliques absorbent le rayonnement de courte longueur d'onde en raison de la largeur de bande interdite de semi-conducteurs, ont une faible émission thermique en raison de la couche métallique. Les absorbeurs multicouches utilisent de multiples réflexions entre les couches susceptibles d'absorber la lumière, peuvent être adaptés pour être efficace. Les composites métal-diélectrique-cermets sont composés de fines particules de métal dans un matériau diélectrique ou une céramique d'accueil. Les surfaces texturées peuvent produire des absorptions solaires par des réflexions multiples entre microstructure aciculaire, dendritiques, ou poreux. En outre, de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur un absorbeur de revêtements noir-type sont également utilisés, généralement dans des applications à basses températures. Ces constructions sont respectivement schématisées d'après la figure (II.7)



**Fig.-II-7** Schéma des revêtements et traitements de surface pour l'absorption sélective de l'énergie solaire

Le tableau II.8, donne les propriétés de quelques revêtements sélectifs.

revêtements sélectifs	$\alpha$	$\epsilon$	$\alpha/\epsilon$
chrome noir (Black Chrome Black)	0.93	0.10	9.3
Nickel de nickel poli (Nickel on polished nickel)	0.92	0.11	8.14
Nickel noir sur le fer galvanisé (Black Nickel on galvanized iron)	0.89	0.12	7.4
CuO sur le nickel	0.81	0.17	4.7
Co3O4 sur l'argent	0.90	0.27	3.3
CuO sur l' aluminium	0.93	0.11	8.5
CuO sur l'aluminium anodisé (on anodized aluminum)	0.85	0.11	7.7

**Fig. II.8** propriétés de quelques revêtements sélectifs [7]

**II-3-7 Couverture transparente [7]:**

Durant le fonctionnement thermique d'un capteur solaire, la couverture transparente joue un rôle essentiel, qui est de permettre l'effet de serre : elle doit pour cela transmettre la plus grande partie possible du rayonnement solaire incident, et absorber (ou réfléchir dans le cas des couvertures transparentes dites sélectives) les rayons infrarouges provenant de l'absorbeur. Elle doit aussi confiner une lame d'air au-dessus de l'absorbeur, de façon à limiter les échanges convectifs. De façon contradictoire, la couverture transparente est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur, et par la réémission des rayons infrarouges le siège des pertes thermiques les plus importantes du capteur solaire.

# *CHAPITRE III*

## **Chapitre III : modélisation mathématique du capteur cylindro-parabolique CCP**

### **III.1 Introduction**

Plusieurs méthodes sont utilisées pour la modélisation on cite :

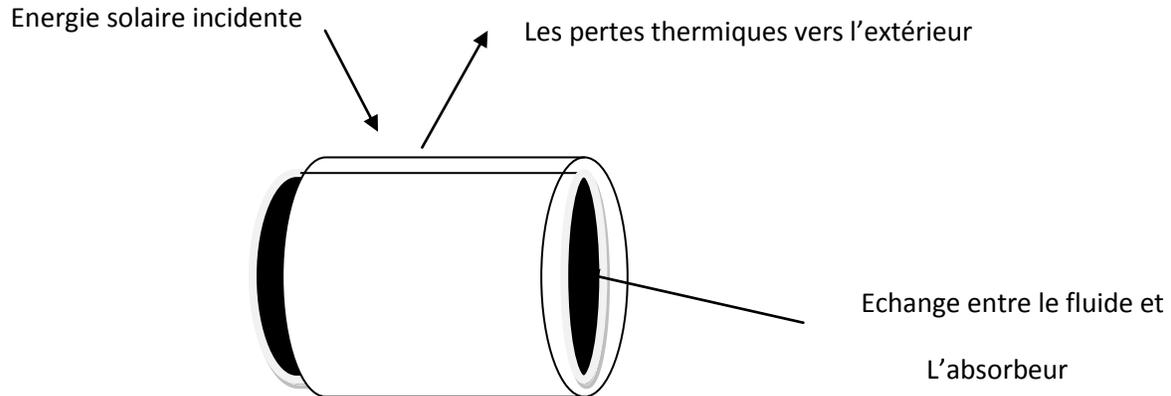
- la méthode des résistances thermiques et l'analogie électrique
- la méthode de calcul de la température de chaque élément du collecteur par une discrétisation unidimensionnelle.

Dans ce chapitre on va utiliser la deuxième méthode qui consiste à calculer la température de l'enveloppe transparente, le tube absorbeur et celle du fluide caloporteur à chaque section du collecteur  $x+\Delta x$  en fonction des températures et des données de la section précédente d'abscisse  $x$ .

### **III-2 Modélisation mathématique du CCP :**

**III-2-1 Description de tube absorbeur :** Collecteurs cylindro-paraboliques sont fabriqués par pliage d'une feuille d'un matériau réfléchissant dans une forme parabolique. Un tuyau de métal noir, recouvert d'un tube de verre pour réduire les pertes de chaleur, est placé le long de la ligne focale du collecteur. Le rayonnement concentré atteignant le tube récepteur chauffe le fluide qui circule à travers elle. Transformant ainsi le rayonnement solaire en chaleur utile. Il est suffisant d'utiliser un seul suivi de l'axe de la module de soleil et donc à long collecteurs sont produits.

Dans notre étude, un modèle thermique détaillé d'un collecteur est présenté. L'analyse thermique du récepteur du capteur prend en considération tous les modes de transfert de chaleur ; convection dans le conduit de récepteur, dans l'espace annulaire entre le récepteur et le couvercle de verre, et la convection entre le couvercle de verre et l'air ambiant ; et le rayonnement à partir du tube de réception de métal et les surfaces de couverture en verre de la vitre de protection et le ciel respectivement.



*Fig. III.1 schématisation des différents transferts thermiques dans le collecteur*

### III-2-2 les différents modes de transfert mise en jeu :

On distingue les trois modes de transfert de chaleur tel que la conduction, la convection (naturelle et forcée) et le rayonnement

#### III-2-2-1 Transfert de chaleur par conduction :

Soit par contact: c'est la conduction thermique; On chauffe l'extrémité d'une tige métallique. La chaleur se propage dans la tige. On dit qu'il y a conduction lorsque la chaleur (transport d'énergie) se propage sans transport de matière.

Dans notre étude on ne prend pas en considération de conduction dans les matériaux solide.

#### III-2-2-1 Transfert de chaleur par convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton.  $\Phi = hS(T_p - T_\infty)$

#### III-2-2-1 Transfert de chaleur par rayonnement: [6]

Le soleil qui se situe à une distance considérable dans le " vide spatial " nous procure une sensation de chaleur. De même, si nous ouvrons la porte d'un four en fonctionnement, nous percevons une sensation de chaleur instantanée que nous ne pouvons attribuer à un

transfert convectif du à l'air entre le four et notre peau. Cet échange de chaleur attribué à l'émission, par la matière du fait de sa température, d'ondes électromagnétiques est appelé rayonnement thermique.

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4)$$

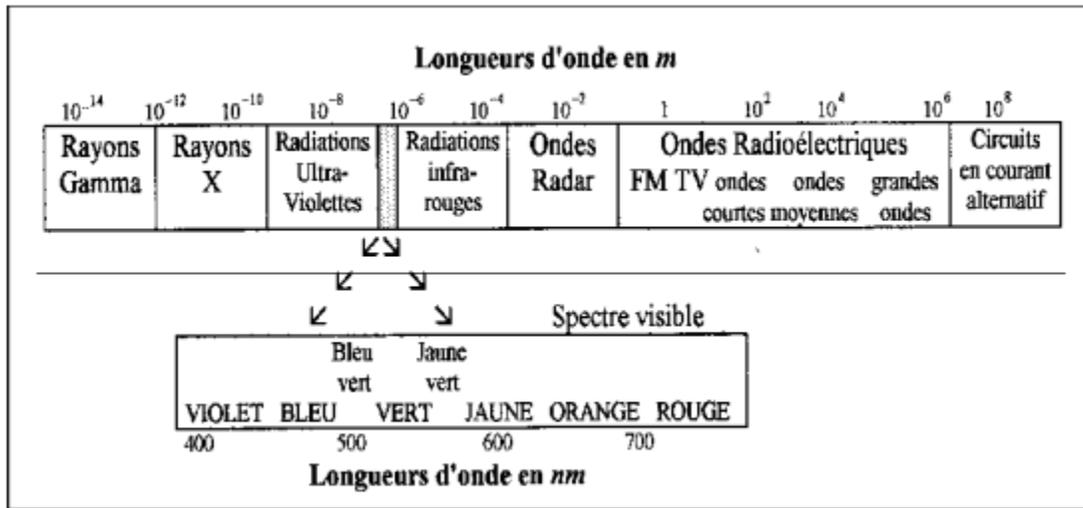


Fig.III.2.a Le spectre de l'onde électromagnétique

**Facteur de forme :** [6]

Cas ou l'un des corps enfourne complètement l'autre :

Ou le facteur de forme égale (1)

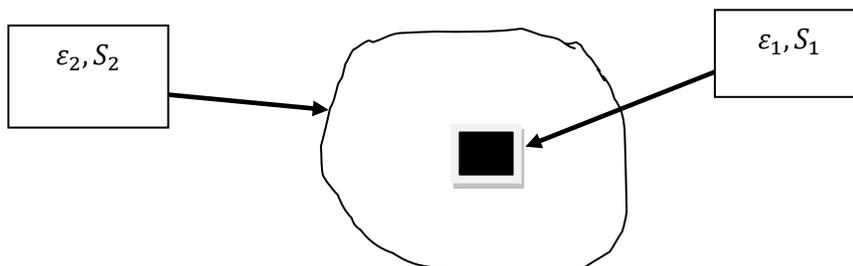


Fig.III.2.b Facteur de forme d'une surface par rapport à une autre

$$\varepsilon_{TOT} = \varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

### **III-2-3 formulation des équations caractéristiques du problème**

#### **III-2-3-1 les hypothèses simplificatrices :**

Pour simplifier le calcul On a les hypothèses suivantes :

- le fluide caloporteur est incompressible.
- Le régime est permanent
- la température ambiante autour du CCP est supposé uniforme.
- la vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges c.à.d. la réflectivité égale le coefficient d'absorption.
- l'écoulement est monodimensionnel.
- + - l'échange par conduction dans l'épaisseur de l'absorbeur et le vitre et négligeable.
- le flux solaire au niveau de niveau de l'absorbeur est uniformément reparti.
- l'écoulement est hydrodynamique pleinement développé, c.à.d. le profil de vitesse est constant suivant (ox)

