

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**  
**Université Hassiba Benbouali Chlef**  
**Faculté des Sciences et Sciences de L'ingénieur**



# **Mémoire de magister**

**Présenté au Département de Génie Mécanique**

**Pour Obtention du diplôme du Magister**

**Option : Energies Renouvelables**

## **Sujet**

**Etude bidimensionnelle d'un capteur solaire à tube  
sous vide avec un échangeur en épingle**

**Présenté par : YOUNSI Sid Ali**

**Soutenue le : Mardi 20/ 09/ 2011**

**Devant le jury**

<b>M<sup>r</sup> LOUKARFI Larbi</b>	<b>Professeur (U.H.B.CHLEF)</b>	<b>Président</b>
<b>M<sup>me</sup> KASBADJI Nachida</b>	<b>Directrice de recherche CDER</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>M<sup>r</sup> BETTAHAR Ahmed</b>	<b>Professeur (U.H.B.CHLEF)</b>	<b>Examineur</b>
<b>M<sup>r</sup> SEMMAR Djaffar</b>	<b>Maitre de conférences A (U.BLIDA)</b>	<b>Examineur</b>
<b>M<sup>r</sup> MERZOUK Mustapha</b>	<b>Maitre de conférences A (U.BLIDA)</b>	<b>Rapporteur</b>

## AVANT-PROPOS

*A l'heure où d'importants efforts sont fournis de part le monde, pour diversifier les sources d'énergie connues et en développer de nouvelles, l'Algérie ne saurait demeurer en reste. D'autant, qu'en matière d'ensoleillement, nous comptons certainement parmi les plus favorisés. La dispersion de nos foyers de population, dans les régions du sud et les hauts plateaux, milite pour sa part, en faveur de la solution des petites unités décentralisées. Ces deux facteurs conjugués soulignent l'intérêt de l'énergie solaire pour notre pays.*

*C'est dans ce cadre que nous avons travaillé pour obtenir le grade de magister en énergies renouvelables.*

*L'étude a été encadrée par Monsieur MERZOUK Mustapha Maître de conférences A, à l'université Saad Dahlab de Blida, qu'il en soit vivement remercié.*

*Je remercie particulièrement Monsieur LOUKARFI Larbi, Professeur à l'université Hassiba BenBouali de Chlef, d'avoir bien voulu accepter la présidence du jury et cela malgré ses nombreuses occupations.*

*Je remercie Madame KASBADJI Nachida Directrice de recherche au CDER d'avoir accepté d'examiner ce travail et la remercie pour l'aide apportée lors de mon séjour au CDER.*

*Je remercie également Monsieur BETTAHAR Ahmed, Professeur à l'université Hassiba BenBouali de Chlef, pour l'intérêt qu'il a accordé à notre travail en acceptant de figurer parmi les membres du jury et pour les précieux conseils dont il a bien voulu nous faire profiter.*

*Tout comme je remercie Monsieur SEMMAR Djaffar, Maître de conférences A, à l'université Saad Dahlab de Blida, pour l'intérêt témoigné à notre travail en acceptant de figurer parmi les membres du jury.*

*Mes remerciements seraient incomplets si j'oubliais l'ensemble du personnel du département de mécanique de notre université.*

*Mes plus vif remerciement vont enfin, à mon pays pour l'intérêt accordé à la formation des hommes et à la science en général. Intérêt sans lequel cette étude n'aurait pu se réaliser.*

## SOMMAIRE

<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	01
<b>CHAPITRE PREMIER : ETAT DE L'ART-PROBLEMATIQUE</b>	
1.1. INTRODUCTION	05
1.2. CHRONOLOGIE DES ETUDES THEORIQUES	05
1.2.1. Capteurs Solaires	06
1.2.2. Normes Internationales Mise En Place	07
1.2.3. Test Des Capteurs Solaires	09
1.3. PROBLEMATIQUE	11
1.4. CONCLUSION	11
<b>CHAPITRE SECOND : ECLAIREMENT SOLAIRE ET BILAN THERMIQUE</b>	
2.1. INTRODUCTION	13
2.1.1. Eclairage Solaire	13
2.1.2. Rayons Solaires	13
2.1.3. Constante Solaire	13
2.1.4. Repérage De La Position Du Soleil	14
2.1.4.1. Repère équatorial	14
2.1.4.2. Repère azimutal	14
2.2. ECLAIREMENT SOLAIRE ABSORBE	15
2.2.1. Eclairage Solaire Reçu Par un Plan Incliné	15
2.2.2. Eclairage Absorbé	16
2.2.3. Propriétés Optique Du Couvert	16
2.2.3.1. Rayon non polarisée	16
2.2.3.2. Rayon polarisée	17
2.2.3.3. Cas du tube	18
2.2.3.4. Eclairage diffus	21
2.2.4. Propriétés De L'Absorbeur	22
2.2.5. Produit ( $\tau\alpha$ ) Effectif	22
2.2.6. Eclairage Solaire Absorbé	23
2.2.7. Réflecteurs	23
2.3. EXPRESSION DU COEFFICIENT DE PERTES GLOBAL	25
2.4. BILAN THERMIQUE	26

2.5. CONCLUSION	29
<b>CHAPITRE TROISIEME : ETUDE THERMIQUE</b>	
3.1. INTRODUCTION	31
3.2. CAPTEUR SOLAIRE A TUBE SOUS VIDE	31
3.2.1. Principaux Composants Pour Un Capteur Sous Vide	31
3.2.2. Solutions Technologiques	32
3.2.3. Capteur A Tube Sous Vide A Circulation Directe	32
3.3. ETUDE MONODIMENSIONNELLE	33
3.3.1. Hypothèses	33
3.3.2. Flux Evacué Par Les Ailettes	34
3.3.3. Flux Evacué Par Le Fluide	37
3.4. ETUDE BIDIMENSIONNELLE	38
3.4.1. Profil Transversal De Température	38
3.4.2. Bilan Sur Une Surface Elémentaire De L'ailette	38
3.4.3. Flux Evacué Par Le Fluide	41
3.5. ALGORITHME DE RESOLUTION	42
3.6. CONCLUSION	42
<b>CHAPITRE QUATRE : RESULTATS ET DISCUSSION</b>	
4.1. INTRODUCTION	44
4.2. CARACTERISTIQUES THERMO-PHYSIQUES DU CAPTEUR CORTEC	44
4.3. ORGANIGRAMMES	47
4.4. VALIDATION (COMPARAISON ENTRE LES MODELES)	52
4.4.1. Profil De Température Sur L'absorbeur Selon Le Modèle (1D ,2D)	52
4.4.2. Rendement Instantané	53
4.5. UTILISATION DU MODELE	56
4.5.1. Rendement Optique	56
4.5.1.1. Etude des effets respectifs de différents paramètres sur la variation du coefficient de transmission	56
4.5.1.2. Rendement optique pendant une journée j de l'année	58
4.5.2. Rendement Instantané	61
4.5.2. 1. Effet de l'éclairement solaire	61
4.5.2. 2. Effet du débit du fluide caloporteur	62

4.6. ASPECTS TECHNOLOGIQUES	63
4.6.1. Optique	63
4.6.1.1. Réflecteurs	63
4.6.1.2. Réduction des pertes globales	63
4.6.2. Thermique	64
4.6.2.1. Surface sélective	64
4.6.2.2. Surface de captation	65
4.7. SOLUTIONS TECHNOLOGIQUES DU CAPTEUR CORTEC	66
4.7.1. Verre	66
4.7.2. Vide	66
4.7.3. Absorbeur	66
4.7.4. Transfert De Chaleur	66
4.7.5. Isolation Thermique	67
4.9. CONCLUSION	67
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	68
<b>PERSPECTIVES</b>	69
<b>REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	70
<b>ANNEXES</b>	74
<b>RESUME</b>	99

## LISTE DES FIGURES

<b>Fig. 2.1 :</b> Vue schématique du couple ‘TERRE-SOLEIL’	13
<b>Fig. 2.2 :</b> Définition des angles caractéristiques de l’orientation du capteur	14
<b>Fig. 2.3 :</b> Réfraction de la lumière	16
<b>Fig. 2.4 :</b> Repérage de l’orientation du tube	18
<b>Fig. 2.5 :</b> Angles de repérage de la position de l’absorbeur	19
<b>Fig. 2.6 :</b> Repère de la plaque absorbante	19
<b>Fig. 2.7 :</b> Vue en coupe d’un capteur sous vide avec réflecteur plan	23
<b>Fig. 2.8 :</b> Vue en coupe d’un capteur sous vide avec réflecteur cylindrique et diffus	24
<b>Fig. 2.9 :</b> Bilan thermique sur un volume de contrôle	26
<b>Fig. 2.10 :</b> Schéma électrique équivalent	27
<b>Fig. 3.1 :</b> Vue schématique d'un capteur solaire à tube sous vide	32
<b>Fig. 3.2 :</b> Vue en coupe de l’ensemble tube-ailettes	33
<b>Fig. 3.3 :</b> Bilan thermique dans un élément d’ailette	34
<b>Fig. 3.4 :</b> Bilan thermique dans un élément de surface	34
<b>Fig. 3.5 :</b> Bilan thermique sur un élément de fluide	37
<b>Fig. 3.6 :</b> Système à étudier en 2D	38
<b>Fig. 3.7 :</b> Bilan thermique sur un élément de surface d'ailette	38
<b>Fig. 3.8 :</b> L'ailette intérieure coupée en 2	40
<b>Fig. 3.9 :</b> Bilan thermique sur un élément de fluide	41
<b>Fig. 4.1 :</b> Capteur Cortec fabriqué en France	45
<b>Fig. 4.2 :</b> Organigramme du programme de simulation numérique du fonctionnement d’un capteur sous vide à circulation directe	47
<b>Fig. 4.3 :</b> Organigramme du sous-programme de calcul du coefficient de transfert par convection dans le tube	49
<b>Fig. 4.4 :</b> Organigramme du sous-programme d'estimation du rendement optique	50
<b>Fig. 4.5 :</b> Schéma équivalent	52
<b>Fig. 4.6 :</b> Etude du profil en modèle 1D et 2D sur une ailette	52
<b>Fig. 4.7 :</b> Courbes comparatives de rendement instantané du capteur Cortec selon les deux modèles en fonction de $x = (T_{Fm} - T_A)/I_g$	53
<b>Fig. 4.8 :</b> Courbes comparatives de rendement instantané du capteur Cortec selon les deux modèles en fonction de $x = (T_{Fe} - T_A)/I_g$	54

<b>Fig. 4.9 :</b> Effets de l'angle d'incidence de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec $k=4$	56
<b>Fig. 4.10 :</b> Effets de l'angle d'incidence et de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec $k=16$	57
<b>Fig. 4.11 :</b> Effets de l'angle d'incidence et de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec $k=32$	57
<b>Fig. 4.12 :</b> Variation du Rendement optique en fonction de l'angle horaire pour différentes périodes de l'année	58
<b>Fig. 4.13 :</b> Rendement instantané du capteur rapporté à la variation de l'éclairement solaire	61
<b>Fig. 4.14 :</b> Rendement instantané du capteur rapporté à la variation de débit d'eau	62

### **LISTE DES TABLEAUX**

<b>Tab 4.1 :</b> Valeurs max et min du rendement optique en fonction de l'épaisseur du vitrage et du coefficient d'extinction	60
---	----

# NOMENCLATURE

## Lettres latines majuscules

<b>A<sub>a</sub></b> : Surface de l'absorbeur	m <sup>2</sup>
<b>A<sub>v</sub></b> : Surface du couvert vitré	m <sup>2</sup>
<b>C</b> : Efficacité du réflecteur (spectral ou diffus)	
<b>1/C<sub>b</sub></b> : Conductance de la soudure tube-ailettes	W/ mK
<b>C<sub>d</sub></b> : Efficacité du réflecteur (spectral ou diffus)	
<b>D<sub>1</sub></b> et <b>D<sub>2</sub></b> : Diamètres externes des tubes	m
<b>F</b> : Efficacité de l'ailette	
<b>Fr</b> : Facteur de conductance de l'absorbeur	
<b>F'</b> : Efficacité de l'absorbeur	
<b>H</b> : Distance absorbeur-fond du bac	m
<b>I<sub>b</sub></b> : L'éclairement solaire direct	W/m <sup>2</sup>
<b>I<sub>d</sub></b> : L'éclairement solaire diffus	W/m <sup>2</sup>
<b>I<sub>g</sub></b> : L'éclairement solaire global sur le capteur	W/m <sup>2</sup>
<b>G</b> : L'éclairement solaire global instantané, absorbé par la plaque	W/m <sup>2</sup>
<b>(I<sub>b</sub>)<sub>h</sub></b> : L'éclairement solaire direct sur un plan horizontal	W/m <sup>2</sup>
<b>(I<sub>d</sub>)<sub>h</sub></b> : L'éclairement solaire diffus sur un plan horizontal	W/m <sup>2</sup>
<b>K<sub>ex</sub></b> : Coefficient d'extinction du vitrage	m <sup>-1</sup>
<b>K<sub>a</sub></b> : Conductivité de l'air	W/m K
<b>L</b> : Longueur de l'absorbeur	m
<b>R<sub>e</sub></b> : Nombre de Reynolds	
<b>R<sub>b</sub></b> et <b>R<sub>d</sub></b> : Facteurs de conversion du rayonnement incident (direct et diffus) sur un plan horizontal en rayonnement incident sur un plan incliné	
<b>T<sub>a</sub></b> : Température ambiante	°C
<b>T<sub>b</sub></b> : Température à la base de l'ailette	°C
<b>T<sub>fe</sub></b> et <b>T<sub>fs</sub></b> : Températures entrée et sortie du fluide	°C
<b>T<sub>f</sub></b> : Température d'entrée locale du fluide	°C
<b>T<sub>m</sub></b> : Température moyenne du fluide	°C
<b>T<sub>v</sub></b> : Température du couvert vitré	°C
<b>T*</b> : Température sans dimension	
<b>U<sub>g</sub></b> : Coefficient d'échange global du capteur	W/m <sup>2</sup> K
<b>w</b> : Largeur de l'absorbeur plan	m
<b>w'</b> : Angle solide sous lequel le capteur voit l'environnement	St

