

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERRI DE TIZI-OUZOU  
FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE



# Mémoire de fin d'études



*EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE MASTER ACADÉMIQUE*

*EN GÉNIE MÉCANIQUE*

*Option : Energétique*

*Thème :*

## **MODELISATION DE L'ABSORBEUR D'UN CAPTEUR SOLAIRE**



Proposé et dirigé par :

Mr. H. MOHELLEBI

Etudie par:

M<sup>ELLE</sup> . MOUSSAOUI Malika

**Promotion : 2012**

## ***REMERCIEMENTS***

***Ce travail à été mené à l'Entreprise Nationale de Grands Travaux Pétroliers (ENGTP), pour cela je souhaite exprimer ma gratitude à Monsieur le Directeur d'Engineering pour m'avoir accueilli ainsi qu'à Monsieur L .MOHELLEBI pour avoir assuré le bon déroulement de ce mémoire***

***Je tiens à remercier Monsieur H.MOHELLEBI d'avoir accepté de me diriger dans ce Projet et pour toute l'aide qui il m'apporté ;***

***Je remercie aussi tout les enseignants du département de génie mécanique ; en particulier ceux qui ont contribué dans ma formation de licence et de master ;***

***Je remercie les membres de jury qui me feront l'honneur d'examiner ce travail et de l'enrichir de leurs propositions.***

***Enfin je remercie toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.***

## Dédicaces

*C'est avec beaucoup de joie que j'ai l'honneur de dédier ce travail à :*

- + A mes très chers parents*
- + A ma grand mère kaïssa*
- + A la mémoire de mon grand père.*
- + A mon frère Achour et mes sœurs Lynda, Nassima et Sarah*
- + A mes oncles en particulier khali Hamou et khali Hocine*
- + A mes cousines Houria, Thanina, Sonia, Melissa, Celia, Lidia, Roza,*
- + A mes tantes Zahra, Hassina, Saliba et Malha*
- + A mon très cher Idir et sa famille*
- + A tous mes amis (es) et à toute la promotion en particulier Roza , Frakcen, Amirouche*
- + A toute ma famille de près ou de loin son exception.*

---

## *SOMMAIRE*

### INTRODUCTION GENERALE

---

#### *CHAPITRE I : Présentation du projet*

---

I. Introduction .....	1
II. Synthèse bibliographique .....	1
II.1. Capteur solaire plan .....	1
II.2. Chauffe eau solaire à thermosiphon .....	2
III. Présentation de l'entreprise .....	4
III.1. Historique .....	4
III.2. Organigramme de l'ENGTP .....	5
III.3. Activités .....	5
III.4. Objectifs de GTP .....	6
IV. Présentation du projet.....	7
IV.1. Description du chauffe eau solaire de GTP.....	7
IV.2. Etapes de réalisation de l'absorbeur.....	9
V. Conclusion.....	11

---

#### *CHAPITRE II : Les capteurs solaires plans*

---

I. Introduction :.....	12
I.1 Gisement solaire.....	12
I-2. L'énergie solaire .....	12
I.2.1. Le Soleil .....	12
I.2.2. Structure du Soleil.....	13
I.3. Mouvement de la terre autour du soleil .....	14
I.4. Calcul de la position du soleil.....	15
I.4.1. paramètres de position .....	15
I.4.1.2. coordonnées équatoriales .....	17
I.4.1.3. coordonnées horizontales.....	19
I.4.2. paramètres du temps.....	20
I.5. Caractéristiques du rayonnement solaire .....	23

---

I.5.1. Insolation.....	23
I.5.2. Les bases du rayonnement solaire.....	24
I.5. 3. Constante solaire « C* ».....	24
I.6. Evaluation du flux solaire .....	24
Le rayonnement solaire direct .....	25
Le rayonnement solaire diffus.....	27
II. Les capteurs solaires plans.....	29
II.1. Les capteurs sans vitrage : .....	29
II.1.1. Le capteur moquette :.....	29
II.1.2. Les capteurs à air pour le séchage :.....	30
II.1.3. Les capteurs sans vitrage à absorbeur métallique.....	30
II.2. Les capteurs plans vitrés.....	30
II.3. Les capteurs à tubes sous vide .....	31
III.3.1. Les capteurs à tube sous vide à effet thermos .....	32
II.3.2. Les capteurs à caloduc .....	32
III. Conclusion.....	32

---

*CHAPITRE III : Les échangeurs*

---

I. Introduction.....	33
I.1 Critères de classement des échangeurs .....	33
a) Classement technologique.....	33
b) Classement suivant le mode de transfert de chaleur .....	34
c) Classement fonctionnel .....	34
d) classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	34
e) Classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides .....	35
f) Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	35
I.2 Généralités sur les ailettes.....	35
I.3 Les modes de transfert de chaleur caractérisant les échangeurs .....	37
I.4 Définition de l'échangeur élémentai .....	39
I.4.1 Aspect externe : échangeur comme quadripôle .....	39
I.4.2 Aspect interne : échange élémentaire.....	40

---

II. Méthodes de calcul .....	43
II.1 Méthode $\Delta TLM$ : .....	43
II.1.1 Cas d'un échangeur à Co-courant.....	43
II.1.2 Cas d'un échangeur à Contre courant.....	45
II.1.3 Cas d'un échangeur à courants croisés .....	47
II.2 Méthode de NUT ( Nombre d'Unité de Transfert ).....	50
II.3 Efficacité d'un échangeur .....	51
III. Echangeur à plaque ondulée et tubes.....	53
Conclusion.....	55

---

*CHAPITRE IV : Bilan thermique de l'absorbeur*

---

I. Introduction.....	56
II. Données géométriques.....	56
III. Bilan thermique.....	59
V. Conclusion.....	76

---

CONCLUSION CENERALE

# ***LISTES DES FIGURES***

<b>Figure</b>	<b>Intitulée</b>	<b>Page</b>
I.1	vue du chauffe eau solaire	7
I.2	représentation schématique du chauffe eau solaire à thermosiphon	8
I.3	Vue éclatée du capteur solaire plan étudié	9
I.4	Différentes étapes de la réalisation de l'absorbeur	10
II.1	Structure du soleil en coupe	13
II.2	Mouvement de la terre autour du soleil	14
II.3	Les coordonnées terrestres d'un lieu donné	15
II.4	schéma qui montre l'angle d'inclinaison dans un capteur thermique	16
II.5	Les coordonnées équatoriales	17
II.6	Les coordonnées horizontales d'un astre.	19
II.7	Distribution spectrale du rayonnement électromagnétique	23
II.8	Les composantes du rayonnement solaire	24
II.9	La géométrie d'un plan incliné d'un angle $\beta_1$ par rapport à l'horizontale.	26
II.10	schéma d'un capteur moquette	29
II.11	Vue schématique d'un capteur solaire avec absorbeur tubulaire	30
II.12	schéma d'un capteur à tube sous vide à effet thermos.	31
II.13	schéma d'un capteur à tube sous vide à caloduc.	32
III.1	Différents types d'échangeurs.	34
III.2	Différents configurations d'ailettes	36
III.3	Schéma du quadripôle	40
III.4	Profil de température et de vitesse dans un tube	41
III.5	Schéma d'un échangeur Co-courant	43
III.6	Distribution des températures dans un échangeur co-courant.	45
III.7	Schéma d'un échangeur contre courant	45

III.8	Distribution des températures dans un échangeur contre-courant.	47
III.9	Profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique	47
III.10	Echangeur a courants croisés	48
III.11	Facteur de correction <b>F</b> pour deux types d'échangeurs à tubes et à calandre.	49
III.12	Facteur de correction <b>F</b> pour deux types d'échangeurs à courants croisés avec une seule passe de chaque fluide	50
III.13	Evolution de l'efficacité en fonction de $NUT$ et de $C_r$ , pour un échangeur co-courant	52
III.14	Evolution de l'efficacité en fonction de $NUT$ et de $C_r$ , pour un échangeur contre-courant	52
III.15	Evolution de l'efficacité en fonction de $NUT$ et de $C_r$ , une passe côté calandre et multiple de deux passes côté tube	53
III.16	Evaluation du rendement des capteurs en fonction de la distance entre les tubes	54
IV. 1	plaque absorbante	56
IV. 2	coupe de la plaque	57
IV. 3	Repérage d'un ensemble tubes-ailettes.	57
IV. 4	Bilan thermique sur un élément d'ailette de l'ensemble tube-ailettes.	59
IV. 5	schématisation de l'élément Sp	63
IV. 6	Schéma représentatif de deux sections	66
IV. 7	schématisation de l'élément Sp	68
IV. 8	Température de l'eau à sortie du ballon en fonction de temps	73
IV. 9	Température mesurée sur la paroi à l'entrée du capteur en fonction de temps	74
IV. 10	Température mesurée sur la paroi à la sortie du capteur en fonction de temps	74

IV. 11	Enregistrement de température de la lame d'air en fonction de temps pendant 24 heures
--------	---

75

## Nomenclature

a	L'azimut	-
alb	Albédo du sol	-
C	correction de la distance terre-soleil	-
C*	constante solaire	-
Cp	Chaleur massique	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
D	L'éclairement diffus	$\text{w/m}^2$
d	diamètre	m
dj	Durée de jour	-
e	épaisseur	m
g	Accélération de la pesanteur	$\text{m/s}^2$
$G_r$	Nombre de Grashof	-
h	Hauteur angulaire	degré
$h_c$	Coefficient d'échange par convection	$\text{w/m}^2\text{k}$
hr	Coefficient d'échange par rayonnement	$\text{w/m}^2\text{k}$
$N_U$	Nombre de Nusselt	-
Re	Nombre de Reynolds	-
S	Rayonnement direct	$\text{w/m}^2$
SS	Durée d'insolation	heure
$SS_0$	Durée maximale d'insolation	heure
$T_a$	Température de la lame de l'air	$^\circ\text{C}$
$T_{ab}$	Température de l'absorbeur	$^\circ\text{C}$
$T_f$	Température moyenne du fluide	$^\circ\text{C}$

---

TL	Temps l'égale	heure
$T_p$	Température de la plaque	°C
TSM	Temps solaire moyen	heure
TSV	Temps solaire vrais	heure
TU	Temps universel	heure
$T_v$	Température de la vitre	°C
$T_\infty$	Température au loin de la paroi	°C
$T_{fs}$	Température de sortie du fluide froid	°C
$T_{cs}$	Température de sortie du fluide chaud	°C
$T_e$	Température de la paroi externe du tube au contacte de l'ailette	°C
$T_{fe}$	Température d'entrée du fluide froid	°C
$T_{ce}$	Température d'entrée du fluide chaud	°C
$T_m$	Température moyenne	°C
G	Rayonnement globale	w/m <sup>2</sup>
$P_r$	Nombre de Prantl	-
NUT	Nombre d'unité de transfert	-
$\Delta TLM$	Moyenne logarithmique des différences de températures	°C
L	Longueur de la plaque	m
L	longitude	degré
2l	Largeur de l'ailette	m
F	Facteur de correction pour les échangeurs à courant croisé	-
E	Efficacité de l'échangeur	-
m	Débit massique	Kg/s
k	Coefficient global d'échange	w/m <sup>2</sup> k

Ra	Nombre de rayleigh	-
S	Surface de la plaque	m <sup>2</sup>
∅	Flux de chaleur	w

### Lettres grecs

$\rho$	Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique	w/m°C
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s
$2\alpha$	Angle d'ouverture	degré
$\beta$	Inclinaison de capteur	degré
$\beta'$	Coefficient de dilatation	°C <sup>-1</sup>
$\delta$	Déclinaison du solaire	degré
$\omega$	Angle horaire	degré
$\varphi$	latitude	degré
$\sigma$	Fraction d'insolation	-
$\sigma$	Constante de STEFAN- BOLTZMAN	w/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\Psi_0$	Longitude Greenwich	-
$\varepsilon_v$	Emissivité de la vitre	-
$\varepsilon_{ab}$	Emissivité de la plaque absorbante	-
$\Delta$	Décalage horaire	heure

### Indices :

f	froid
c	chaud

i	intérieur
e	extérieur
a	aillette
t	total
max	maximum
min	minimum
r	rayonnement
c	Convection
p	plaque
t	tube
ab	absorbeur
v	vitre
a	air
p1	Paroi externe
p2	Paroi interne

*Introduction*  
*Générale*

## Introduction Générale

Depuis quelques dizaines d'années, les appels au développement des énergies renouvelables et à leur utilisation progressive n'ont jamais cessé. Les pays industrialisés ont lancé ces appels depuis le premier choc pétrolier. Ils les ont renforcés depuis l'observation de l'effet de serre et la compréhension du phénomène. Les pays en voie de développement utilisaient ces énergies déjà mais à petite échelle, selon les moyens et selon les besoins. Leur utilisation à grande échelle nécessite beaucoup d'efforts scientifiques, technologiques et financiers.

L'Algérie est un pays potentiellement intéressant pour l'exploitation de l'énergie solaire. Il dispose en effet sur un territoire d'un gisement solaire considérable. Il est donc du plus grand intérêt pour un pays comme l'Algérie de pouvoir estimer les potentialités offertes par un tel type d'énergie et d'identifier les moyens de s'en servir et l'intégrer dans la stratégie de la politique énergétique du pays.

Une des applications les plus intéressantes de l'énergie solaire, le chauffage de l'eau est actuellement l'application la plus rentable de cette énergie et donc celle qui a la plus grande chance de se développer à court terme.

L'objet de ce travail est l'étude thermique d'un chauffe eau solaire avec la modélisation du capteur constitué de tubes soudés, logés dans une plaque ondulée.

Le présent mémoire est structuré en 4 chapitres

- ❖ Le premier chapitre porte sur la présentation du projet et les différents travaux réalisés sur le chauffe eau solaire à thermosiphon et sa partie principale que représente le capteur plan.

- ❖ Le second chapitre est consacré à une étude théorique des capteurs solaires.

- ❖ Le troisième chapitre traite les échangeurs de chaleurs qui constituent le cœur de tout capteur.

- ❖ Le quatrième chapitre est consacré pour le bilan thermique de l'absorbeur afin d'évaluer le coefficient d'échange global de ce type d'échangeur.

# **Chapitre I**

## *Présentation du projet*

## I. Introduction

Un prototype de chauffe eau solaire à été réalisé au niveau de L'Entreprise Nationale des Grands Travaux pétroliers (ENGTP) sise à la zone industrielle de Réghaia, Alger. L'entreprise vise, dans une première étape, à apporter des solutions afin de l'améliorer et le développer pour aller ensuite vers sa commercialisation.

Ce projet qui s'inscrit dans le cadre du programme national de développement des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique, vise à "créer et à accélérer le développement du marché du chauffage solaire de l'eau sanitaire en Algérie", contribuant ainsi à réduire la consommation nationale du gaz naturel, les émissions de gaz à effet de serre et d'améliorer l'approvisionnement en énergies dans les régions les plus éloignées.

## II. Synthèse bibliographique

Le présent chapitre porte sur la synthèse bibliographique en rapport avec Les différents travaux réalisés sur le chauffe eau solaire à thermosiphon et sa partie principale que représente le capteur plan

### II.1. Capteur solaire plan

Les premiers travaux portant sur la théorie du capteur plan ont été établis par **Hottel** et **Woertzen 1942** [1].

Depuis, d'autre études ont été faites sur différentes configurations de capteurs plans, notamment celle de **Bliss** [2] en **1959**, qui a déterminé le rapport des résistances thermiques représentant les échanges thermiques entre le fluide, l'absorbeur et l'extérieur et ceci pour un fluide circulant entre deux plaques parallèles.

Différentes configurations de la plaque absorbante ont été traitées telles que l'absorbeur constitué de tubes soudés à des ailettes et l'absorbeur composé de tubes soudés au-dessus d'une plaque absorbante [3].

Les travaux de **A. Whilier** [4] en **1959**, se sont intéressés à la détermination de la fixation la plus appropriée entre le tube et la plaque absorbante.

**S.I Abdel-khallik** [5] a établi une modélisation du capteur plan dont le tube en serpentin est soudé au dessus de l'absorbeur. D'autres recherches concernant les pertes thermiques du

capteur plan vers l'extérieur ont abouti à l'élaboration de relations empiriques, comme celle du coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur établie par **S.A Klein** [6]. Relation améliorée par d'autres auteurs tels que **V.K Agarwall et al** [7] en 1981. **J.L.A Francy et al** [8] en 1985.

**N. Kasbadji** [9] en 1986 a établi une étude théorique et expérimentale des performances instantanées de trois capteurs plans à eau, à savoir le capteur plan classique, le capteur plan entièrement en plastique et le capteur plan à fibres de verre. Elle déduit que le capteur à fibres de verre affiche des performances meilleures que les deux autres.

Le travail de **N. Younsi** [10] en 1989, porte sur une étude expérimentale d'un capteur plan en régime permanent réalisé à l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES). Elle établit une étude comparative de sa courbe de rendement avec celle du capteur plan réalisé au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER).

**A. Benkhelifa** [11] en 1998 a présenté un modèle mathématique permettant de calculer les pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire plan (entre l'absorbeur et l'ambiance). Après avoir comparé les résultats obtenus par rapport à ceux issus de relations empiriques rencontrées dans la littérature, il a exploité le programme de calcul pour étudier l'influence de quelques paramètres physiques et géométriques sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur.

### II.2. Chauffe eau solaire à thermosiphon

Le chauffe eau solaire, avec ses constituants, a fait l'objet de nombreuses études, notamment celle rapportées par **J.A Duffie et W.A Beckman** [3] depuis les années soixante. **R. Lazzarin** [12] en 1981 a récapitulé les différentes méthodes de performance du chauffe eau solaire, telles que la méthode F-Chart, la méthode de Lunde et les méthodes stochastiques.

**D.J Close** [13] en 1962 a développé un modèle analytique pour la prédiction quotidienne d'un système à thermosiphon par temps clair et sans soutirage. Il développe une équation différentielle décrivant la variation de la température moyenne de stockage en fonction du temps par ciel clair.

**C.L Gupta et H.P Garg** [14] en 1968, modifient le modèle de Close en tenant compte de l'efficacité de l'échange de chaleur de l'absorbeur et en considérant le cas du ciel variable. Ils utilisent les séries de Fourier pour l'estimation du rayonnement solaire et de la température

ambiante.

Ces travaux ont été repris par **K.S Ong** [15,16] qui utilise la méthode des différences finies pour la résolution des équations. Il divise le système en un nombre fini de sections et suppose que chaque section est maintenue à une température uniforme. Il introduit des données moyennées du rayonnement solaire et la température ambiante pour simuler la variation de la température moyenne de stockage et du rendement du capteur.

**J.M Baughn** et **D.A Dougherty** [17] en **1977**, modifient le modèle de Ong en incluant un modèle plus détaillé du capteur plan. Un programme d'analyse thermique est conçu à l'aide des analogies électriques pour résoudre les problèmes complexes et pour accélérer le calcul.

**A. Mertol** [18] en **1983**, a analysé les performances d'un chauffe eau à thermosiphon avec échangeur de chaleur immergé dans un réservoir de stockage en utilisant les mêmes techniques que J. Huang [19], à savoir sans soutirage et à température ambiante constante. Par contre il tient compte des pertes dans les conduites de connexion.

Dans le cadre de son ingénierat **N. Rahni** [20] a estimé les performances mensuelles moyennes à long terme d'un chauffe eau solaire à thermosiphon à l'aide de la méthode F-charte pour différents sites algériens.

**T. Akeblersane** et **M. Boutouil** [21] en **1984**, ont étudié les performances thermo hydrauliques d'un chauffe eau solaire. En comparant, les résultats de la simulation avec les données enregistrées sur un chauffe eau solaire placé à l'hôpital de Beni-Messous, ils concluent que les résultats sont très proches.

Le travail de **M. Radouane** [22] en **1994**, a consisté à déterminer les performances d'un chauffe eau solaire installé dans plusieurs régions du pays telles que Annaba, Oran, Djelfa, Adrar et Tamanrasset. Il déduit que le rendement est presque identique pour chacune des régions suscitées.

**L.Mansour Ouahchia** et **R.Miri** [23] en **1999** : ont étudié l'influence des paramètres géométriques et thermiques sur la convection naturelle dans l'espace confiné entre les tubes ailettes et fond isolé d'un chauffe eau solaire, on supposant que les tubes sont à température constante, le fond est adiabatique. Ils ont présenté, comme résultats, le tracé des lignes de

courant pour chaque cas ainsi que le champ de température puis l'évolution du nombre de Nusselt Global en fonction des paramètres gouvernants

**F. Sahnoune, M. Belhamel et M. Zelmat** [24] en **2011** : Ils se sont intéressés à l'étude des performances thermiques des chauffe eau solaires à travers une étude comparative entre deux sites algériens, en l'occurrence Alger et Adrar. Les performances d'une installation de production d'eau chaude sont garanties, grâce aux outils de calcul et de dimensionnement (Solo, Simsol, etc.).

Notre travail porte sur la modélisation mathématique de l'absorbeur, plaque, tubes afin d'en déduire l'efficacité et d'estimer les flux énergétiques résultant des échanges thermiques.