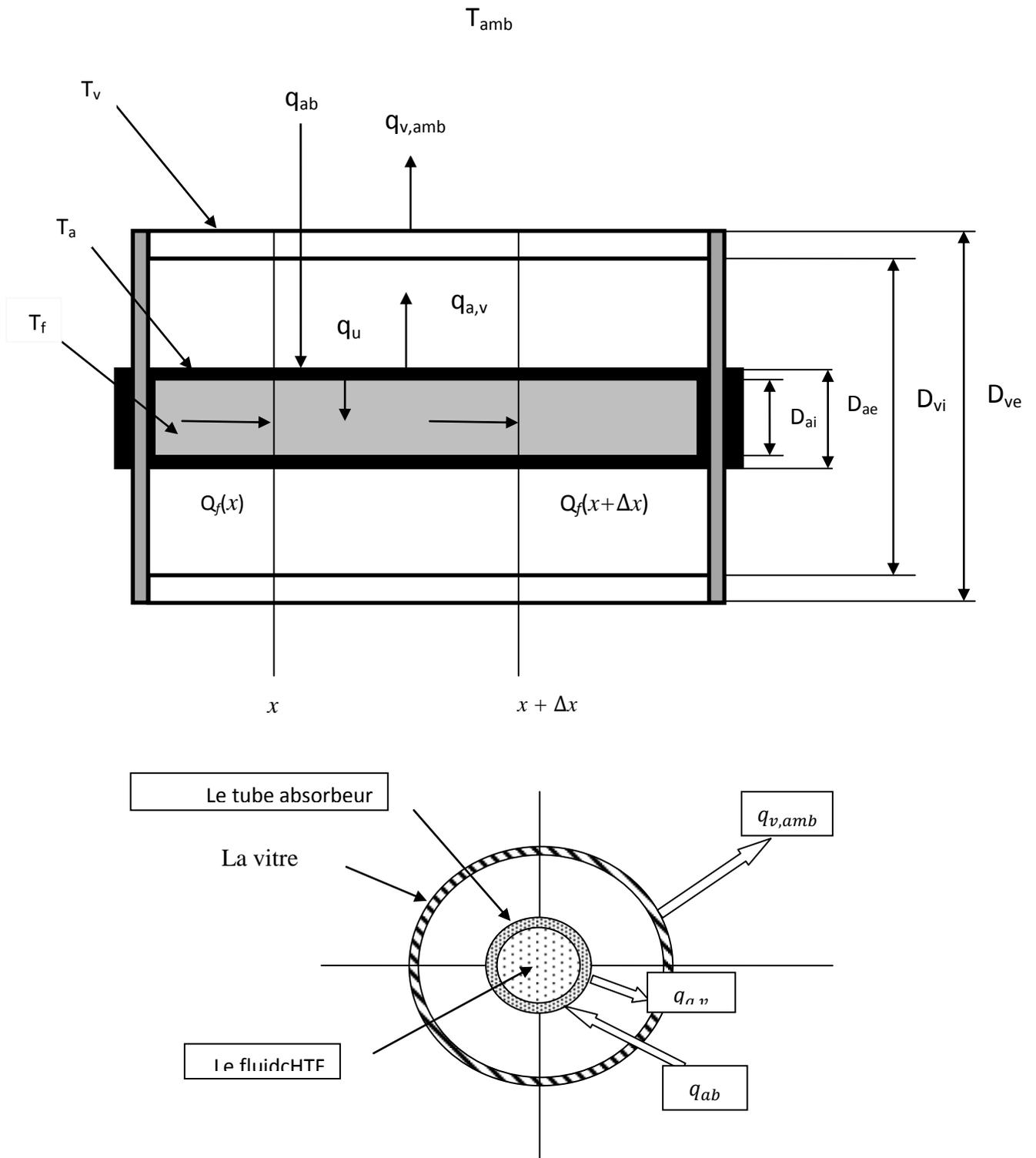


Fig. III.3 schéma du bilan énergétique d'un élément  $\Delta x$  du collecteur CP (coupe axiale et radiale)

D'où

$q_{ab}$  quantité de chaleur absorbée un niveau de l'absorbeur vient du soleil

$q_u$  quantité de chaleur utile cède au fluide caloporteur par l'absorbeur.

$q_{a,v}$  quantité de chaleur échangée par convection entre le tube absorbeur et la vitre.

$q_{v,amb}$  quantité de chaleur échangée par convection entre la vitre et l'air ambiant.

$Q_f(x)$  le flux de chaleur du fluide caloporteur a l'abscisse  $x$ .

$Q_f(x+\Delta x)$  le flux de chaleur du fluide caloporteur a l'abscisse  $x+\Delta x$ .

$D_{ai}$  diamètre intérieur du tube absorbeur.

$D_{ae}$  diamètre extérieur du tube absorbeur.

$D_{vi}$  diamètre intérieur de l'enveloppe transparente.

$D_{ve}$  diamètre extérieur de l'enveloppe transparente.

$T_f$  : température du fluide HT.

$T_a$  température de l'absorbeur.

$T_v$  température de la vitre.

### III-2-3-2 Bilan énergétique du fluide caloporteur :

L'échange thermique par convection (forcée) entre la surface interne du tube absorbeur et le fluide dans un élément  $\Delta x$  compris entre  $x$  et  $x+\Delta x$  nous permet d'écrire l'équation suivante :

$$q_f(x+\Delta x) - q_f(x) = q_u(x) \cdot \Delta x \quad (\text{III-1})$$

Tel que

$$q_f(x) = \rho_f C_{p,f} \cdot \dot{m}_f T_f(x) \quad (\text{III-2})$$

$$q_f(x+\Delta x) = \rho_f \cdot C_{p,f} \cdot \dot{m}_f \cdot T_f(x+\Delta x) \quad (\text{III-3})$$

$\rho_f$  : la masse volumique du fluide caloporteur.

$C_{p,f}$  : la capacité calorifique du fluide.

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

Remarque : toutes les caractéristiques thermo-physiques du fluide sont en fonction de sa température.

Remplaçant (II-2) (II-3) dans (II-1) on aboutit à :

$$\rho_f . C_{p,f} \dot{m}_f T_f(x+\Delta x) - \rho_f . C_{p,f} . \dot{m}_f . T_f(x) = q_u(x) * \Delta x \tag{III-4}$$

$$[\rho_f C_{p,f} \dot{m}_f T_f(x+\Delta x) - \rho_f C_{p,f} \dot{m}_f T_f(x)] / \Delta x = q_u(x)$$

La définition de la différence divisée de premier ordre nous permettons d'écrire :

$$\rho_f C_{p,f} . \dot{m}_f . \frac{\partial T_f(x)}{\partial x} + q_u(x) = 0 \tag{II-5}$$

**III-2-3-3 Bilan énergétique pour l'absorbeur :**

$$q_u(x) + q_{a,v}(x) = q_{ab} \tag{III-6}$$

**III-2-3-4 Bilan énergétique pour la vitre**

$$q_{a,v}(x) - q_{v,amb}(x) = 0 \tag{III-7}$$

$q_{a,v}(x)$  : est la quantité de chaleur échangé par convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre a la distance  $x$  de l'entrée

$q_{v,amb}(x)$  : est la quantité de chaleur perdue vers l'extérieur par convection entre la vitre et l'air l'ambient.

**III-2-4 Echanges thermiques entre les différentes composantes du collecteur :**

**III-2-4-1 Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide :**

Comme d'habitude le seul mode de transfert dominant dans un écoulement dans un tube est la fameuse convection, d'où le flux utile  $q_u$  est exprimé par la relation suivante :

$$q_u = h_{a,f} . S_{ai} (T_a - T_f) \tag{III-8}$$

$$\text{tel que } h_{a,f} = \frac{k_f . Nu_{Dai}}{D_{ai}} \tag{III-9}$$

$Nu_{D_{ai}}$  : nombre de Nusselt basé sur  $D_{ai}$

L'écoulement est considéré turbulent donc a partir de DITTUS-BOELTER [8] on a :

$$Nu_{D_{ai}} = 0.023 \cdot Re_{D_{ai}}^{4/5} \cdot Pr_f^n \quad (\text{III-10})$$

$n=0.3$  pour le refroidissement ( $T_a < T_f$ )

$n=0.4$  pour le chauffage ( $T_a > T_f$ )

$$\text{Le nombre de Reynolds } Re_{D_{ai}} = \frac{4 \cdot \rho_f \dot{m}_f}{\pi D_{ai} \mu_f} \quad (\text{III-11-a})$$

$\mu_f$  : la viscosité cinématique dynamique du fluide.

$$\text{Le nombre de Prandtl } Pr_f = \frac{\mu_f C_p f}{K_f} \quad (\text{III-11-b})$$

$K_f$  la conductivité thermique du fluide

Donc en conclus que le calcul de flux utile est passé par l'analyse adimensionnel du problème et quantifié les nombre adimensionnel pour le calcul du coefficient d'échange  $h_{a,f}$  enfin le  $q_u$

Remarque : l'échange utile est exprimé par unité de longueur d'où  $S_{ai} = \pi \cdot D_{ai}$

### III-2-4-2 Echanges thermiques entre l'absorbeur et l'enveloppe transparente :

L'échange thermique entre l'absorbeur et l'enveloppe transparente  $q_{a,v}$  est calculé a partir des échanges convectives et par rayonnement dans l'espace annulaire.

Donc on a :

- La convection naturelle de l'absorbeur vers la vitre.
- Le rayonnement de l'absorbeur vers l'enveloppe transparente.

$$q_{a,v} = q_{a,v/conv} + q_{a,v/ray} \quad (\text{III-12})$$

Le transfert de chaleur par convection dépend de la pression annulaire [19], a basse pression ( $< 0,013$  Pa) , le transfert de chaleur se fait par conduction moléculaire. Alors que des pressions plus élevées (c'est notre cas) est par convection naturelle. il existe une différence de température entre

la surface l'extérieur du tube absorbeur et la surface d'enveloppe en verre à l'intérieur, d'où la présence du transfert de chaleur par rayonnement.

en supposant que la paroi d'enveloppe en verre est opaque à un rayonnement infrarouge et des surfaces grise, pour lequel  $\alpha = \rho$ . [16]

$$q_{a,v/conv} = \frac{2\pi \cdot K_{air\ eff}}{\ln \frac{D_{vi}}{D_{ae}}} (T_a - T_v) \quad (III-13)$$

$$\text{tel que . } K_{air\ eff} = K_{air} \cdot 0.386 \left( \frac{Pr_{annu}}{0.861 + Pr_{annu}} \right)^{0.25} \cdot (F_{cyl} \cdot Ra_{Dae}) \quad [1] \quad (III-14)$$

$K_{air}$  : est la conductivité de l'air à l'espace annulaire à la température moyenne entre la surface extérieur de l'absorbeur et la surface intérieur de la vitre calculée a partir de l'expression d'approximation.

$F_{cyl}$  : est le facteur de la forme concentrique du cylindre.

$$F_{cyl} = \frac{4 \cdot \ln \left( \frac{D_{vi}}{D_{ae}} \right)}{L_c^3 \cdot \left[ \left( \frac{D_{vi}}{L_c} \right)^{\frac{1}{5}} - \left( \frac{D_{ae}}{L_c} \right)^{\frac{3}{5}} \right]^5} \quad (III-15)$$

$L_c$  est la longueur critique est donnée par la relation

$$L_c = \frac{D_{vi} - D_{ae}}{2} \quad (III-16)$$

L'échange thermique par rayonnement et donnée par [8]

$$q_{a,v/ray} = \frac{\sigma \pi D_{ae} (T_a^4 - T_v^4)}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} \left( \frac{D_{ae}}{D_{vi}} \right)} \quad (III-17)$$

Avec  $\sigma$  est la constante de Stefan Boltzmann  $\sigma = 5.670 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}^4$

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

$\varepsilon_v$  : L'émissivité de la vitre,  $\varepsilon_v = 0.935$

L'émissivité dépend de plusieurs facteurs : la température, l'état de surface, la direction du rayonnement et sa longueur d'onde. On suppose parfois, par commodité de calcul, qu'elle ne dépend que de la température. C'est l'approximation dite du corps gris [6].

$$\varepsilon_a = f(T) = 0,000327 \cdot T_a - 0,065971 \quad \text{(III-18)}$$

### III-2-4-3 Echanges thermiques entre l'enveloppe transparente et l'environnement :

L'échange thermique entre la vitre et le milieu extérieur se fait en deux mode ; la convection et le rayonnement

D'où on a la relation suivant :

$$q_{v,amb} = q_{v,amb/conv} + q_{v,amb/ray} \quad \text{(III-19)}$$

#### a- Détermination du flux échangé par convection :

$$q_{v,amb/conv} = \bar{h}_{v,amb} S_{ve} (T_v + T_{amb}) \quad \text{(III-20)}$$

Pour le calcul de  $q_{v,amb/conv}$  on doit passer d'abord par le calcul  $\bar{h}_{v,amb}$  à l'aide du nombre adimensionnel de Nusselt par la corrélation empirique suivant

#### a-1 vent calme :

Pas de vent: Quand il n'y a pas de vent, le transfert de chaleur par convection à partir de l'enveloppe de verre de l'environnement se fait par convection naturelle et la corrélation développée par Churchill et Chu est utilisé pour estimer le nombre de Nusselt [11].

$$Nu_{Dve} = \left[ 0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra_{Dve}^{1/6}}{(1 + (0.559 \cdot Pr_{v,amb})^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad \text{(III-21)}$$

$Ra_{Dve}$  : est le nombre de Rayleigh

$$Ra_{Dve} = \frac{g \beta \cdot (T_v - T_{amb}) D_{ve}^3}{\nu_{air\ amb}^2} \cdot Pr_{air\ amb} \quad \text{(III-22)}$$

$\beta$  : le coefficient du dilatation thermique

$$\beta = \frac{1}{T_{v,amb}} \quad \text{(III-23)}$$

$$\bar{h}_{v,amb} = \frac{Nu_{Dve} \cdot K_{air\ amb}}{D_{ve}} \quad (\text{III-24})$$

$K_{air\ amb}$  : la conductivité thermique de l'air estimé a la température moyenne entre la vitre et l'air ambiant

Tel que

$$\bar{T}_{v,amb} = \frac{T_v + T_{amb}}{2} \quad (\text{III-25})$$

$\bar{h}_{v,amb}$  : le coefficient l'échange convective entre la vitre et l'air ambiant à  $\bar{T}_{v,amb}$

### a-2 avec un vent de surface:

Lorsque le vent souffle, le transfert de chaleur par convection à partir de l'enveloppe en verre à l'environnement se produit par convection forcée. Le nombre de Nusselt dans ce cas est estimé à Zhukauskas '

corrélacion pour convection forcée externe avec un flux normal à un cylindre isotherme [12]:

$$Nu_{Dve} = C \cdot Re_{Dve}^m \cdot Pr_{amb}^n \left( \frac{Pr_{amb}}{Pr_{ve}} \right)^{1/4} \quad (\text{III-26})$$

$$0.7 \leq Pr_{amb} \leq 500$$

$$1 \leq Re_{Dve} \leq 10^6$$

$$n=0.37 \text{ pour } Pr \leq 10$$

$$n=0.36 \text{ pour } Pr > 10$$

$Pr_{amb}$  : Nombre de Prandtl évalué a la température ambiante.