## Lettres latines minuscules

<b>a</b> : Azimut du soleil	deg
<b>e</b> : Épaisseur de l'absorbeur	m
<b>f<sub>d</sub></b> : Fraction diffuse	
<b>g</b> : Gravité	m/s <sup>2</sup>
<b>h</b> : Hauteur du soleil	m
<b>i</b> : Angle d'inclinaison du capteur	deg
<b>i</b> et <b>j</b> et <b>k</b> : Vecteurs unitaires	
<b>k</b> : Conductivité thermique de l'absorbeur	W/m K
<b>m</b> : Débit massique de fluide caloporteur	kg/s
<b>n<sub>1</sub></b> et <b>n<sub>2</sub></b> : Indices du milieu 1 et 2	
<b>n</b> : Nombre de tube sous vide	
<b>p<sub>r</sub></b> : Nombre de Prandtl	



$q_u$ : Flux utile récupéré par unité de surface	W
$r$ : Rayon	m
$r$ et $r_i$ : Composantes non polarisées de la réflectivité	m
$r^*$ : Rayon sans dimension	m
$v$ : Vitesse du vent	m/s

### Lettres grecques

$\alpha$ : Absorptivité du collecteur	deg
$\alpha_0$ : Absorptivité du couvert à incidence normale	deg
$\alpha_{\parallel}$ : Absorptivité du couvert à incidence normale	deg
$\gamma$ : Angle repérant le tube sous vide	deg
$\gamma_s$ : Déviation azimutale du capteur	deg
$\delta$ : Déclinaison du soleil	deg
$\epsilon_p$ : Émissivité de l'absorbeur	
$\epsilon_v$ : Émissivité du couvert	
$\epsilon_o$ : Angle 'mort'	deg
$\eta$ : Rendement instantané	
$\eta_0$ : Rendement optique global	
$\eta$ : Angle repérant le tube sous vide	
$\mu$ : viscosité dynamique	Ns/m <sup>2</sup>
$\rho$ : Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_d$ : Albédo	
$\rho_d'$ : Réflectivité diffuse du couvert	
$\rho_r$ : Réflectivité du réflecteur	
$\rho_{\parallel \text{ ou } \perp}$ : Composante parallèle ou perpendiculaire de polarisation de la réflectivité	
$\sigma$ : Constante de Stéphane-Boltzmann	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\tau$ : Transmittivité du couvert	
$\bar{\tau}$ : Transmittivité moyenne du couvert	
$\tau_b$ : Transmittivité dans le direct	
$\tau_d$ : Transmittivité dans le diffus	
$\tau_a$ : Transmittivité de la fraction absorbée	
$\tau_{\parallel \text{ ou } \perp}$ : Composante parallèle et perpendiculaire de la polarisation de la transmittivité	
$\Phi$ : Coefficient sans dimension	deg
$\omega$ : Angle horaire	deg
$\vartheta_i = \vartheta_s = \vartheta_{ei}$ : Angles incidences	deg
$\xi$ : Angle formé par la direction du soleil et l'axe OZ	deg

## INTRODUCTION GENERALE

Dans le contexte énergétique et environnemental actuel (épuisement des réserves d'énergie fossile. Constat de plus en plus alarmant des conséquences de l'effet de serre à l'échelle planétaire...), il devient capital de développer des technologies de production d'énergie « propre ».

On peut observer, depuis ces dernières années, la montée en puissance d'une conscience collective et politique de plus en plus aiguë qui se traduit, en Algérie, par des nouvelles perspectives de recherche dans le domaine des énergies renouvelables. L'énergie solaire, renouvelable par excellence, présente l'avantage d'être inépuisable à notre échelle de temps et propre relativement disponible sur toute la terre.

L'énergie solaire, qui est à l'origine de la vie, des cycles biologiques, climatiques et donc des ressources énergétiques « fossiles » (pétrole, charbon, gaz), et « renouvelables » (biomasse, hydraulique, éolien, solaire,.....), est exploitée de façon indirecte par les hommes depuis les temps les plus anciens et aujourd'hui encore de façon intense. Il existe deux grandes voies de conversion de l'énergie solaire, l'une « photovoltaïque », l'autre « thermodynamique ». La voie photovoltaïque qui consiste à convertir directement l'éclairement solaire en électricité dans des photopiles a bénéficié de constants efforts de recherche et développement depuis les années 1950.

La crise énergétique de 1973 a relancé l'intérêt pour la filière thermodynamique pourtant plus ancienne mais plus complexe. L'intérêt pour cette filière s'est récemment accentué avec les problèmes environnementaux et énergétiques.

On constate cependant que son utilisation directe pour des applications à hautes températures comme la cuisson (four), le chauffage collectif,... est beaucoup moins répandue. Ceci est vraisemblablement lié aux contraintes spécifiques de cette énergie, comme l'alternance jour/nuit, la position variable du soleil dans le ciel, l'éclairement faiblement concentré ( $\max = 1000 \text{ W/m}^2$ ) soumis aux influences climatiques (nuages). De ce fait, l'exploitation du rayonnement solaire pour les applications à hautes températures est confrontée à des difficultés technologiques. Liées notamment à la nécessité de concentrer l'énergie solaire avant son utilisation, la conversion thermique de l'éclairement solaire est opération extrêmement banale puisque n'importe quelle surface matérielle qui intercepte ce éclairement en absorbe une partie qui est aussitôt transformée en chaleur.

Cependant, le niveau de la chaleur ainsi produite est relativement bas, en ce sens que les températures obtenues restent proches de la température ambiante.

En effet, le corps qui absorbe l'éclairement solaire subit de ce fait une élévation de température, laquelle se traduit aussitôt par un accroissement des échanges thermiques avec l'environnement. Ces échanges (éclairement, convection, conduction) peuvent être réduits très sensiblement par bonne une isolation thermique des surfaces d'échange.

Toutefois, la surface qui reçoit -et absorbe- l'éclairement thermique, et où se produit la conversion héliothermique, ne peut évidemment pas être équipée d'une telle isolation. Elle est donc le siège de déperditions thermiques, d'autant plus importantes que la température est plus élevée. C'est cette surface absorbante, qui pose les problèmes spécifiques de la conversion héliothermique. Il est donc essentiel de connaître les échanges qui s'y produisent afin de pouvoir exploiter dans les meilleures conditions les possibilités de cette conversion.

Le capteur sous vide est la version la plus performante du capteur solaire plan en raison du soin particulier apporté à l'absorbeur, et surtout grâce à la diminution des pertes thermiques. En effet, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'une ampoule de verre dans laquelle un vide poussé est réalisé (vide de l'ordre  $10^{-3}$  Pa). Dans ces conditions de vide, la plupart des pertes thermiques par convection sont supprimées. Comme dans le cas du capteur plan les pertes radiatives sont limitées grâce à l'effet de serre provoqué par le vitrage et la surface sélective recouvrant l'absorbeur. Dans certains cas, une faible concentration solaire est réalisée, par l'intermédiaire d'un CPC (concentrateur Parabolique composé) ou grâce à un dépôt argenté sur une partie intérieure de l'enveloppe. L'énergie est récupérée soit directement par un fluide caloporteur qui circule à l'intérieur du tube soit par l'intermédiaire d'un caloduc.

L'intérêt de ce type de capteur repose sur les performances obtenues. Les températures maximales atteintes avoisinent les 250 °C alors que le rendement du capteur est de l'ordre de 80%. Rendement qui décroît en fonction de la température du fluide. Sa décroissance est cependant beaucoup plus faible que pour un capteur plan, notamment avec de bonnes conditions d'ensoleillement. L'inconvénient majeur est lié à la technologie « évoluée » de ces systèmes, et donc coûteuse. Toutefois, il apparaît depuis ces dernières années sur le marché des capteurs sous vides fabriqués en grande série en CHINE, avec des prix de vente plus attractifs.

Dans ce travail, nous nous proposons d'étudier un système de conversion de l'énergie solaire en chaleur. Le système est un capteur solaire à tube sous vide et échangeur en épingle.

La présentation des travaux réalisés se fera en quatre chapitres. Dans le premier chapitre nous présentons « l'état de l'art » se rapportant au sujet. Dans le second chapitre nous procéderons à l'approche théorique en commençant par la détermination des gains optiques. Au chapitre trois nous procéderons à l'analyse thermique du capteur en monodimensionnel puis bidimensionnel pour arriver au rendement instantané. Nous terminerons par le chapitre quatre consacré à la présentation des résultats de la simulation numérique et de leur discussion.

# **CHAPITRE PREMIER**

## **ETAT DE L'ART-PROBLEMATIQUE**

## 1.1. INTRODUCTION

Les capteurs à tube sous vide sont naturellement l'aboutissement logique du développement des capteurs plans par la réduction des pertes thermiques, en éliminant le transfert par convection entre l'absorbeur et le couvert.

Toutefois si l'idée remonte aux premiers développements de ce dernier, il n'est d'abord question que de vide modéré pour l'amélioration des performances des capteurs plans.

La forme tubulaire, plus adaptée à la technologie du vide et permettant donc d'arriver à un niveau de pression suffisamment bas, pour permettre l'élimination totale de la convection, ne fait son apparition que vers le milieu des années 70,[44].

Ceci, avec l'entrée des spécialistes du vide appliqué aux enceintes en verre (PHILIPS, CORNING, OWENS, GENERAL ELECTRIC, ...). Et c'est presque immédiatement le développement de divers prototypes de capteurs sous vide visant les hautes performances. Les efforts portent sur :

- ✓ L'amélioration du rendement optique.
- ✓ Surface sélective.
- ✓ La réduction des pertes globales.

Les premiers travaux sur la conversion thermique de l'énergie solaire sont dus à HOTTEL. H.C et B.B. WOERTZ en 1942, BLISS en 1959, BECKMAN. W.A.S.A, KLEIN et J.A. DUFFIE en 1974. En aval de ces développements technologiques sont apparues dès 1976 les premières études thermodynamiques.

## 1.2. CHRONOLOGIE DES ETUDES THEORIQUES

Nous allons citer dans le présent chapitre les principaux travaux effectués de part le monde et en Algérie sur leur modélisations théorique et expérimentale.

L'état de l'art des travaux de recherche effectués dans le domaine des capteurs solaires, des normes d'expérimentation est passé en revue. Ceci afin de cerner la problématique dégagée pour le présent travail. Enfin la problématique de la présente étude est présentée.

### 1.2.1. Travaux Scientifiques Capteurs Solaires

Parmi les travaux scientifiques portant sur la caractérisation et l'étude des performances des capteurs solaires, nous pouvons citer en chronologique les travaux portant sur la théorie des capteurs, établis par HOTTEL et WOERTZ en 1942, [1].

Depuis, d'autres études ont été faites notamment celle portant sur la modélisation relative à différences configurations de capteur solaire, dont de BLISS. R.W en 1959, [2].

En 1974 KLEIN.S, J.A.DUFFIE et W.A.BECKMAN, [3] ont publié une étude sur l'effet de la capacité thermique sur la modélisation des performances d'un capteur solaire souvent négligée et ce afin de simplifier les calculs.

ABDL-KHELIL .S.I, [4] a établi une modélisation d'un capteur dont la configuration de l'absorbeur se distingue par un tube collecteur en forme de serpent, soudé au dessus de la plaque.

CHARLES C. SMITH et al, [5] ont présenté en 1977 une nouvelle méthode de calcul du rendement de HOTTEL, WHILLIER et BLISS. La méthode permet le calcul du facteur de conductance thermique à partir des essais effectués pour un coefficient des pertes thermiques globales proche de zéro.

WARREN.F, [6] en 1979 a présenté une méthode qui prédit les performances d'un capteur solaire en incluant les effets de la conduction axiale dans l'absorbeur.

LUNDE .P.J, [7] en 1981 contribue à la détermination de l'expression du facteur de transfert de chaleur pour différences températures du capteur solaire.

ZUGARI. M. R et J. J. VILLIERME, [8] en 1993 améliorent les performances thermiques d'un capteur solaire par l'intégration d'une structure à lamelles sur l'absorbeur.

AVEZOV.R, N. A. KAKHAROV et K.B.KHODDZHIEV, [9] en 1994 améliorent les performances thermiques d'un capteur solaire par diminution de la température de l'absorbeur en utilisant un dispositif démontable plaque-tube.

En parallèle, de nouveaux types de capteurs solaires sont réalisés en Tunisie. On peut citer les travaux d'ABID. N et A. TAYEB, [10] en 2005 qui ont développé un nouveau type de capteur solaire de type autotocqueur cylindro-parabolique (CPC).

Il faut noter qu'en Algérie, il n'existe pas beaucoup de travaux portant sur l'étude des performances et la caractérisation des capteurs solaires. On peut citer les travaux suivants :

En 1986 MERZOUK.M, [11] au centre d'études nucléaires et solaires étudie la contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires sous vide en régime permanent.

On peut citer aussi l'étude effectuée, la même année par KASBADJI .N, [12] au CNR de Padoue en Italie, qui porte sur l'étude théorique et expérimentale de trois capteurs solaires en régime permanent.

En 1989 HELLEL .M, [13] au CDER étudie les performances thermiques de capteurs solaires plans sans vitrage.