## III. Présentation de l'entreprise

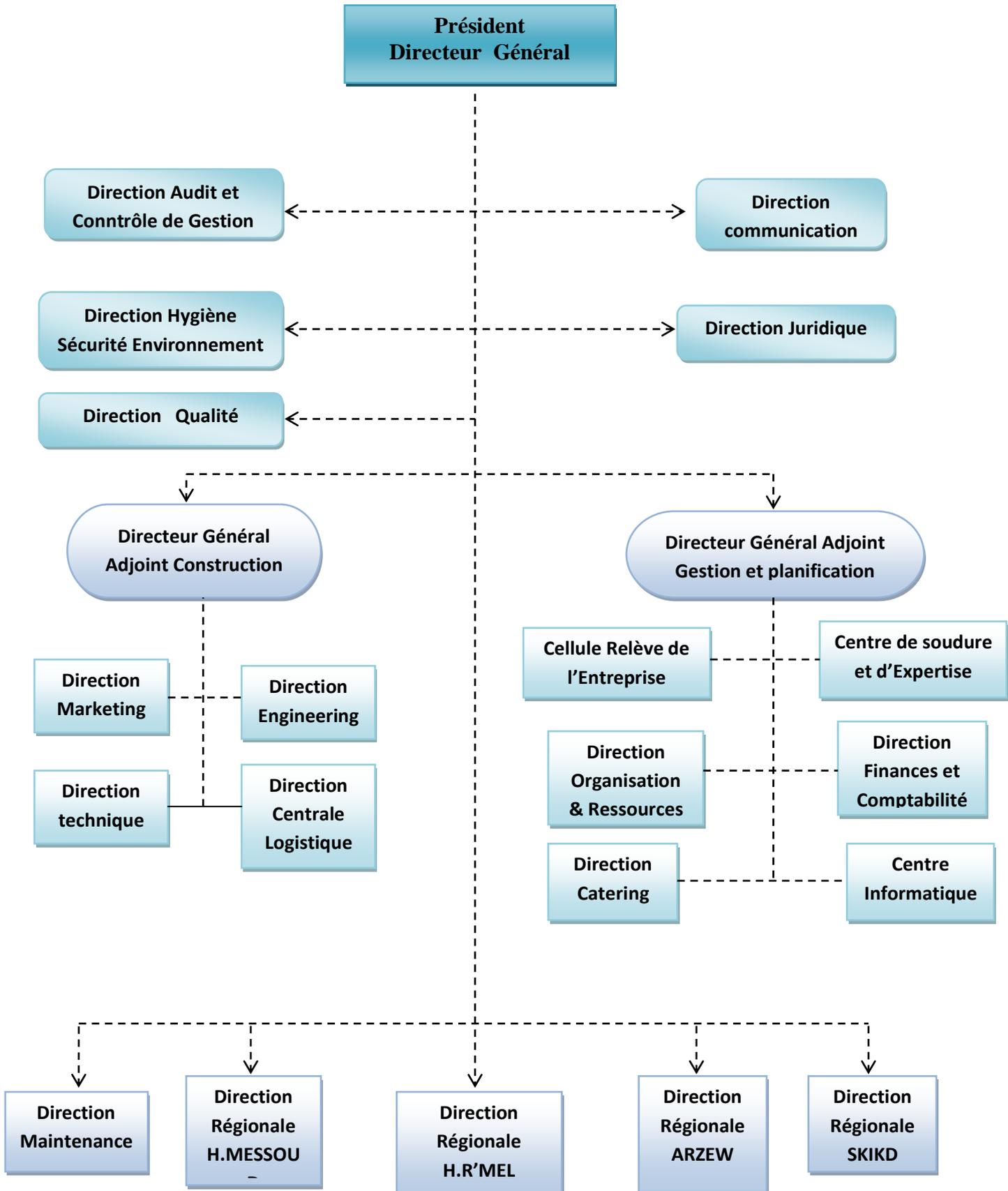
### III.1. Historique

L'Entreprise Nationale de Grands Travaux Pétroliers « ENGTP » est une Société par actions créée, le 19 février 1989, ses actions étaient détenues d'une part par la société mère Sonatrach à 51% et d'autre part par la Société de Gestion de participation à 49% jusqu'au 13 Décembre 2005 où toutes ses actions sont détenues à 100 % par Sonatrach.

- ◆ En 1999, l'augmentation du capital social de 570.000.00 DA à 1.650.000.00 DA, et division des actions comme suit : 51% attribuées à Sonatrach ; 49 % attribuées au Holding public réalisations et grands travaux. Les directions centrales administratives existantes sont renforcées par la création d'une quatrième direction : la direction audit et système.
- ◆ En 2002, son chiffre d'affaires s'élève à 8.89 milliards de dinars. Création d'une cinquième direction administrative : la direction catering (chargée des domaines hôtellerie et restauration - base vie).
- ◆ En juillet 2003, un chiffre d'affaires de 10 milliards de dinars, soit une augmentation de 11.11 %. Décision d'application de l'organigramme adapté à la création de la direction catering et prévoyant deux directions générales adjointes (antérieurement une direction adjointe existée dans l'organisation), la direction organisation et planification est amoindrie et une organisation audit est créée ;

Un assistant marketing puis une direction qualité ont été mis en place. Auparavant, une cellule de communication a été également ajoutée.

III.2. Organigramme de l'ENGTP



### III.3. Activités :

- Etudes, procure-ment, supervision, essais et mise en service d'installations industrielles.
- Génie-mécanique (préfabrication et montage de structure métallique de tuyauteries d'équipements statiques ou dynamiques...).
- Canalisation (topographique, bardage de tubes, soudage et contrôle, testes hydrostatiques et protection cathodiques).
- Soudage (procèdes SMA W, GTA W, GMA W, FCA W, SA W).
- Contrôle (non destructif par rayons x, rayons Gamma et destructif par compression, traction, pliage, résilience et macrographie).
- Traitement thermique.
- Génie-civil et bâtiments industriels (travaux et terrassements généraux de fondations des équipements, de VRD...).
- Génie-électrique (installation d'équipements électriques et d'instrumentations, étalonnage et montage des instruments ...).
- Maintenance industrielle (intervention préventive par la mise à disposition d'équipes d'entretien ou curative par la remise en état d'équipements ou d'organes d'une usine en exploitation).

### III.4. Objectifs de GTP

Les objectifs que cherche à atteindre GTP sont :

- Le développement et l'amélioration de la rentabilité de ces activités.
- La fidélisation de sa clientèle.
- Une exploitation de toutes les opportunités offertes par la mondialisation tant au niveau national qu'international.
- La pénétration des marchés extérieurs.
- L'augmentation de son chiffre d'affaires et de sa part de marché

## IV. Présentation du projet

### IV.1. Description du chauffe eau solaire de GTP

Le Chauffe eau solaire objet de la présente étude, basé sur l'effet thermosiphon, est composé de deux éléments essentiels, le capteur plan dont les caractéristiques sont données dans le tableau (IV-1) et la cuve de stockage, de forme cylindrique isolée thermiquement par une couche de mousse polyuréthane. Le tout est contenu dans un coffrage métallique, figure (I-1)



Figure (I-1) : vue du chauffe eau solaire

Ces deux parties sont reliées entre elles par des conduites. Sous l'effet du rayonnement solaire, l'eau contenue dans le capteur s'échauffe et sa densité diminue. Cette variation de densité provoque la circulation du fluide par effet thermosiphon. Pour que le processus soit possible, le ballon de stockage doit être obligatoirement placé au-dessus du capteur solaire.

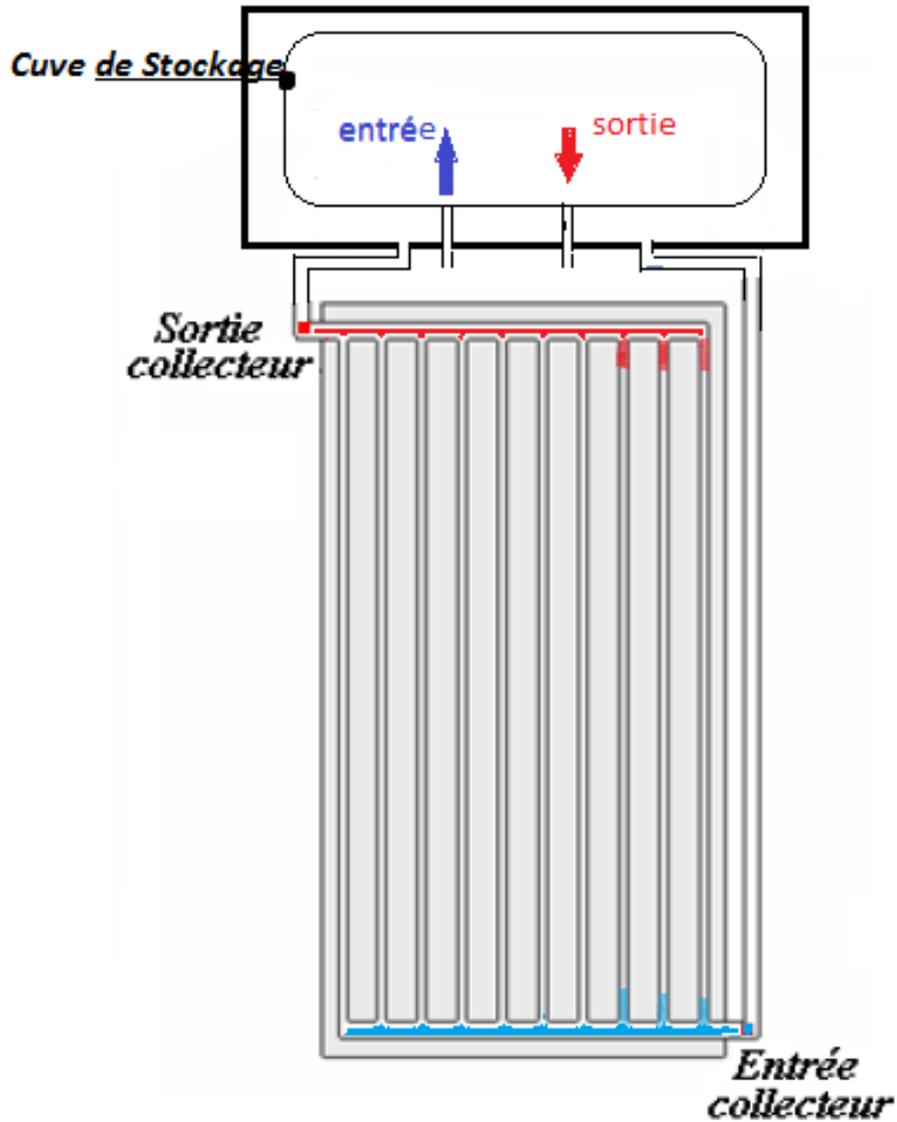
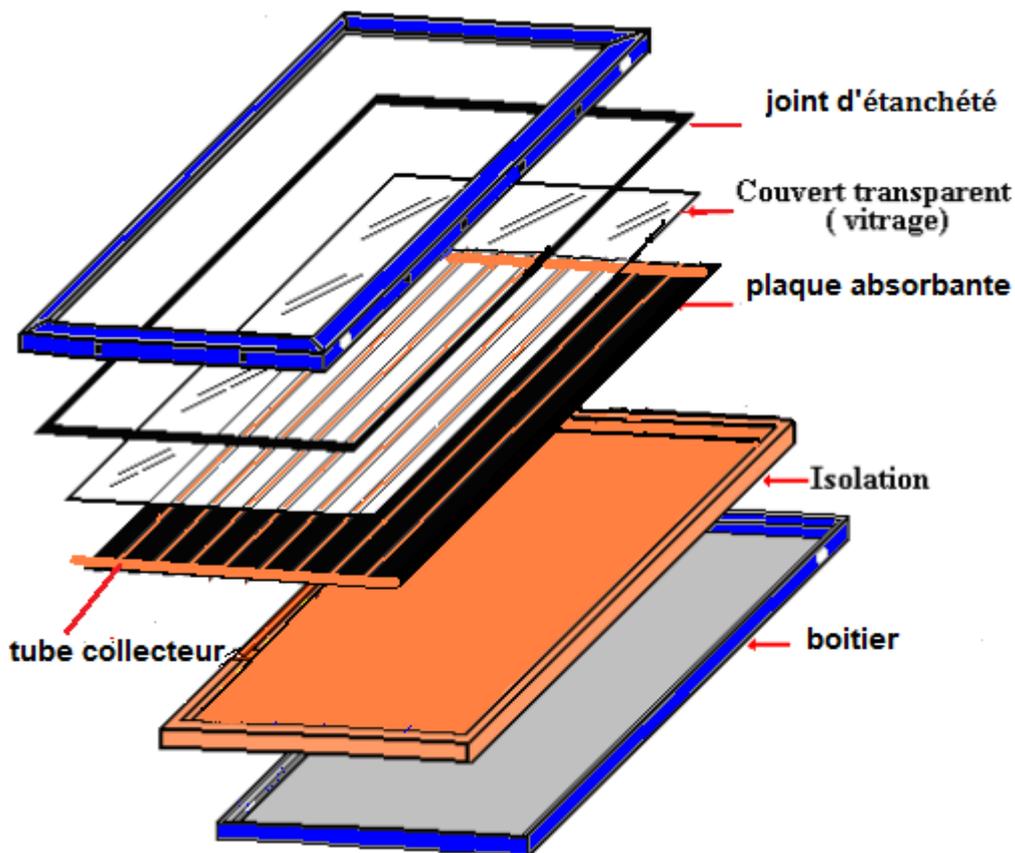


Figure (I-2) : représentation schématique du chauffe eau solaire à thermosiphon

Le capteur solaire plan, considéré comme partie essentielle pour le captage et la conversion du rayonnement solaire, se compose de :

- une couverture vitrée (vitrage trempé, prismatique à faible teneur en fer) ;
- une plaque absorbante en aluminium (ondulée);
- une échelle tubulaire, en cuivre, sertie dans l'absorbeur l'ensemble peint en noir mat;
- une isolation latérale et arrière, en laine de roche.

Tous ces éléments sont regroupés dans un caisson métallique qui forme le capteur solaire plan figure (I-3)



**Figure (I-3) :** Vue éclatée du capteur solaire plan étudié

## IV.2. Etapes de réalisation de l'absorbeur

- a) - l'échelle tubulaire est réalisée par soudure on brasage argent.
- b) - plaque ondulé en aluminium.
- c) - sertissage des tubes dans la plaque.
- d) - la plaque absorbante.



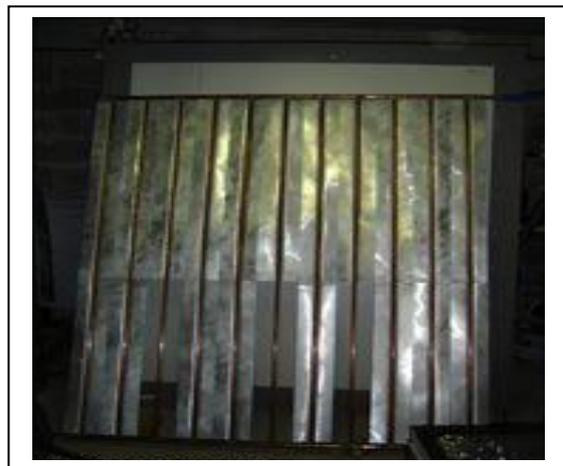
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figure (I-4) :** Différentes étapes de la réalisation de l'absorbeur

### **V. Conclusion**

Le chapitre à été consacré aux principaux travaux réalisés sur les capteurs plans et les chauffe-eau à thermosiphon.

D'autre part, à été présenté le capteur, objet de l'étude et les différents constituants notamment, la plaque ondulée et le mode de réalisation de l'absorbeur.

# **Chapitre II**

## *Les capteurs solaires plans*

### **I. Introduction :**

L'étude du gisement solaire à pour but de donner les notions fondamentales pour tout calcul d'une installation solaire, et d'évaluer le flux solaire reçu au niveau du sol qui dépend de plusieurs paramètres : l'orientation, la nature et la déclinaison de la surface terrestre, la latitude du lieu de collecte, la période de l'année, l'instant considéré dans la journée.

Le capteur solaire est l'élément principal de la plupart des systèmes solaires. C'est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du Soleil et la transmettre à un fluide caloporteur.

Ce chapitre englobera le gisement solaire, les différents capteurs utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage des piscines.

### **I.1 Gisement solaire**

#### **I-2. L'énergie solaire**

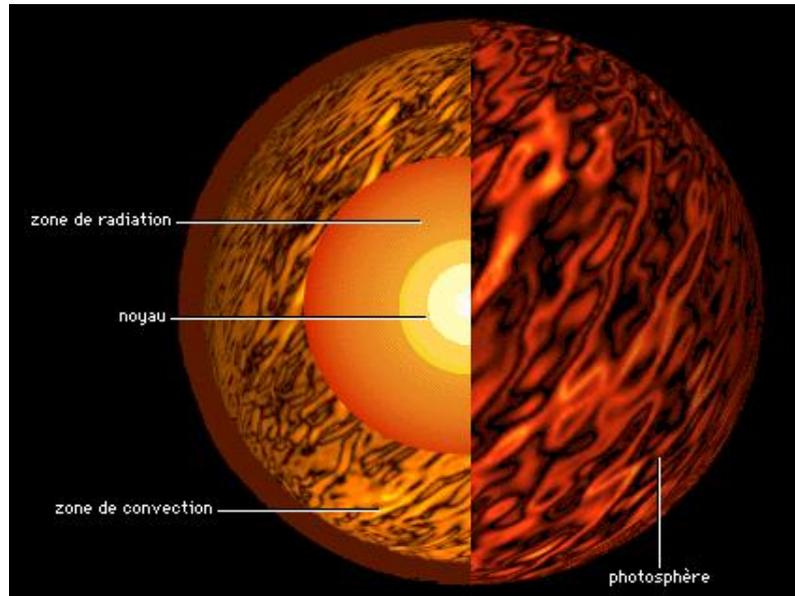
##### **I.2.1. Le Soleil [27]**

Le Soleil est une étoile géante qui se compose de 74 % d'hydrogène, de 25 % d'hélium et d'une fraction d'éléments plus lourds. Il tire son énergie de réactions de fusion nucléaire qui transforment, en son noyau, l'hydrogène en hélium, Dans son état actuel, le cœur du Soleil transforme chaque seconde plus de quatre millions de tonnes de matière en énergie qui est transmise aux couches supérieures de l'astre et émise dans l'espace sous forme de rayonnement électromagnétique (lumière, rayonnement solaire) et de flux de particules (vent solaire).

Environ 9229.3 protons (noyaux d'hydrogène) sont convertis en hélium chaque seconde, libérant l'énergie à raison de 4,26 millions de tonnes de matière consommées par seconde, produisant (392,192 kJ) par seconde.

### I.2.2. Structure du Soleil [27]

Le soleil n'est pas une sphère homogène on peut distinguer :



**Figure (II-1) :** Structure du soleil en coupe

#### a) Le cœur ou noyau

Le cœur est la seule partie du Soleil qui produise une quantité notable de chaleur par fusion, le reste de l'étoile tire sa chaleur uniquement de l'énergie provenant du cœur. La totalité de l'énergie produite dans le cœur doit traverser de nombreuses couches successives jusqu'à la photosphère, avant de s'échapper dans l'espace sous forme de rayonnement solaire ou de flux de particules.

#### b) La zone de radiation

La zone de radiation ou zone radiative. La matière solaire y est si chaude et si dense que le transfert de la chaleur du cœur vers les couches les plus extérieures se fait par la seule radiation thermique.

#### c) La zone de convection

Dans la zone de convection la matière n'est plus ni assez dense ni assez chaude pour évacuer

la chaleur par radiation : c'est donc par convection, selon un mouvement vertical, que la chaleur est conduite vers la photosphère. La température y passe de 2 millions à 6000 kelvins

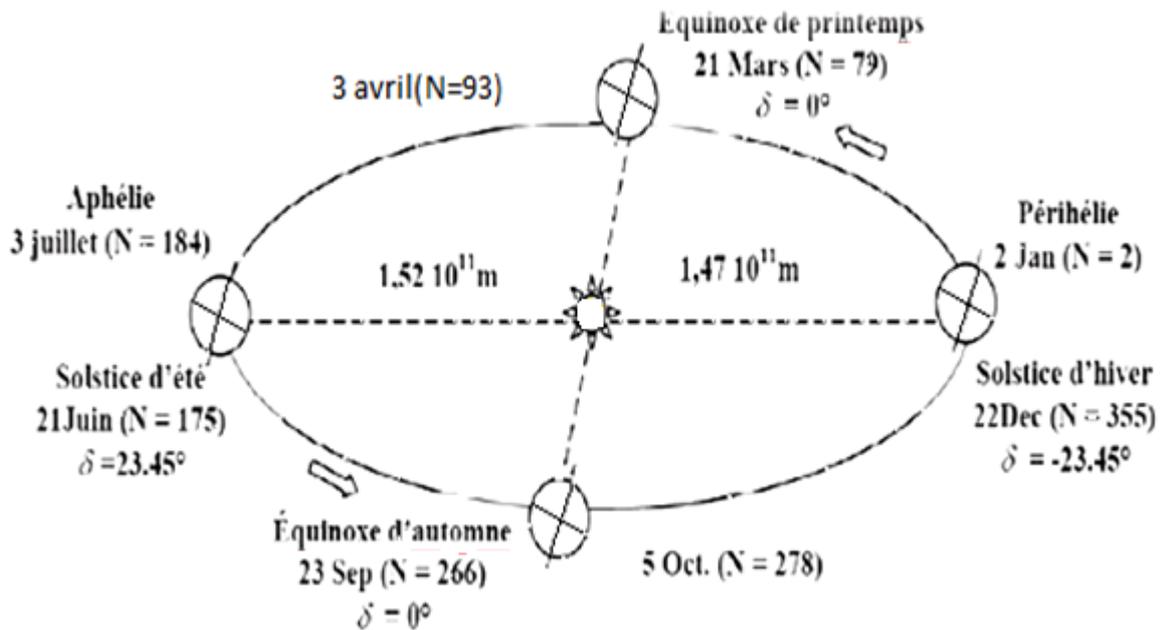
**d) La photosphère**

La *photosphère* est la partie visible de la surface du Soleil. En dessous d'elle, le soleil devient opaque à la lumière visible. Au-delà de la photosphère, la lumière visible est libre de se propager dans l'espace, et son énergie de s'échapper entièrement du Soleil. La lumière solaire y a approximativement le spectre électromagnétique d'un corps noir (ce qui permet d'estimer sa température à 6000 kelvins, soit 5727 degrés Celsius).

**I.3. Mouvement de la terre autour du soleil [25]**

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse située dans un plan appelé plan de l'écliptique. L'excentricité  $e$  de cette ellipse est très faible ( $e \cong 0,017$ ), ce qui fait que la distance terre-soleil ne varie que de  $\pm 1,7\%$  par rapport à la distance moyenne qui est 149,6 millions de Kilomètres.