$Pr_{ve}$  : Nombre de Prandtl évalué a la température de la surface extérieure de la vitre.

**Table 1**  
Constants for Equation (27).

$Re_D$	C	m
1–40	0.75	0.4
40–1000	0.51	0.5
1000–200000	0.26	0.6
200000–1000000	0.076	0.7

**Fig.III.5** valeur numérique des constante C et m de la relation (II-26).

**Remarque :** autre corrélation utilisée dans ce type de configuration (écoulement convective autour d'un cylindre), par exemple Churchill et Bernstein donnent : [14]

$$\overline{Nu} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} * \left[1 + \frac{Re}{282000}\right]^{5/8}$$

#### b- Détermination du flux échangé par rayonnement :

La vitre rayonne vers le environnement par une quantité  $q_{v,amb/ray}$  que l'on exprime par :

$$q_{v,amb/ray} = \varepsilon_v \cdot \sigma \cdot S_{ve} \cdot (T_v^4 - T_{amb}^4) \quad (\text{III-27})$$

#### III-2-4-4 Energie solaire globale absorbée :

L'énergie solaire absorbée est simplement donnée par la relation suivante :

$$q_{ab} = \rho_{select} \alpha_{ab} \tau_v S_e \cdot G \quad (\text{III-28})$$

$\rho_{select}$  : Coefficient de réflexion de la surface sélective.

$\alpha_{ab}$  : Coefficient d'absorption de l'absorbeur.

$\tau_v$  : Coefficient de transmission de la vitre.

$S_e$  : surface efficace du capteur.

#### III-2-4-5 calcul des pertes thermique du CCP :

Dans la des travaux publiés, on ne traite que très rarement les problèmes qui sont liés aux pertes thermiques.

Une publication récente de Mellick [9], concerne une formule semi empirique utilisée pour évaluer le coefficient globale des pertes thermiques au niveau du tube absorbeur et de l'enveloppe de verre et qui donne des résultats remarquables et satisfaisants avec une erreur de 1% par rapport à la méthode numérique, pour une gamme de température de l'absorbeur de 380 à 580K avec une émittance de l'absorbeur de 0.1 à 0.95.

Le coefficient de pertes thermiques est exprimé par : [9]

$$U_L = \left[ \frac{1}{C \left[ \frac{T_a - T_v}{1+f} \right]^{0.25}} + \frac{D_{ai}}{D_{ae}} \cdot \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \left[ \frac{\sigma \cdot (T_a^2 + T_{amb}^2)(T_a + T_{amb})}{[\varepsilon_a - 0.04(1 - \varepsilon_a) \left( \frac{T_a}{450} \right)]^{-1} - \left( \frac{D_{ai}}{D_{ae}} \right) \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right) + \frac{f}{\varepsilon_v}} \right] \quad (\text{III-29})$$

D'où

- 1-  $f$  est un facteur qui prend en considération la vitesse du vent à l'extérieur évalué par la relation suivante : [9]

$$f = \frac{D_{ai}}{D_{ai}^{1.4}} (0.61 + 1.3\varepsilon_a) h_{vent}^{-0.9} e^{[0.00325(T_a - 273)]} \quad (\text{III-30})$$

- 2-  $C$  est une constante donnée par : [9]

$$C = \frac{1.45 + 0.96(\varepsilon_a - 0.5)^2}{D_{ai} \left( \frac{1}{D_{ai}^{0.6}} + D_{ae}^{0.6} \right)^{1.25}} \quad (\text{III-31})$$

- 3-  $h_{vent}$  est le coefficient de convection du vent estimé par :

$$h_{vent} = 4 \cdot V_{vent}^{0.58} \cdot D_{ae}^{-0.42} \quad (\text{III-32})$$

On peut calculer le coefficient de pertes de thermique par une autre relation semi empirique suivante : [9]

$$U_L = \left[ \frac{1}{C (T_a - T_v)^{0.25} + \frac{\sigma (T_a^2 - T_{amb}^2)(T_a + T_{amb})}{\frac{1}{\varepsilon_a} - \left( \frac{D_{ai}}{D_{ae}} \right) \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)}} \right] + \left( \frac{D_{ai}}{D_{ae}} \right) \frac{1}{h_{vent} + \sigma \varepsilon_v (T_v^2 + T_{amb}^2)(T_v + T_{amb})} + \left( \frac{D_{ai}}{D_{ae}} \right) \frac{e_v}{K_v} \right]^{-1} \quad (\text{III-33})$$

Tel que :

$C$  est donnée par :

$$C = \frac{17.74}{(T_a + T_v)^{0.4} \cdot D_{ai} (D_{ai}^{-0.75} + D_{ae}^{-0.75})} \quad (\text{III-34})$$

$K_v$  : est la conductivité du verre.

$e_v$  : L'épaisseur de l'enveloppe transparente.

**III-2-4-6 Rendement thermique du CCP :**

Le rendement thermique du CCP est défini par :

$$\eta = \frac{\int_0^t q_u dt}{\int_0^t GS_e dt} \quad (\text{III-35})$$

Puisque le régime est permanent donc :

$$\int_0^t q_u dt = q_u = \dot{m}_f C_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (\text{III-36})$$

Cette quantité de chaleur représente l'énergie utile reçue par le fluide caloporteur.

D'où

$$\eta = \frac{\dot{m}_f C_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e})}{GS_e} \quad (\text{III-37})$$

$T_{f,e}$  et  $T_{f,s}$  sont respectivement la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.

**III-3 résolution numérique du problème :**

Notre but est la détermination des températures de sortie de fluide, de l'absorbeur et de la vitre,

Pour cela on a commencé à partir des équations du bilan thermique.

Ces équations utilisées ne sont linéaires, pour ce cas on a opté pour la méthode de discrétisation des différences finies pour résoudre les équations (II-5) (II-6) (II-7) où la température varie avec tout le long du collecteur. Nous aboutissons à un système non linéaire et pour linéaires ce dernier il fallait faire une petite approche concernant les termes de rayonnement de l'absorbeur vers la vitre et la vitre vers le milieu extérieur de tel sorte qu'on ait un système linéaire de trois équations avec trois inconnus ( $T_f, T_a, T_v$ )

**III-3-1 méthode de résolution :****III-3-1-1 Equation caractéristique pour le fluide :**

$$\rho_f C_{p,f} \dot{m}_f T_{f,j-1} - \rho_f C_{p,f} \dot{m}_f T_{f,j} + h_{a,f} P_{ai} T_{a,j} \Delta x - h_{a,f} P_{ai} T_{f,j} \Delta x = 0 \quad (\text{III-38})$$

Avec la condition aux limites :  $T_{f,0} = T_e$

### III-3-1-2 Equation caractéristique de l'absorbeur :

$$G \cdot S_{cap} \tau_v \alpha_a \rho_{sel} =$$

$$h_{af} S_{ai} (T_{a,j} - T_{f,j}) + \left[ \frac{2\pi K_{ear\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} (T_{a,j} - T_{v,j}) + \right.$$

$$\left. \frac{\sigma \cdot S_{ai} (T_{a,j-1}^2 + T_{v,j-1}^2) (T_{a,j-1} + T_{v,j-1}) (T_{a,j} - T_{v,j})}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} \left(\frac{D_{ae}}{D_{vi}}\right)} \right] \quad (III-39)$$

Avec la conduction aux limite :  $T_{a,0} = T_{a,e}$

**Remarque :** dans l'équation (II-39) on a simplifié le terme  $(T_{a,j-1}^4 - T_{v,j-1}^4)$  par

$$(T_{a,j}^2 + T_{v,j}^2)(T_{a,j} + T_{v,j})(T_{a,j} - T_{v,j})$$

et on remplaçant le terme  $(T_{a,j}^2 + T_{v,j}^2)(T_{a,j} + T_{v,j})$  par le terme  $(T_{a,j-1}^2 + T_{v,j-1}^2)(T_{a,j-1} + T_{v,j-1})$  pour rendre le système linéaire.

### III-3-1-3 Equation caractéristique de la vitre :

$$\frac{2\pi K_{ear\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} (T_{a,j} - T_{v,j}) + \frac{\sigma \cdot S_{ae} (T_{a,j-1}^2 + T_{v,j-1}^2) (T_{a,j-1} + T_{v,j-1}) (T_{a,j} - T_{v,j})}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} \left(\frac{D_{ae}}{D_{vi}}\right)}$$

$$- \bar{h}_{vent} S_{ve} (T_{v,j} - T_{amb}) - \varepsilon_v \sigma S_{ve} (T_{v,j-1}^2 + T_{amb}^2) \times$$

$$(T_{v,j-1} + T_{amb})(T_{v,j} - T_{amb}) = 0 \quad (III-40)$$

Avec  $T_{v,e} = T_{v,e} = T_{amb}$

### III-3-2 système sous la forme matricielle :

Un système de trois équations est résolu par une méthode numérique directe telle que la méthode de Gauss, Sholski ou de Gauss-Jordan.

$$[A].[T]=[B] \Leftrightarrow \begin{cases} a_{11}T_{f,j} + a_{12}T_{a,j} + a_{13}T_{v,j} = b_1 \\ a_{21}T_{f,j} + a_{22}T_{a,j} + a_{23}T_{v,j} = b_2 \\ a_{31}T_{f,j} + a_{32}T_{a,j} + a_{33}T_{v,j} = b_3 \end{cases}$$

Ou le expression du  $a_{ij}$  sont :

$$a_{11} = -\rho_f C_{p,f} \dot{m}_f - h_{a,f} S_{ai} \Delta x$$

$$a_{12} = h_{a,f} S_{ai} \Delta x$$

$$a_{13} = 0$$

$$a_{21} = -h_{a,f} S_{ai}$$

$$a_{22} = \frac{2\pi K_{air\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} + \sigma S_{ae} [(T_{a,j-1}^2 + T_{v,j+1}^2)(T_{a,j-1} + T_{v,j-1})]. \varepsilon_{TOT} + h_{a,f} \cdot S_{ai}$$

$$\varepsilon_{TOT} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} \left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}}\right)}$$

$$a_{23} = -\frac{2\pi K_{air\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} - \sigma S_{ae} [(T_{a,j-1}^2 + T_{v,j+1}^2)(T_{a,j-1} + T_{v,j-1})]. \varepsilon_{TOT}$$

$$a_{31} = 0$$

$$a_{32} = \frac{2\pi K_{air\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} + \sigma S_{ae} [(T_{a,j-1}^2 + T_{v,j+1}^2)(T_{a,j-1} + T_{v,j-1})]. \varepsilon_{TOT}$$

$$a_{33} = -\frac{2\pi K_{air\ eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ve}}\right)} - \sigma S_{ae} [(T_{a,j-1}^2 + T_{v,j+1}^2)(T_{a,j-1} + T_{v,j-1})]. \varepsilon_{TOT} - \bar{h}_{vent} S_{ve} \\ - \varepsilon_v \sigma S_{ve} (T_{v,j-1}^2 + T_{amb}^2)(T_{v,j-1} + T_{amb})$$

$$b_1 = -\rho_f C_{p,f} \dot{m}_f T_{f,j-1}$$

$$b_2 = q_{ab} = \tau_v \alpha_a \rho_{al} S_{ae} G$$

$$b_3 = -\bar{h}_{vent} S_{ae} T_{amb} - \sigma \varepsilon_v S_{ve} (T_{v,j-1}^2 + T_{amb}^2) (T_{v,j-1} + T_{amb})$$

# *CHAPITRE IV*

**IV-1 Introduction**

La résolution du système d'équations des bilans thermique au niveau de chaque partie du concentrateur par la méthode numérique de discrétisation des différences finies, un programme de calcul en fortran a été élaboré après la discrétisation des équations linéaire ce qui nous a permis d'obtenir un ensemble de résultats numériques que nous vérifions par une simulation obtenues par fluent.