En 1990, RAHNI. N, [14], réalise au CDER une étude sur l'estimation des performances mensuelles moyennes d'un chauffe-eau solaire à long terme à thermosiphon par la méthode F-Chart.

La même année, HAMID. A, [15] du CDER réalise et expérimente des capteurs solaires plans dans le but d'optimiser la surface de captation d'une installation de chauffage d'eau solaire collectif.

SEMMAR. D, [16] contribue à l'étude et la conception d'un capteur solaire à air pour la production d'air chaud au sein du CDER. Il définit un certain nombre de règles et de critères pour les systèmes utilisant l'air comme fluide caloporteur.

ABDI ET K .H. KACI en 1999, [17] de l'université de Blida ont établi une étude portant sur un nouveau prototype de capteurs solaire à contact direct eau-plaque absorbante. L'objectif principal de ce travail était d'étudier l'effet de la forme de la plaque absorbante (convexe et concave) sur le rendement du capteur.

En 2001 LAFRI. D, [18] étudie dans le cadre d'un magister les performances d'un chauffe-eau solaire pour prévoir le comportement thermique de l'eau dans la cuve de stockage. Il conclue qu'avec une capacité de stockage élevée, le rendement des systèmes solaires croît.

### **1.2.2. Normes Internationales Mise en Place**

La normalisation des tests des capteurs plans solaires a commencé dans les débuts des années 1970 par la publication du bureau national de standardisation (NBS) sous le numéro 74-635: « Development of proposed standard for testing solar collectors and thermal storage », [19].

En février 1977 les standards Américains ASHRAE 93-77, [20] (The American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineer, a été mis en place sous le titre: « Methods of testing to determine the thermal performance solar collectors ». Il en



résulte en 1989 les normes ASHRAE 96-1989 développée pour les tests des capteurs plans et sous vide à fluide caloporteur liquide. En 2003, les normes ASHRAE (ASHRAE 93-2003) ont été modifiées avec leur généralisation à tous type de capteurs solaires plans. Enfin les normes les plus récentes proviennent d'un laboratoire de Floride. C'est des nouvelles méthodes de tests et de certification des capteurs solaires plans appelé SRCC-document 0G-100 2005 issues d'une synthèse entre les normes ISO 9806- et les normes ASHRAE, [21].

En juin 1980, l'université de CARDIFF en GRANDE BRETAGNE publie de nouvelles recommandations propres au continent Européen intitulé «Recommandations for European solar collector test methods liquid heating collectors ». Ces dernières ont été actualisées en mars 2006 EN 12975-2 -2006, [22] remplaçant le 12975-2 -2001 sous le nom de «Installations solaires thermiques et leurs composantes, capteurs solaires, partie 2 : Méthode d'essai dans les différents régimes».

En 1982, les australiens ont développé leurs propres standards 2535-198, [23] sous le nom « Solar collectors with liquid as the heat-transfert fluid-method for testing thermal performance ».

Plus tard en 1994 de nouvelles normes internationales ISO 9806-1 ont été mises en place, [24]. Elles portent sur trois parties d'essai des capteurs solaires :

- ✓ Partie 1 : ISO 9806-1 traite « les performances thermiques de capteurs vitrés à liquide avec chute de pression incluse ».
- ✓ Partie 2 : produite en 1995 appelé ISO 9806-2 qui a pour objectif des essais de fiabilité.
- ✓ Partie 3 : développée en 1996, nommé ISO 9806-3 et qui concerne des capteurs sous vides.

En 2005 un laboratoire du Canada a établi des normes de certification des capteurs plans solaires propre à leur pays sous le nom CSA-F378-87, [25].

HAYWARD en 1979, [26] a mis en place les premières méthodes de tests des capteurs solaires aux états unis d'Amérique. Il a été suivi plus tard en 1981 de BEGHI. G, [27] qui met en évidence son expérience dans le domaine des tests expérimentaux et introduit des recommandations sur le déroulement des tests de performance des capteurs plans à liquides.

PROCTOR. D, [28] en 1984 apporte un plus puisqu'il contribue à la généralisation des méthodes de tests pour tout types de capteurs plans. En effet, il propose un nouveau modèle de linéarisation de l'équation caractéristique de la courbe du rendement instantané.

En 1991, BOUGES, B et AL, [29] sont les premiers à pousser l'étude par l'introduction de modèle d'analyse statistique portant sur la précision des mesures et l'estimation des erreurs dans les tests journaliers mis en place dans les normes Européennes. Il présente aussi des résultats sur la prédiction à long terme des performances d'un capteur solaire.

GAHAL MORRISSON. L, [30] de l'université de Sydney en Australie expose en 1995 un travail au congrès mondial du solaire à Harare sur l'évaluation et la comparaison de cinq des normes type ISO 9459 pour les performances des chauffe-eau solaires appliqué à des dispositifs peu complexe.

### 1.2.3. Test des Capteurs Solaires

En 1996 KAUSHIKA. N. D, [31], a présenté un rapport à l'institut technologique de New Delhi sur une méthode de détermination du produit transmission-absorption ( $\tau\alpha$ )<sub>eff</sub> du rayonnement solaire.

De même, à l'institut technologique DE BOMBAY, E. H. AMER, [32] à établi une étude comparative des méthodes de tests selon un régime dynamique en utilisant les normes ASHRAE 93-86. S'inspirant de cette étude, il propose une nouvelle méthode de test en réduisant la période de test à une courte durée.

En ITALIE, SABATELLI.V, [33] du laboratoire d'énergie solaire de RONTONDELLA met en place en 2001, une méthode d'analyse d'incertitude et de sensibilité de mesures pour les tests selon les normes ISO 9806-1.

Afin d'intégrer les normes internationales en matière de test du chauffe-eau solaire, O.DINTCHEV, MPAESELE, M. INCHEV de l'université technologique de TASHANE en Afrique du sud lancent en 2003 un projet de mise en conformité des normes sud africaine sous le nom de SANS 211-2-2003 [34].

A même année, Maxwell Yu. Li, [35] du département de mécanique d'engineering à l'université de Taiwan publie un travail sur l'évaluation d'incertitude de mesure pour les tests de performances de capteurs solaire selon les normes ISO 9806-1 permettant l'estimation des erreurs lors du tracé de courbe du rendement instantané d'un capteur solaire plan selon deux méthodes de probabilité différentes.

Les travaux de FISHER. S, H. M. STEINHARGEN, [36], de L'université STUTTGART en Allemagne présentent en 2004 une nouvelle norme applicable pour deux régimes différents quasi-statiques et quasi-dynamiques selon les normes EN 12975, Ils proposent des paramètres additionnels pour l'extension de cette norme aux

tests des capteurs CPC. Ils effectuent une autre étude sur le comportement de l'angle d'incidence modifié multiaxial sur deux sortes de capteur à tube évacuées. Il en conclut l'importance du calcul de l'angle d'incidence biaxial (transversal et longitudinal) sur le rendement pour ce type de capteur.

Peu de travaux ont été réalisés dans le domaine de la normalisation au Maghreb. On peut citer l'étude réalisée en septembre 2001 au Maroc, [37], travaux inspirés des normes internationales telles qu'ISO 9806, ISO 9060 et ISO 9846. De nouvelles méthodes d'essai (NM ISO 9488) permettant de valider les prescriptions de durabilité et de fiabilité pour les capteurs solaires plans ont été mises en place. Ces méthodes ne sont pas applicables que pour les chauffe-eau solaires avec stockage intégré.

GHEDIRA. A, [38] du laboratoire d'énergie solaire de la faculté des sciences de Rabat au Maroc a mis en place à l'école nationale de l'industrie minérale, un banc d'essai pour l'évaluation des performances thermiques des capteurs solaires plans. Il effectue des tests à l'extérieur, d'une série de capteurs commerciaux, d'importations et de conception locale.

BOUDEN .C et S. BOUFARES, [39] du laboratoire d'énergie solaire de l'école national d'ingénieurs de Tunis, ont mis au point une procédure d'automatisation de mesure sur un banc d'essai de chauffe-eau solaire. Ils effectuent depuis quelques années des tests sur des capteurs solaires et leurs composants en utilisant la méthode DST Actuellement ils travaillent pour mettre au point une procédure de tests pour l'ensemble des chauffe-eau solaires adapté au contexte tunisien.

On peut citer aussi l'étude effectuée en 1986 par MERZOUK. M, dans le cadre d'un magister présenté au HCR, [40]. Cette étude porte sur une contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires sous vides en régime permanent.

Une autre étude a été menée auprès du CNR de Padoue Italie est celle de KASBADJI. N, [41] au CNR de Padoue en Italie, qui porte sur l'étude théorique et expérimentale de trois capteurs solaires plans en régime permanent. Les tests se sont déroulés à l'aide d'un banc d'essai en boucle fermée réalisée selon le standard ASHRAE.

En 1987, un capteur solaire plan à un seul vitrage produit par l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES) a été testé au niveau du laboratoire de thermique de CDER à l'extérieur en boucle ouverte selon la norme ASHRAE, Européenne et Australienne.

En 1988, un second capteur solaire plan avec une couche sélective sur la plaque absorbante à base de nickel noir a été testé par la même équipe.

En 1998, une étude similaire à la précédente a été réalisée à l'université de Batna par BOULGHRAS. K, [42], sur les performances d'un capteur solaire sous vide.

En 2002, YETTOU. F, [43], réalise un banc d'essai pour le test des chauffe-eau solaires à circulation forcé dans la région des hauts plateaux à l'université de Batna.

Les travaux de FISHER. S, STEINHARGEN. H.M [54], de l'université Allemagne présentent en 2004 une nouvelle norme applicable pour deux régimes différent selon les normes EN 12975.

En 2006, FACAO.J [56] de Portugal présente une procédure d'estimation des incertitudes de mesures des performances de calcul de la courbe caractéristique du rendement instantané du premier ordre pour de faible valeur de la température réduite.

HAKEM. S [57] en en 2010 a réalisé un travail théorique et expérimental sur les performances journalière d'un chauffe eau solaire avec une approche stochastique des paramètres météorologiques afin d'estimer la température de stockage.

### **1.3. PROBLEMATIQUE**

Tous les capteurs solaires à tube sous vide défèrent essentiellement par le type d'échangeur pour l'évocation du flux collecté par l'absorbeur. En général, quelque soit le type d'échangeur considéré on fait toujours l'hypothèse que le flux de chaleur sur la plaque est unidimensionnel. Mais est-ce justifié dans le cas d'un échangeur en épingle (forme U) ?

Le but de ce sujet est de répondre à cette question et éventuellement de préciser les conditions pour lesquelles cette hypothèse à peu d'influence sur les résultats.

### **1.4. CONCLUSION**

L'étude montre que l'intérêt pour l'énergie solaire est assez récent et qui il coïncide malheureusement avec les périodes de tension sur les ressources énergétiques fossile. En conséquence même si un nombre important de réalisations expérimentales ont démontré la faisabilité de processus, en particulier avec les capteurs à tube sous vide, il montre que les investissements à l'échelle industrielle ne suivent pas et ceci particulièrement en Algérie.

**CHAPITRE DEUXIEME**  
**ECLAIREMENT SOLAIRE ET BILAN**  
**THERMIQUE**

## 2.1. INTRODUCTION

Ce chapitre est consacré à l'introduction de l'éclairement solaire transmis pour le vitrage et absorbé pour la plaque. Ceci en introduit de l'orientation géographique du capteur. La seconde partie du chapitre sera consacré à l'identification des différents échanges thermiques intervenant dans le fonctionnement du capteur et l'établissement du bilan thermique en régime permanent.

### 2.1.1. Eclairement Solaire

Tout système solaire est étroitement lié à l'intensité du rayonnement solaire, l'étude de ce dernier passe donc nécessairement par la connaissance de l'énergie solaire disponible et l'estimation du rendement optique et les pertes au niveau du système, pour cela on introduit un certain nombre de concepts.

### 2.1.2. Rayons Solaires

La valeur du flux de l'éclairement solaire  $I$  reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. L'angle sous lequel on voit le soleil à partir de la terre est de l'ordre de 32 minutes.

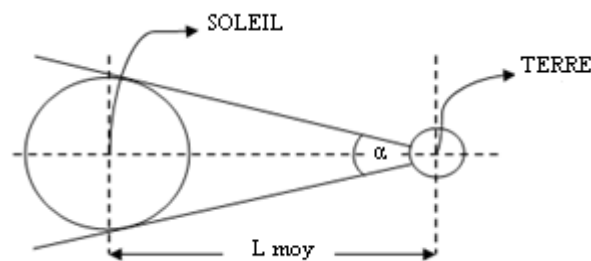


Fig. 2.1 : Vue schématique du couple 'TERRE-SOLEIL'

### 2.1.3. Constante Solaire

C'est l'énergie rayonnante reçue par unité de temps et par unité de surface sur un plan normal à la direction du soleil direct, situé à la distance moyenne terre-soleil et en l'absence d'atmosphère. Sa valeur moyenne  $I_0$  est appelée la constante solaire, elle vaut  $I_0 = 1367 \text{ W/m}^2$  (marge d'erreur : 1 à 2%), [3]. En tenant compte de la variation de la distance Terre-Soleil, l'éclairement  $I$  reçu hors atmosphère, peut être estimé par, [3] :

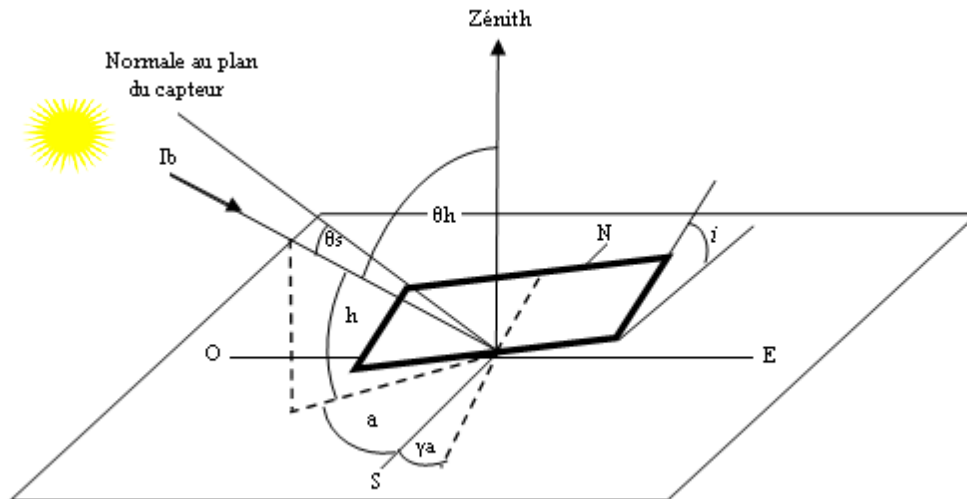
$$I = I_0 \left( 1 + 0.033 \cos\left(360 \frac{J}{365}\right) \right) \quad 2.1$$

$J$  : Désignant le numéro du jour dans l'année.