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Cet axe passant par le centre de la terre est appelé l'équateur terrestre. L'angle que fait le plan de ce dernier avec la direction terre-soleil est appelé la déclinaison. Il varie tout au long de l'année de façon symétrique de  $-23,26'$  à  $+23,26'$ , comme l'indique la figure suivante :



**Figure (II-2) :** Mouvement de la terre autour du soleil

### I.4. Calcul de la position du soleil

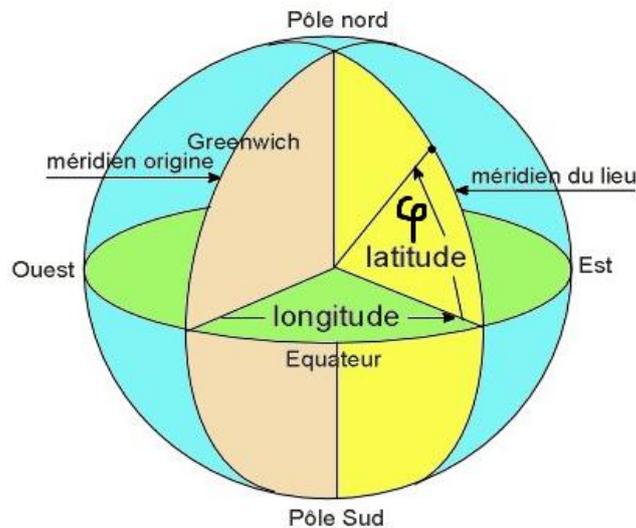
Le calcul de la position du soleil nécessite les déterminations des paramètres de positions et de temps

#### I.4.1. paramètres de position

Les paramètres de positions englobant les coordonnées terrestres, équatoriales et horizontales.

##### I.4.1.1. coordonnées terrestres

Tout point de la sphère terrestre peut être repéré par deux coordonnées appelées coordonnées terrestres, la latitude  $\varphi$  et la longitude L.



**Figure (II-3) :** Les coordonnées terrestres d'un lieu donné

#### a- La latitude $\varphi$

C'est l'angle formé par la verticale d'un lieu donné avec le plan équatorial terrestre . Elle s'exprime en degrés et va de  $0^\circ$  pour un lieu sur l'équateur, à  $90^\circ$  pour les pôles, positif dans l'hémisphère Nord, négatif dans l'hémisphère Sud.

### b-La longitude

C'est l'angle formé par le méridien du site avec le méridien de référence (méridien de Greenwich), positif à l'Ouest, négatif à l'Est.

### c-L'inclinaison

C'est l'angle entre le plan lui-même et l'horizontal



**Figure (II-4)** : schéma qui montre l'angle d'inclinaison dans un capteur thermique

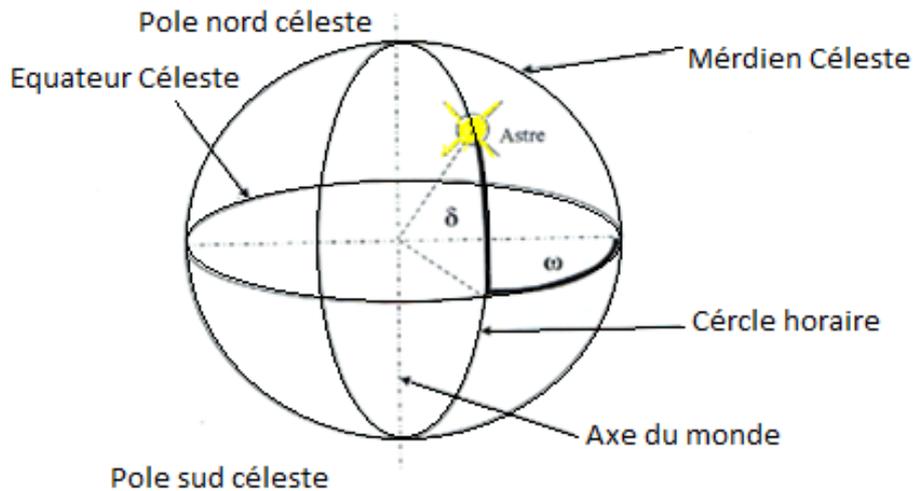
$\beta = 0^\circ$  pour un plan horizontal tourné vers le haut.

$\beta = 90^\circ$  pour un plan vertical.

$\beta = 180^\circ$  pour un plan horizontal tourné vers le bas.

#### I.4.1.2. coordonnées équatoriales [25]

Le plan de référence c'est l'équateur céleste, les coordonnées utilisées sont la déclinaison  $\delta$  et l'angle horaire  $\omega$ .



**Figure (II- 5):** Les coordonnées équatoriales.

### a-la déclinaison $\delta$

C'est l'angle formé par la direction terre/soleil avec le plan équatorial terrestre, ou encore, l'angle formé par le plan écliptique et l'équateur terrestre. Il varie de  $-23,27'$  à  $+23,27'$  au cours de l'année.

$\delta = +23^{\circ}27'$  au solstice d'été (le 22 juin) ;

$\delta = -23^{\circ}27'$  au solstice d'hiver (le 22 décembre) ;

$\delta = 0$  à l'équinoxe du printemps (le 21 mars) et à l'équinoxe d'automne (le 23 septembre).

Elle est donnée par la formule suivante :

$$\delta = 23,45 \sin[0,980(j+284)] \quad (2-1)$$

Avec : J, le numéro du jour de l'année qui varie de 1 à 366

Ou encore :

$$\delta = 23,45 \sin\left[\frac{360(n-81)}{365}\right] \quad (2-2)$$

$n$  : c'est le numéro du jour de l'année par exemple  $n=1$  correspond au 1<sup>er</sup> janvier

les numéros du jour de l'année sont donnés dans le tableau II -1

<i>Mois</i>	<i>Jan</i>	<i>Fev</i>	<i>Mars</i>	<i>Avr</i>	<i>Mai</i>	<i>Juin</i>	<i>Juil</i>	<i>Aou</i>	<i>Sep</i>	<i>Oct</i>	<i>Nov</i>	<i>Déc</i>
<i>Numéro du premier jour du mois</i>	0	31	59	90	120	151	181	212	243	273	204	334

**Tableau II -1** : Numéro du jour de l'année.

### **b-l'angle horaire $\omega$ [25]**

C'est l'angle formé par le plan méridien céleste et la projection de la direction terre/soleil sur le plan de l'équateur céleste, ou encore, c'est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire dans sa course d'est en ouest par rapport au méridien local. Il est nul à midi solaire, négatif le matin et positif en après midi. Il est donné par :

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad (2-3)$$

Avec :

$\omega$ : en degrés ;

TSV: temps solaire vrai.

Ou encore :

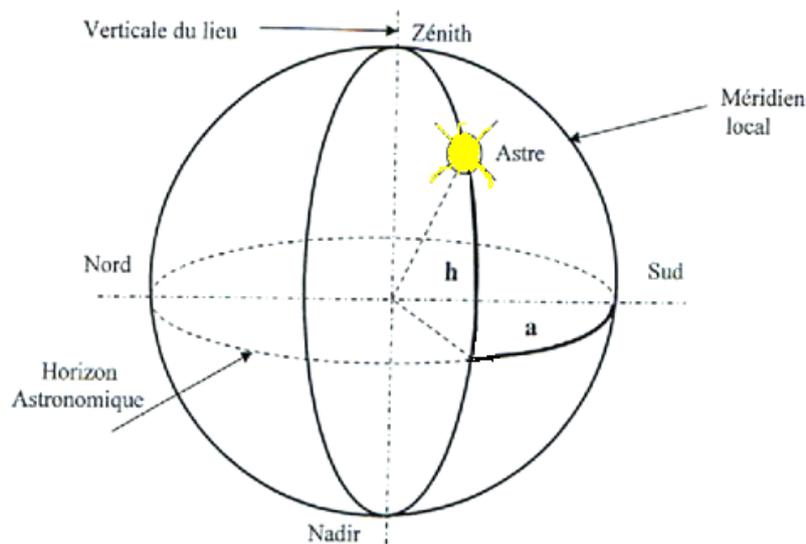
$$\omega = \frac{\pi}{12}(TSV - 12) \quad (2-4)$$

$\omega$ : en radians;

TSV: en heures.

**I.4.1.3. coordonnées horizontales [26]**

La position d'un astre dans l'espace peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste. Ces coordonnées dépendent du lieu d'observation et c'est pour cela qu'elles sont appelées aussi les coordonnées locales. Le plan de référence est l'horizon astronomique. La hauteur et l'azimut constituent les coordonnées horizontales.



**Figure (II-6) :** Les coordonnées horizontales d'un astre.

**a-Hauteur angulaire h**

C'est l'angle que fait la direction de l'astre avec le plan horizontal (c'est-à-dire le tangent au sol). On compte les hauteurs du soleil positivement vers le zénith de 0° à 90°.

Elle est donnée par la formule suivante :

$$\sin h = \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \cos \varphi + \sin \delta \cdot \sin \varphi \quad (2-5)$$

**b-l'azimut a**

C'est l'angle que fait le plan du méridien local avec le plan vertical passant par l'astre. Elle se compte de 0° à 360° de l'Ouest vers l'Est.

Elle est donnée par :

$$\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos h} \quad (2-6)$$

### I.4.2. paramètre du temps

#### a-Temps solaire vrai (TSV)

C'est le temps donné par les cadrans solaires. Il est défini à partir de la rotation quotidienne de la terre sur elle-même et son mouvement autour du soleil, mais à cause des irrégularités du mouvement de la terre, il ne peut pas servir d'échelle du temps. Il est donné par la relation suivante :

$$\text{TSV}=\text{TSM}+\text{ET} \quad (2-7)$$

TSM : temps solaire moyen ;

ET : équation du temps.

Ou encore :

$$\text{TSV}=12+\frac{\omega}{15} \quad (2-8)$$

$\omega$ : en degrés.

#### b-Temps solaire moyen (TSM)

C'est le temps moyen solaire en supposant un mouvement uniforme de la terre autour de son axe, c'est-à-dire le jour solaire moyen dure 24 heures. Il est donné par la formule suivante :

$$\text{TSM}=\text{TU}-\text{ET} \quad (2-9)$$

TU : temps universel ;

ET : équation du temps.

Ou encore :

$$\text{TSM}=\text{TU}\pm 4(\Psi - \Psi_0) \quad (2-10)$$

$\Psi$  : Longitude du lieu ;

$\Psi_0$  : Longitude de Greenwich =0.

### c- Equation du temps (ET)

Elle indique la correction qui permet de passer du temps solaire vrai au temps solaire moyen. Cette correction varie de -14 à +16 minutes au cours de l'année, cela veut dire que le soleil peut passer au méridien avec 16 minutes d'avance ou de 14 minutes de retard par rapport au temps moyen. Elle s'exprime par la formule suivante :

$$ET = 9,87 \sin 2N' - 7,53 \cos N' - 1,5 \sin N' \quad (2-11)$$

Avec :

$$N' = \frac{36}{360} (n - 81) \quad (2-12)$$

$N'$  : en degré ;

$n$  : le quantième jour de l'année ;

$ET$  : en minutes.

### d-Temps civil (Tc)

C'est le temps moyen avec l'origine à minuit.

### e- Temps universel (TU)

C'est le temps civil du méridien de Greenwich, donné par :

$$TU = TSM \pm \frac{\Psi}{15} \quad (2-13)$$

### f-Temps légal (TL)

C'est le temps qui tien compte du fuseau horaire dans lequel se situe la majeure partie du pays, on le trouve décalé d'un nombre entier d'heures par rapport au fuseau horaire original (Greenwich), donné par :

$$TL = TU \pm \Delta \quad (2-14)$$

Avec :

$\Delta$  : C'est le décalage en heure par rapport au méridien de Greenwich.

### **g-durée du jour**

Pour qu'on puisse déterminer la durée du jour, il faut connaître deux instants de la journée, qui sont le lever et le coucher du soleil. Ces deux instants ont lieu quand les rayons solaires sont confondus avec l'horizontale, c'est-à-dire  $\sin h = 0$ , dans la formule (2-5).

La résolution de cette équation nous donne :

$$\omega l = -\omega c = -\arccos(-\operatorname{tg}\varphi \cdot \operatorname{tg}\delta) \quad (2-15)$$

Avec :

$\varphi$ : C'est la latitude du lieu ;

$l$  et  $c$  : désignent respectivement le lever et le coucher du soleil.

La durée du jour solaire est donnée par la formule suivante :

$$dj = \frac{1}{15}(\omega c - \omega l) = 2 \frac{\omega c}{15} \quad (\text{en heures}) \quad (2-16)$$

## **I.5. Caractéristiques du rayonnement solaire [26]**

### **I.5.1. Insolation**

#### **a-Insolation potentielle (théorique) $SS_0$**

L'insolation potentielle est définie comme étant la valeur de l'insolation de la journée considérée en l'absence de l'atmosphère, elle ne dépend que de la position géographique du lieu considéré, sa formule est comme suit :

$$SS_0(n) = \frac{2}{15} \arccos(-\operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\delta) \quad (2-17)$$

### b-Durée d'insolation (SS)

La durée d'insolation est définie comme étant un paramètre temporel caractérisant le rayonnement solaire .Pour une journée donnée, elle représente la somme des intervalles de temps pour les quels l'intensité du rayonnement solaire dépasse un seuil de  $100\text{w/m}^2$ .

### c-La fraction d'insolation $\sigma$

C'est un paramètre très représentatif des conditions climatiques de nébulosité du ciel.

La nébulosité est le rapport entre la surface du ciel couverte par les nuages et la surface totale du ciel au-dessus du territoire correspondant.

On relie à la fraction d'insolation qui est une grandeur mesurable par la connaissance des durées d'insolation enregistrées par les héliographes qui sont déduits par le rapport suivant :

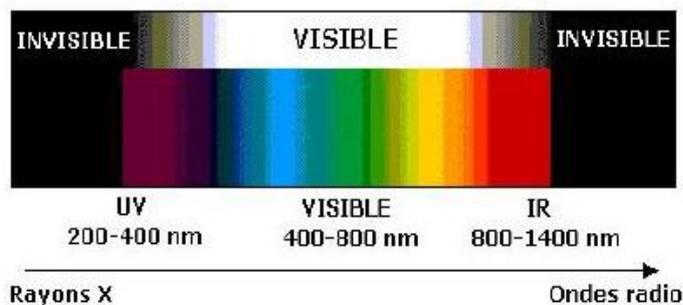
$$\sigma = \frac{SS}{SS_0} = \frac{\text{durée d'insolation}}{\text{durée insolation maximale}} \quad (2-18)$$

### I.5.2. Les bases du rayonnement solaire [27]

Le rayonnement solaire est un rayonnement électromagnétique émis par le soleil, il est composé essentiellement de:

- Lumière visible de longueur d'onde comprise entre  $0.4\mu\text{m}$  et  $0.8\mu\text{m}$
- Rayonnement ultraviolet (UV) de longueur d'onde inférieure à  $0.4\mu\text{m}$
- Rayonnement infrarouge (IR) de longueur d'onde supérieure à  $0.8\mu\text{m}$

La figure(III-7 ) illustre cette composition spectrale du rayonnement électromagnétique.



**Figure (II-7) :** Distribution spectrale du rayonnement électromagnétique

### I.5. 3. Constante solaire « $C^*$ »

L'énergie totale que le soleil envoie à la limite de l'atmosphère terrestre sur une surface de  $1\text{m}^2$  placée perpendiculairement au rayonnement est appelée « constante solaire ». Elle est indépendante des conditions météorologiques, mais dépend de la distance Terre-Soleil

Cette distance variant quelque peu au cours de l'année, compte tenu de la légère excentricité de l'orbite terrestre. La valeur moyenne de la constante solaire est :  $C^* = 1367 \text{ W/m}^2$ .

### I.6. Evaluation du flux solaire [26]

Le flux solaire correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire appelée capteur. Parmi les rayonnements envoyés par le soleil, on distingue :

- Le rayonnement direct  $S$  : Ce qui reste de l'irradiation hors atmosphère lorsque les pertes dues à la réflexion et à la dispersion du rayonnement solaire à travers les composantes de l'air sont soustraites.
- Le rayonnement solaire diffus  $D$  : Ce rayonnement est dû à la dispersion du rayonnement direct dans l'atmosphère.
- Le rayonnement global  $G$  : C'est la somme du rayonnement direct et du rayonnement solaire diffus.

La figure (II-8) : schématise les différentes composantes du rayonnement solaire.

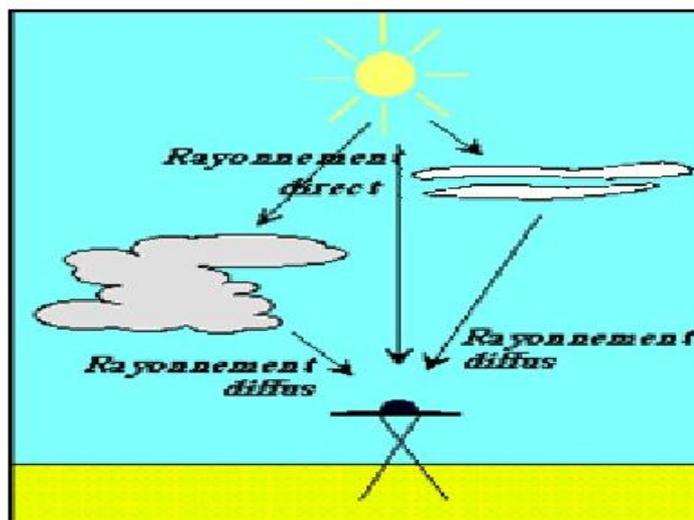


Figure (II-8) : Les composantes du rayonnement solaire

➤ **Le rayonnement solaire direct**

Ce type de rayonnement est mesuré sur un plan perpendiculaire à sa direction, il est donné par la formule suivante :

$$S = C^* . C . e \exp \left[ - \frac{F}{\sin h} \right] \quad (2-19)$$

Avec:

$C^*$ : constante solaire;

C: correction de la distance terre-soleil.

$$C = 1 + 0,034 \cos \left[ \frac{360}{365} (n - 3) \right] \quad (2-20)$$

h: hauteur du soleil.

e et F : les coefficients de trouble du ciel dont les valeurs sont données dans le tableau suivant :

	Ciel dégagé très pur	Conditions normales	Zone industrielle
e	0,87	0,88	0,91
F	0,17	0,26	0,43

**Tableau II -2** : Coefficients de trouble du ciel

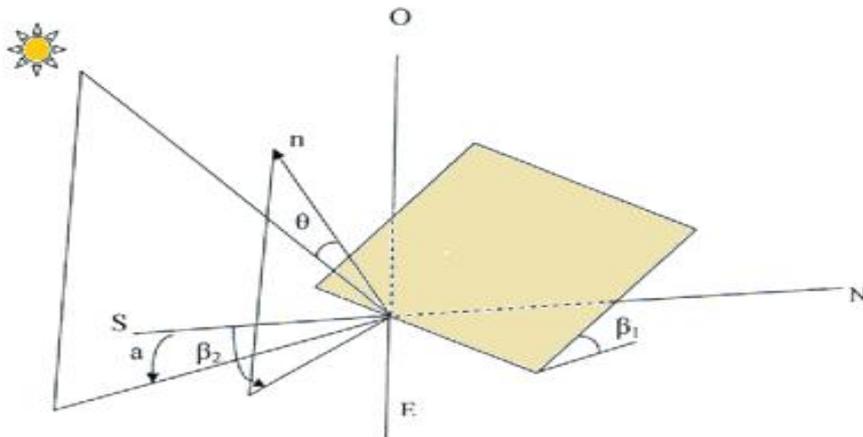
**a. Rayonnement solaire direct sur un plan horizontal**

Ce rayonnement dans ce plan est donné par la formule suivante :

$$S_1 = S . \sin h \quad (2-21)$$

**b. Rayonnement solaire direct dans un plan incliné**

La figure (II-9) nous illustre la géométrie de ce plan



**Figure (II-9) :** La géométrie d'un plan incliné d'un angle  $\beta_1$  par rapport à l'horizontale.

Si on a un plan quelconque, le rayonnement solaire direct est donné par :

$$S = S_1 \cdot \cos \theta \quad (2-22)$$

$\theta$  : C'est l'angle d'incidence du rayonnement solaire. Pour l'évaluer on utilise la formule suivante :

$$\cos \theta = \cos \beta_1 \cdot \sin h + \sin \beta_1 \cdot \cos h \cdot \cos (a - \beta_2) \quad (2-23)$$

$\beta_1$  : C'est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale ;

$\beta_2$  : C'est l'angle formé par la projection de la normale au plan du capteur et la direction Sud ;

$a$  : c'est l'azimut du soleil.

### ➤ Le rayonnement solaire diffus

Ce type de rayonnement représente 15% du rayonnement direct reçu sur un plan horizontal, il est la somme de deux composantes:

- ❖ le rayonnement diffus provenant de la voûte céleste.
- ❖ le rayonnement diffus du sol.

#### a. Rayonnement diffus provenant de la voûte céleste

- Si ce rayonnement est reçu par un plan horizontal, est donné par la formule suivante :

$$D_{1H} = C^* . C . \sin h [0,271 - 0,2939 . e . \exp (\frac{-F}{\sin h})] \quad (2-24)$$

- Si on se trouve dans le cas d'un plan quelconque, l'éclairement diffus est :

$$D_1 = D_{1H} \left[ \frac{1 + \cos \beta_1}{2} \right] \quad (2-25)$$

Avec :

$\beta_1$  : C'est l'inclinaison du plan ;

$\left[ \frac{1 + \cos \beta_1}{2} \right]$  : facteur de forme entre le plan et la voûte céleste.