**IV-2 Les données des problèmes :****IV-2-1 Les paramètres géométriques du collecteur :**

Caractéristique géométrique	La valeur (m)
Diamètre extérieur de l'absorbeur	0.07
Diamètre intérieur de l'absorbeur	0.065
Diamètre extérieur de la vitre	0.115
Diamètre intérieur de la vitre	0.109
nombre de collecteur	4
nombre de module par collecteur	12
longueur de module	12.27
largeur de miroir pour chaque collecteur	11.9

*Fig.IV-1 Les paramètres géométriques du collecteur*

**IV-2-2 Les paramètres optiques du collecteur :**

Le paramètre	La valeur
Facteur d'interception	0.92
Coefficient de réflexion ( $\rho_{sel}$ )	0.92
Transmissivité du verre	0.945
Coefficient d'absorbion ( $\alpha_a$ )	0.94
Efficacité optique	0.75

*Fig. IV-2 Les paramètres optiques du collecteur*

**IV-3 Description du programme :**

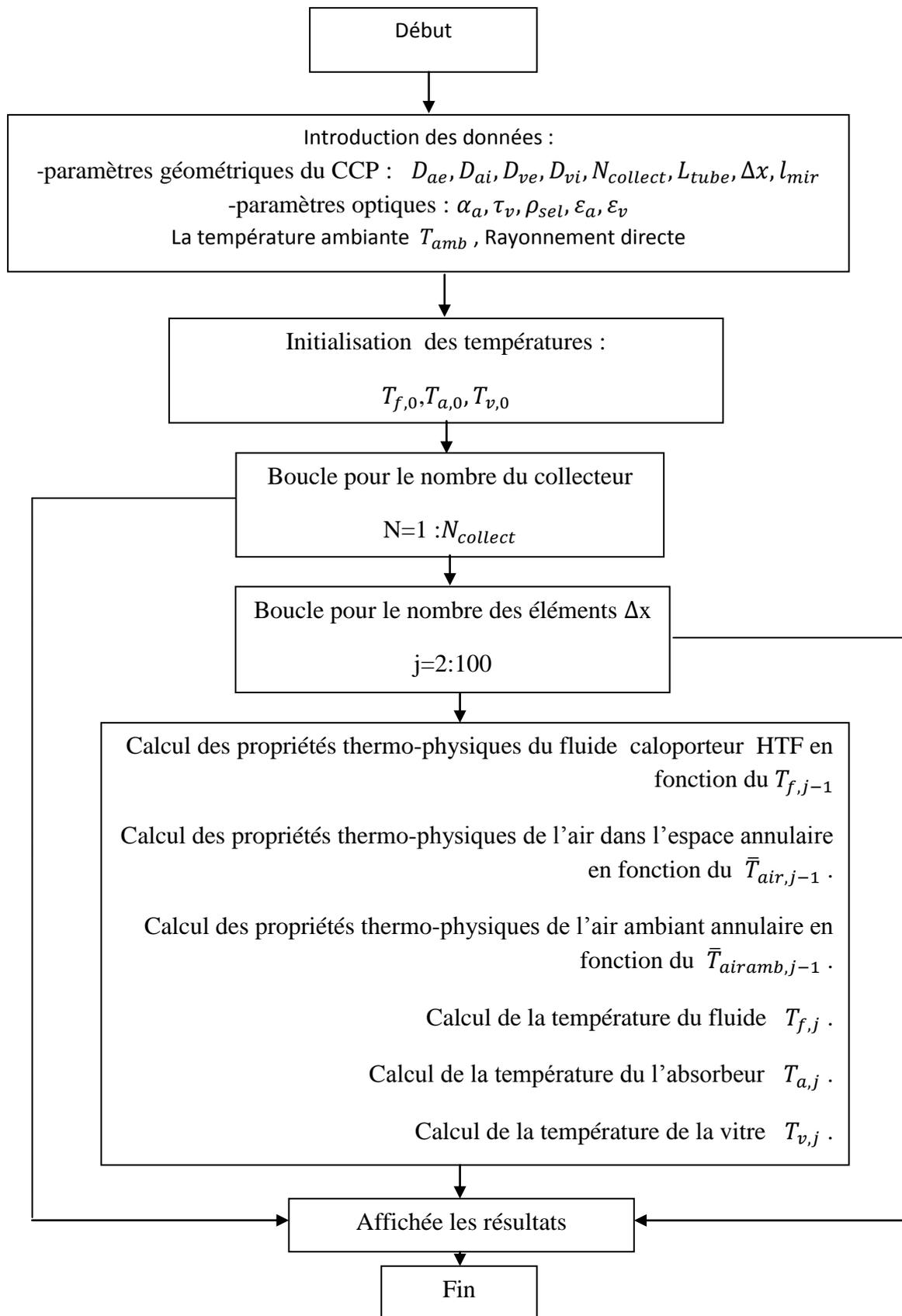
Le programme qui est un monobloc avec les étapes suivants :

- a- Initialization des températures  $T_f(1)$  ,  $T_a(1)$  ,  $T_v(1)$   
Et introduire les données de problème.
- b- Calcul de toute les propriétés thermo-physique du fluide caloporteur HTF a l'aide des formules polynomiale qu'on les obtenues à partir d'une approximation aux sens moindre carrée d'ordre un par le biais des valeurs numériques de ce fluides donné par le constructeur (Cette approximation est faite dans l'intervalle de température de notre travail) même calcul pour l'air dans l'espace annulaire et l'air ambiant.

Les proprietes thermo-physique sont :

- $\rho$  La masse volumique
  - $C_p$  La capacité calorifique
  - $\lambda$  La conductivité thermique
  - $\vartheta$  La viscosité cinématique
  - $\mu$  La viscosité dynamique
- c- Calcul des coefficients d'échange thermique de tous les modes de transfert existant dans notre problème à l'aide des corrélations empiriques
    - Coefficient de convection entre le fluide et l'absorbeur
    - La conductivité effective de l'air dans l'espace annulaire par le biais d'une formule empirique développée par les chercheurs.
    - Le coefficient d'échange convectif entre l'enveloppe transparente et l'air ambiant.
  - d- Calcul de la matrice du bilan énergétique
  - e- Résolution du système des équations trois inconnus  $T_f$  ,  $T_a$  ,  $T_v$  Par la programmation de la méthode directe de GAUSS.
  - f- Refaire la boucle jusqu'à (N) fois le nombre l'itération.
  - g- Fin de programme.

IV-4 Organigramme de calcul :



# *CHAPITRE V*

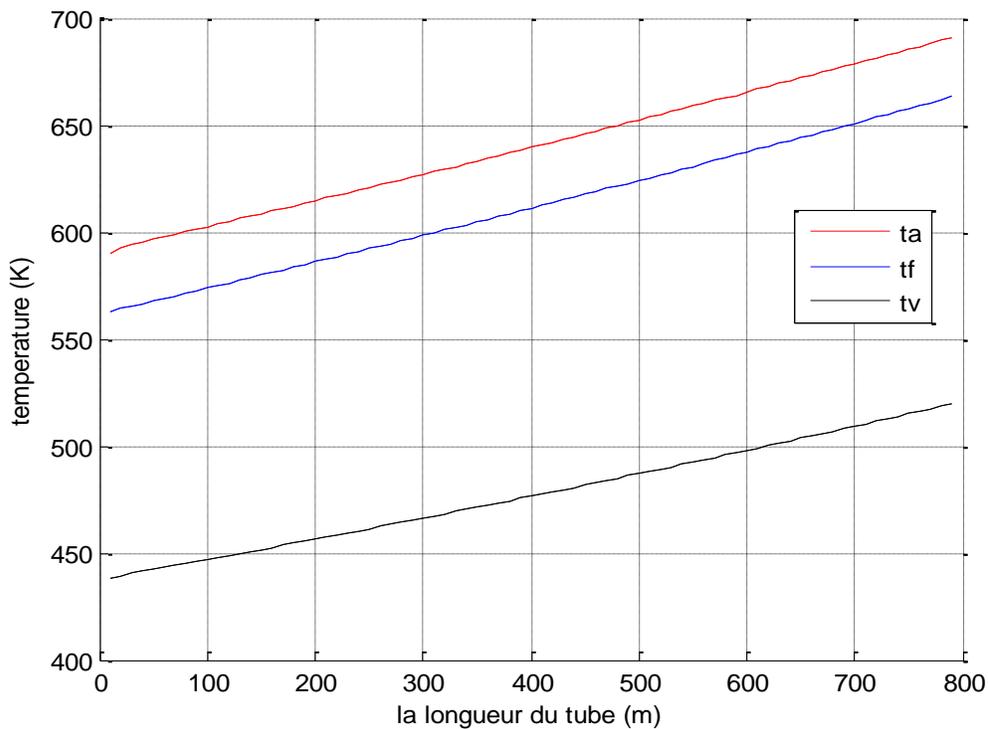
### V-1 Introduction :

La résolution du système d'équations des bilans thermique au niveau de chaque élément du concentrateur est effectuée par la méthode numérique des différences finies. Un programme de calcul en Fortran a été établi.

La résolution des équations non linéaires (III-12) et (III-19), nous a permis d'obtenir un ensemble de résultats numériques que nous avons validé par des valeurs réelles.

Une analyse de l'influence de chaque paramètre tel que le débit la longueur de tube l'intensité du rayonnement solaire a été effectuée.

### V-2 Variation de la température dans chaque élément de l'absorbeur :

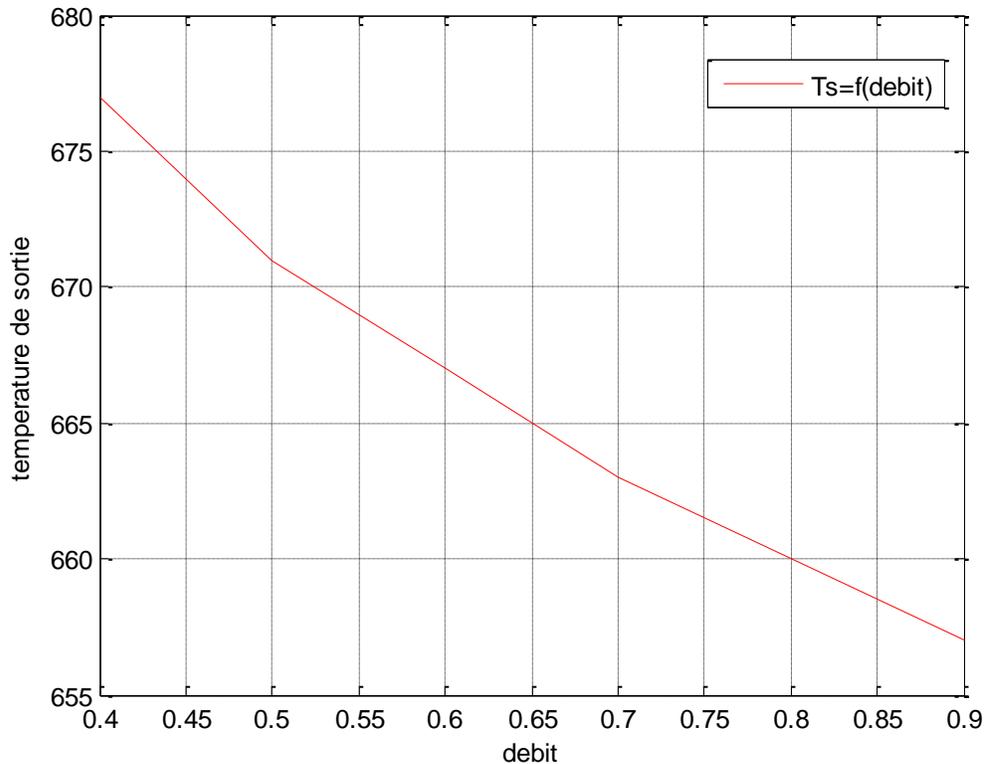


**Fig.V-1** Variation de la température dans chaque élément du collecteur

On remarque que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur ensuite le fluide ce qui est logique avec les échanges énergétiques dans notre capteur. Toute la puissance est absorbée par l'absorbeur, une partie absorbée par le fluide et une partie va sous forme de perte thermique vers la vitre ensuite vers l'ambiant par le biais du rayonnement et la convection.