## 2.1.4. Repérage de la Position du Soleil

### 2.1.4.1. Repère équatorial

Présentation de la figure (2.2) et des définitions des angles à écrire !



**Fig. 2.2 : Définition des angles caractéristiques de l'orientation du capteur**

Avec :  $L$ : Latitude,  $\omega$  : Angle horaire,  $\gamma_a$ :Déviation azimutale

L'angle d'incidence  $\theta_s$ , formé par la normale au plan incliné et la direction du soleil est fonction de plusieurs paramètres météorologiques et géographiques. Il s'exprime par [3] :

$$\begin{aligned} \cos \theta_s = & \sin \delta \sin L \cos i + \sin \delta \cos L \sin i \cos \gamma_a + \cos \delta \cos L \cos i \cos \omega + \\ & \cos \delta \sin L \sin i \cos \gamma_a \cos \omega + \cos \delta \sin i \sin \gamma_a \sin \omega \end{aligned} \quad 2.2$$

$\delta$  : Déclinaison du soleil. C'est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan équatorial.

Fonction du numéro du jour  $j$  dans l'année, il est donné par la relation de COOPER [1] :

$$\delta = 23.45 \sin \left( \frac{360(284+j)}{365} \right) \quad 2.3$$

### 2.1.4.2. Repère azimutal

Dans ce cas le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles :  $a$  L'azimut c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest,  $\gamma_a$  déviation azimutal. L'azimut est donné par la relation :

$$\sin a = (\cos \delta \sin \omega) / \cos h \quad 2.4$$

$h$  : La hauteur du Soleil c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal, est donnée par :

$$\sin h = \sin L \sin \delta + \cos L \cos \delta \cos \omega \quad 2.5$$

Avec :  $L$  La latitude du lieu, positive au nord.

$\omega$  : Angle horaire ; il représente le déplacement angulaire du soleil à l'est ou à l'ouest du méridien local du à la rotation de la terre autour de son axe à raison de 15 degrés par heure. On le prendra négatif le matin et positif l'après-midi.

## 2.2. ECLAIREMENT SOLAIRE ABSORBE

### 2.2.1. Eclairage Solaire Reçu Par Un Plan Incliné

L'éclairage solaire incident sur le plan d'un capteur se compose d'une fraction directe et d'une autre diffuse. Comme le capteur est incliné d'un angle  $i$  (l'inclinaison) par rapport à l'horizontal et que les données météorologiques se rapportent au plan horizontal, on définit deux facteurs géométriques  $R_b$  et  $R_d$  assurant, respectivement, la conversion des composantes directe ( $I_b$ ) et diffuse ( $I_d$ ) de l'éclairage solaire incident sur le plan horizontal en éclairage incident sur le plan incliné, [3].

Soit :

$$R_b = \frac{I_b}{(I_b)_h} = \frac{\cos \theta_s}{\cos \theta_h} = \frac{\cos \theta_s}{\sin h} \quad \text{et} \quad R_d = \frac{I_d}{(I_d)_h} \quad 2.6$$

Le coefficient  $R_d$  peut être approximé à l'unité, [1] en supposant que :

- ✓ La composante diffuse du rayonnement solaire ait une distribution uniforme dans le ciel (vrai pour un ciel clair ou complètement couvert).
- ✓ L'environnement du capteur représente un système qui réfléchit d'une manière similaire au ciel.

Le flux global, par unité de surface de captation, incident sur le plan du capteur est donné par :

$$I_g = I_b \cdot R_b + \frac{I_d(1+\cos i)}{2} + \frac{\rho_d(I_b+I_d)(1-\cos i)}{2} \quad 2.7$$

Les quantités  $\frac{(1+\cos i)}{2}$  et  $\frac{(1-\cos i)}{2}$  représentant respectivement les facteurs de forme capteur-ciel et capteur-sol.  $\rho_d$  étant le coefficient de réflexion du sol (albédo).



### 2.2.2. Eclairage Absorbé

L'éclairage solaire absorbé dépend des propriétés optiques du couvert et de la plaque absorbante. L'éclairage émis par le soleil (compris à 98% entre 0.2 et 4  $\mu\text{m}$  de longueur d'onde, [46]) et arrivant sur le plan du couvert se voit fractionné en trois quantités :

- ✓ Transmise vers l'absorbeur.
- ✓ Absorbée par le couvert.
- ✓ Réfléchi vers le ciel.

La quantité arrivant sur l'absorbeur est de même :

- ✓ Absorbée en partie par la plaque qui réémet à son tour dans l'infrarouge.
- ✓ Réfléchi vers le couvert pour l'autre partie.

Pour piéger ces éclairages solaires la couverture doit satisfaire aux deux propriétés suivantes :

- ✓ Etre opaque à l'infrarouge réémet par l'absorbeur.
- ✓ Etre transparente aux rayons solaires.

### 2.2.3. Propriétés Optique du Couvert

Les propriétés optiques du couvert dépendent de son épaisseur, son indice de réfraction et son coefficient d'extinction. On supposera pour la suite que ces propriétés sont indépendantes de la longueur d'onde.

#### 2.2.3.1. Rayon non polarisée

En passant d'un milieu 1 d'indice  $n_1$  à un milieu 2 d'indice  $n_2$ , un rayon I subit une transformation (réfraction) décrite par la loi de SNELL (figure 2.3).

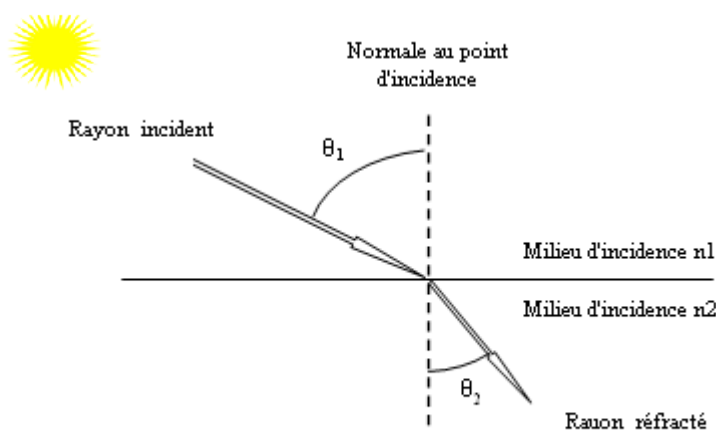


Fig. 2.3 : Réfraction de la lumière

Selon les travaux de FRESNEL une radiation non polarisée est la résultante de deux composantes :

- ✓ Composante parallèle  $\parallel$
- ✓ Composante perpendiculaire  $\perp$

En traversant un milieu donné ces composantes subissent une série de réflexions et transmission. En analysant les chemins optiques on aboutit aux expressions suivantes [3] :

$$r_{\parallel} = \frac{\sin^2(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{\sin^2(\vartheta_2 + \vartheta_1)} \quad 2.8$$

$$r_{\perp} = \frac{\tan^2(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{\tan^2(\vartheta_2 + \vartheta_1)} \quad 2.9$$

### 2.2.3.2. Rayon polarisée

Les composantes parallèles de polarisation de la transmittivité, de la réflectivité et de l'absorptivité sont données par des séries géométriques de la forme [52] :

$$\tau_{\parallel} = \tau_a (1 - r_{\parallel})^2 + (1 - r_{\parallel})^2 \tau_a^3 r_{\parallel}^2 + \dots \quad 2.10$$

$$\rho_{\parallel} = r_{\parallel} + r_{\parallel} \tau_a^2 (1 - r_{\parallel})^2 + r_{\parallel}^3 \tau_a^4 (1 - r_{\parallel})^2 + \dots \quad 2.11$$

$$\alpha_{\parallel} = 1 - \tau_{\parallel} - \rho_{\parallel} \quad 2.12$$

Avec :  $\tau_a = \exp^{-(K_{ex} e / \cos \vartheta_2)}$

e : Epaisseur du couvert.

$K_{ex}$  : Coefficient d'extinction.

Ces équations peuvent se mettre sous la forme suivante [1] :

$$\tau_{\parallel} = (1 - r_{\parallel})^2 / (1 - r_{\parallel}^2 \tau_a^2) \quad 2.13$$

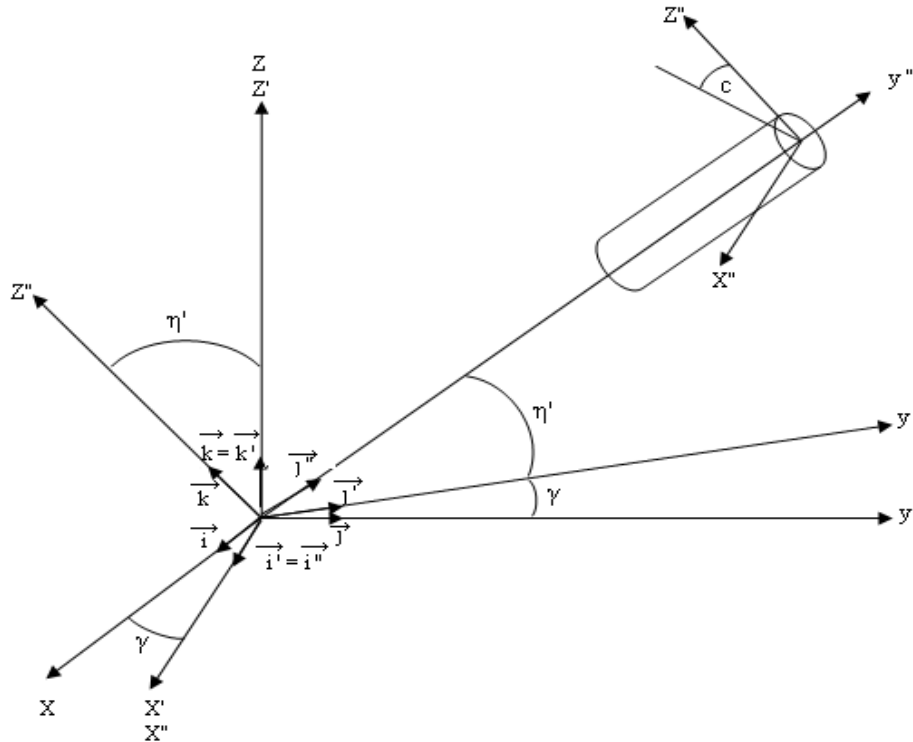
$$\rho_{\parallel} = r_{\parallel} (1 + \tau_a \tau_{\parallel}) \quad 2.14$$

$$\alpha_{\parallel} = (1 - \tau_a)(1 - r_{\parallel}) / (1 - r_{\parallel} \tau_a) \quad 2.15$$

Les composantes perpendiculaires de ces grandeurs sont définies par des relations de la même forme. Les transmittivité, la réflectivité et l'absorptivité du couvert sont alors définies comme étant les moyennes de leurs composantes.

### 2.2.3.3. Cas du tube

La particularité du tube réside dans le fait que les rayons solaires tombant sur le tube ont des angles d'attaque différents selon le point de chute.



**Fig. 2.4 : Repérage de l'orientation du tube**

La transmittivité, telle que définie plus haut, est donc variable d'un point du tube à un autre. On ne peut donc parler que de transmittivité moyenne que l'on définit comme le rapport entre le flux effectivement transmis à celui qui serait tombé sur l'absorbeur en l'absence de couvert, [53]. Pour le calcul du flux transmis par le tube il faut donc considérer la transmission en tout point et intégrer la relation sur la surface courbe ayant participé à la transmission du flux en question. Nous considérons pour cela, [53] :

- ✓ Un premier repère orthonormé  $(x, y, z)$  lié à la terre et tel que l'axe  $ox$  soit en direction nord-sud
- ✓ Un second repère  $(x', y', z')$  obtenu par rotation dans le plan  $oxy$  d'un angle  $\gamma$  autour de l'axe  $oz$
- ✓ Un troisième repère  $(x'', y'', z'')$  obtenu par :

Rotation dans le plan  $(y'o'z')$  d'un angle  $\eta'$  autour de l'axe  $ox'$ . Translation selon l'axe  $oy''$  (qui est également l'axe du capteur) permettant de lier ce dernier au tube (voir figure 2.4).