#### b. Rayonnement diffusé par les sols

- Si dans le cas d'un plan horizontal, cette composante du rayonnement diffus est donnée par la formule suivante :

$$D_{2H} = alb (S_1 + D_{1H}) \quad (2-26)$$

Avec:

alb ; c'est l'albédo (pour le sol terrestre l'albédo solaire moyen est de 0,3)

- Si dans le cas d'un plan quelconque cette composante est :

$$D_2 = D_{2H} \left[ \frac{1 - \cos \beta_1}{2} \right] \quad (2-27)$$

Avec :

$\left[ \frac{1 - \cos \beta_1}{2} \right]$  : C'est le facteur de forme entre le plan et le sol.

Enfin, le rayonnement global est :

$$D = D_1 + D_2$$

### c. Rayonnement global

Le rayonnement global sur un plan quelconque est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, soit :

$$G = S + D \quad (2-28)$$

Avec :

S : l'éclairement direct

D : l'éclairement diffus.

## II. Les capteurs solaires plans

Il existe différents types de capteurs solaires plans selon le type d'application considérée, la nature de l'élément caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre, on distingue :

### II.1. Les capteurs sans vitrage :

#### II.1.1. Le capteur moquette :

Ce capteur est constitué d'un caoutchouc souple très résistant : l'Éthylène Propylène Diène Monomère (EPDM). Du fait de l'absence de vitrage, et donc des pertes de transmission afférentes, il possède un très bon rendement pour les températures proches de la température de l'air ambiant. Il ne permet pas de produire d'eau chaude sanitaire.

Ses principaux avantages sont sa facilité de mise en œuvre et son coût dans le marché. Le dimensionnement usuel se situe entre  $1/3$  et  $2/3$  de la surface du bassin. Il peut être utilisé aussi bien pour des piscines privées que pour des piscines publiques. [28]



**Figure ( II.10) :** schéma d'un capteur moquette.

### **II.1.2. Les capteurs à air pour le séchage :**

La toiture d'une grange peut constituer un excellent capteur pour réchauffer l'air nécessaire au séchage des produits agricoles. Cet air est collecté dans une lame d'air aménagée entre la toiture et un isolant rigide placée en-dessous, puis soufflé par un ventilateur grâce à un réseau de gaine jusqu'à le fourrage à sécher placé sur un caillebotis. [28]

### **II.1.3. Les capteurs sans vitrage à absorbeur métallique :**

Les capteurs plans non vitrés en acier à revêtement sélectif permettent d'avoir de très bonnes performances quand les besoins sont en phase avec la ressource. Ils sont peu sensibles à l'angle d'incidence du rayonnement. Ces capteurs permettent d'atteindre des températures un peu plus élevées que les capteurs "moquette", ou inversement de fonctionner également en dehors de la période estivale. Ils peuvent être utilisés pour du préchauffage d'eau chaude. Il faut alors installer environ une surface de capteurs deux fois plus importantes qu'avec des capteurs plans vitrés sélectifs pour obtenir des performances équivalentes.

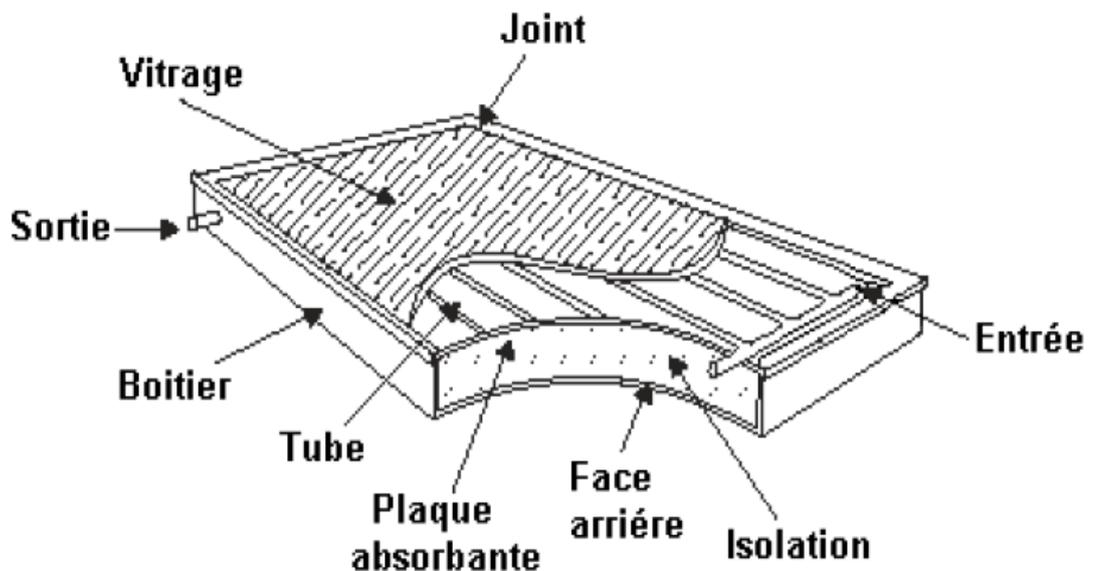
### II.2. Les capteurs plans vitrés :

Les capteurs plans vitrés sont les plus répandus pour le chauffage de l'eau sanitaire. Il comprend un coffre isolant, à l'intérieur duquel est disposée une feuille métallique noire destinée à absorber l'énergie solaire. Un fluide caloporteur circule dans des tuyaux, en contact avec cette surface absorbante, et prélève la chaleur reçue du soleil. Le coffret est fermé par une couverture transparente afin de réduire les déperditions thermiques. La plupart des capteurs plans vitrés permettent des gains de température allant jusqu'à 70°C et sont de ce fait parfaitement adaptés à la production d'eau chaude sanitaire

Un capteur solaire plan simple vitrage, à liquide caloporteur, exposé au rayonnement solaire est le siège de divers phénomènes :

- des phénomènes optiques (traversée du vitrage, absorption, etc.),
- des phénomènes thermiques (radiatifs et convectifs, par exemple dans la lame d'air),
- des phénomènes de pertes thermiques (par l'arrière et les cotés).

Ce capteur est schématisé par la figure ci-dessous.



**Figure (II.11) :** Vue schématique d'un capteur solaire avec absorbeur tubulaire

Le fonctionnement d'un capteur solaire est basé sur l'effet de serre. Les rayons du Soleil (de longueur d'onde visible) traversent la couverture transparente supérieure, en verre ou en

plastique, puis frappent l'absorbeur. Celui-ci étant noir, absorbe donc la majeure partie de la lumière reçue et par conséquent il s'échauffe et émet un rayonnement. Aux températures usuelles, celui-ci se trouve dans le domaine de l'infrarouge. A cette longueur d'onde, le verre est pratiquement opaque et réfléchit donc tout cet infrarouge. La chaleur reste donc prisonnière du capteur. Ainsi, l'eau circulant dans le capteur s'échauffe

### II.3. Les capteurs à tubes sous vide :

Les capteurs à tubes sous vide permettent d'atteindre des hautes températures (150°C) avec des rendements corrects. Le vide créé à l'intérieur des tubes permet de réduire de manière importante les déperditions lors de la montée en température. Cette technique a été développée il y a une trentaine d'années afin d'améliorer les performances d'un capteur plan. L'air à l'intérieur est évacué pour faire le vide et le tube est fermé hermétiquement. Le principe est simple, mais la fabrication est difficile à cause des liaisons verre/métal nécessaires.

#### III.3.1. Les capteurs à tube sous vide à effet thermos :

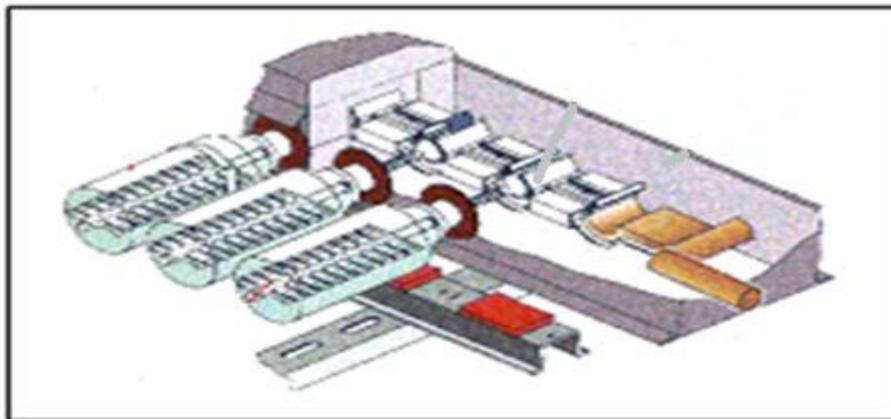
Ici, l'absorbeur n'est pas dans le tube, mais glissé dans l'espace interne d'un tube double enveloppe en verre. Ainsi, la soudure verre-métal, toujours délicate, est évitée. Le tube intérieur comporte le revêtement sélectif. Ce type de capteur est majoritairement fabriqué et installé en Chine.



Figure (II.12) : schéma d'un capteur à tube sous vide à effet thermos.

### II.3.2. Les capteurs à caloduc :

Dans ces systèmes, la chaleur est transférée depuis l'ailette jusqu'à un collecteur situé en partie haute du capteur grâce à un caloduc. C'est un échangeur qui utilise les mécanismes de transfert de chaleur par évaporation et condensation d'un fluide placé dans un tube fermé. Le fluide s'évapore en captant la chaleur fournie par l'ailette, s'élève jusqu'en partie haute, cède sa chaleur par condensation au fluide caloporteur qui circule en partie haute, et retourne par gravité en bas du tube. Pour permettre ce retour, les tubes doivent être installés avec une inclinaison. Ce type de montage permet le remplacement d'un tube en cas de bris, sans devoir purger toute l'installation. [28]



**Figure (II.13) :** schéma d'un capteur à tube sous vide à caloduc.

### III. Conclusion

Le gisement solaire est la première étape à étudier pour toute installation solaire et son exploitation rigoureuse permet l'orientation optimale de ses capteurs.

Ainsi, ont été présenté dans ce chapitre les principales caractéristiques du gisement solaire ainsi que les systèmes permettant son exploitation pour la production d'eau chaude.

# **Chapitre III**

## *Les échangeurs*

### I. Introduction

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre de la chaleur d'un fluide chaud vers un fluide plus froid. Ces deux fluides sont généralement séparés par une paroi à travers laquelle s'effectuent les échanges thermiques. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gaz) ou se présenter successivement sous les deux phases, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs.

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact et transférée par conduction, cette chaleur est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes.

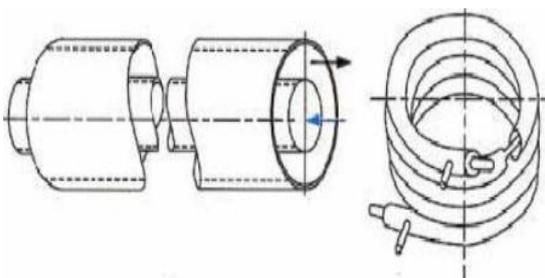
#### I.1 Critères de classement des échangeurs [29]

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux :

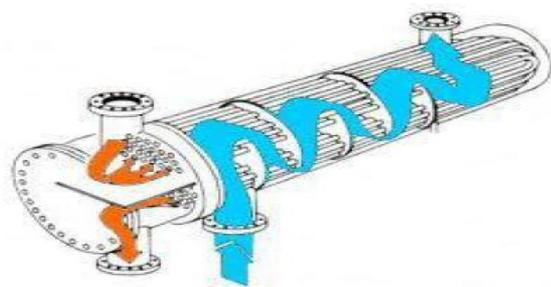
##### a) Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants

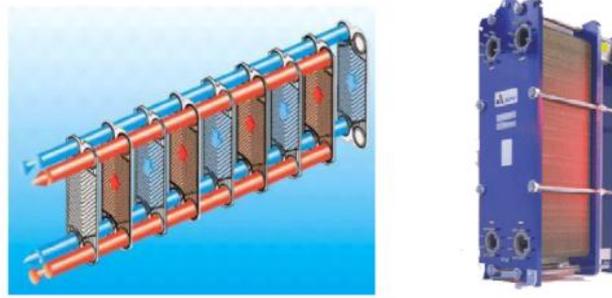
- *à tubes* : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- *à plaques* : à surface primaire ou à surface secondaire.
- *autres types* : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.



échangeurs tubulaires



échangeur tube et calandre.



Echangeurs à plaques.

**Figure (III -1) :** Différents types d'échangeurs.

### b) Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement), sont couplés dans la plupart des applications, il y'a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

### c) Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase.

### d) Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de parois :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliage, métaux ou alliages réfractaire.
- Les échangeurs non métallique en plastique, céramique, graphite, etc.

### e) Classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides :

- Les échangeurs à courants parallèles ou échangeurs anti-méthodique ; l'écoulement des deux fluides parallèles et dans le même sens.
- Les échangeurs à contre courant ou échangeur méthodique ; l'écoulement des deux fluides est parallèle et en sens contraire.
- Les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage, écoulement des deux fluides perpendiculairement l'un par rapport à l'autre. De plus la configuration à courant croisés peut être à co-courants ou à contre courants.

### f) Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à une valeur, dans la plupart du temps comprise entre ( $500 \text{ m}^2 / \text{m}^3$  et  $800 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ ).

Un échangeur est considéré compact si le rapport ( $C_{mp}$ ) ; entre la surface d'échange et le volume externe; est plus important

$$C_{mp} = \frac{S_e}{V} \quad (3-1)$$

En d'autres termes c'est un échangeur qui présente la plus grande surface d'échange sous un volume réduit Dans ces appareils l'échange se fait entre deux fluides distincts (air/eau).

## I.2 Généralités sur les ailettes

Les deux contraintes liées à l'encombrement et aux pertes de charge sont conduise à l'utilisation des échangeurs à ailettes

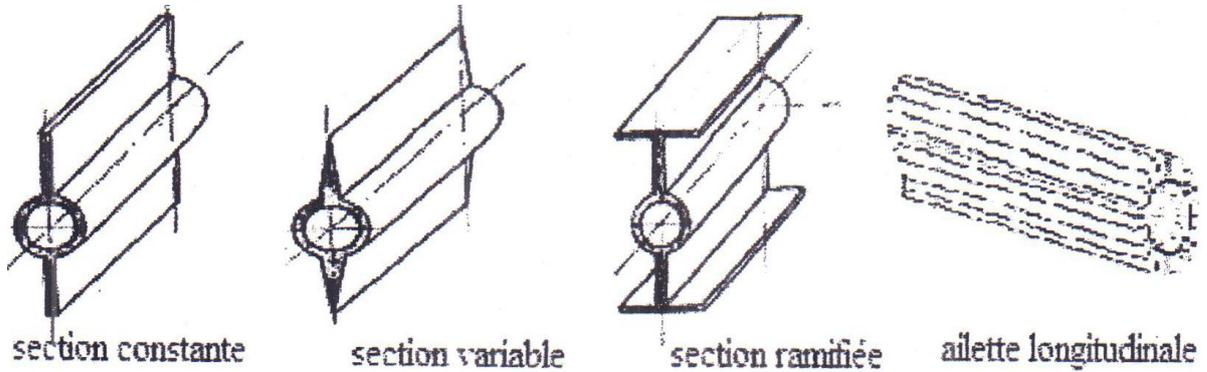
Les ailettes augmentent :

- La surface d'échange globale.
- Le coefficient global d'échange thermique si l'on se réfère à la surface initiale de l'échangeur sans ailettes.

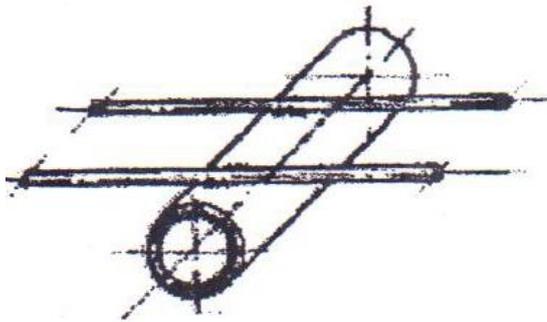
Il faut toujours placer l'ailette du côté de la paroi ayant la plus forte résistance thermique (ou le plus faible coefficient d'échange convectif). Car c'est toujours le côté « mauvais convecteur » qui commande la valeur du coefficient global.

Il y'a un grand nombre de variété d'ailettes, que l'on peut classer comme suit :

- Ailette longitudinales



- Ailettes linéaire



- Ailettes transversales

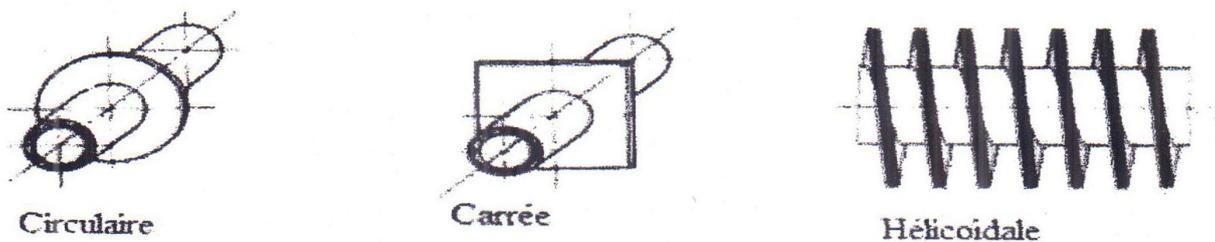


Figure (III -2) : Différents configurations d'ailettes

### I.3 Les modes de transfert de chaleur caractérisant les échangeurs

Le transfert de chaleur ou, le transfert d'énergie thermique est une transmission de cette énergie d'une région à une autre, sous l'influence de température.

On reconnaît classiquement trois modes de transmission :

#### ➤ a) Conduction :

La loi fondamentale qui décrit le processus de conduction de chaleur a été proposée par JOSEPH-FOURIER en 1807.

La loi de Fourier stipule qu'il existe une relation linéaire entre le flux et le gradient de température : dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux de chaleur  $\varphi$  est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = \lambda(T) \overrightarrow{grad}(T) . \quad (3-2)$$

$\lambda$  : Conductivité thermique.

Ou encore en employant la dérivée normale pour le cas d'un transfert unidimensionnel d'un corps solide indéformable.

$$dq = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt. \quad (3-3)$$

$$\text{D'où } \Phi = \frac{dq}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx}. \quad (3-4)$$

#### ➤ b) Convection :

En ce qui concerne la convection, le transfert de chaleur se fait par le mouvement de fluide, sous l'effet d'une variation de température ou d'une force extérieure dans le premier cas il s'agit d'une convection naturelle et dans le second d'une convection forcée. Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton.

$$\Phi = h S (T_P - T_\infty) . \quad (3-5)$$

- **La convection naturelle (ou libre) :** la différence de température est responsable du mouvement
- **La convection forcée :** il y a projection par un dispositif mécanique des molécules. le mouvement provoque le transfert de chaleur.

### *Nombre caractéristique en transfert de chaleur par convection :*

Dans le cadre des transferts thermiques on est souvent conduit à utiliser les nombres adimensionnels suivants :

#### ▪ *Nombre de Reynolds :*

Le nombre de Reynolds caractérise un écoulement, et en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent etc...) Il représente le rapport entre forces d'inertie et forces visqueuses.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3-6)$$

#### ▪ *Nombre de Grashof :*

Qui caractérise le mouvement du fluide provoqué par les variations de température pour la convection naturelle et joue un rôle analogue de Reynolds.

$$Gr = \frac{\beta' g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot e^3}{\mu^2} \quad (3-7)$$

#### ▪ *Nombre de Nusselt :*

Représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3-8)$$

#### ➤ *c) Rayonnement :*

C'est le seul mode de transfert qui ne nécessite pas de support matériel pour véhiculer de la chaleur d'un corps chaud vers un corps froid. il peut avoir lieu entre deux corps placés dans le vide.

Des ondes électromagnétiques assurent l'échange de chaleur dont la puissance par

unité de surface est évacuée par la loi de STEPHAN BOLTZMAN

$$\phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (3-9)$$

Avec :

$\varepsilon$  :émissivité du corps

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  [W/ m<sup>2</sup> . K<sup>4</sup>] : Constante de STEPHAN BOLTZMAN.

$T$  : température du corps

### I.4 Définition de l'échangeur élémentaire :

#### I.4.1 Aspect externe : échangeur comme quadripôle

Vu de l'extérieure, un échangeur se présente comme une boîte noire pourvue, comme un quadripôle électrique, de deux entrées et de deux sorties.

Il est bien commode de mesurer les caractéristiques essentielles du fonctionnement de l'échangeur à l'un de ses quatre pôles, plutôt que de faire des mesures forcément plus délicates à l'intérieur.

C'est ainsi que nous établirons pour chacun des fluides 1 ou 2 des paramètres mesurable et mesurés à l'entrée et à la sortie de chacun des deux :

- L'état : liquide, gazeux.
- Le débit-masse, constant de l'entrée a la sortie
- La température, variable dans l'échangeur.
- La pression, peut variable

Il est entendu que l'on connait par ailleurs les caractéristiques thermo-physiques de chacun des deux fluides et notamment :

- La capacité thermique massique (chaleur massique)
- La masse volumique
- La conductivité thermique
- La viscosité

Ainsi que les lois de variation avec la pression, et surtout avec la température, de ces

différents paramètres

Pour les fluides  $C_p$ ,  $\mu$  et  $\lambda$  varient peut avec la pression  $P$ . En revanche, les variations avec la température  $T$  sont souvent d'une grande amplitude.

Le schéma de principe (figure (III-3)) serait cependant fort incomplet s'il n'y était adjoint, extérieurement au quadripôle, deux pompes (ou ventilateurs) destinées à mettre en mouvement les fluides 1 et 2 à l'intérieur de l'échangeur, en générant pour chacun des fluides entre l'entrée et la sortie une différence de pression égale à la perte de pression visqueuse à l'intérieur de l'échangeur.

Cette perte de pression (perte de charge) dépend pour chacun des fluides :

- de la nature du fluide.
- de sa température : le coefficient de viscosité qui gouverne cette perte de pression  $Y$  est très sensible.
- de son débit et de la géométrie interne de l'échangeur. Cette variation de pression pour le fluide considéré se fait autour d'une pression moyenne qui est la pression de service.