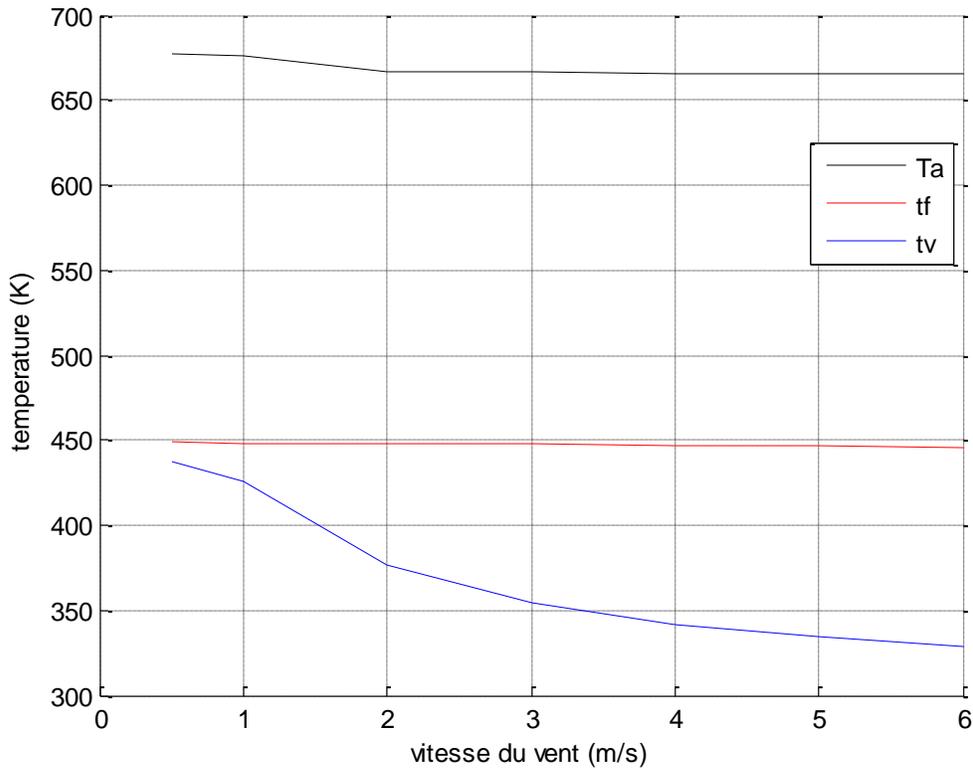
On constate aussi que la température de la vitre toute le long du tube est petite devant la température de l'absorbeur ce qui signifie l'importance de l'espace annulaire sur la diminution des pertes thermiques.

### V-3 Influence du débit sur la température de sortie de fluide :



**Fig.V.2** Influence du débit sur la température de sortie de fluide

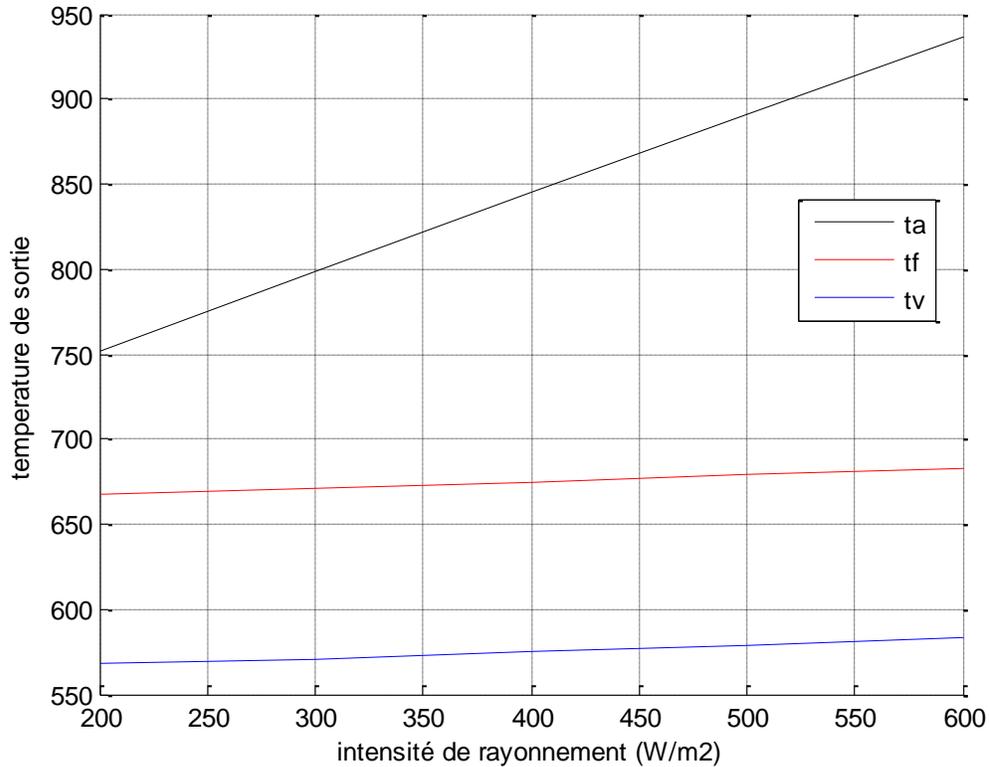
La température de sortie du fluide est inversement proportionnel au débit massique du fluide caloporteur HTF car l'augmentation du débit implique l'augmentation de la vitesse d'écoulement, cette augmentation ne laisse pas le processus d'échange thermique entre le fluide et l'absorbeur se passer bien.

**V-4 Influence de vitesse du vent sur la température de la vitre :**

**Fig.V.3** Influence de la vitesse du vent sur la température de la vitre

On constate que l'augmentation de la vitesse du vent engendre une diminution de la température de la vitre, mais la température du fluide et celle de l'absorbeur n'ont pas affectées par la vitesse du vent d'où l'utilité de cette enveloppe transparente.

Donc, le vent n'influe que sur la température de la vitre seulement.

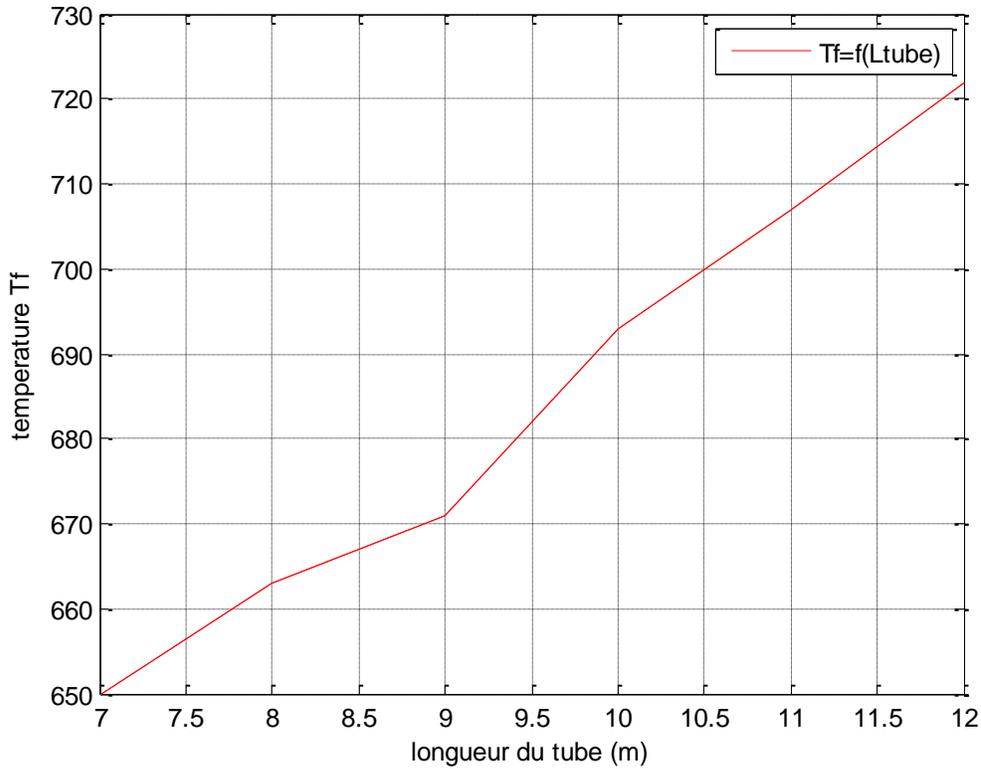
**V-5 variation de la température de l'absorbeur et du fluide en fonction de l'intensité du rayonnement :**

*Fig.V.4* variation de la température de l'absorbeur et du fluide en fonction de l'intensité du rayonnement.

Logiquement l'intensité de flux solaire a un grand effet sur les trois températures : du fluide, de l'absorbeur et de la vitre. On constate des augmentations plus importantes des températures de l'absorbeur lorsque l'intensité de flux solaire augmente.

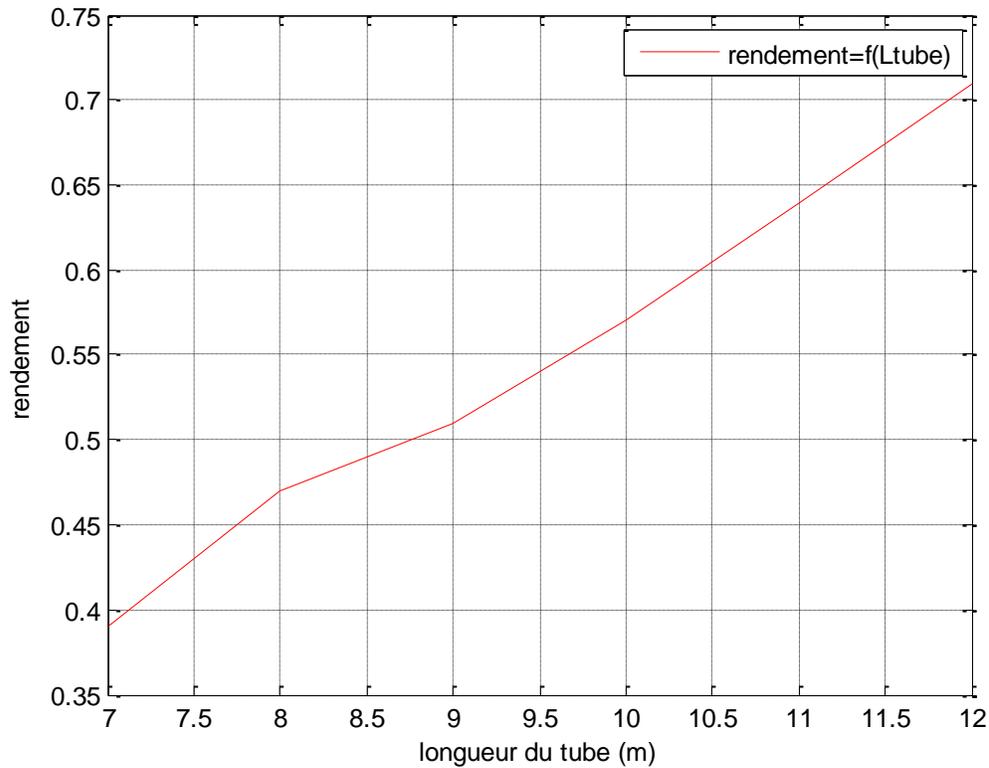
En général ces graphes nous donnent une idée globale sur les différents paramètres et leurs effets sur les performances du capteur dans le but de mieux contrôler la température de sortie du fluide caloporteur et son débit volumique d'où le contrôle de la quantité d'énergie récupérée du soleil.

**V-6 Variation de la température de sortie du fluide HTF en fonction de la longueur de tube :**



*Fig.V-5 Variation de la température de sortie du fluide HTF en fonction de la longueur de tube*

La température de sortie du fluide croît avec la longueur de tube donc 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.