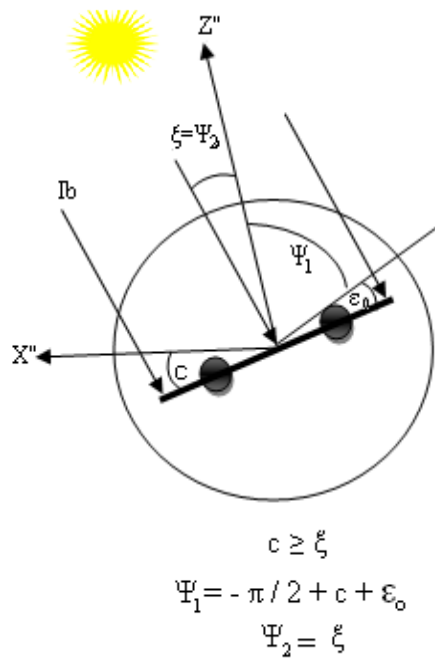


Fig. 2.5 : Angles de repérage de la position de l'absorbeur

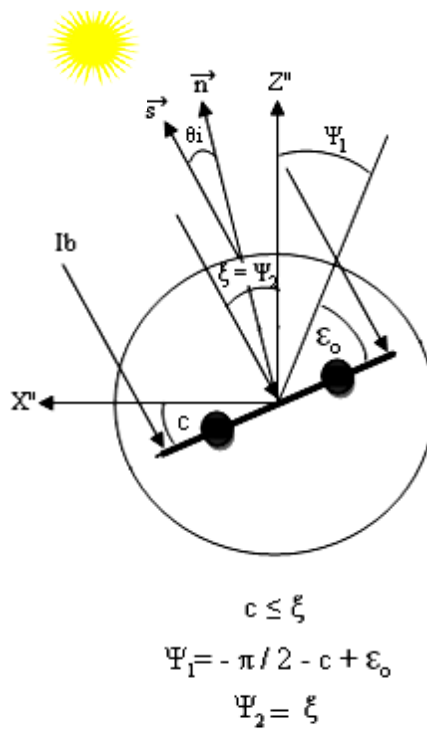


Fig. 2.6 : Repérage de la plaque absorbante

La position de l'absorbeur étant repérée par l'angle  $c$  (voir figures 2.5 et 2.6). Le cosinus de l'angle d'incidence au point  $i$  sera donné par :

$$\cos \theta_i = \vec{s} \cdot \vec{n} \quad 2.16$$

Avec  $\vec{s}$  et  $\vec{n}$  respectivement les vecteurs parallèle au rayon du soleil et normal au tube au point  $i$ . Par rapport au premier repère On peut écrire :

$$\vec{s}_{(1)} = \begin{cases} \cos a \cos h \\ \cos a \sin h \\ \sin a \end{cases} \quad 2.17$$

$$\vec{n}_{(1)} = \begin{cases} \cos \Psi \cos \gamma + \cos \Psi \sin \eta' \sin \gamma \\ \sin \Psi \sin \gamma - \cos \Psi \sin \eta' \cos \gamma \\ \cos \Psi \cos \eta' \end{cases} \quad 2.18$$

Soit  $\xi$  l'angle formé par l'axe  $oz''$  et la projection du rayon incident sur le plan  $x'' o z''$  (section droit du tube). La tangente de cet angle est donnée par :

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{\vec{i} \cdot \vec{s}}{\vec{k} \cdot \vec{s}} \quad 2.19$$

$$\text{Et en développant : } \operatorname{tg} \xi = \frac{\cos \gamma \cos h \cos a + \sin \gamma \cos h \sin a}{\sin \eta' \sin \gamma \cos h \cos a + \sin \eta' \cos \gamma \cos h \sin a + \cos \eta' \sin h} \quad 2.20$$

Le flux reçu par l'élément  $dA$  du tube est :

$$dE = I_b \vec{s} \cdot \vec{n} dA \quad \text{Avec } dA = r L d\Psi \quad 2.21$$

$$\text{Et : } \vec{s} \cdot \vec{n}_{(1)} = \begin{cases} \cos a \cos h (\sin \Psi \cos \gamma + \cos \Psi \sin \eta' \sin \gamma) \\ \cos a \sin h (\sin \Psi \sin \gamma - \cos \Psi \sin \eta' \cos \gamma) \\ \sin a \cos \Psi \cos \eta' \end{cases} \quad 2.22$$

Posons :

$$X = \cos h (\cos a \cos \gamma + \sin a \sin \gamma) \quad 2.23$$

$$Y = \cos h (\cos a \sin \gamma \sin \eta' - \sin a \sin \gamma \sin \eta') + \sin h \cos \eta' \quad 2.24$$

Le flux direct récupérable en l'absence du tube serait donné par :

$$E = 2r L I_b (X \sin c + Y \cos c) \quad 2.25$$

Et le flux transmis par le tube :

$$E_t = 2r L I_b \int_{\Psi_1}^{\Psi_2} \tau(\Psi) (X \sin c + Y \cos c) d\Psi \quad 2.26$$

D'où la transmittivité moyenne :

$$\bar{\tau} = \frac{E_t}{E} \quad 2.27$$

### 2.2.3.4. Eclairage diffus

Les formules définies précédemment sont valables pour des rayons à incidence directe. Mais comme une partie du flux reçu sur le plan du capteur est diffuse, il y a lieu de considérer la transmittivité et réflectivité de cette quantité. La transmittivité hémisphérique de l'éclairage diffus a été définie par BRANDEMUEL et BECKMAN de la manière suivante [3] :

$$\tau_d = \frac{\int_{w'} \tau_b(\theta_s) I_0 \cos \theta_s dw'}{\int_{w'} I_0 \cos \theta_s dw'} \quad 2.28$$

Avec :

$\tau_d$  : Transmittivité hémisphérique.

$\tau_b$  : Transmittivité directionnelle.

$dw'$  : Angle solide sous lequel le capteur voit l'environnement et s'exprimant par :

$$dw' = \sin \theta_s d\alpha d\theta_s \quad 2.29$$

En supposant l'éclairage incident, dans le diffus, comme isotropique, la relation (2.28)

$$s'écrit : \tau_d = \frac{\int_{\theta_s} \int_{\alpha} \tau_b(\theta) \cos \theta_s \sin \theta_s d\alpha d\theta}{\int_{\theta_s} \int_{\alpha} \tau_b(\theta) \cos \theta_s \sin \theta_s d\alpha d\theta} \quad 2.30$$

A la suite de travaux expérimentaux, ces auteurs ont établi deux formules empiriques ainsi que des graphes définissant des angles dits effectifs.

✓  $\theta_{e1}$  : angle effectif du diffus ciel.

✓  $\theta_{e2}$  : angle effectif du diffus sol.

Ces angles permettent d'utiliser directement les relations valables pour un éclairage direct, en fonction de l'inclinaison  $i$  du capteur.

Relations données, pour respectivement le diffus ciel et diffus sol, par :

$$\theta_{e1} = 59.68 - 0.1388 i + 0.00149 i^2 \quad 2.31$$

$$\theta_{e2} = 90.00 - 0.5788 i + 0.002693 i^2 \quad 2.32$$

### 2.2.4. Propriétés de L'absorbeur

Une fois la couverture traversée, l'éclairement est transmis, à travers une lame d'air vers la plaque absorbante.

Une partie est absorbée par la plaque, une deuxième est réfléchi de nouveau vers le couvert. L'absorptivité de l'absorbeur est fonction de l'angle d'incidence. Elle s'exprime à l'aide d'une formule empirique de la manière suivante, [52] :

$$\alpha = \alpha_0 (\cos \vartheta_s)^{\frac{1}{4}} \quad 2.33$$

$\alpha_0$  : Étant l'absorptivité à incidence normale.

### 2.2.5. Produit ( $\tau\alpha$ ) Effectif

Le produit ( $\tau\alpha$ )<sub>effectif</sub> résulte des multiples transmissions-absorptions-reflections entre le couvert et l'absorbeur.

Ce produit sera défini pour les trois composantes de l'éclairement global absorbé par la plaque, à savoir :

- ✓ ( $\tau\alpha$ )<sub>eb</sub> : pour l'éclairement direct.
- ✓ ( $\tau\alpha$ )<sub>ed1</sub> : pour l'éclairement diffus ciel.
- ✓ ( $\tau\alpha$ )<sub>ed2</sub> : pour l'éclairement diffus sol.

Ceci en faisant les hypothèses suivantes :

- ✓ L'absorbeur réfléchit d'une manière diffuse et uniforme.
- ✓ Le couvert réfléchit cette quantité diffuse d'une manière diffuse et uniforme.

Selon divers travaux, [3], la réflectivité diffuse du couvert peut être assimilée à la réflectivité-spectrale à 60 degrés du même couvert.

L'expression du produit ( $\tau\alpha$ )<sub>effectif</sub> s'écrit d'une manière générale :

$$(\tau\alpha)_e = \tau\alpha \sum_n [(1 - \alpha)\rho_d']^n \quad 2.34$$

Cette dernière expression est une série géométrique qui peut se mettre sous la forme, [3] :

$$(\tau\alpha)_e = \frac{\tau(\vartheta_s)\alpha(\vartheta_s)}{1 - (1 - \alpha)\rho_d'} \quad 2.35$$

### 2.2.6. Eclairage Solaire transmis et Absorbé

L'éclairage solaire global instantané, absorbé par la plaque étant la somme des quantités : directe, diffuse ciel et diffuse sol. Il s'exprime alors par:

$$G = R_b I_b (\tau\alpha)_{eb} + \frac{I_d (\tau\alpha)_{ed1} (1 + \cos i)}{2} + \frac{\rho_d (I_b + I_d) (\tau\alpha)_{ed2} (1 - \cos i)}{2} \quad 2.36$$

### 2.2.7. Réflecteurs

Généralement tous les capteurs sous vide sont équipés de réflecteurs, placés sous l'absorbeur (à l'intérieur ou l'extérieur du tube). Ceci afin de renvoyer vers l'absorbeur l'éclairage infiltré à travers l'espace libre entre deux tubes successifs. Dans le cas du capteur sous vide, le réflecteur est du type plan à surface spéculaire (voir figure 2.7). Le flux global collecté par l'absorbeur est alors donné par :

$$G = R_b I_b (\tau\alpha)_{eb} (1 + C) + \frac{I_d (\tau\alpha)_{ed1} (1 + \cos i)}{2} + \frac{\rho_d (I_b + I_d) (\tau\alpha)_{ed2} (1 - \cos i)}{2} \quad 2.37$$

Avec :  $C = f(a, d, H, w, \vartheta)$  Coefficient de concentration.

$a$  : Entre-axes entre deux tubes.

$d$  : Diamètre du tube.

$H$  : Distance absorbeur réflecteur.

$w$  : Largeur de l'absorbeur.

$\vartheta$  : Angle d'incidence.

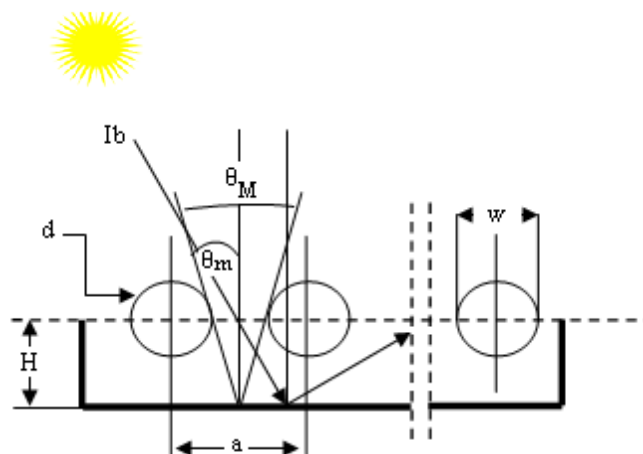


Fig. 2.7 : Vue en coupe d'un capteur sous vide avec réflecteur plan



La variation du coefficient de concentration C, en fonction de l'angle  $\vartheta_s$ , est discontinue aux points  $\vartheta_m$  et  $\vartheta_M$ . Un rapide calcul trigonométrique donne pour :

$$\begin{cases} 0 \leq \vartheta \leq \vartheta_m & \Rightarrow \frac{\rho_r(2H \operatorname{tg}\vartheta_s)}{w} \\ \vartheta_m \leq \vartheta \leq \vartheta_M & \Rightarrow \rho_r(a - d)/w \end{cases}$$

Au delà la valeur du coefficient C est négligeable.

Dans le cas où le réflecteur se présente sous une forme demi cylindrique posée sous le tube (voir figure 2.8).

Le flux global collecté par unité de surface est donné par :

$$G = \left(\frac{2}{\pi}\right) \left[ R_b I_b (\tau\alpha)_{eb} + \frac{I_d (\tau\alpha)_{ed1} (1 + \cos i) (1 + C_d)}{2} + \frac{\rho_d (I_b + I_d) (\tau\alpha)_{ed2} (1 - \cos i) (1 + C_d)}{2} \right] \quad 2.38$$

Avec :

$$C_d = \rho_r \left( \frac{(d_r - d)}{d_r} + \frac{(\tau_d)^2 (d - d_a)}{d_r} \right) \quad 2.39$$

$d_r$  : Diamètre du réflecteur

$d$  : Diamètre du tube enveloppe.

$d_a$  : Diamètre de l'absorbeur.

$\tau_d$  : Transmittivité du tube dans le diffus.

$\rho_r$  : Réflectivité du réflecteur.