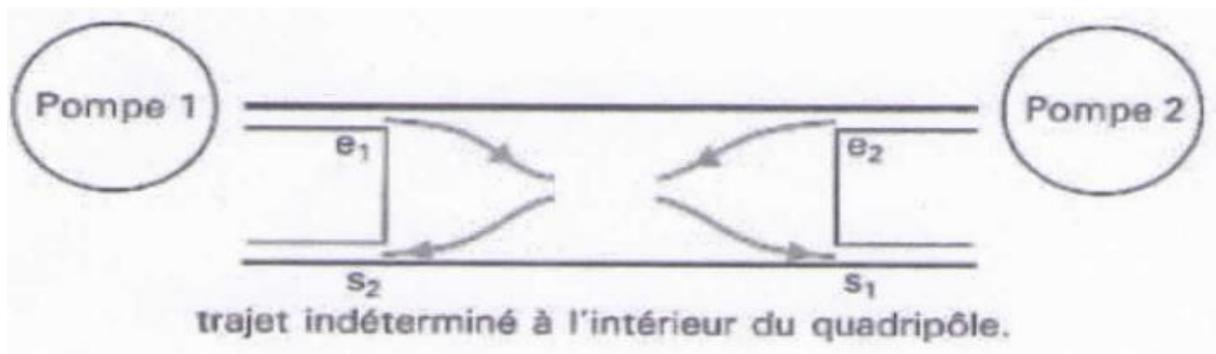


Figure (III -3) : Schéma du quadripôle.

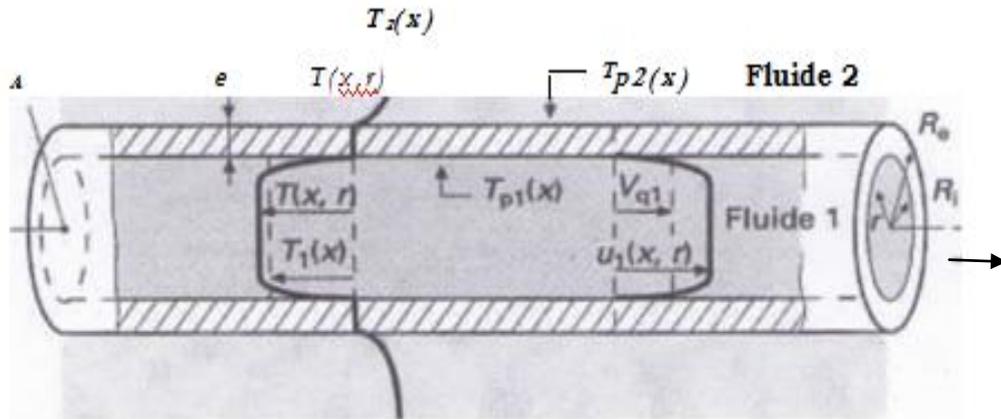
### I.4.2 Aspect interne : échange élémentaire

#### – Coefficient d'échange global :

Il faut, suivre l'évolution thermique d'un élément de volume  $d\tau$  d'un des fluides qui circule

en trois dimensions ( $x, y, z$ ). Souvent, grâce aux notions de la température de mélange et de la vitesse de débit (figure (III-4)), on pourra repérer l'élément par sa seule abscisse curviligne  $s$  depuis l'entrée jusqu'à la sortie après un trajet de longueur  $L$ .

L'évolution de ce fluide est évidemment couplée à celle du deuxième fluide et les deux calculs doivent donc être concomitants.



$$P_m = 2\pi R_i$$

**Pour fixer les idées, le fluide 1 est plus froid que le fluide 2.**

**Figure (III -4) :** Profil de température et de vitesse dans un tube.

Le flux élémentaire perdu par le fluide 1 s'écrit alors :

$$|d\Phi| = h_1 [T_1(x) - T_{p1}(x)] P_{m1} dx \quad (3-10)$$

En admettant une condition à la limite exclusivement convective définie par un coefficient  $h_1$  entre le fluide 1 et la paroi  $p_1$ .

De même, pour le fluide 2 :

$$|d\Phi| = h_2 [T_2(x) - T_{p2}(x)] P_{m2} dx \quad (3-11)$$

S'agissant d'exposer des principes, et pour ne pas compliquer, plaçons-nous dans le cas le plus fréquent où  $P_m \approx P_{m1} \approx P_{m2}$  (séparation des deux fluides par plaques planes ou tubes peu épais devant leur diamètre). Notons aussi que l'échange est monodimensionnel en  $x$ .

Ces flux élémentaires sont égaux. Par ailleurs, ils sont transférés par conduction dans l'épaisseur  $e$  de la paroi conductrice suivant l'expression :

$$|d\Phi| = \frac{\lambda}{e} [Tp_1(x) - Tp_2(x)] P_m dx \quad (3-12)$$

Ce flux élémentaire étant conservatif, c'est le même dans les trois expressions: en tirant de chacune les différences de température partielles et en l'additionnant pour obtenir le  $\Delta T$  différences de température de mélange des deux fluides en une valeur de  $x$  déterminée, on a :

$$\left. \begin{aligned} T_1 - Tp_1 &= \frac{d\Phi}{dx} \frac{1}{h_1 P_m} \\ Tp_1 - Tp_2 &= \frac{d\Phi}{dx} \frac{e}{\lambda P_m} \\ Tp_2 - T_2 &= \frac{d\Phi}{dx} \frac{1}{h_2 P_m} \end{aligned} \right\} \quad (3-13)$$

Soit encore localement à la valeur de  $x$  choisie :

$$(T_1 - T_2) = (\Delta T)(x) = \left( \frac{d\Phi}{dx} \right) (x) \frac{1}{P_m} \left( \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \right) \quad (3-14)$$

Or :  $\left| \frac{d\Phi}{dx} \right| = \varphi_l$  flux linéique et  $\varphi_l = P_m \varphi$

D'où ce résultat essentiel.

En chaque point de l'échangeur, la différence de température de mélange des deux fluides crée un flux surfacique d'échange proportionnel à cette différence  $\Delta T(x)$  et à l'inverse d'une

résistance thermique surfacique égale à :

$$R = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} = \frac{1}{K} \quad (3-15)$$

Avec :

$\frac{e}{\lambda}$  : la résistance thermique de la paroi séparatrice de 1 et 2

$K$  : le coefficient d'échange global entre les deux fluides.

Bien entendu, ce développement n'est valable que si  $h_1, h_2$  et  $\frac{e}{\lambda}$  (solide) ne sont pas en fonction de  $x, y, z$ . Si ce n'est pas le cas, force est de diviser l'échangeur en autant de tronçons où l'on peut admettre cette hypothèse. Des corrélations de  $h$  entre un fluide et une paroi pour différents géométries et différentes conditions thermique, ce qui permet, en y ajoutant un calcul simple de conduction, de déterminer  $K$

## II. Méthodes de calcul

### II.1 Méthode $\Delta TLM$ :

Cette méthode est généralement utilisée dans le cas où les débits et les températures des fluides chaud et froid, sont connus à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

#### II.1.1 Cas d'un échangeur à Co-courant

Le fluide chaud et le fluide froid circulent le long de chaque face de la paroi dans le même sens

Soit :  $T_{ce}, T_{cs}$  :température d'entrée et de sortie du fluide chaud .

$T_{fe}, T_{fs}$  :température d'entrée et de sortie du fluide froid.

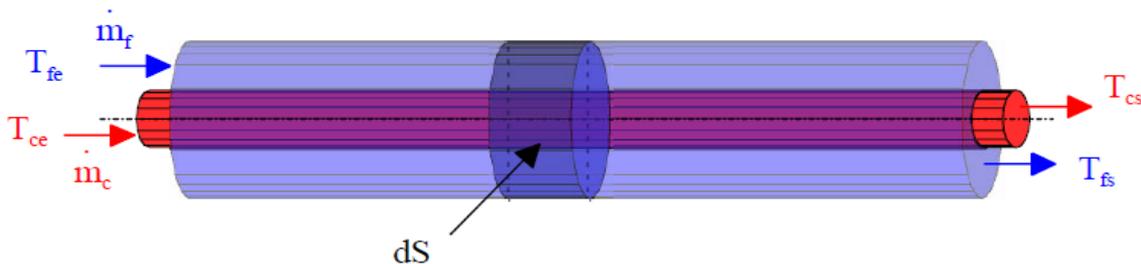


Figure (III -5) : Schéma d'un échangeur Co-courant [30]

Le sens positif est montré sur la figure ci-dessus.

Le bilan thermique à travers l'élément de surface  $ds$  s'écrit :

$$\begin{cases} d\Phi = -m_c \cdot Cp_c \cdot dT_c \\ d\Phi = m_f \cdot Cp_f \cdot dT_f \end{cases} \quad (3-16)$$

L'intégration de ces dernières le long de l'échangeur donne l'intensité globale du flux de

chaleur échangé entre les deux fluides, elle conduit à :

$$\begin{cases} \phi = m_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \\ \phi = m_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad (3-17)$$

Tenant compte des expressions (3-16) et (3-17), on aboutit à :

$$\frac{d\phi}{\phi} = \frac{dT_c}{(T_{cs} - T_{ce})} = \frac{dT_f}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad (3-18)$$

Laquelle conduit à :

$$\frac{d\phi}{\phi} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})} \quad (3-19)$$

Selon la loi de Fourier, le flux de chaleur s'exprime par :

$$d\phi = k (T_c - T_f) \cdot ds \quad (3-20)$$

Où  $k$  est le coefficient globale d'échange par unité de surface.

L'équation (3-20) portée dans la relation (3-19) donne :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{k(T_c - T_f) \cdot ds}{\phi} \quad (3-21)$$

ou encore :

$$k \cdot [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \cdot ds = \frac{\phi \cdot d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad (3-22)$$

L'intégration de cette dernière entre l'entrée et la sortie de l'échangeur conduit à :

$$\int_0^S k \cdot [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \cdot ds = \int_{T_{ce} - T_{fe}}^{T_{cs} - T_{fs}} \frac{\phi \cdot d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad (3-23)$$

Ce qui donne :

$$k \cdot [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \cdot S = \phi \cdot \log \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3-24)$$

D'où finalement :

$$\phi = k \cdot S \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}} = k \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (3-25)$$

qu'on peut exprimer sous la forme :

$$\phi = k \cdot S \cdot \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \left( \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (3-26)$$

On définit la différence de température logarithmique  $\Delta TLM$  par:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \left( \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (3-27)$$

Avec :

$$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$$

Le flux se réduit alors à une expression simplifiée sous la forme de :

$$\Phi = k.S.\Delta TLM \tag{3-28}$$

L'évolution des températures des deux fluides dans ce type d'échangeur se présentent comme suit :

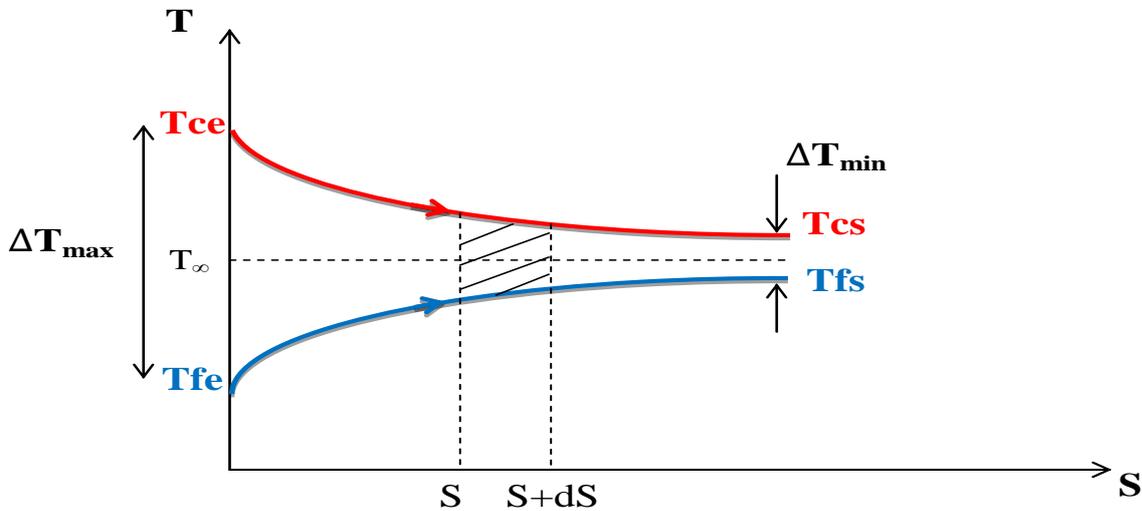


Figure (III-6) : Distribution des températures dans un échangeur co-courant.

### II.1.2 Cas d'un échangeur à Contre courant

Le fluide chaud et le fluide froid circulent le long de chaque face de la paroi dans le sens inverses.

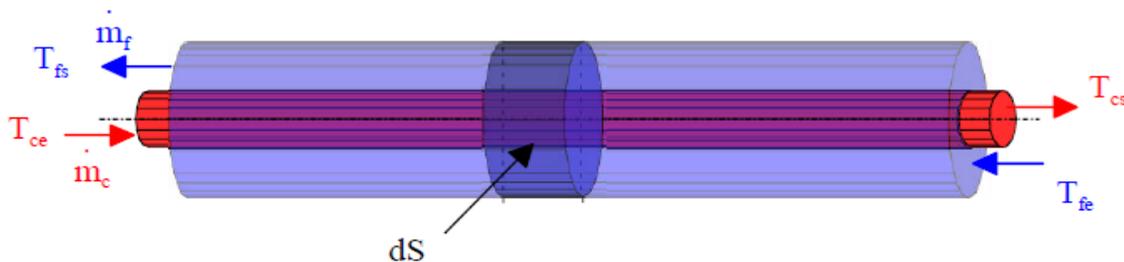


Figure (III-7) : Schéma d'un échangeur contre courant

Le bilan thermique à travers l'élément de surface ds s'écrit :

$$\begin{cases} d\Phi = - m_c.Cp_c.dT_c \\ d\Phi = - m_f.Cp_f.dT_f \end{cases} \tag{3-29}$$

L'intégration de ces dernières le long de l'échangeur donne l'intensité globale du flux de chaleur échangé entre les deux fluides, elle conduit à :

$$\begin{cases} \phi = m_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{cs} - T_{ce}) \\ \phi = m_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \end{cases} \quad (3-30)$$

Tenant compte des expressions (3-29) et (3-30), on obtient :

$$\frac{d\phi}{\phi} = \frac{dT_c}{(T_{cs} - T_{ce})} = \frac{dT_f}{(T_{fe} - T_{fs})} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fe} - T_{fs})} \quad (3-31)$$

Laquelle conduit à :

$$\frac{d\phi}{\phi} = \frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})} \quad (3-32)$$

Selon la loi de Fourier, le flux de chaleur s'exprime par :

$$d\phi = k (T_c - T_f) \cdot ds \quad (3-33)$$

où

k : coefficient globale d'échange par unité de surface.

L'équation (3-33) portée dans la relation (3-32) donne :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})} = \frac{k(T_c - T_f) \cdot ds}{\phi} \quad (3-34)$$

ou encore :

$$k \cdot [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})] \cdot ds = \frac{\phi \cdot d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad (3-35)$$

L'intégration de cette dernière entre l'entrée et la sortie de l'échangeur conduit à :

$$k \cdot [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})] \cdot S = \phi \cdot \log \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} \quad (3-36)$$

d'où finalement :

$$\phi = k \cdot S \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\log \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})}} = k \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (3-37)$$

qu'on peut exprimer sous la forme :

$$\phi = k \cdot S \cdot \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \left( \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (3-38)$$

On définit la différence de température logarithmique  $\Delta TLM$  par:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \left( \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (3-39)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \Delta T_s &= T_{cs} - T_{fs} \\ \Delta T_e &= T_{ce} - T_{fe} \end{aligned}$$

Le flux se réduit alors à une expression simplifiée sous la forme de :

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (3-40)$$

L'évolution des températures des deux fluides dans ce type d'échangeur se présentent comme suit :

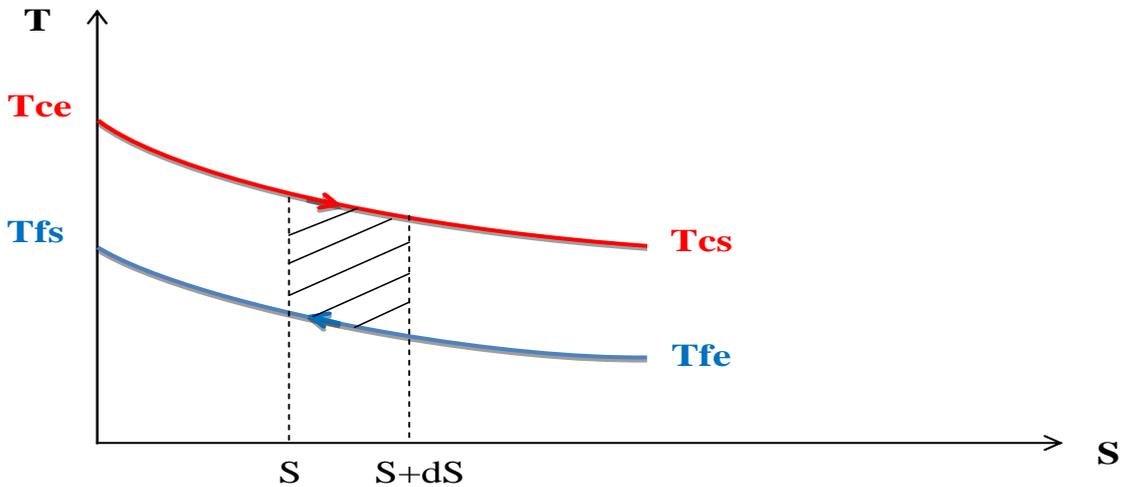


Figure (III-8) : Distribution des températures dans un échangeur contre-courant.

L'échangeur contre-courant a ceci de particulier que les profils de température ne présente pas toujours une même allure selon les valeurs relatives des produits  $\dot{m}_c \cdot C_{p_c}$  et  $\dot{m}_f \cdot C_{p_f}$  que on dénomme débits de capacité thermique et que l'on note généralement  $C_c$  et  $C_f$ .

En effet, selon les cas, on obtient 3 comportements différents qui sont représentés dans la figure (III-9)

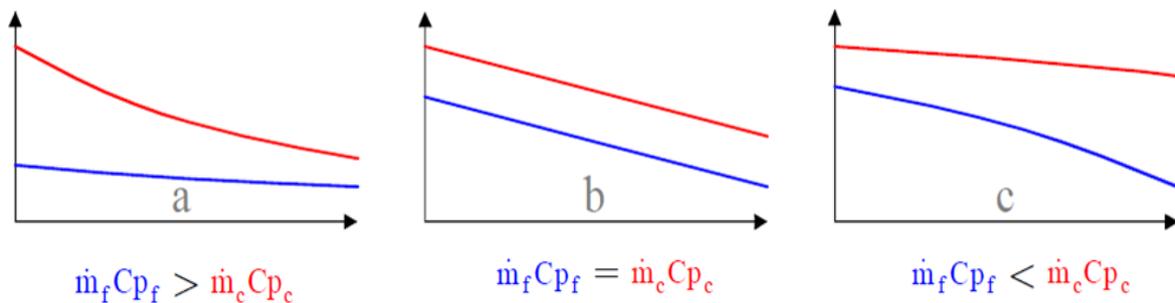


Figure (III-9) : Profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique [30]

### II.1.3 Cas d'un échangeur à courants croisés

La méthode DTLM ne se limite pas aux configurations de type courant parallèle, elle est aussi utilisable pour tout type d'écoulement. Pour cela, DTLM est calculé comme s'il s'agissait d'un écoulement à contre-courants, et le résultat obtenu est corrigé par un facteur **F**, tenant compte de la configuration de l'écoulement en question, de sorte que :

$$\phi = \mathbf{F} \cdot k \cdot S \cdot \Delta TLM \quad (3-41)$$

La valeur de **F** est consignée dans des abaques, pour la plupart des configurations des écoulements.

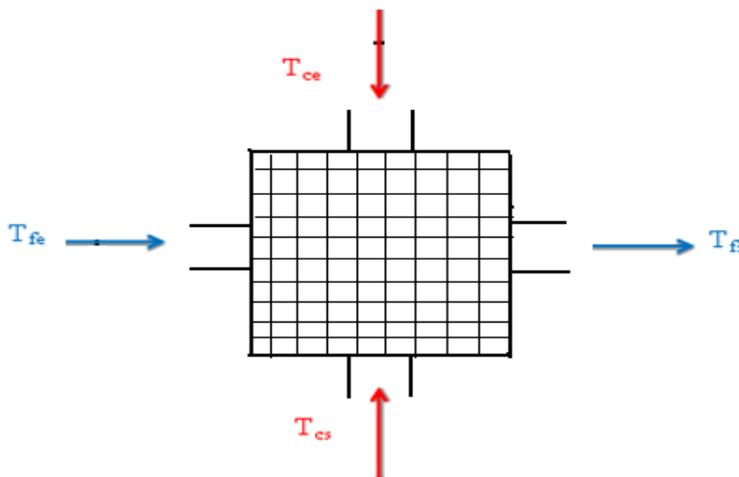


Figure (III-10) : Echangeur a courants croisés.