**V-7 Variation du rendement thermique du capteur en fonction de la longueur de tube :**

**Fig.V.6** Variation du rendement thermique du capteur en fonction de la longueur de tube

On remarque que le rendement thermique croit avec la longueur de tube. Mais toujours sa limite est reliée avec la résistance thermique admissible des matériaux, et avec l'inertie thermique du matériau.

### V-5 Simulation par fluent :

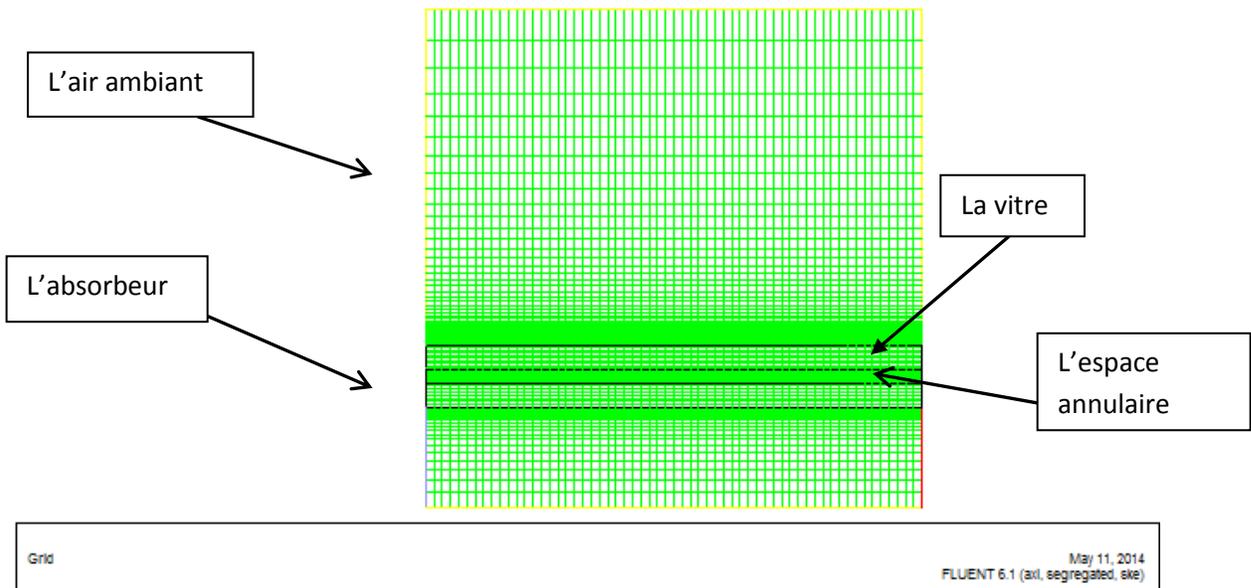
Dans ce genre de problème la simulation par fluent n'est pas facile car elle prend en considération les trois modes de transfert (conduction, convection et rayonnement), d'où la nécessité d'un domaine d'étude très difficile à définir et pour trouver des conditions aux limites qui fait convergent la solution.

#### V-5-1 Le domaine d'étude :

On a décomposé le domaine d'étude en quatre sous domaine, deux solides et deux fluides.

Les sous domaines solides sont la vitre et l'absorbeur avec chacun à leurs caractéristiques thermo-physiques que l'on doit introduire dans gambit ensuite dans le solveur fluent.

Même chose pour les deux fluides qui sont le fluide caloporteur HTF et l'air annulaire et ambiant.



*Fig.V-7 domaine d'étude avec maillage par GAMBIT*

**V-5-2 Les conditions aux limites :**

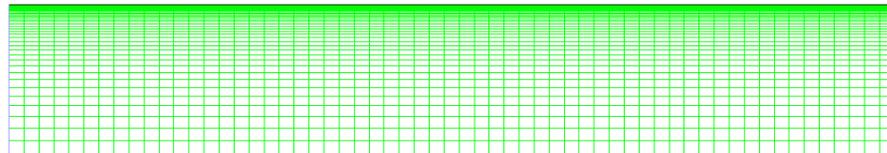
Les conditions aux limites utilisées sont des conditions cinématiques et thermiques

- 1- Le débit massique à l'entrée du tube 4gk/s
- 2- Température de l'entrée 533K
- 3- Flux de chaleur frappant l'absorbeur (400-1000) W/m<sup>2</sup>.

Pour faire convergé vers une solution acceptable avec ce domaine et avec ces condition aux limitée il impérativement de maitriser les défirent model de rayonnement que le solveur fluent travail avec.

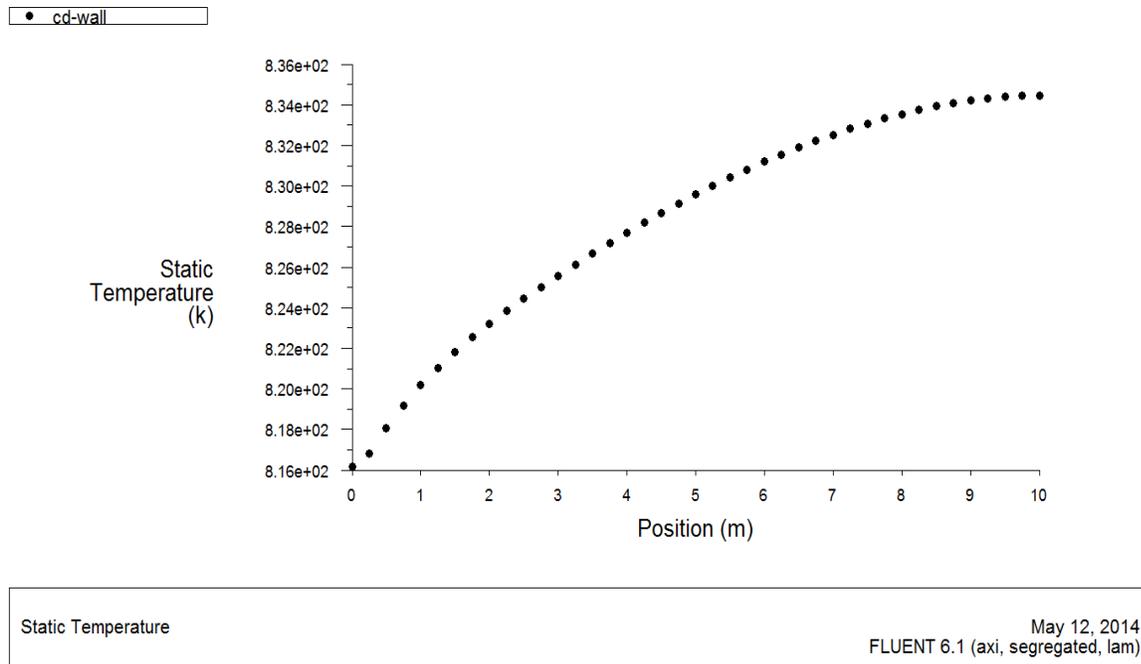
Donc on a adopté un autre méthode d'ajouter a chaque fois un éléments du tube absorbeur.

Les résultats que l'on aboutit sont les suivantes :



**Fig.V-8** Maillage d'un absorbeur tout seul.

## V-5-3 Résultats obtenues :



*Fig.V-9* variation de la température le long de tube absorbeur

On remarque que la température toujours augmente tous le long du tube.

## **Conclusion générale :**

Ce travail est une contribution à l'étude énergétique d'un concentrateur cylindro-parabolique. Il s'intéresse particulièrement à l'intensité du rayonnement et aux différents paramètres thermo-physiques du fluide caloporteur HTF, le régime d'écoulement tel que le débit, les paramètres environnementales (la vitesse du vent).

Parmi les résultats les plus importants on cite :

- La diminution du débit volumique entraîne une augmentation de la température du fluide caloporteur.
- L'augmentation du rayonnement solaire engendre une augmentation des températures de tous les éléments du collecteur.
- L'augmentation de la vitesse du vent fait augmenter la température de la vitre seulement.
- la température du fluide est proportionnellement avec la longueur du tube.
- la concentration des rayons solaire a un effet très intéressant sur le rendement thermique du capteur.

Ce modèle thermique détaillé, qui peut être utilisé pour l'analyse d'un collecteur cylindro-parabolique est présenté.

Le modèle prend en compte tous les modes de transfert de chaleur; convection dans le conduit de récepteur, dans l'espace annulaire entre le récepteur et le couvercle de verre d'une part, et de la couverture de verre et l'air ambiant d'une autre part. et le rayonnement de la conduite de récepteur de métal sur le couvercle en verre et de la couverture de verre vers le ciel.

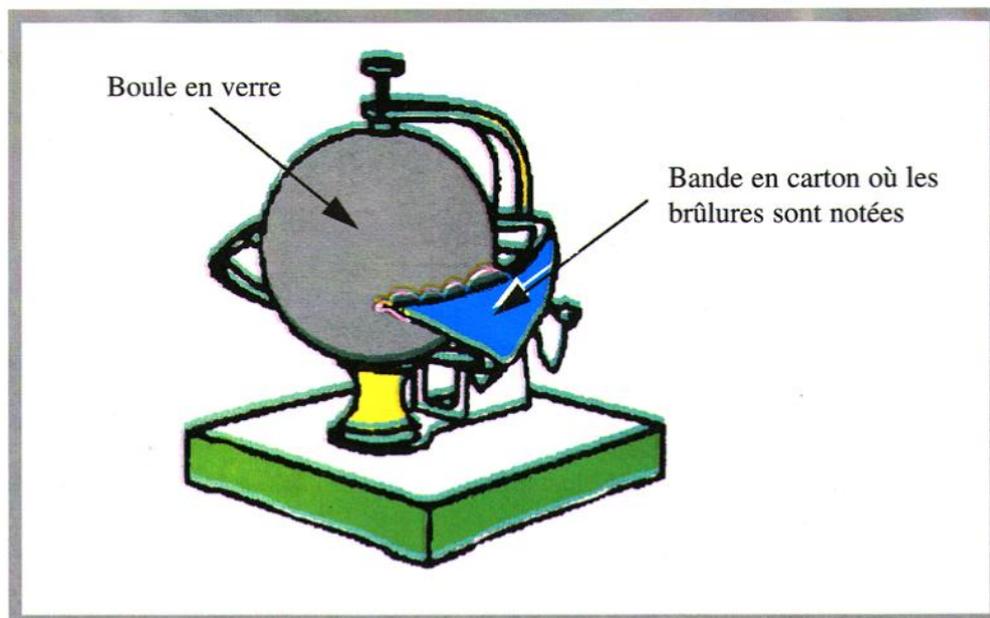
La validation du modèle a été fait en utilisant les données réelles du collecteur de Hassi-R'mel.

## **1-Appareils et Méthodes de Mesure du Rayonnement Solaire**

Les mesures du rayonnement solaire sont en général du domaine de la météorologie nationale de chaque pays ou des instituts météorologiques universitaires. Mais la technique de l'énergie solaire a besoin de ces mesures. Pour déterminer la capacité et le rendement d'un capteur solaire, il faut mesurer l'intensité du rayonnement solaire incident. Pour cela, on utilise des appareils de mesure que l'Organisation Mondiale de la Météorologie a classifiés et que les services de la météorologie de chaque pays étalonnent régulièrement.