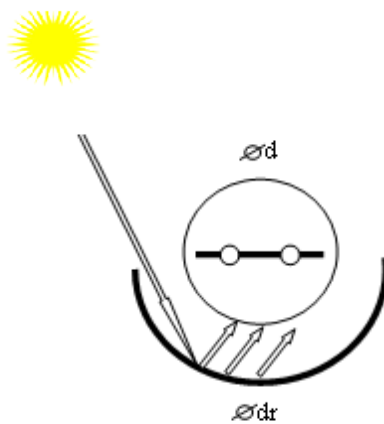


Fig. 2.8 : Vue en coupe d'un capteur sous vide avec réflecteur cylindrique et diffus

### 2.3. EXPRESSION DU COEFFICIENT DE PERTES GLOBAL

Les hypothèses posées pour traiter ce chapitre sont celles énoncées par HOTTEL, WOERTZ et BLISS, [1], [3] et en particulier :

- ✓ Les performances sont instantanées.
- ✓ Le régime est établi.
- ✓ Capteur à une structure tubulaire.
- ✓ L'écoulement (flux de chaleur) est unidimensionnel aussi bien pour le couvert que pour l'isolant.
- ✓ L'écoulement est permanent.
- ✓ L'absorptivité de couvert est négligée.
- ✓ Les gradients de température à travers le couvert et le tube caloporteur. sont négligés.
- ✓ Le couvert est opaque aux radiations infrarouges.
- ✓ Les propriétés thermophysiques des matériaux sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.
- ✓ La voûte céleste est assimilée à un corps noir pour les radiations à grandes longueurs d'onde.
- ✓ La température du ciel est uniforme.
- ✓ La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- ✓ Le gradient de température à travers le bac est négligé.
- ✓ L'effet d'ombre est négligé.
- ✓ Le couvert est net de toute poussière ou autre ou autre saleté.
- ✓ La construction du capteur est uniforme.

Ceci, avec l'hypothèse complémentaire suivante :

- ✓ Le vide est supposé à un niveau suffisant pour éliminer la convection.

2.4. BILAN THERMIQUE

Considérons une section droite de capteur solaire à tube évacué (voir figure 2.9) et un absorbeur de forme quelconque. Sur la même figure nous portons les échanges thermiques. Un bilan thermique exécuté sur un volume de contrôle représenté par les limites de l'absorbeur permet d'écrire :

$$Q_U = A_a G - (Q_{RPV} + Q_{CPV})_{avant} + (Q_{RPV} + Q_{CPV})_{arriere} \tag{2.40}$$

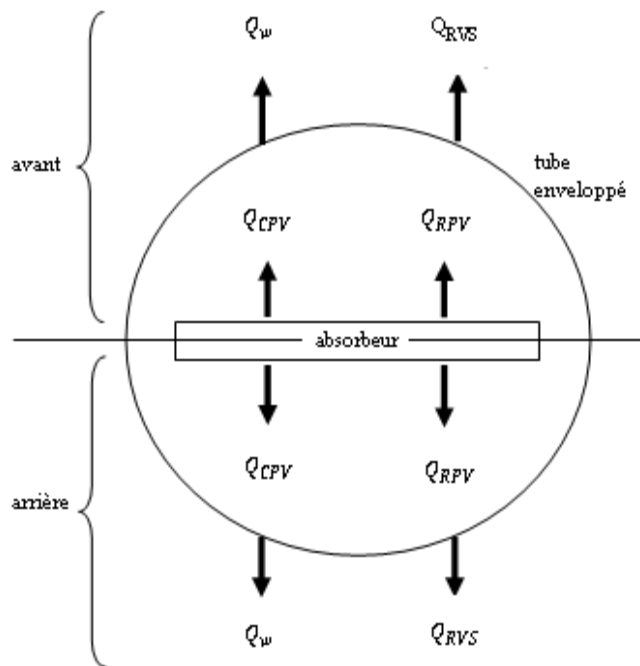


Fig. 2.9 : Bilan thermique sur un volume de contrôle

Avec :

$A_a$  Surface de l'absorbeur (une face).

$Q_{RPV}$  : Echange radiatif absorbeur-vitre donné par :

$$Q_{RPV} = 2A_a h_{RPV} (T_p - T_v) \tag{2.41}$$

$$h_{RPV} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_v^2)(T_p + T_v)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v} \frac{A_a}{A_v}} \tag{2.42}$$

$Q_{CPV}$  : Transfert par conduction à travers la lame d'air entre la plaque et le vitrage (en effet le vide relatif qu'il est possible de maintenir permet d'éliminer la convection mais pas la conduction), [50].

$$Q_{CPV} = 2A_a (2k_a \Phi/w)(T_p - T_v) \quad 2.43$$

Où :

$k_a$  : Conductivité de l'air

$\sigma$  : Constante de STEFAN-BOLTZMAN

$T_p$  et  $T_v$  : Respectivement températures absorbeur et vitre.

$A_v$  : Surface du couvert vitré.

$\epsilon_p$  et  $\epsilon_v$  : Emissivités respectives de l'absorbeur et de la vitre.

$\Phi$  : Coefficient sans dimension dépendant de la géométrie et défini par la relation suivante :

$$\Phi = \frac{1}{T_p - T_v} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R_v} d\beta' \quad 2.44$$

Avec :  $\beta'$  élément angulaire du centre du tube

Et en posant :

$$T^* = \frac{T - T_v}{T_p - T_v} \quad \text{et} \quad r^* = \frac{r - R_p}{R_v - R_p} \quad 2.45$$

$$\text{Il vient : } \Phi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} r \frac{dT^*}{dr^*} \Big|_{r^*=1} d\beta' \quad 2.46$$

Intégrale à déterminer numériquement.

Un bilan thermique sur le couvert vitré, en négligeant l'absorptivité, permet d'écrire :

$$[Q_{RVS} + Q_W]_{\text{avant}} + [Q_{RVS} + Q_W]_{\text{arrière}} = [Q_{RPV} + Q_{CPV}]_{\text{avant}} + [Q_{RPV} + Q_{CPV}]_{\text{arrière}} \quad 2.47$$

Avec :

$Q_{RVS}$  : Echanges radiatifs couvert-ciel pour la partie avant (supérieur) et couvert-réfecteur.

$$Q_{RVS} = A_v h_{RVS} (T_v - T_a) \quad 2.48$$

$$h_{RVS} = \epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_*^4) / (T_v - T_a)$$

2.49

Expression dans laquelle :

$T_* = T_s$  : (Température ciel) pour les pertes avant

$T_* = T_a$  : (Température du réflecteur assimilée à la température ambiante) pour les pertes arrière

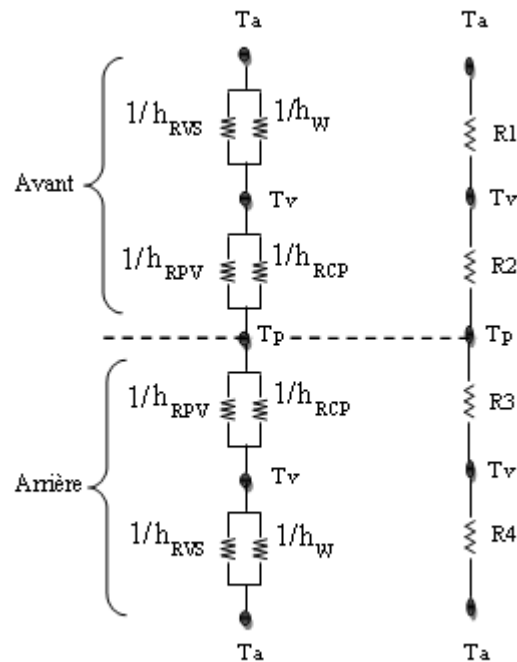


Fig. 2.10 : Schéma électrique équivalent

$Q_W$  : Pertes par convection dues à l'effet du vent.

$$Q_W = A_v h_w (T_v - T_a) \tag{2.50}$$

$A_v$  : Surface du couvert vitré.

$h_w$  : Coefficient de transfert par convection due à l'effet du vent. Estimé par l'une des relations de HOLMAN, portées en annexe1. Pour la partie inférieure on considérera que le régime est laminaire. En figure (2.10) nous représentons le schéma électrique équivalent des échanges thermiques :

$$h_1 = R_2 + R_3 = 2 \left( h_{RPV} + \frac{2k_a \Phi}{w} \right) \tag{2.51}$$

$$h_2 = R_1 + R_4 = \frac{A_v}{A_a} [(h_{RVS} + h_w)_{avant} + (h_{RVS} + h_w)_{arrière} ] \tag{2.52}$$

La relation (2.40) s'écrit alors :  $Q_U = A_a (G - U_g (T_p - T_a))$  2.53

Avec :  $U_g = \left[ \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right]^{-1}$  2.54

Remarque : En bidimensionnel la température de la plaque  $T_p$  est fonction de x et y.

**2.5. CONCLUSION**

Dans ce chapitre, le rendement optique d'un capteur solaire à tube sous vide a été déterminé en fonction de son orientation à puis intégration de l'éclairement solaire incident sur l'enveloppe en verre. Le bilan énergétique sur le volume de contrôle constitué pour l'enveloppe en verre a été établi les différents échanges thermiques intervenant dans le processus de transformation de rayonnement solaire en énergie calorique ont été identifiés.

**CHAPITRE TROISIEME**  
**ETUDE THERMIQUE DE**  
**L'ABSORBEUR**

### 3.1. INTRODUCTION

Après la description du capteur à tube sous vide objet de notre étude, ce chapitre a pour objectif la détermination du flux évacué par l'ailette selon que l'on fasse l'hypothèse d'un flux unidimensionnel ou bidimensionnel. Après estimation du flux utile récupéré par l'absorbeur et évacué par le fluide caloporteur, nous estimerons le rendement instantané du capteur.

### 3.2. CAPTEUR SOLAIRE A TUBE SOUS VIDE

Le capteur solaire sous vide est une variante améliorée du capteur solaire plan. Sa particularité tient au fait que l'absorbeur est isolé de l'environnement par l'application d'un vide poussé dans le tube qui l'enveloppe. De ce fait, les échanges convectifs entre la surface de captation et l'enveloppe sont pratiquement nuls.

Par ailleurs, compte tenu des niveaux de performances souhaités, l'absorbeur est toujours revêtu d'une surface sélective limitant nettement les échanges entre l'absorbeur et l'enveloppe. Compte tenu de son coût, le capteur solaire sous vide est principalement utilisé dans les régions naturellement froides comme le Canada ou le nord de l'Europe ou dans les cas d'applications nécessitant des niveaux de températures assez élevés (chauffage, réfrigération, applications industrielles,...). Dans les pays plus chauds, des capteurs plus standards sont souvent suffisants.

#### 3.2.1. Principaux Composants Pour Un Capteur Sous Vide

Un capteur solaire "sous vide" est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube il y a un absorbeur pour capter l'éclairement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur et ce dernier reçoit un traitement sélectif pour empêcher l'éclairement. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique rapportée ou un coffre de protection.

Pour être efficace le vide doit être poussé  $< 10^{-3}$  mbar, [54]. Un tube devient inutile s'il n'est pas totalement hermétique et il faut le changer pour préserver la performance de l'ensemble du capteur. Afin de visualiser cette éventualité, les tubes sont munis d'un témoin (getter) en baryum, qui dépose une couche métallisée sur l'intérieur du tube pendant la fabrication. Cette couche argentée de baryum devient blanche en contact avec l'air et sert ainsi de témoin aux Pertes de vide.



### 3.2.2. Solutions Technologiques

A surface d'absorbeur égale, le rendement est généralement meilleur que celui d'un capteur plan, surtout à des températures élevées ( $>60^{\circ}\text{C}$ ). Il y a 4 familles de capteurs sous vide, et chacun dépend d'une technique spécifique:

- 1) Le capteur à tube sous vide à circulation directe " Cortec".
- 2) Le capteur à tube sous vide à " Caloduc".
- 3) Le capteur à tube sous vide à effet "Thermos".
- 4) Le capteur à tube sous vide à "Schott".

### 3.2.3. Capteur a Tube Sous Vide à Circulation Directe

Cette technique a été développée il y a une trentaine d'années, afin d'améliorer les performances d'un capteur plan. En effet, la conception de l'absorbeur et les tuyaux de circulation du fluide caloporteur est semblable à celle du capteur plan, sauf que l'ensemble est suffisamment étroit pour être glissé à l'intérieur d'un tube en verre.

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 pour la circulation du fluide caloporteur.

Le capteur "CORTEC" fabriqué en France par Giordano et le capteur "Vitosol 200" distribué par Viessmann en sont des exemples.

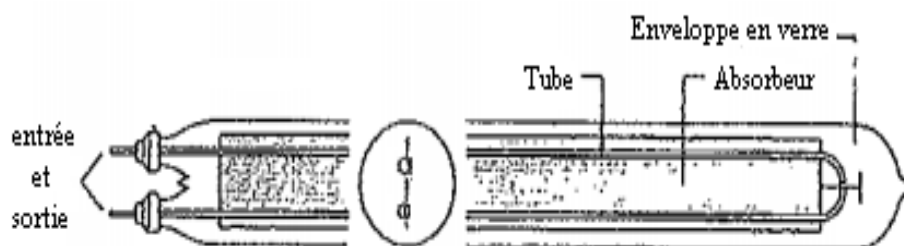
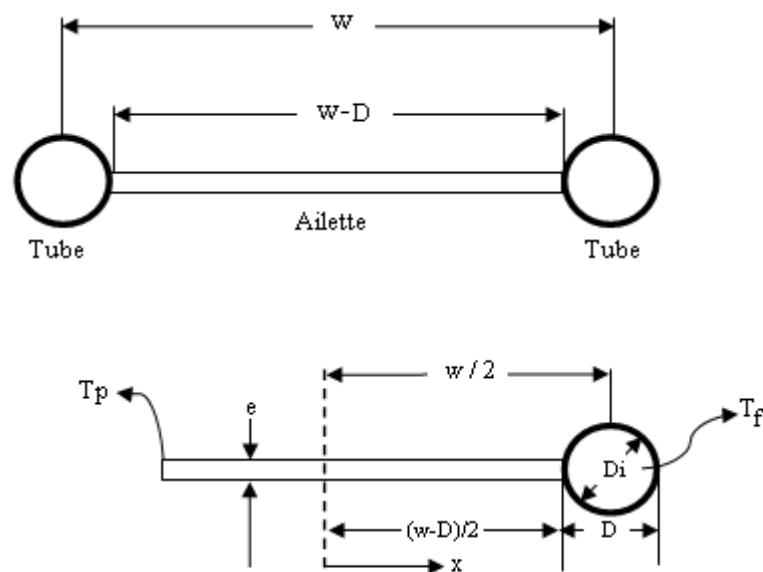


Fig. 3.1 : Vue schématique d'un capteur solaire à tube sous vide type CORTEC [55]

### 3.3. ETUDE MONODIMENSIONNELLE

#### 3.3.1. Hypothèses

La figure (3.2) représente une vue en coupe de l'ensemble tube-ailettes formant l'absorbeur. Le tube collecteur est supposé en contact intime avec l'absorbeur. Pour la détermination du flux évacué par les ailettes nous ferons, dans ce paragraphe les hypothèses suivantes : l'écoulement unidimensionnel du flux de chaleur sur la plaque (hypothèse généralement adoptée dans la littérature), avec un régime permanent.