De façon générale, ce facteur **F** est sélectionné d'après deux caractéristiques de l'échangeur :

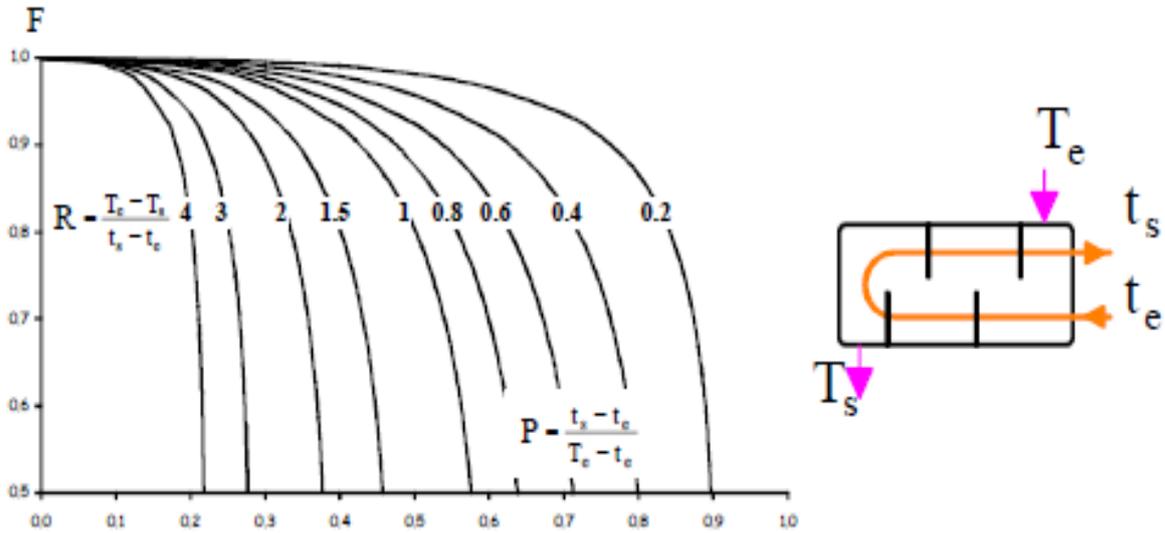
$$\left\{ \begin{array}{l} R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \\ P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \end{array} \right. \quad (3-42)$$

On peut aussi les trouver dans quelques ouvrages comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \\ P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \end{array} \right. \quad (3-43)$$

Où  $t$  fait référence au fluide froid (circulant dans les tubes) et  $T$  au fluide chaud (circulant dans l'enveloppe). Et les indices (e) et (s) correspondant respectivement l'entrée et la sortie de l'échangeur.

a) Une passe côté calandre et multiple de deux passes côté tube.



b) Deux passes côté calandre et multiple de quatre passes côté tube.

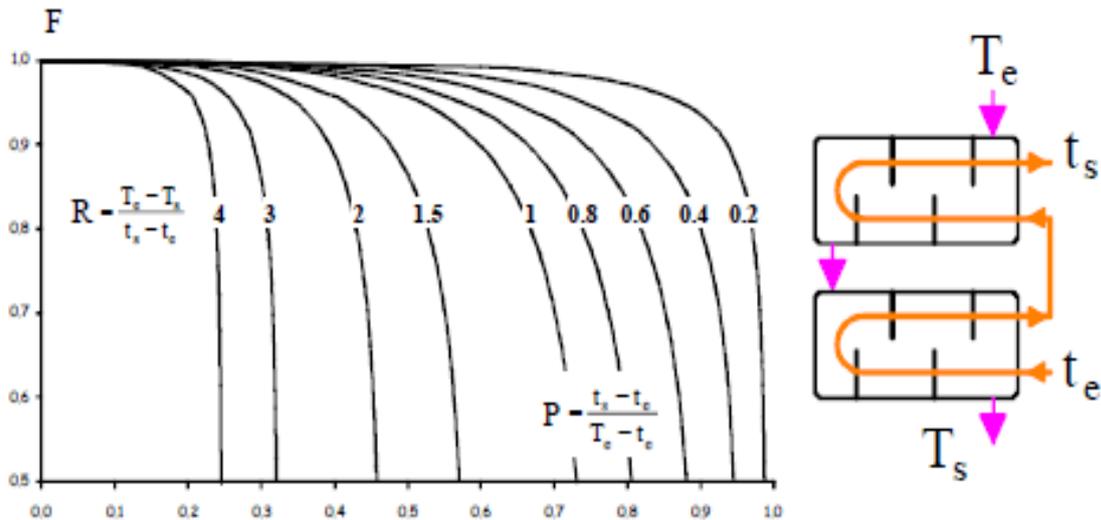
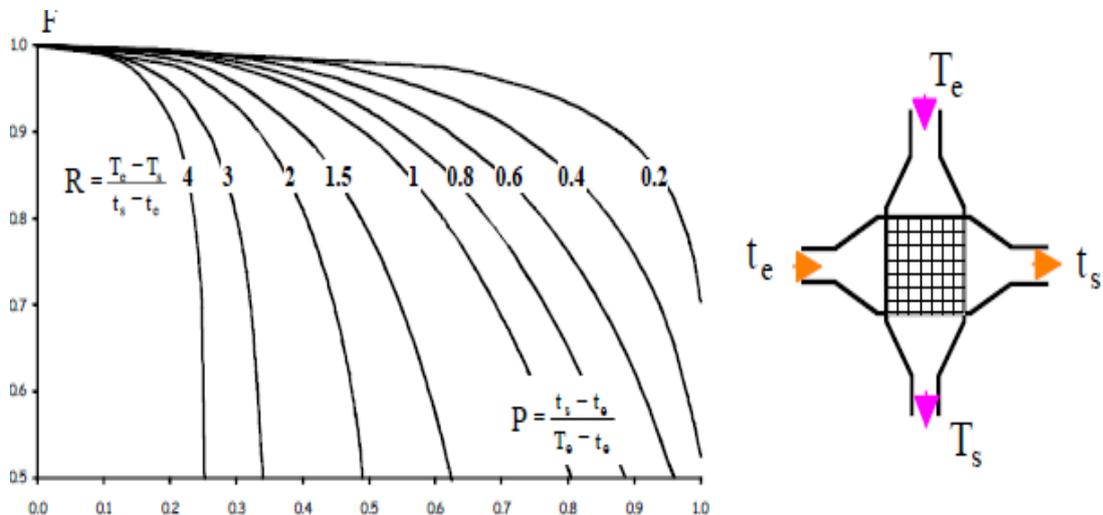


Figure ( III-11 ) : Facteur de correction  $F$  pour deux types d'échangeurs à tubes et à calandre. [30]

a) Echangeur à courant croisé, aucun fluide n'étant mélangé.



a) Echangeur à courant croisé, seul un des fluides étant mélangé.

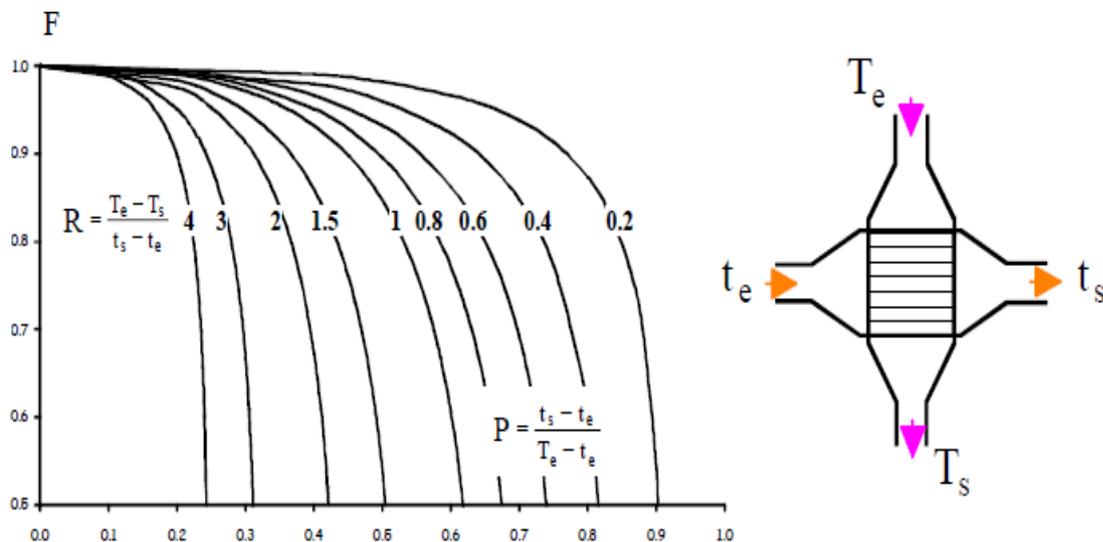


Figure (III-12) : Facteur de correction  $F$  pour deux types d'échangeurs à courants croisés avec une seule passe de chaque fluide

## II.2 Méthode de NUT ( Nombre d'Unité de Transfert )

La méthode de NUT nous permet de faire des calculs sans faire appel aux températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Nous allons montrer dans ce qui suit que NUT est lié à la définition du flux thermique maximum d'une part, et de l'efficacité de l'échangeur d'autre part. Son utilisation permet de simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.

$$NUT = \frac{kS}{C_{min}} \quad (3-44)$$

Le flux maximum échangeable s'écrit :

$$\Phi_{max} = m_{min} C_{pmin} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (3-45)$$

Le flux réel est donné par :

$$\Phi_{réel} = E \cdot \Phi_{max} \quad (3-46)$$

## II.3 Efficacité d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme, le rapport du flux de chaleur réellement transféré dans l'échangeur, au flux de chaleur maximal qu'il serait possible de transférer dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides, cette efficacité est en fonction de trois grandeurs :

$$E = f \left\{ NUT = \frac{kS}{C_{min}} ; C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} ; \text{type d'écoulement} \right\}$$

Le terme  $\frac{kS}{C_{min}}$  est appelé Nombre d'Unité de Transfert (NUT), il est sans dimension et aussi représentatif du pouvoir d'échange de l'appareil.

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (3-47)$$

Selon les cas ( $C_c < C_f$  ou  $C_c > C_f$ ) ; cette efficacité prendra différentes formes :

- Si  $C_c = C_{min}$

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3-49)$$

- Si  $C_f = C_{min}$

$$E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3-50)$$

Des abaques fournissent l'efficacité à partir de NUT et de  $C_r$  comme nous montre ces différentes figures :

➤ Cas d'un échangeur à co-courant

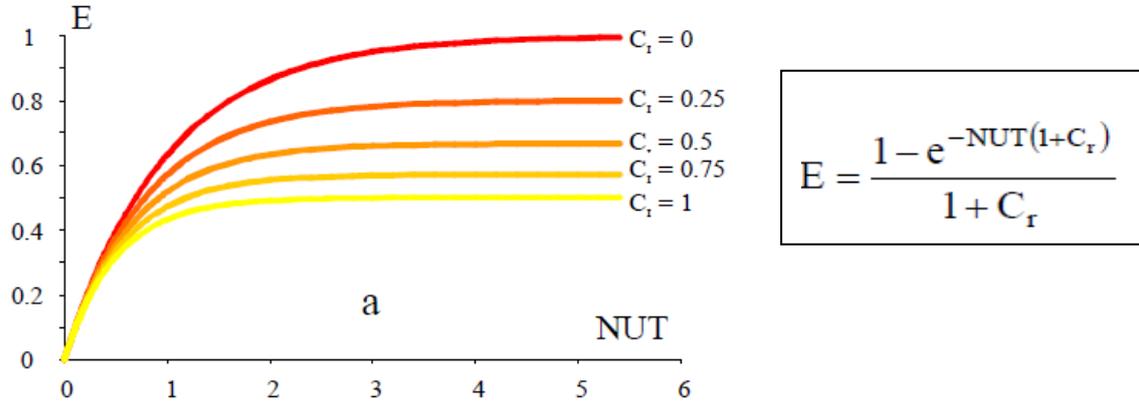


Figure (III-13) : Evolution de l'efficacité en fonction de  $NUT$  et de  $C_r$ , pour un échangeur co-courant

➤ Cas d'un échangeur à contre-courant

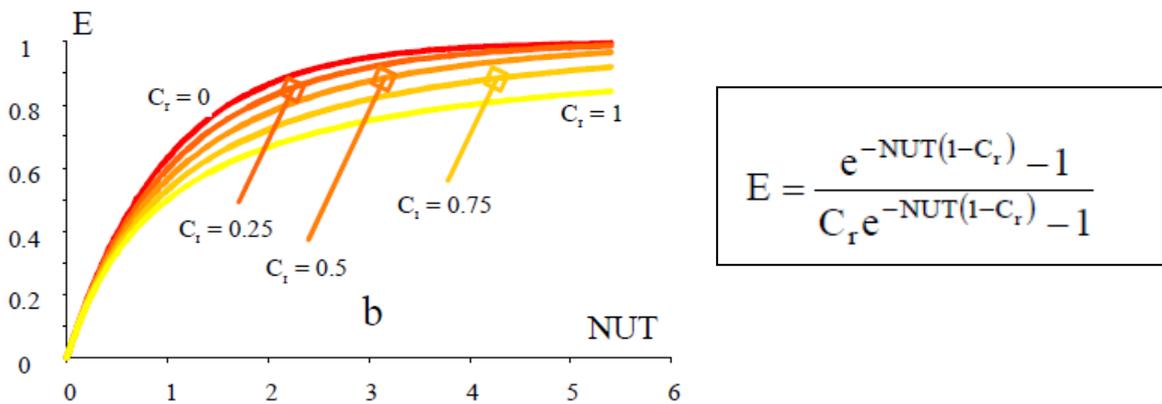
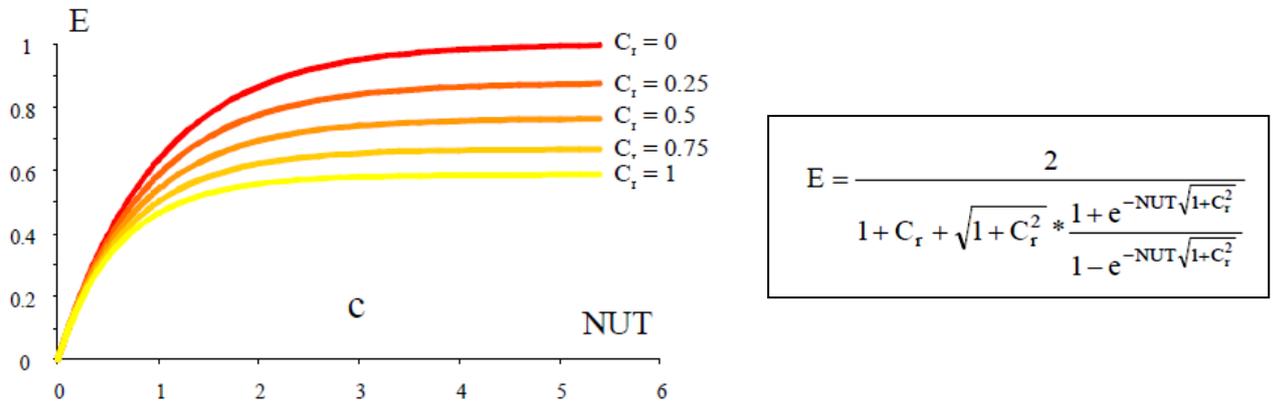


Figure (III-14) : Evolution de l'efficacité en fonction de  $NUT$  et de  $C_r$ , pour un échangeur contre-courant [30]

➤ **Cas d'un échangeur à Courant Croisé** (une passe côté calandre et multiple de deux passes côté tube.)



**Figure (III-15) :** Evolution de l'efficacité en fonction de *NTU* et de *C<sub>r</sub>*, une passe côté calandre et multiple de deux passes côté tube

### III. Echangeur à plaque ondulée et tubes :

Les travaux expérimentaux menés par Arun [31] ont conduits à déterminer le rendement d'un capteur muni d'un absorbeur en plaque et tubes en fonction de la dimension de la plaque entre les tubes.

Ainsi la distance entre les tubes (*2l*) joue un rôle prépondérant sur les performances des capteurs solaires. La figure (III-16) illustre l'incidence de cette distance sur le rendement. On voit que le rendement diminue quand la distance (*2l*) augmente. Sur cette figure, on remarque que pour une même épaisseur des absorbeurs et une distance entre les tubes donnée, le capteur en cuivre permet d'obtenir de meilleures performances. Pour des absorbeurs en aluminium ou en cuivre d'épaisseur 1 mm, une distance entre les tubes comprise entre 150 et 170 mm permet des capteurs performants.

Si on diminue l'épaisseur de l'absorbeur, il va falloir augmenter le nombre de tubes de l'échelle tubulaire. Si on utilise l'acier comme plaque absorbante, il faut diminuer la distance entre les tubes. Le tableau (III -1) illustre ce phénomène.

Epaisseur de la plaque Absorbante [mm]	Distance entre les tubes ( $2l$ ) (Aluminium ou cuivre)	Distance entre les tubes ( $2l$ ) (Acier)
1 mm	$150 \leq 2l \leq 170$	$80 < 2l < 100$
0.5 mm	$125 \leq 2l \leq 160$	$50 \leq 2l \leq 80$

Tableau (III -1): Epaisseur entre les tubes

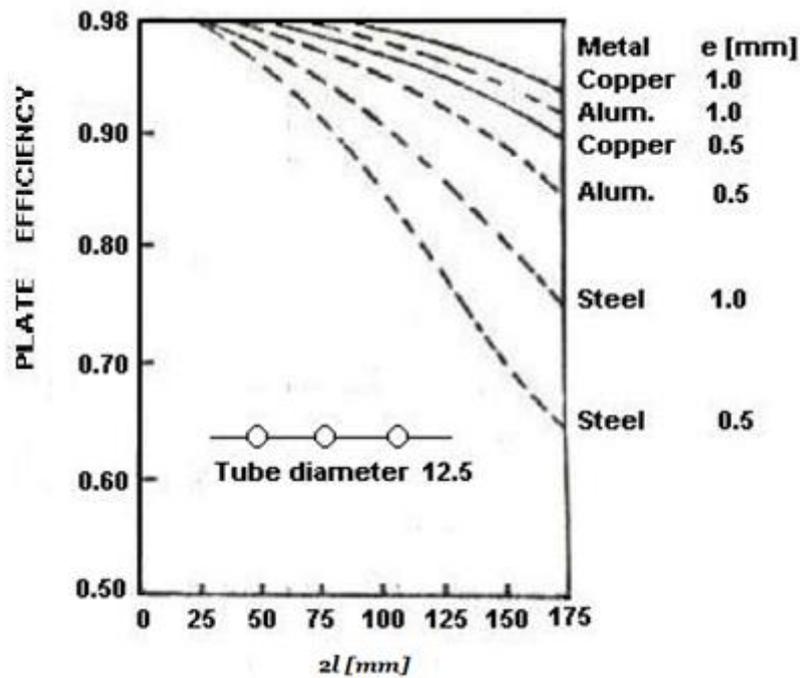


Figure (III -16) : Evaluation du rendement des capteurs en fonction de la distance entre les tubes

#### IV. Conclusion

Le capteur solaire est un type particulier d'échangeur de chaleur qui utilise le rayonnement solaire pour chauffer le fluide caloporteur, les échangeurs de chaleur ordinaires effectuent un échange de chaleur, fluide à fluide, avec le rayonnement comme facteur négligeable.

Le calcul des échangeurs est généralement basé sur deux méthodes globales dites NUT et DTLM. On a vu que ces deux méthodes sont applicables pour tout type d'écoulement

et n'importe quelle géométrie de l'échangeur.

Le calcul de l'échangeur avec la méthode DTLM se fait par itération, quand on ne connaît pas les températures de sorties des deux fluides, contrairement à la méthode NUT qui ne nécessite que de l'efficacité, en fonction de NUT.

La diversité des échangeurs et des conditions de fonctionnement, notamment les températures du fluide caloporteur et les différents flux prévalant dans un capteur, limitent l'utilisation des méthodes de calcul objet de ce chapitre et nécessite pour le cas qui nous intéresse, l'établissement d'un bilan thermique, objet du chapitre suivant afin d'évaluer l'efficacité et de modéliser les échanges thermiques associés au capteur choisi.

# **Chapitre IV**

## *Bilan thermique de l'absorbeur*

## I. Introduction

L'absorbeur est l'élément fondamental du capteur thermique. Il a pour rôle le transfert de la chaleur due au rayonnement solaire au fluide caloporteur.

Le flux reçu par le fluide nécessite une surface d'échange composée d'une surface mère (tube) et d'une surface ailetée (plaque ondulée), figure (IV-1)

La modélisation de cet échangeur thermique nécessite l'établissement d'un bilan thermique. Celui-ci tiendra compte des flux reçus par la plaque et les tubes et ce par conduction, rayonnement et par convection.