### **1-L'Héliographe : Mesure de la Durée de l'Ensoleillement**

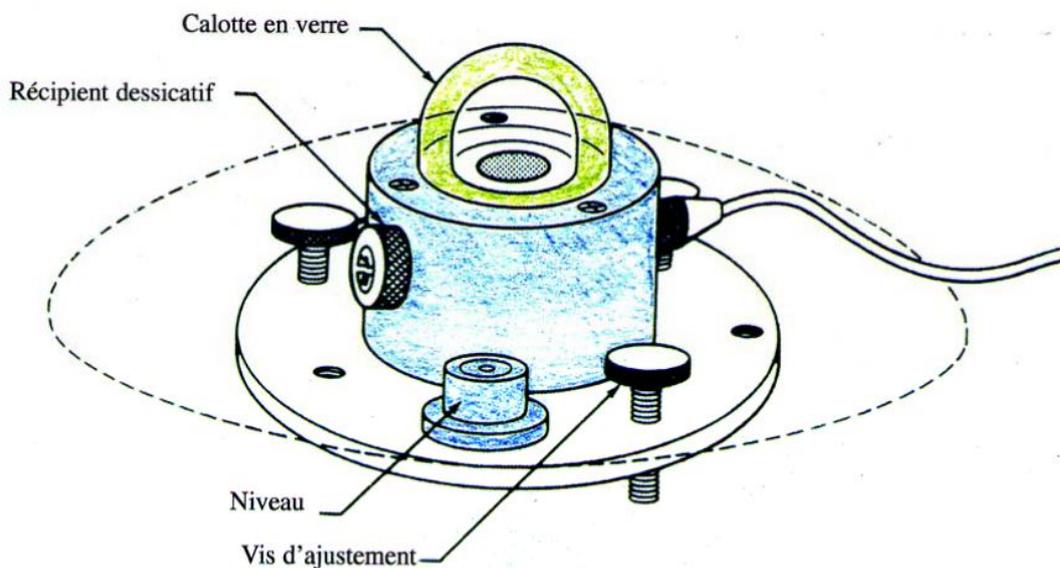
Cet appareil est conçu pour mesurer la durée de l'ensoleillement. L'irradiation directe à laquelle l'héliographe est sensible est caractérisée par l'observation de l'ombre au niveau du sol. L'instrument standard se met en fonction lorsque l'irradiation solaire dépasse une limite d'éclairement de  $200\text{W/m}^2$  soit à peu près le cinquième du maximum. Un des héliographes les plus utilisés est celui de Campbell-Stokes : il se compose d'une sphère en verre de 10cm de diamètre permettant de concentrer les rayons solaires sur une bande de carton bleu-foncé où le rayonnement laisse une trace de brûlure



*Croquis d'Héliographe de Campbell-Stokes.*

**Le Pyranomètre** : Mesure de l'irradiation globale  $G$  [ $W/m^2$ ]

Cet instrument enregistre toute l'énergie solaire qu'il reçoit aussi bien par rayonnement direct que par rayonnement diffus. En principe, l'appareil repose sur un support horizontal au but de pouvoir mesurer le rayonnement incident sur une surface également horizontale. L'angle des champs de vision est alors  $180^\circ$ . Le spectre de longueur d'onde mesuré par un pyranomètre s'étend entre  $0.2$  et  $3.0\mu m$  (de la lumière visible à la limite de l'infrarouge). L'appareil le plus couramment utilisé est le pyranomètre d'Eppley. Sa surface de réception comprend deux anneaux concentriques en argent. L'anneau intérieur est recouvert d'une couche noire, l'anneau extérieur est blanc. La différence de température  $\Delta T$  entre les anneaux est mesurée par des thermocouples qui sont en contact thermique avec les surfaces inférieures des anneaux, mais qui sont électriquement isolés. Le tout est scellé à l'intérieur d'un hémisphère en verre. Le temps de réponse est d'environ 30 secondes.

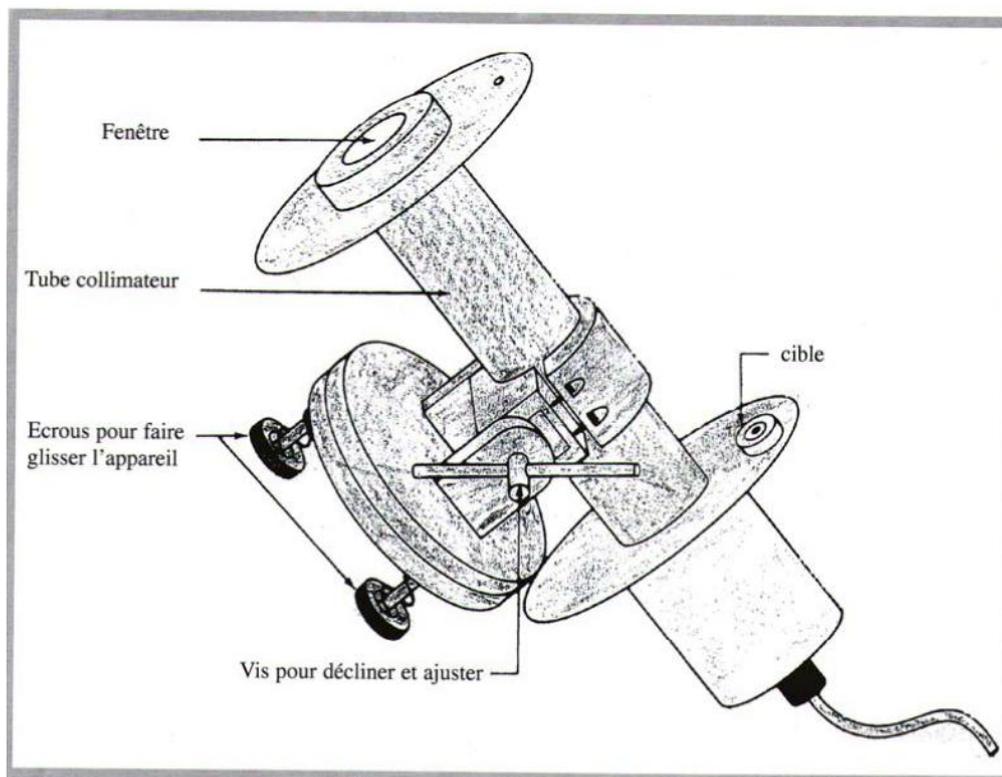


*Croquis d'un pyranometre*

**Le Pyrhéliomètre** : (Mesure de l'Irradiation Solaire Directe)

C'est un instrument pour mesurer l'irradiation directe. Cet appareil est doté, par rapport au rayonnement solaire, d'une surface normale de réception et d'un angle du champ de vision réduit ( $<12^\circ$ ).

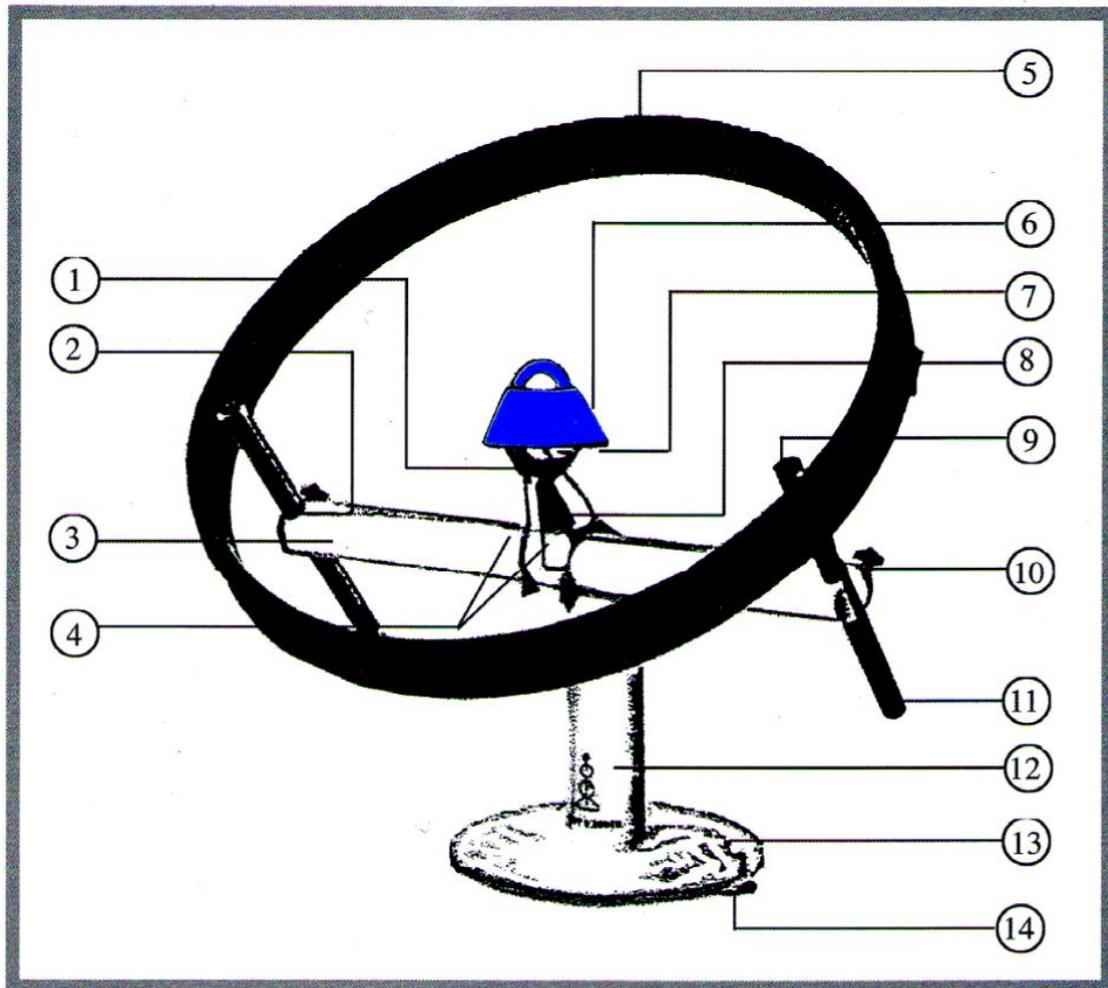
L'énergie arrive au pyréliomètre par un tube venant d'un disque solaire et d'un anneau concentrique. La version la plus utilisée est le pyréliomètre à disque d'argent, qui comprend, comme son nom l'indique, un disque d'argent noirci, placé à la face inférieure d'un tube, avec un diaphragme limitant l'angle d'ouverture. La température est mesurée à intervalles régulier



*Croquis d'un pyréliomètre.*

**Pyranomètre Spécial :**( pour Mesurer l'Irradiation Diffuse)

Le rayonnement diffus est mesuré par un pyranomètre équipé d'un écran servant à occulter le rayonnement direct. La figure suivante représente le croquis d'un tel dispositif.



*Croquis d'un Pyranomètre Spécial :( pour Mesurer l'Irradiation Diffuse)*

- 1- Boitier
- 2- Echelle en mm
- 3- Poutrelle transversale
- 4- Boulon de sécurité
- 5- Anneau servant l'ombrage
- 6- Pyranometre
- 7- Balance de nivellement
- 8- Porte Pyranometre
- 9- Cheville
- 10- Vis de fixation
- 11- Levier de réglage
- 12- Support
- 13- Pied

14- Vis de nivellement

## **2-Les méthodes de discrétisation :**

### **a- Méthode des éléments finis**

La méthode des éléments finis permet de résoudre de manière discrète une EDP dont on cherche une solution approchée suffisamment fiable. De manière générale, cette EDP porte sur une fonction  $u$ , définie sur un domaine. Elle comporte des conditions aux bords permettant d'assurer existence et unicité d'une solution.

La méthode des éléments finis présente les avantages suivants :

- Traitement possible de géométries complexes.
- Détermination plus naturelle des conditions aux limites.
- Possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.

Mais également quelques inconvénients dont :

- Complexité de mise en œuvre.
- Cout en temps de calcul et en mémoire.

Quelques formules d'approximation des dérivées partielles par des différences finies pour les dérivées partielles premières :

- Différences divisées progressives

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j}}{\Delta y}$$

Différences divisées régressives :

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\Delta x}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\Delta y}$$

Différences divisées centrées

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2 * \Delta x}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j-1}}{2 * \Delta y}$$

### **b- Méthode des différences finies**

Elle consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou noeuds du maillage.

La méthode des différences finies présente des avantages à savoir, une grande simplicité d'écriture, et un faible coût de calcul, et quelques inconvénients tels que une limitation de la géométrie des domaines de calcul, des difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue ainsi que l'absence de résultats de majorations d'erreurs. Nous donnons dans ce qui suit quelques formules d'approximation des dérivées par des différences finies pour la dérivée première :

Différence divisée progressive d'ordre un :

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_{i+1} - u_i}{h}$$

Différence divisée progressive d'ordre deux

$$\frac{du}{\partial x} \approx \frac{-u_{i+2} + 4u_{i+1} - 3u_i}{2h}$$

Différence divisée régressive d'ordre un :

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_i - u_{i-1}}{h}$$

Différence divisée régressive d'ordre deux

$$\frac{du}{\partial x} \approx \frac{3u_i - 4u_{i-1} + 3u_{i-2}}{2h}$$

Différence divisée centrée

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{h}$$

Avec :

$$h = x_{i+1} - x_{i-1}$$

### 3-Les nombres adimensionnels utilisés dans notre travail :

#### a- Nombre de Nusselt :

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection, de la longueur caractéristique et de la conductivité thermique du fluide est appelée nombre de Nusselt.