**Fig. 3.2 : Vue en coupe de l'ensemble tube-ailettes**

Avec :

$D$  : Diamètre du tube extérieur.

$D_i$  : Diamètre du tube intérieur.

$(w - D)/2$  : Largeur de l'absorbeur.

$e$  : Épaisseurs de la plaque absorbante.

$T_f$  : La température du fluide à l'intérieur du tube.

$T_{p,(x)}$  : La température de la plaque en fonction de  $x$ .

### 3.3.2. Flux Evacué Par Les Ailettes

En assimilant la plaque à deux ailettes longitudinale (voir figures 3.3, 3.4) un bilan thermique en régime permanent permet d'écrire :

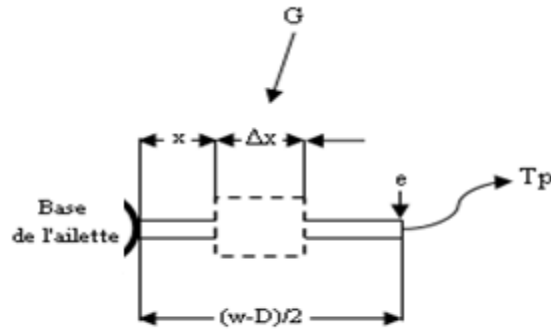


Fig. 3.3 : Bilan thermique sur un élément d'ailette

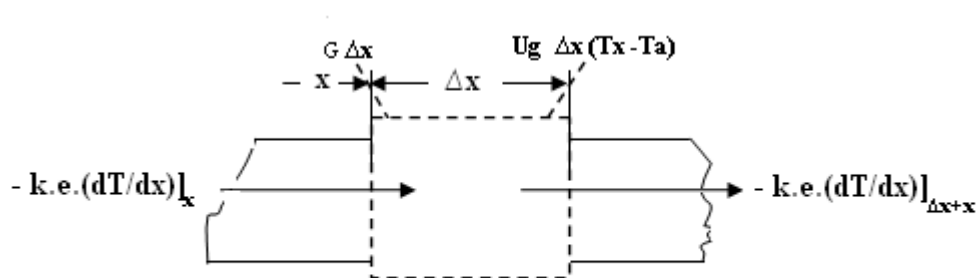


Fig. 3.4 : Bilan thermique dans un élément de surface

$$-k \frac{dT}{dx} e dx = -k \left( \frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} \right) e dx + \{ G - U_g \cdot (T_x - T_a) \} dx \quad 3.1$$

$G$  : Flux solaire utile.  $U_g$  : Coefficient global des pertes.

On obtient après réarrangement et simplification:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_g}{k e} \left( T_x - T_a - \frac{G}{U_g} \right) \quad 3.2$$

On retrouve le terme  $\frac{U_g}{k e} = B^2$  pour les ailettes minces.

En posant :  $\theta = \left( T_x - T_a - \frac{G}{U_g} \right)$

$$\text{Il vient : } \frac{d^2\theta}{dx^2} = B^2\theta \quad 3.3$$

Avec : les conditions aux limites

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0$$

$$T|_{x=(w-D)/2} = T_b$$

$T_b$  : La température à la base de la plaque.

On obtient :

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} = 0$$

$$\theta|_{x=(w-D)/2} = T_b - T_a - \frac{G}{U_g}$$

La solution générale est donnée par la relation suivante :

$$\theta = C_1 \sinh (B x) + C_2 \cosh (B x) \tag{3.4}$$

Où  $C_1$  et  $C_2$  sont des constantes à déterminer par les conditions aux limites.

On aura finalement l'équation de la variation de température suivante :

$$\frac{T_x - T_a - \frac{G}{U_g}}{T_b - T_a - \frac{G}{U_g}} = \frac{\text{ch}(B x)}{\text{ch} B \left( \frac{w-D}{2} \right)} \tag{3.5}$$

Le flux de chaleur reçu par les deux ailettes en contact avec le tube est donné par :

$$Q_a = -k e \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x=(w-D)/2} = -\frac{k e}{U_g} \left( G - U_g (T_b - T_a) \right) \frac{\sinh (Bw)}{\cosh (Bw)} \tag{3.6}$$

Alors :

$$Q_{\text{ailettes}} = (w - D) F [G - U_g (T_b - T_a)] \tag{3.7}$$

Avec :

$G$  : Le flux global collecté par unité de surface.

$k$  : Conductivité de l'ailette.

$F$  : Efficacité de l'ailette.

Donnée par :

$$F = \frac{\text{th} [\beta(w-D)/2]}{\beta(w-D)/2} \tag{3.8}$$

La puissance utile récupérée par le capteur, par unité de longueur dans la direction de l'écoulement, est donnée par :

$$q_u' = Q_{ailettes} + Q_{tube} = (w - D)F[G - U_g(T_b - T_a)] + D[G - U_g(T_b - T_a)] \quad 3.9$$

$$q_u' = Q_{ailettes} + Q_{tube} = [(w - D)F + D][G - U_g(T_b - T_a)] \quad 3.10$$

Cette puissance est transmise au fluide et on peut l'exprimer par la relation expérimentale, [3]

$$q_u'' = \frac{T_b - T_f}{R_b + \frac{1}{h_i D_i \pi}} \quad 3.11$$

Où :

$T_f$  La température locale de fluide,

$h_i$  Le coefficient de convection fluide-tube.

$R_b$  : La résistance thermique de la soudure(ou contact).

En éliminant  $T_b$  par combinaison des deux équations donnant  $q_u$ .

On obtient :

$$q_u = w F' [G - U_g(T_f - T_a)] \quad 3.12$$

Avec :

$$F' = \frac{\frac{1}{U}}{w \left( \left[ \frac{1}{U_g [D + (w - D)F]} \right] + 1/C_b + \frac{1}{h_i \pi d_i} \right)} \quad 3.13$$

$F'$  : est appelé efficacité de l'absorbeur (en monodimensionnel).

3.3.3. Flux Evacué Par Le Fluide

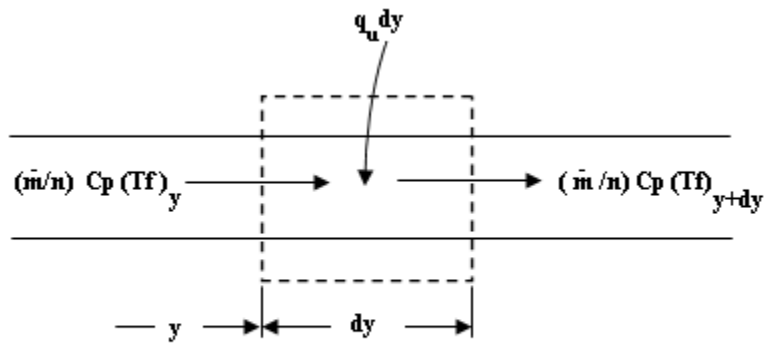


Fig. 3.5 : Bilan thermique sur un élément de fluide

Un bilan sur un élément de fluide donne figure (3.5) :

$$dq_u = \frac{\dot{m}}{n} C_p dT_f \tag{3.14}$$

$$q_u = \frac{\dot{m}}{n} C_p \frac{dT_f}{dy} \tag{3.15}$$

$$q_u = n w F' [G - U_g (T_f - T_a)] \tag{3.16}$$

Avec : n (le nombre du tube).

On suppose : F' et U<sub>g</sub> indépendants de la position y et m-dot est le débit total de tube et C<sub>p</sub> capacité calorifique du fluide. D'où :

$$\frac{dT_f}{T_f - T_a - \frac{G}{U_g}} = - \frac{wn F' U_g}{\dot{m} C_p} dy \tag{3.17}$$

Soit après intégration entre l'entrée et la sortie (pour y=0 à L puis de L à 2L) :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{G}{U_g}}{T_{fe} - T_a - \frac{G}{U_g}} = \exp \left[ - \left( \frac{A F' U_g}{\dot{m} C_p} \right) \right] \tag{3.18}$$

Avec : A = 2 n Lw la surface de l'absorbeur.

$$D'où : Q_u = \dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe}) = A Fr [G - U_g (T_{fs} - T_{fe})] \tag{3.19}$$

Définition du Fr (Le facteur de transfert thermique du capteur) :

$$Fr = \frac{Q_u}{Q_{umax}} = \frac{\dot{m} C_p}{A U_g} \left[ 1 - \frac{G/U_g - (T_{fe} - T_a)}{G/U_g - (T_{fs} - T_a)} \right] \tag{3.20}$$

$$Fr = \frac{\dot{m} C_p}{A U_g} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A F' U_g}{\dot{m} C_p} \right) \right] \tag{3.21}$$

$$On a donc : Q_u = A Fr [G - U_g (T_i - T_a)] \tag{3.22}$$

### 3.4. ETUDE BIDIMENSIONNELLE

#### 3.4.1. Profil Transversal de Température

Nous allons déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans les deux directions  $x$  perpendiculaire à la direction  $y$ .

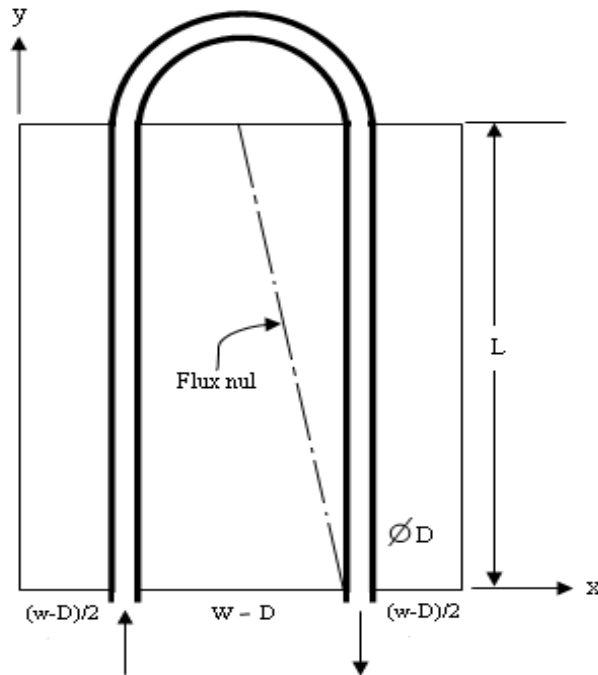


Fig. 3.6 : Système à étudier en 2D

#### 3.4.2. Bilan Sur Une Surface Elémentaire de L'Ailette

Soit un élément d'ailette (  $ds = dx dy$  ) :

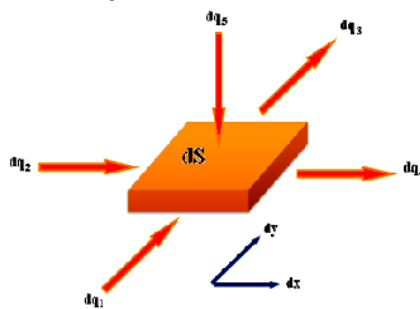


Fig. 3.7 : Bilan thermique sur un élément de surface d'ailette

Flux de chaleur conductif entrant :

$$dq1 = -k \frac{d\theta}{dx} e dy \tag{3.23}$$

$$dq2 = -k \frac{d\theta}{dy} e dx \tag{3.24}$$

Flux de chaleur conductif sortant :

$$dq3 = -k \left( \frac{d\theta}{dx} + \frac{d^2\theta}{dx^2} dx \right) e dy \quad 3.25$$

$$dq4 = -k \left( \frac{d\theta}{dy} + \frac{d^2\theta}{dy^2} dy \right) e dx \quad 3.26$$

Echanges de chaleur par convection et rayonnement :

$$dq5 = \left\{ G - U_g (T_{x,y} - T_a) \right\} dx dy \quad 3.27$$

$$\text{Avec : } \theta = \left( T_{x,y} - T_a - \frac{G}{U_g} \right)$$

En régime permanent, le bilan thermique des échanges est nul, ce qui s'écrit:

$$dq1 + dq2 = dq3 + dq4 + dq5 \quad 3.28$$

Ou :

$$-k \frac{d\theta}{dx} e dy - k \frac{d\theta}{dy} e dx + U_g \cdot \theta \cdot dx \cdot dy = -k \left( \frac{d\theta}{dx} + \frac{d^2\theta}{dx^2} dx \right) e dy - k \left( \frac{d\theta}{dy} + \frac{d^2\theta}{dy^2} dy \right) e dx$$