## II. Données géométriques

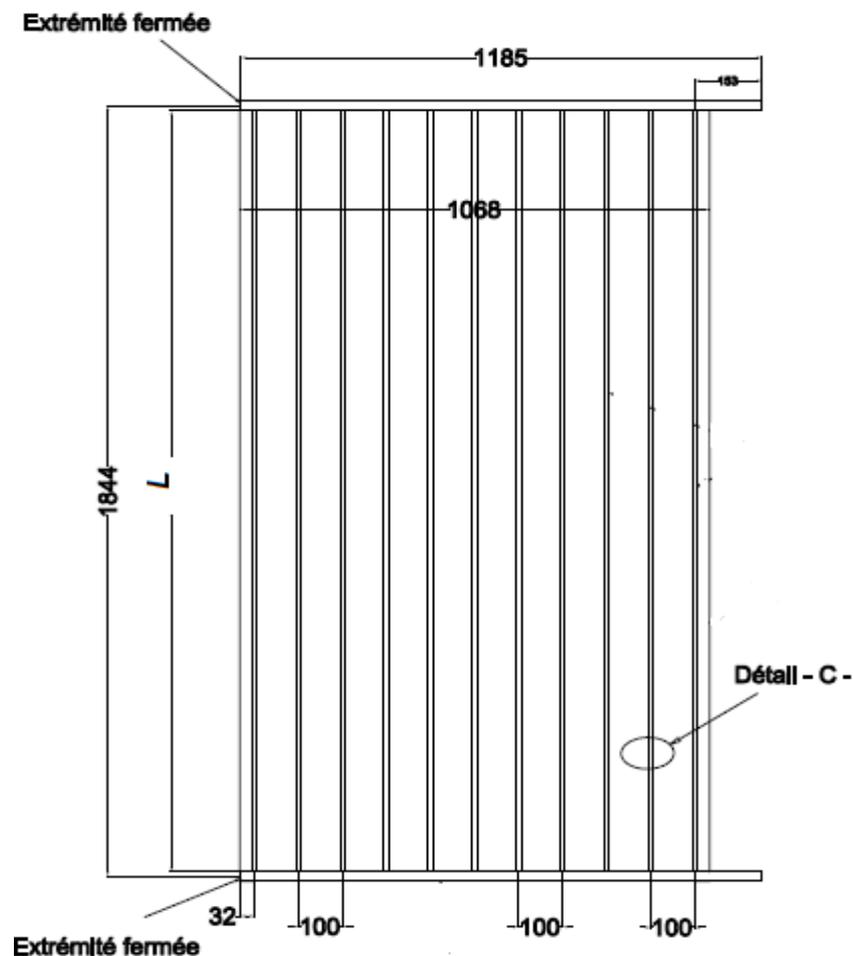
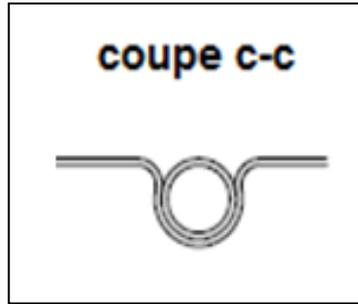


Figure (IV-1) : plaque absorbante (mm)



**Figure (IV-2) :** coupe de la plaque

Avec :

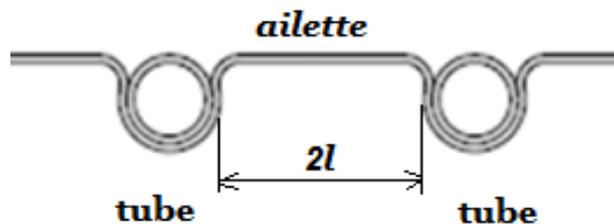
$S = 2 L . N . [ \alpha . r + l ]$  : surface de la plaque.

$L$  : longueur de la plaque.

$N$  : nombre de tubes

$2l$  : la largeur de l'ailette

L'ailette est comprise entre deux tube figure (IV-3).le flux collecté par l'ailette sera transmis au tube figure (IV-4)



**Figure (IV-3) :** Repérage d'un ensemble tubes-ailettes.

Les caractéristique du chauffe eau solaire étudié sont regroupées dans le tableau suivant :

▶ Dimension du capteur plan (mm)	1208 x2008x104
▶ La plaque ondulée (absorbante)	Plaque en aluminium épaisseur 0.3 mm $\lambda = 204 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
▶ Nombre de tube	N= 11
▶ Tubes (nature et dimension)	Tube en cuivre ; épaisseur 1 mm Diamètre = 12 mm Longueur = 1822 mm $\lambda = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
▶ Surface nette d'absorption	2.13 m <sup>2</sup>
▶ Surface sélective Nature de la surface absorbante et caractéristique	Peinture mate Absorption : $\alpha' = 95 \%$ Emission : $\varepsilon_p = 5 \%$
▶ Isolation en laine de roche	Conductivité : $\lambda = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ Épaisseur du fond = 30 mm Épaisseur latérale sur les deux cotés = 20mm
▶ vitrage	Épaisseur = 4 mm Emission : $\varepsilon_v = 7 \%$ Transmittivité 80 → 90%
▶ Collecteurs	Tube en cuivre ; épaisseur 1mm Diamètre = 22 mm Longueur = 1185 mm

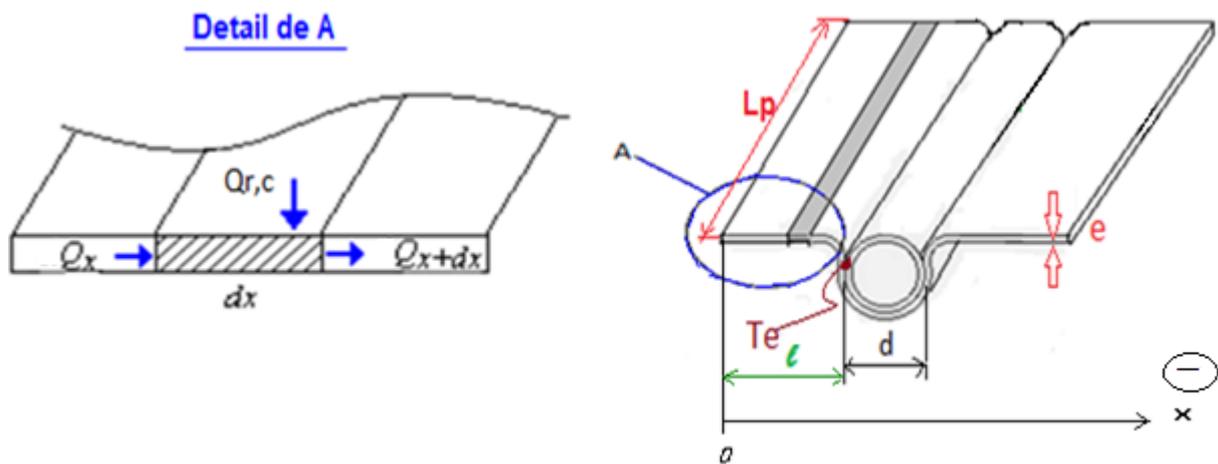
**Tableau (IV-1) :** caractéristique du chauffe eau solaire étudié.

**III. Bilan thermique**

➤ *Hypothèses :*

- Régime permanent
- Conduction unidirectionnelle
- $\lambda, \rho, C_p$  supposés constantes

Le bilan thermique par l'élément  $dx$ , permet d'écrire, figure (IV-4)



**Figure (IV-4) :** Bilan thermique sur un élément d'ailette de l'ensemble tube-ailettes.

Bilan thermique sur un élément d'ailette ( $dx$ ) ; s'écrit

$$\phi_{x+dx} - \phi_x - \phi_{r,c} = 0 \tag{4-1}$$

On a

$\phi_{r,c}$  : Le flux échangé par convection et rayonnement entre la vitre et l'absorbeur :

$$\phi_{r,c} = \phi_r + \phi_c = (h_r + h_c) \cdot (T_p(x) - T_v) \cdot S \tag{4-2}$$

Avec:

$$h_r = \frac{\sigma \cdot (T_{ab}^2 + T_v^2) \cdot (T_{ab} + T_v)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \tag{4-3}$$

$T_{ab}$ : Température moyenne de la plaque absorbante.

$T_v$ : température moyenne de la vitre.

$h_r$ : coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.

$h_c$ : coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'absorbeur.

$\varepsilon_p$ : Émissivité de l'absorbeur

$\varepsilon_v$ : émissivité du verre

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et le vitrage est estimé par la relation proposée par *Hollands et al*. basée sur l'expérimentation, cette relation permet la détermination du nombre de *Nusselt* pour les angles d'inclinaison allant de 0° à 60°, tel que :

$$Nu = \left[ 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] + \left[ \left[ \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right]^{1/3} - 1 \right]^+ \right] \quad (4-4)$$

Où les termes en (+) sont seulement dans le cas où ils sont positifs.

Les propriétés thermo-physiques de l'air sont calculées en fonction de la température Par[20] :

$$\left. \begin{aligned} C_{p_{air}} &= 1005,48 - 0,01014T + 0,001138T^2 + 0,62 \times 10^{-3}T^3 + 0,1613 \times 10^{-7}T^4 \\ \rho_{air} &= 1,3043 - 0,00203T - 10^{-5}T^2 \\ \mu_{air} &= [1,7164 + 0,01327T + 0,00019T^2 + 0,1057 \times 10^{-5}T^3] \times 10^{-5} \\ \lambda_{air} &= 0,02415 + 0,00008T \end{aligned} \right\} \quad (4-5)$$

Le coefficient  $h$  est alors donné par :

$$h_c = Nu \times \frac{\lambda_{air}}{e_{pl-v}} \quad (4-6)$$

Avec :

$\beta$  : Angle d'inclinaison du capteur.

$e_{pl-v}$  : Distance entre la plaque absorbante et le vitre.

$\lambda_{air}$  : Conductivité thermique de l'air.

$R_a = Gr. Pr$  : Nombre de Rayleigh.

Ou  $P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

En développant la relation (4-1) pour les différents flux on trouve :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_x = -\lambda_p \frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_x L_p e \quad (4-7) \\ \phi_{x+dx} = -\lambda_p \frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_{x+dx} L_p e \quad (4-8) \\ \phi_{r,c} = (h_r+h_c) \cdot (T_p(x) - T_v) \cdot dx \cdot L_p \quad (4-9) \end{array} \right.$$

Avec :

$\lambda_p$ : Conductivité de la plaque

$L_p$  et  $e$  : respectivement, la longueur et l'épaisseur de l'absorbeur

En remplaçant les différents flux par leurs expressions et par unité de longueur, on obtient :

$$-e \lambda_p \left[ \frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_{x+dx} - \frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_x \right] - [(hr + hc) \cdot (T_p(x) - T_v) \cdot dx] = 0 \quad (4-10)$$

En divisant l'équation (4-10) par,  $\lambda_p \cdot e \cdot dx$ , on obtient :

$$\frac{\frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_{x+dx} - \frac{\delta T_p(x)}{\delta x} \Big|_x}{dx} = \frac{(hr+hc) \cdot (T_v - T_p(x))}{\lambda_p \cdot e} \quad (4-11)$$

Quand  $dx \rightarrow 0$  on obtient :

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} = \frac{(hr+hc) \cdot (T_v - T_p(x))}{\lambda_p \cdot e} \quad (4-12)$$

Avec les conditions aux limites classiques suivantes :

Extrémité de l'ailette :  $\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \quad (4-13)$

Base de l'ailette :  $T \Big|_{x=l} = T_e \quad (4-14)$

$T_e$  : Etant la température de la paroi externe du tube au contacte de l'ailette

En posant:

$$m = \sqrt{\frac{(hr+hc)}{\lambda_p.e}} \quad \text{et} \quad \Psi = T_v - T_p(x)$$

L'expression (1-12) se réduit à :

$$\frac{d^2 \Psi(x)}{dx^2} - m^2 \Psi(x) = 0 \quad (4-15)$$

Les conditions aux limites deviennent:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (4-16)$$

$$\text{et} \quad \Psi|_{x=l} = |T_v - T_e| \quad (4-17)$$

L'équation (4-15) est une équation différentielle sans second membre. La solution générale est donnée par :

$$\Psi(x) = C_1 \operatorname{sh} mx + C_2 \operatorname{ch} mx \quad (4-18)$$

En appliquant les conditions aux limites, il vient :

$$\left( \frac{d\Psi}{dx} \right)_{x=0} = 0 \longrightarrow C_1 = 0 \quad (4-19)$$

$$\Psi|_{x=l} = T_e - T_v \longrightarrow C_2 = \frac{T_e - T_v}{\operatorname{ch}(ml)} \quad (4-20)$$

$$\implies \Psi(x) = C_2 \operatorname{ch}(mx) \quad (4-21)$$

Ainsi l'expression de la répartition de température dans la plaque est:

$$T(x) = [T_v - T_e] \left[ \frac{\operatorname{ch}(mx)}{\operatorname{ch}(ml)} \right] + T_v \quad (4-22)$$

- **Cas où Le flux s'évacue instantanément aux points de contact de l'ailette avec le tube, comme nous montre la figure (IV-5), au fluide à travers l'épaisseur de tube s'écrit :**

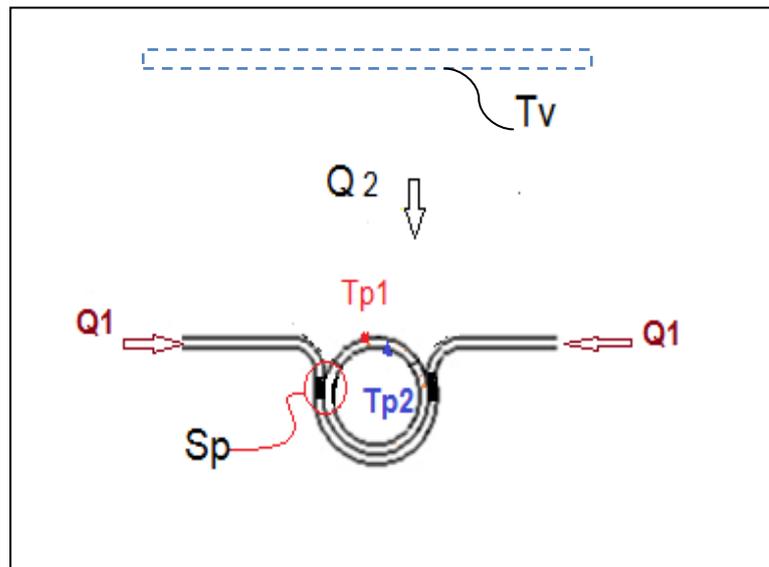
$$\begin{aligned} \phi_1 &= -\lambda_p S_p \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=l} = 2m\lambda_p \cdot S_p \cdot (T_e - T_v) \cdot th(ml) \\ &= \frac{(T_e - T_v)}{\frac{1}{2m\lambda_p \cdot S_p \cdot th(ml)}} \end{aligned} \quad (4-23)$$

Ce flux  $\phi_1$  est transféré au tube par conduction à travers son épaisseur, s'écrit :

$$-\frac{\lambda_t}{e_t} S_p \cdot (T_e - T_{P2}) = -\frac{(T_e - T_{P2})}{\frac{e_t}{\lambda_t \cdot S_p}} \quad (4-24)$$

Ce même flux est transmis par convection de la paroi intérieure de tube vers le fluide, soit :

$$h_{cv,f} \cdot S_p \cdot (T_{P2} - T_f) = -\frac{(T_{P2} - T_f)}{\frac{1}{h_{cv,f} \cdot S_p}} \quad (4-25)$$



**Figure (IV-5) :** schématisation de l'élément Sp

Avec :

$$T_f = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} \quad (4-26)$$

$T_{ec}$  : Température du fluide à l'entrée du capteur.

$T_{sc}$  : Température du fluide à la sortie du capteur.

$T_f$  : Température moyenne du fluide.

Le coefficient de transfert par convection  $h_{cv,f}$  entre l'eau et la paroi intérieur de tube est estimé à l'aide des formules empiriques par l'intermédiaire du nombre de *Nusselt* selon le régime de l'écoulement.

En régime laminaire ( $Re < 2100$ ), on utilisera la relation proposée par *Seider* et *Tate*, soit :

$$Nu = 1,86 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4-27)$$

Compte tenu de la faible variation de la viscosité avec la température et faibles écarts rencontrés, on négligera l'écart entre la viscosité du fluide à la paroi  $\mu_p$  et la viscosité du film  $\mu_f$ .

Ce qui nous donne :

$$Nu = 1,86 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \quad (4-28)$$

En régime turbulent ( $Re > 10000$ ), les mêmes auteurs proposent :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4-29)$$

Et en faisant  $\mu_f = \mu_p$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (4-30)$$

Le coefficient de transfert  $h_{cv,f}$  est donné par :

$$h_{cv,f} = \frac{\lambda_{eau} Nu}{d} \quad (4-31)$$

les propriétés thermo-physiques de l'eau sont calculées en fonction de la température par [20]:

$$\left. \begin{aligned}
 C_{p_{eau}} &= 4196,35 - 0,81714T + 0,00934T^2 + 10^{-5}T^3 \\
 \rho_{eau} &= 1000,26 - 3,906 \times 10^{-2}T - 4,05 \times 10^{-3}T^2 \\
 \mu_{eau} &= [1,632 + 13,63 \exp(-0,025T)] \times 10^{-4} \\
 \lambda_{eau} &= 0,55867 + 0,00203T - 10^{-5}T^2
 \end{aligned} \right\} \quad (4-32)$$

Avec :

$d$  : diamètre du tube.

$\lambda_t$  : Conductivité thermique de tube.

$e_t$  : Épaisseur de tube

$\lambda_p$  : Conductivité thermique de la plaque.

$T_a = \frac{T_v + T_{ab}}{2}$  : Température de la lame d'air.

Finalement, le flux  $\phi_1$  transmis par les deux ailettes au fluide s'écrit, en considérant  $T_v \approx T_a$  :

$$\phi_1 = \frac{(T_a - T_f)}{\frac{1}{2m\lambda_p \cdot Sp.th (ml)} + \frac{e_t}{\lambda_t \cdot Sp} + \frac{1}{hcv,f \cdot Sp}} \quad (4-33)$$

Le flux transmis par l'ensemble des ailettes s'écrit :

$$\phi_1' = N \phi_1 = k S_a (T_a - T_f)$$

avec:

$$S_a = N * 2l * L$$

➤ Le flux reçu par rayonnement et convection sur la surface ( $S_2=2\alpha r_e L$ ) de tube, figure (IV-6), s'écrit :

$$\phi_2 = \phi_r + \phi_c = (h_r + h_c) \cdot (2\alpha r_e L) (T_a - T_{p1}) \quad (4-34)$$

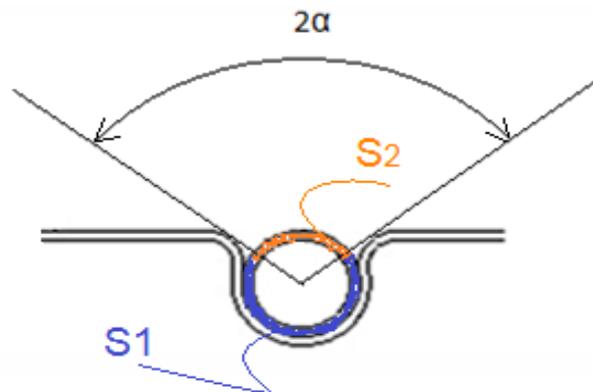
$$\phi_2 = \frac{(T_a - T_{p1})}{\frac{1}{(h_r + h_c)(2\alpha r_e L)}}$$

Ce flux  $\phi_2$  est transmis au tube par conduction à travers l'épaisseur de tube, ainsi :

$$\phi_2 = \frac{(T_{p1} - T_{p2})}{\frac{1}{2\pi \lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i}} \quad (4-35)$$

Ce même flux sera transmis par convection de la paroi intérieure de tube vers le fluide, de sorte que :

$$\phi_2 = \frac{(T_{p2} - T_f)}{\frac{1}{h_{cv,f} \cdot 2\alpha r_i L}} \quad (4-36)$$



**Figure (IV-6) :** Schéma représentatif de deux sections

Finalement, le flux transmis par rayonnement et convection sur la surface  $S_2$ , s'écrit :

$$\phi_2 = \frac{(T_a - T_f)}{\frac{1}{(h_r + h_c)(2\alpha_r L)} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_{cv,f} \cdot 2\alpha_i L}} \quad (4-37)$$

Le flux reçu par l'ensemble des tubes s'écrit :

$$\phi_2' = N \phi_2 = k' S_t (T_a - T_f)$$

avec:

$$S_t = N * S_2$$

Le flux total reçu par l'absorbeur s'écrit :

$$\phi_t = \phi_1' + \phi_2' = N [k S_a (T_a - T_f) + k' S_t (T_a - T_f)] \quad (4-38)$$

$$\phi_t = N (T_a - T_f) [k S_a + k' S_t]$$

$$\phi_t = \frac{N [k S_a + k' S_t]}{S} S (T_a - T_f)$$

$$\phi_t = K S (T_a - T_f)$$

Avec :

$$S = S_a + S_t$$

$$K = \frac{N (k S_a + k' S_t)}{S}$$

$$K = N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{th}(ml)} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{cv,f}} \right) \frac{S_2}{S_p}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \cdot S_2 \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right] \quad (4-39)$$

**K**: Coefficient d'échange global de l'absorbeur.

**S** : surface de l'absorbeur

❖ Cas où Le flux s'évacue par les deux ailettes au fluide à travers l'épaisseur de tube en supposant que le contact tube-ailette est parfait, figure (IV-7), s'écrit :

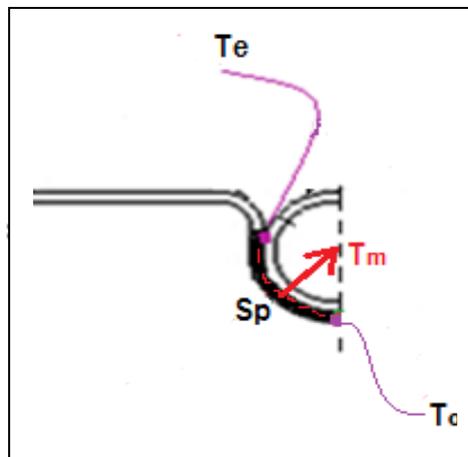
$$\begin{aligned} \phi''_1 &= -\lambda_p S_p \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=l} = \frac{(T_v - T_e)}{\frac{1}{-2m\lambda_p \cdot Sp \cdot th(ml)}} = -\frac{\lambda_a}{e_a} S_p \cdot (T_e - T_0) \quad (4-40) \\ &= -\frac{(T_e - T_0)}{\frac{e_a}{\lambda_a \cdot S_p}} \end{aligned}$$

Ce flux  $\phi''_1$  est transmis au tube par conduction à travers l'épaisseur de tube à la section  $S_1$ , s'écrit :

$$\phi''_1 = -\frac{(T_m - T_{P2})}{\frac{e_t}{\lambda_t \cdot S_{1ext}}} \quad (4-41)$$

Ce même flux se transmet par convection de la paroi intérieure de tube vers le fluide, il s'écrit :

$$\phi''_1 = -\frac{(T_{P2} - T_f)}{\frac{1}{h_{cv,f} \cdot S_{1i}}} \quad (4-42)$$



**Figure (IV-7) :** schématisation de l'élément Sp

Dans ce cas on a :  $S_p = \frac{S_1}{2}$

avec :

$S_{1i} = (\pi - \alpha) L r_i$  : surface interne de tube

$S_{1ext} = (\pi - \alpha) L r_e$  : surface externe de tube

$e_a$  : épaisseur de l'ailette

$T_0$  : température de l'ailette au milieu de tube, figure (IV-7)