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide-surface.

$$Nu_L = \frac{h_f L}{\lambda_f}$$

$h_f$  : Coefficient de convection thermique.

L : Longueur caractéristique.

$\lambda_f$  : la conductivité thermique du fluide.

#### b- Nombre de Prandtl :

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique; il caractérise les propriétés physiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu C_{p_f}}{\lambda_f} = \frac{\vartheta}{a}$$

$C_{p_f}$  : Chaleur spécifique à pression constante.

$\lambda_f$  : Conductivité thermique du fluide.

$a$  : Diffusivité thermique.

**c- Nombre de Grashoff :**

Ce nombre caractérise la transmission de la chaleur en convection naturelle, il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de température qui y règnent.

$$Gr = \frac{\beta \rho^2 g L^3 \Delta T}{\mu^2}$$

$\beta$  : Le coefficient de dilatation thermique rapporté à la température moyenne du fluide

( $\beta = 1/T$  pour un fluide parfait).

$g$  : L'accélération de la pesanteur.

$L$  : Une dimension caractéristique.

**d- Nombre de Reynolds :**

Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité dans l'écoulement.

$$Re_L = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\vartheta}$$

$U$ : Vitesse caractéristique du fluide.

$L$  : Dimension linéaire caractéristique du corps.

$\mu$  : Viscosité dynamique.

$\vartheta$ : Viscosité cinématique.  $\rho$  : la masse volumique.

**e- Nombre de Rayleigh**

Il exprime la relation entre les nombres de Grashoff et de Prandtl. Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection naturelle turbulente.

$$Ra = Gr \times Pr$$

#### 4- Caractéristique thermo physique du fluide utilisée :

##### a- Caractéristique thermo physique du fluide HTF (heat transfer fluids):

Temp (K)	$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{p_f}$ (KJ/Kg.K)	$\lambda_f$ (W/m.K)	$\mu_f$ (mm <sup>2</sup> /s)
533	857	2.21	0.1038	$0.272 \times 10^{-5}$
544	847	2.24	0.1018	$0.256 \times 10^{-5}$
555	835	2.27	0.0998	$0.242 \times 10^{-5}$
566	824	2.30	0.0977	$0.229 \times 10^{-5}$
577	812	2.33	0.0956	$0.217 \times 10^{-5}$
589	800	2.36	0.9340	$0.206 \times 10^{-5}$
600	788	2.39	0.0912	$1.958 \times 10^{-5}$
611	775	2.42	0.0890	$1.866 \times 10^{-5}$
622	762	2.45	0.0867	$1.781 \times 10^{-5}$
633	749	4.48	0.0844	$1.703 \times 10^{-5}$
644	734	2.52	0.0820	$1.630 \times 10^{-5}$
655	720	2.56	0.0796	$1.562 \times 10^{-5}$
666	704	2.60	0.0771	$1.500 \times 10^{-5}$
672	696	2.62	0.0759	$1.470 \times 10^{-5}$

- La masse volumique

$$\rho_f = 10^3 \times (-0.0012 \times T + 1.4785)$$

- La capacité calorifique :

$$C_{p_f} = 0.0029 \times T + 0.6548$$

- la conductivité thermique

$$\lambda_f = -0.0002 \times T + 0.2116$$

- la viscosité cinématique

$$\vartheta_f = 0.00001 \times T^2 - 0.0005 \times T + 0.1902$$

b- Caractéristique thermo physique de l'air :

Air à pression atmosphérique							
T	$\rho$	$\mu$	$\nu$	$C_p$	$\lambda$	a	Pr
K	$\text{kg.m}^{-3}$	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	$\text{m}^2\text{s}^{-1}$	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\text{m}^2\text{s}^{-1}$	-
250	1,413	$1,60 \times 10^{-5}$	$0,949 \times 10^{-5}$	1005	0,0223	$1,32 \times 10^{-5}$	0,722
300	1,177	$1,85 \times 10^{-5}$	$1,57 \times 10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22 \times 10^{-5}$	0,708
350	0,998	$2,08 \times 10^{-5}$	$2,08 \times 10^{-5}$	1009	0,0300	$2,98 \times 10^{-5}$	0,697
400	0,883	$2,29 \times 10^{-5}$	$2,59 \times 10^{-5}$	1014	0,0337	$3,76 \times 10^{-5}$	0,689
450	0,783	$2,48 \times 10^{-5}$	$2,89 \times 10^{-5}$	1021	0,0371	$4,22 \times 10^{-5}$	0,683
→ 500	0,705	$2,67 \times 10^{-5}$	$3,69 \times 10^{-5}$	1030	0,0404	$5,57 \times 10^{-5}$	0,680
550	0,642	$2,85 \times 10^{-5}$	$4,43 \times 10^{-5}$	1039	0,0436	$6,53 \times 10^{-5}$	0,680
600	0,588	$3,02 \times 10^{-5}$	$5,13 \times 10^{-5}$	1055	0,0466	$7,51 \times 10^{-5}$	0,680
650	0,543	$3,18 \times 10^{-5}$	$5,85 \times 10^{-5}$	1063	0,0495	$8,58 \times 10^{-5}$	0,682
700	0,503	$3,33 \times 10^{-5}$	$6,63 \times 10^{-5}$	1075	0,0523	$9,67 \times 10^{-5}$	0,684
750	0,471	$3,48 \times 10^{-5}$	$7,39 \times 10^{-5}$	1086	0,0551	$10,8 \times 10^{-5}$	0,686
→ 800	0,441	$3,63 \times 10^{-5}$	$8,23 \times 10^{-5}$	1098	0,0578	$12,0 \times 10^{-5}$	0,689
850	0,415	$3,77 \times 10^{-5}$	$9,07 \times 10^{-5}$	1110	0,0603	$13,1 \times 10^{-5}$	0,692
900	0,392	$3,90 \times 10^{-5}$	$9,93 \times 10^{-5}$	1121	0,0628	$14,3 \times 10^{-5}$	0,696
950	0,372	$4,02 \times 10^{-5}$	$10,8 \times 10^{-5}$	1132	0,0653	$15,5 \times 10^{-5}$	0,699
1000	0,352	$4,15 \times 10^{-5}$	$11,8 \times 10^{-5}$	1142	0,0675	$16,8 \times 10^{-5}$	0,702
1100	0,320	$4,40 \times 10^{-5}$	$13,7 \times 10^{-5}$	1161	0,0723	$19,5 \times 10^{-5}$	0,706
1200	0,295	$4,63 \times 10^{-5}$	$15,7 \times 10^{-5}$	1179	0,0763	$22,0 \times 10^{-5}$	0,714

1300	0,271	$4,85 \times 10^{-5}$	$17,9 \times 10^{-5}$	1197	0,0803	$24,8 \times 10^{-5}$	0,722
------	-------	-----------------------	-----------------------	------	--------	-----------------------	-------

Après une approximation aux sens moindres carrée d'ordre un dans le domaine de température du travail [500,800] on a aboutit aux expressions des propriétés thermo-physique de l'air suivantes :

- **La masse volumique**

$$\rho_{air} = -0.0009 \times T + 1.1221$$

- **capacite calorifique**

$$C_{p_{air}} = 0.2271 \times T + 916.0714$$

- **La viscosité cinématique**

$$\vartheta = 10^{-4} \times (0.0003 \times T + 0.1078)$$

- **la conductivité thermique**

$$\lambda_{air} = 0.0001 \times T + 0.0118$$

- [1] J .Bernard, énergie solaire calculs et optimisations, édition : ellipses, 2004
- [2] Therminol VP- 1 heat transfer fluid by solutia technical bulletin 7293115C
- [3] mémoire de fin d'étude master « Etude de turbine à gaz MS5002b » UNIVERSITE Kasdi Merbah – Ouaregla
- [4] [energy.siemens.com/Steam-Turbines](http://energy.siemens.com/Steam-Turbines).
- [5] écoulement avec échanges de chaleur tome 1 Michel Fever-Marinet Sedat Tardu édition hermes science.
- [6] cours de rayonnement monsieur benmachich
- [7] mémoire magister Développement d'un logiciel de simulation des Performances thermiques des capteurs solaires plans. Université de Biskra.
- [8] SA. Kalogirou, solar thermal collectors and applications progress in energy and combustion science, edition : London, Washington DC, 2004
- [9] Lyderic Bocquet, Jean Pierre Faroux, Jacque Renault, toute la thermodynamique et la mécanique des fluides, édition : Dunod Paris,2002
- [10] Ratzel A, Hickox C, Gartling D. Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. Journal of Heat Transfer 1979;101(1):108e13.
- [11] Cengel YA. Heat transfer and mass transfer: a practical approach. 3rd ed. McGraw Hill Book Company; 2006.
- [12] Incropera F, DeWitt D, Bergman TL, Lavine AS. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. New York: John Wiley and Sons; 2007.
- [13] A.steinfeld et R.Palumbo, solar thermo chemical process technology .edition: Encyclopedia of physical science et technology ,2001
- [14] Donald R, Pitts, heat transfert, edition : series shaums, 1977.

[15] A. gama et M.hadadi et A. Malek, étude et réalisation d'un concentrateur cylindro-parabolique avec poursuite aveugle, revue énergies renouvelables, vol11.n :3,2008

[16] s.kalogéro.sliod and j.ward., a simplified méthode for estimating intercept factor of parabolique Through collectors,proceedings of the forth word renewable energy congress , Denver . Colorado .USA

[17] Mémoire de fin d'étude master calcul énergétique de l'installation hybride de thermique de Hassi R'mel (université de Biskra) juin 2013.

[18] gaz turbine engineering handbook cogeneration combined cycle power plants second edition.

## Résumé :

Dans cette étude, on s'intéresse à la simulation de la température de sortie du fluide caloporteur HTF dans un capteur solaire avec effet de concentration de type cylindro-parabolique. Pour étudier ce phénomène de chauffage, on a opté un bilan énergétique repose sur les échanges thermiques dans le tube absorbeur du capteur pour déterminer la température de sortie du fluide caloporteur. Le concentrateur solaire cylindro-parabolique contient un tube circulaire 'absorbeur' en cuivre avec une couche sélective convenable, et il est entouré par une enveloppe en verre concentrique situé le long de la ligne focale d'un réflecteur cylindro-parabolique. Un modèle mathématique a été établi pour calculer à chaque section de tube la température de sortie du fluide ainsi que les températures de l'absorbeur et de la vitre. La simulation est effectuée avec des intensités différentes d'ensoleillement. Un écart de température considérable est mis en évidence entre l'entrée et la sortie d'où l'utilité du ce type de capteur. Les résultats obtenus montrent clairement que les températures de sorties de fluide HTF varient en fonction du flux solaire, de débit massique, de longueur de tube absorbeur et des conditions climatiques environnantes tel que la température ambiante et la vitesse du vent.

Mots clés : concentrateur cylindro- parabolique, température, le tube absorbeur

## ملخص :

في هذه الدراسة ، نهتم في محاكاة درجة حرارة خروج السائل الناقل HTF للحرارة في جامع تركيز الطاقة الشمسية . لدراسة هذه الظاهرة ، تقرر بناء نموذج توازن الطاقة في انبوب الامتصاص و تبادل الحرارة من جهاز التقاط الطاقة لتحديد درجة حرارة السائل . يتضمن المكثف للطاقة الشمسية أنبوب ماص دائري الشكل من طبقة النحاس مناسبة بشكل انتقائي ، و أنها محاطة بمظروف زجاجي مغلف على طول البعد البؤري للعاكس. تم بناء نموذج رياضي لحساب درجة الحرارة في كل قسم من الأنبوب درجة حتى المخرج و درجة حرارة الماص والزجاج. يتم تنفيذ المحاكاة مع كثافات مختلفة من أشعة الشمس. تم العثور على الفرق في درجة الحرارة كبيرة بين المدخل والمخرج حيث فائدة هذا النوع من الأجهزة فأظهرت النتائج بوضوح أن درجات الحرارة عند مخرج السائل HTF تختلف وفقا لتدفق الطاقة الشمسية الشامل طول أنبوب الامتصاص والظروف البيئية المحيطة بها مثل درجة الحرارة المحيطة و سرعة الرياح.

**الكلمات المفتاحية** المركز الدائري البارابولي – درجة الحرارة- الانبوب الماص