On suppose que :

$$- T_v \approx T_a$$

On a aussi  $T_m = \frac{T_0 + T_e}{2} \approx T_0$

$T_m$  : la température moyenne de l'ailette lorsque  $x \in [l, l + (\pi - \alpha)r]$

Donc on obtient :

$$\phi''_1 = \frac{(T_a - T_f)}{\frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{Sp.th}(ml)} + \frac{e_a}{\lambda_a \cdot S_p} + \frac{e_t}{\lambda_t \cdot S_{1ext}} + \frac{1}{h_{cv,f} \cdot S_{1i}}} \quad (4-43)$$

Le flux transmis par l'ensemble des ailettes s'écrit :

$$\phi_1''' = N \phi_1 = k S_a (T_a - T_f)$$

Le flux total de l'absorbeur s'écrit :

$$\phi_t = \phi_1''' + \phi_2' = N [k S_a (T_a - T_f) + k' S_t (T_a - T_f)] \quad (4-44)$$

$$\phi_t = \frac{N[k S_a + k' S_t]}{S} S (T_a - T_f)$$

$$\phi_t = K S (T_a - T_f)$$

Avec :

$$K = N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{th}(ml)} + \frac{e_t}{2\lambda_t} + \frac{e_a}{2\lambda_a} + \frac{1}{2h_{cv,f}} \right) \frac{S_2}{\text{Sp}}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i} \cdot S_2 + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right] \quad (4-45)$$

- Calcul de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{\text{surface avec tube et plaque ondulée}}{\text{la surface équivalente de tube}} = \frac{S_{\text{tube}}}{S_{\text{réelle}}} \quad (4-46)$$

La largeur de l'ailette égale à 88 mm, le nombre de tubes qui faut pour les placés dans une ailette égale à 7, donc pour toute la plaque absorbante il lui faut 88 tubes.

$$S_{\text{réelle}} = 2L(\alpha \cdot r + l) * 11 \quad (4-47)$$

$$S_{\text{tube}} = \pi \cdot rL * N_{\text{tube}} \quad (4-48)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{2.1822 \left( \frac{\pi}{4} * 6 + 44 \right) * 11}{\pi * 6 * 1822 * 88} = 0.64 \quad (4-49)$$

- ❖ Discussion suivant la valeur de  $\alpha$  en fonction de  $\mathbf{K}$  donnée successivement par (4-39) et (4-45)

$$\mathbf{K} = N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{th}(ml)} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{cv,f}} \right) \frac{2\alpha r_e l}{Sp}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right]$$

$$\mathbf{K} = N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{th}(ml)} + \frac{e_t}{2\lambda_t} + \frac{e_a}{2\lambda_a} + \frac{1}{2h_{cv,f}} \right) \frac{S_2}{Sp}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right]$$

- Si  $\alpha = \pi/2$  ; la largeur de l'ailette augmente

Le coefficient global augmente

- Si  $\alpha \rightarrow 0$  ; la largeur de l'ailette diminue

Le coefficient global diminue

- Si  $\alpha \rightarrow \pi$  ; la largeur de l'ailette augmente

Le coefficient global diminue

Donc pour améliorer le coefficient global d'échange  $\mathbf{K}$  on doit respecter l'angle d'ouverture  $\alpha = \pi/2$

- **Application :**

Estimation de la valeur du coefficient K pour la journée de 12/06/2012 :

Selon la relation (4-39).

On a :

$$K = N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot th(ml) + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{cv,f}}} \right) \frac{S_2}{S_p}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i} \cdot S_2 + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right]$$

On fixe la température de l'absorbeur à 45°C et la température de vitrage à 42°C pour calculer le coefficient d'échange par rayonnement.

$$\alpha = \pi/4$$

$$\beta = \pi/4$$

$$l = 0.044 \text{ m}$$

$$S_p = 0.0002 \text{ m}^2$$

$$m = \sqrt{\frac{(hr + hc)}{\lambda_p \cdot e}} = \sqrt{\frac{238.97 + 0.805}{204 * 0.0003}} = 62.6$$

$$h_{cv,f} = \frac{\lambda_{eau} Nu}{d}$$

On a  $Re = 1470.58 < 10000$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda_{eau}} = 1.22$$

$$Nu = 4.24$$

$$h_{cv,f} = \frac{=4.24 * 0.55867}{0.012} = 197.39 \text{ w/m}^2\text{k}$$

$$S = S_a + S_t = 2,13 \text{ m}^2$$

$$S_t = N * S_2 = 0.37 \text{ m}^2$$

$$S_a = N * 2l * L = 1.76 \text{ m}^2$$

$$K= 11 \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2 \times 62,3 \times 204 \times \text{th}} + \frac{0,001}{386} + \frac{1}{197,39} \right) \frac{0,033}{0,0002}} * \frac{1,76}{2,13} + \frac{1}{\frac{1}{0,805 + 238,79} + 2 * 3,14 * 386 * 1,822 * 0,033 \ln \frac{0,012}{0,01} + \frac{1}{197,39}} * \frac{0,37}{2,13} \right]$$

$$K= 494,13 \text{ w/m}^2\text{k}$$

Selon la relation (4-45).

On a :

$$K=N \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{2m\lambda_p \cdot \text{th}(ml)} + \frac{e_t}{2\lambda_t} + \frac{e_a}{2\lambda_a} + \frac{1}{2h_{cv,f}} \right) \frac{S_2}{S_p}} * \frac{S_a}{S} + \frac{1}{\frac{1}{h_c+h_r} + \frac{1}{2\pi\lambda_t L} \ln \frac{d_e}{d_i} \cdot S_2 + \frac{1}{h_{cv,f}}} * \frac{S_t}{S} \right]$$

$$e_a=0.0003\text{m}$$

$$S_p=0.0027 \text{ m}^2$$

$$K=560,16 \text{ w/m}^2\text{k}$$

On remarque que le coefficient d'échange global selon la relation (4-45) est plus élevée par rapport à la relation (4-39); car le contact entre les tubes et la plaque ondulée est considérée parfait

Le flux récupérer par l'eau dans l'absorbeur pour les deux coefficients d'échange

On a :

$$\Phi= K S (T_a - T_f)$$

Les valeurs  $T_a$ ,  $T_f$  sont représentées dans les figures (IV-9), (IV-10) et (IV-11), on prend la température moyenne entre 3 mesures : à 9h, à 13h et à 17h

$$\left\{ \begin{array}{l} T_a= 53^\circ\text{C} \\ T_f=46^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

- $K=452.38\text{w/m}^2\text{k}$

$$\emptyset = 6745 \text{ w.}$$

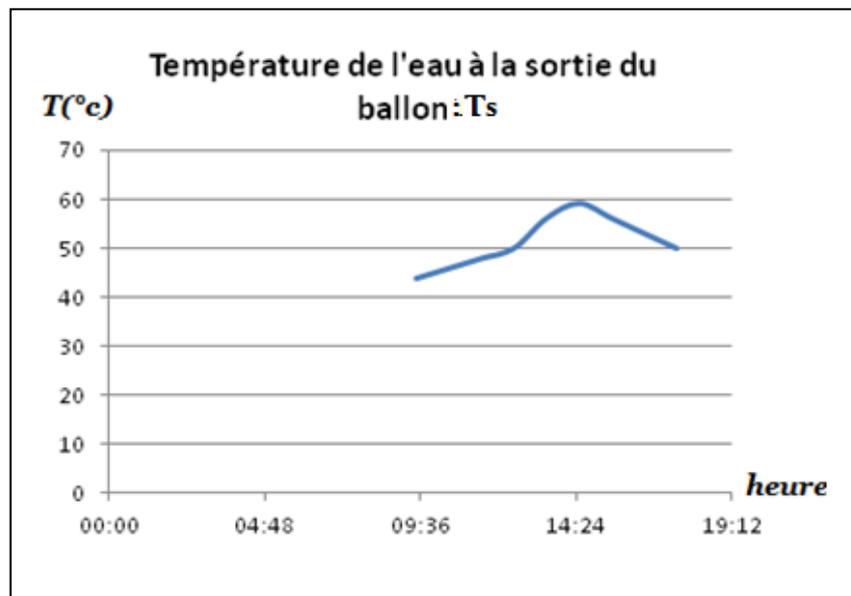
- $K=560.16\text{w/m}^2\text{k}$

$$\emptyset = 8352 \text{ w.}$$

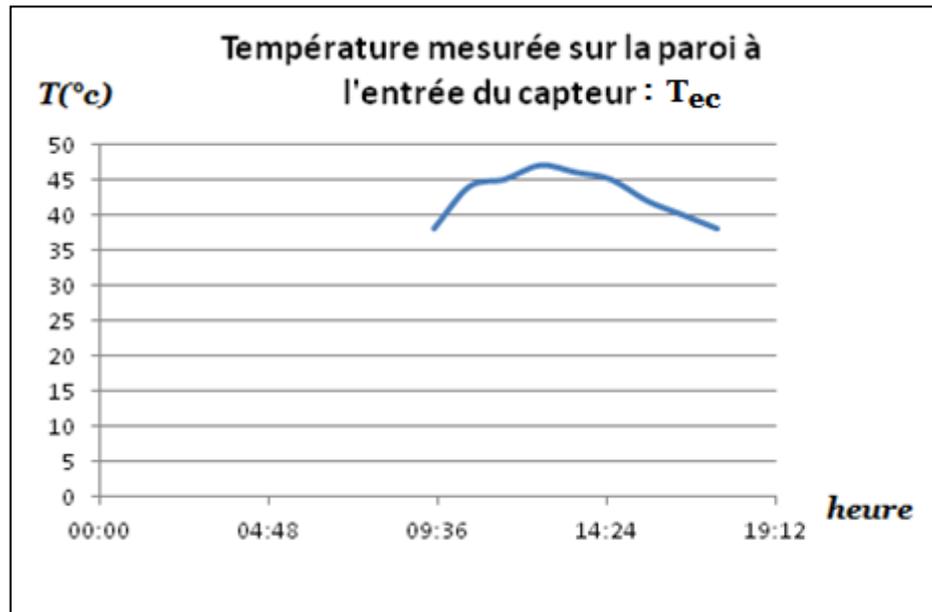
☀ Les mesures effectuées sur le capteur : sont données comme suit :

### Temps claire

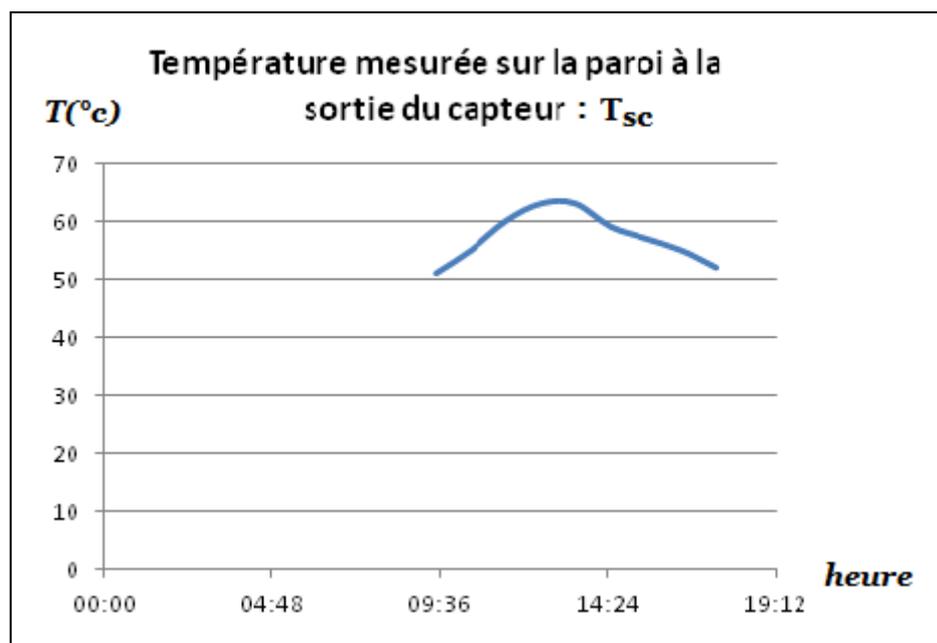
La température à l'entrée du ballon est de  $24^\circ\text{C}$



**Figure (IV-8)** : Température de l'eau à sortie du ballon en fonction de temps

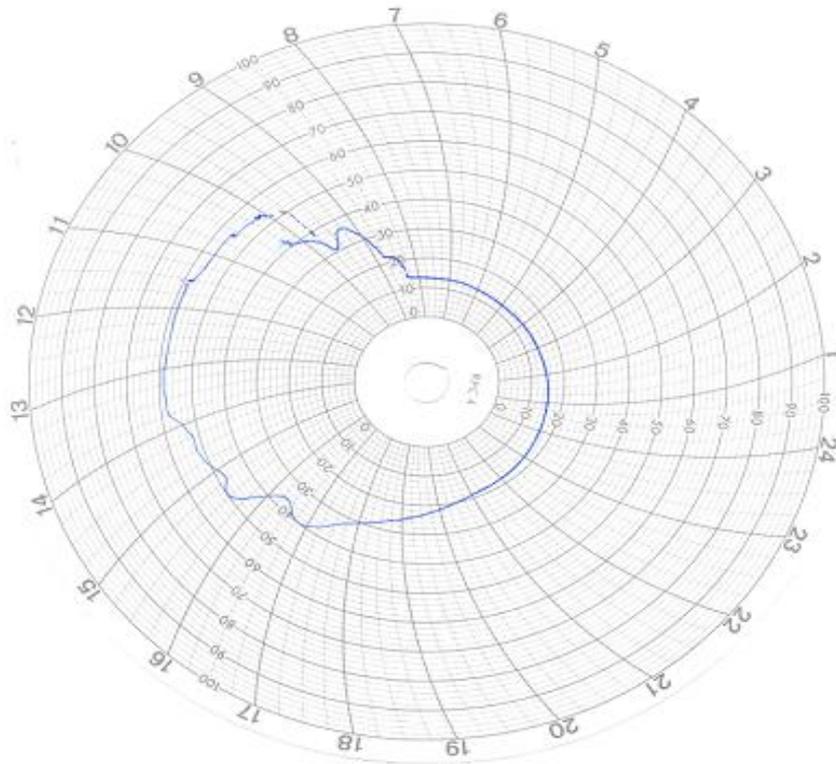


**Figure (IV-9) :** Température mesurée sur la paroi à l'entrée du capteur en fonction de temps



**Figure (IV-10):** Température mesurée sur la paroi à la sortie du capteur en fonction de temps

La température de la lame d'air est mesurée à l'aide d'un thermographe



**Figure (IV-11):** Enregistrement de température de la lame d'air en fonction de temps pendant 24 heures.

On remarque dans les figures (IV-9), (IV-10) et (IV-11) que les températures suivent une même allure. Elles croissent le matin, autour de 9h où elles atteignent un maximum autour de 14h, les différentes températures commencent à chuter en raison de l'arrêt du thermosiphon. La température de sortie capteur  $T_{sc}$  est logiquement la plus élevée.

Après le coucher du soleil, la température de la lame d'air chute radicalement à la température ambiante, car il n'y a plus d'apport de chaleur.

### **IV. Conclusion:**

Ce chapitre a été consacré pour le bilan thermique de l'absorbeur afin d'évaluer le coefficient d'échange global de ce type d'échangeur.

La modélisation de l'échangeur tenant compte des échanges thermiques prévalant dans le capteur a été possible sous certaines hypothèses simplificatrices notamment, le régime permanent, les pertes par les parties arrière et latérales négligées, ainsi que le transfert unidirectionnel de chaleur dans l'ailette définie comme étant la moitié de la plaque introduite entre deux tubes successifs.

La connaissance du coefficient d'échange global permet d'estimer le flux reçu par l'eau dans l'absorbeur et de déterminer par suite la production d'eau chaude sanitaire du capteur après étude du circuit de la cuve de stockage.

***CONCLUSION  
GENERALE***

## CONCLUSION GENERALE

Le travail entrepris pour l'évaluation du coefficient d'échange global pour l'échangeur constitué d'une tôle ondulée serti de tube, constituant l'absorbeur du capteur réalisé par l'Entreprise Nationale de Grands Travaux Pétroliers (ENGTP) a nécessité l'établissement d'un bilan thermique sur l'élément de l'ailette et la portion de tube formée par l'angle  $2\alpha$  (voir figure IV-6) et a conduit à une modélisation de l'ailette et de l'absorbeur.

La connaissance du coefficient d'échange global permet l'optimisation de la surface d'échange en étudiant l'impact de la variation de l'angle  $\alpha$ , donc de la largeur de l'ailette.

Celui-ci permet également la prise en charge de tous les échanges thermiques, fort complexe dans ce cas et d'estimer la chaleur reçue par l'absorbeur par mètre carré de surface dans les conditions de température fixées.

La modélisation de l'absorbeur permet également d'améliorer le rendement du capteur

*REFERENCES*  
*BIBLIOGRAPHIQUES*

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : **H.C. HOTTEL et B.B. WOERTZ, 1942.** The performance of flat solar heat collector. Am . Soc. Mech. Eng.64, pp 91-104 .
- [2]: **Jr.R. W. BLISS, 1959.** The derivation of several plate-efficiency factors useful in the design of flat plate solar heat collectors. Solar energy, V o13, N °4, pp 55-64.
- [3] :**J.A.DUFFIE et W.A BECKMAN ,2006** solar engineering of thermal processes .Edition Wiley&sons,USA
- [4] : **A. WHILIERS, 1964.** Thermal résistance of the tube-plate bond in solar heat collectors. Solar energy, vol. B,N °3,pp 95-98.
- [5] : **S.I. ABDELKHALIK, 1976.** Heat renoval factor for flat-plat solar collector with serpentin tube. Solar energy, vol.18,N °1,pp 59 -64.
- [6] : **S.A. KLEIN, 1975.** Calculation of flate-plate collector loss coefficient solar energy,V o1.17, N °1,pp 79-80.
- [7] : **V.K. AGARWAI and D.C. LARSON,1981.** Calculation of the top coefficient of flat plate collector. Solar energy, V o1.27, pp 69-71 .
- [8] : **J.L.A. FRANCEY et J. PAPAIOANNOU,1985.** Wind related heat fosses of flate plate collector. Solar energy, V o1.35, N °1, pp 15-19.
- [9] : **N. KASBADJI,1986.** Etude théorique et expérimentale des performances instantanées de trois capteurs solaires plans a eau. Thèse de Magister en énergies renouvelables, H C R.
- [10] : **N. YOUNSI, 1989.** Etude expérimentale d'un capteur solaire plan en régime permanent. Mémoire de fin d'étude d'ingénieur, IGM , Boumèdes.
- [11] : **A. Benkhelifa, 1998 .** Optimisation d'un Capteur Solaire Plan , Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique, pp13-18
- [12] :**R.LAZZARIN,1981.** Sistimi solari attivi, manual di cacolo. SL, fronco muzzio&c.editor.
- [13] : **D.J CLOSE,1962.** The performance of solar water heater with natural circulation. Solar energy,Vo1.6,pp 33-40.
- [14] : **C.L GUPTA et H.P GARG,1968.** System design in solar water heaters with natural circulation. Solar energy,vol.12,pp163-282 .

- [15] : **K.S ONG, 1974.** A finite difference methode to evaluate the thermal performance of solar water heater. Solar energy, V ol.16, pp137-147.
- [16] : **K.S ONG, 1976.** An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater.Solar energy, vol.18, pp 183-191.
- [17] : **J.A BAUGHT et D.A DOUGHERTY,1977.** Experimental investigation and computer modelling of a solar natural circulation system. Ploc Ann Meet Am Sec ISES, Vol.4,pp 25 29.
- [18] : **A. MERTOL et al, 1983.** Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosyphon with heat exchangers. Solar energy,Vo1.27,pp367-386.
- [19] : **B. JHUANG, 1980.** Similarity theory of solar water heater with natural circulation. Solar energy, Vol.25,pp 105-116.
- [20] **N. Rahni , 1990.** Estimation des performances à long terme d'un chauffe solaire à thermosiphon par la méthode F-charte. Mémoire de fin d'étude d'ingénieur ENITA
- [21] : **T. AKEBLERSANE, M. BOUTOUIL, 1984.** Contribution à l'étude des performances thermo hydroliques d'un chauffe eau solaire, Mémoire de fin d'étude d'ingénieur, ENTA
- [22] : **M. RADOUANE, 1994.** Etude et conception d'un chauffe eau solaire. Mémoire de fin d'étude d'ingénieur, Université de Chlef
- [23] : **L.Mansour Ouahchia et R.Miri,1999 .** Influence des paramètres géométriques et thermiques sur la convection naturelle dans l'espace confiné entre les tubes ailettes et le fond isolé d'un chauffe eau solaire. Rev.Energ .Ren , Numero special , p. 255-260, Tlemcen
- [24] : **F. Sahnoune, M. Belhamel et M. Zelmat ,2011.** Etude comparative des performances thermiques d'un prototype de chauffe eau solaire pour deux sites algériens. *Revue des Energies Renouvelables Vol. 14 N°3 pp 481 – 486*
- [25] :« **Energie solaire Calculs et optimisation** » JACQUES BERNARD édition ellipses.2004
- [26]:**S.SALMI et H.OUMELLAL, 2007.** « Calcul et dimensionnement d'une installation de chauffage et production d'eau chaude sanitaire par énergie solaire d'une maison individuelle type pavillon » Mémoire de fin d'étude d'ingénieur, UMMTO
- [27] : **Encyclopédie Microsoft Encarta**, Edition 2009
- [28] <http://www.ines-solaire.com/>

[29] Le transfert de chaleur: Technique de l'ingénieur. Echangeurs de chaleur. Description des échangeurs.

[30] : **Jean Castaing-Lasvignottes , 2002** «Technologie et principe de fonctionnement des échange de chaleur». Université de pau et des pays de l'adour.

[31] : **G Arun, 1986** « Design optimisation of collector plates», A.J. electronics, pune, India