On obtient après regroupement et simplification:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{d^2\theta}{dy^2} = \frac{U_g}{k e} \theta \quad 3.29$$

On retrouve le terme  $\frac{U_g}{k e} = b^2$  pour les ailettes minces

L'équation peut s'écrire :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{d^2\theta}{dy^2} = b^2 \theta \quad 3.30$$

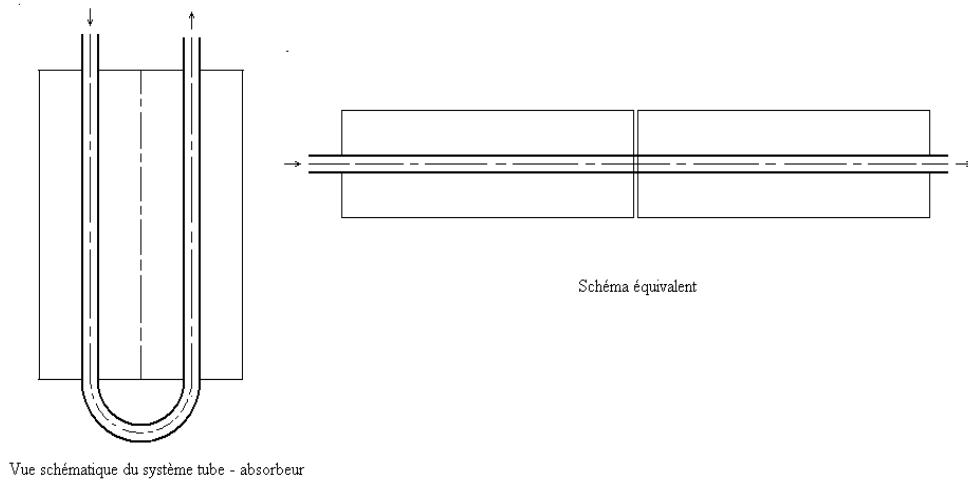
Avec : les conditions aux limites.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \\ \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=L} = 0 \\ T \Big|_{x=w} = T_b \end{array} \right. \quad \text{Pour l'ailette extérieure}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=\frac{w}{L}(2L-y)} = 0 \\ \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=L} = 0 \\ T \Big|_{x=d+w} = T_b \end{array} \right. \quad \text{Pour l'ailette intérieure}$$



Ce problème apparemment complexe (compte tenu du temps imparti) est remplacé par ce lui de la figure suivante :



**Fig. 3.8 : L'ailette intérieure coupée en deux**

Ceci en faisant l'hypothèse que l'ailette intérieure est coupée en deux. Les conditions aux limites sont alors identiques à celles du 1<sup>er</sup> cas. Le problème devient symétrique et homogène.

En posant :

$$b^2 = \beta^2 - \alpha^2 \quad (\text{\AA cause de la symétrie en } y) \quad 3.31$$

La solution sera donnée par :

$$\theta = A \cosh(\beta x) \cdot \cos(\alpha y) \quad 3.32$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} \alpha = \frac{\pi}{L} \\ \beta = \sqrt{b^2 + \alpha^2} = \sqrt{\frac{U_g}{k e} + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2} \\ A = \frac{\theta_0}{\cosh(\beta w) \cdot \cos(\alpha y)} = \frac{T_b - T_a - G/U_g}{\cosh(\beta w) \cdot \cos(\alpha y)} \end{cases}$$

Soit :

$$\theta = \frac{1}{\cosh(\beta w)} \cdot \cos(\beta x) (T_b(y) - T_a - G/U_g) \quad 3.33$$

Le flux évacué par l'ailette sera :

$$dQ_a = -k e \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x=w} dy = -k e (T_b - T_a - G/U_g) \beta \frac{\sinh(\beta w)}{\cosh(\beta w)} dy \quad 3.34$$

$$dQ_a = \frac{k e}{U_g} \beta^2 w F (G - U_g (T_b - T_a)) dy \quad 3.35$$

Le flux reçu par un élément dy de l'absorbeur sera :

$$dQ_u = 2dQ_a + dQ_t = \left( 2 \frac{k_e}{U_g} \beta^2 w F + D \right) (G - U_g (T_b - T_a)) dy \quad 3.36$$

$dQ_t$  : Le flux évacué par le tube.

$$dQ_u = w F' (G - U_g (T_f - T_a)) dy \quad 3.37$$

Avec :

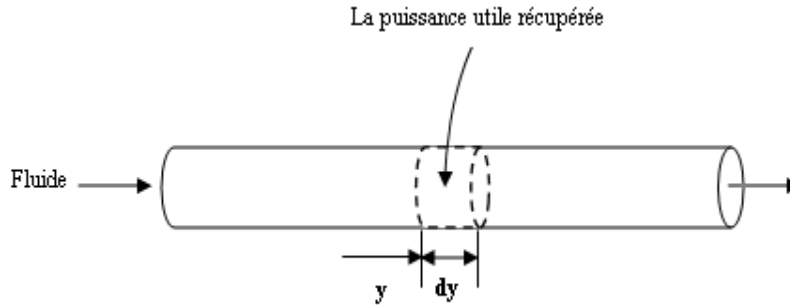
$$F' = \frac{\frac{1}{U_g}}{w \left( \frac{1}{U_g \left( 2 \frac{k_e}{U_g} \beta^2 w F + D \right)} \right) + \frac{e}{\pi d k} + \frac{1}{\pi d h_i}} \quad 3.38$$

$F'$  : Est appelé **efficacité du capteur**(en bidimensionnel).

### 3.4.3. Flux Evacué Par Le Fluide

Un bilan sur un élément de fluide donne :

$$dq_u = \frac{\dot{m}}{n} C_p dT_f \quad 3.39$$



**Fig. 3.9 : Bilan thermique sur un élément de fluide**

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} = q_u = n w F' [G - U_g (T_f - T_a)] \quad 3.40$$

$$D'où : \frac{dT_f}{T_f - T_a - \frac{G}{U_g}} = - \frac{w n F' U_g}{\dot{m} C_p} dy \quad 3.41$$

Soit après intégration entre l'entrée et la sortie (pour  $y=0$  à  $L$  puis de  $L$  à  $2L$ ) :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{G}{U_g}}{T_{fe} - T_a - \frac{G}{U_g}} = e^{\left[ - \left( \frac{A F' U_g}{\dot{m} C_p} \right) \right]} \quad 3.42$$

$A = 2 n L w$  : Surface de l'absorbeur.

$$D'o\grave{u} : Q_u = \dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe}) = A Fr [G - U_g (T_{fe} - T_a)]$$

$$Donc: Q_u = A Fr [G - U_g (T_{fe} - T_a)] \quad 3.43$$

L'étude de rendement  $\eta = \frac{Q_u}{A G}$  du capteur permet d'estimer les paramètres optiques et thermiques. Dans la plupart des cas, le rendement instantané est présenté en fonction de la variable compacte :  $\frac{(T_m - T_a)}{G}$  ou de  $\frac{(T_{fe} - T_a)}{G}$ .

### 3.5. ALGORITHME DE RESOLUTION

Conditions de fonctionnement d'un capteur existant :

Le problème est de déterminer son rendement dans des conditions météorologiques données, Les inconnues du problème sont : TP, TV,  $U_g$ . On utilise une méthode itérative :

- ✓ On fixe une valeur arbitraire « réaliste » de TP et TV.
- ✓ On calcule  $TV_{NOUVELLE}$  on compare le résultat avec la valeur de départ. Si la différence dépasse un critère de convergence on arrête le calcul.
- ✓ On calcule les différents coefficients d'échange par convection et rayonnement puis le coefficient global de pertes  $U_g$
- ✓ On calcule F, F', Fr et  $\eta$ .
- ✓ On recalcule TP.
- ✓ On compare la valeur recalculée à la valeur de départ. Si la différence dépasse un critère de convergence à fixer (écart > 0,05 °C par exemple), on réitère la boucle de calcul en prenant comme valeur initiale la valeur recalculée. Sinon, on arrête le calcul en retenant les résultats de la dernière boucle effectuée.

### 3.6. CONCLUSION

L'étude thermique de l'ailette avec les hypothèses d'un flux monodimensionnel puis bidimensionnel pour arrive à la solution du flux calorifique absorbé par l'ailette est évacué par le fluide caloporteur et évacuation du rendement du capteur en régime permanent. Nous avons enfin présenté l'algorithme permettant la résolution des équations décrivant le processus.

**CHAPITRE QUATRE**  
**RESULTATS ET DISCUSSION**

## 4.1. INTRODUCTION

Les programmes mis au point ont pour objet de calculer le rendement optique et d'estimer les performances instantanées (à savoir l'estimation du rendement en régime permanent) d'un capteur à tube sous vide muni d'un absorbeur plan et d'un échangeur en forme (U) type CORTEC.

Les performances sont déterminées en considérant successivement les modèles monodimensionnel et bidimensionnel. La comparaison des résultats permettra de juger de la validité de l'hypothèse, souvent admise, d'un problème à une dimension.

Notre programme à été développé sous MATLAB, Langage offrant une souplesse et une puissance de calcul qui en font le langage des chercheurs en laboratoire par excellence.

Les données relatives au site et aux conditions météorologiques sont celles relatives à la région de Chlef

## 4.2. CARACTERISTIQUES THERMO-PHYSIQUES DU CAPTEUR CORTEC

Les capteurs solaires plans tubulaires sous vide CORTEC fonctionnent à partir de deux principes :

- ✓ L'effet de corps noir.
- ✓ L'effet de « serre ».

Particularités du capteur CORTEC : est un capteur à hautes performances d'une nouvelle génération.

Sa construction est très simple, puisqu'il se compose uniquement d'un absorbeur en cuivre (tube à ailettes en forme de U) inséré dans un tube en verre (Pyrex).

L'absorbeur est recouvert d'une couche sélective (Ni-Cr). Un vide d'air poussé est appliqué à l'enveloppe en verre (environ  $10^{-6}$  Torr ).

Le Pyrex est choisi pour ses qualités optiques (transmittivité élevée) et sa grande résistance aux chocs.

Cette construction confère au capteur un comportement extrêmement favorable pour l'utilisation de l'énergie solaire.

Ses caractéristiques particulières :

- ✓ Excellentes propriétés optiques

$$\alpha_T = 92 \% \text{ Du rayonnement solaire}$$

- ✓ Très haute sélectivité du revêtement

$$\text{Coefficient d'absorption } \alpha = 95\% \text{ (pour le visible et le proche infrarouge)}$$

$$\text{Coefficient d'émission } \varepsilon = 5\% \text{ (pour l'infrarouge)}$$

- ✓ Fiable masse spécifique de l'absorbeur d'où très faible inertie en cas de variation de la lumière.
- ✓ Très longue durée de vie grâce au verre Pyrex et au vide.

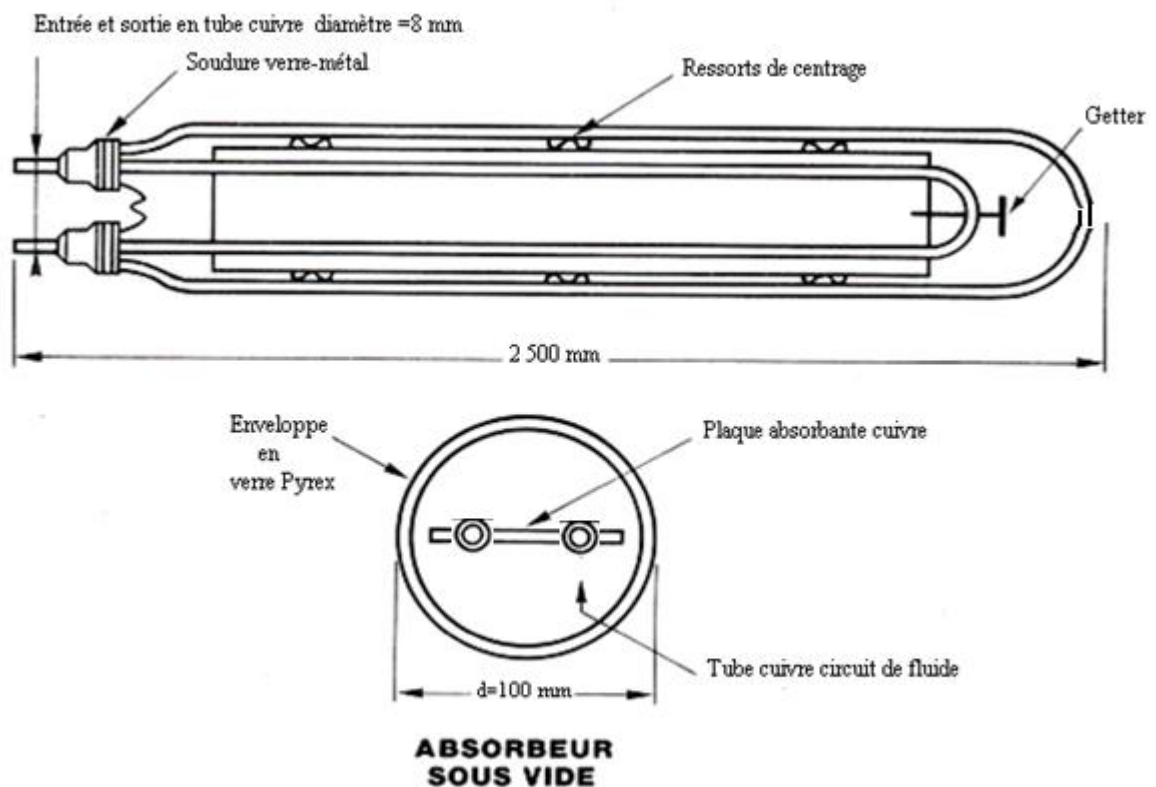
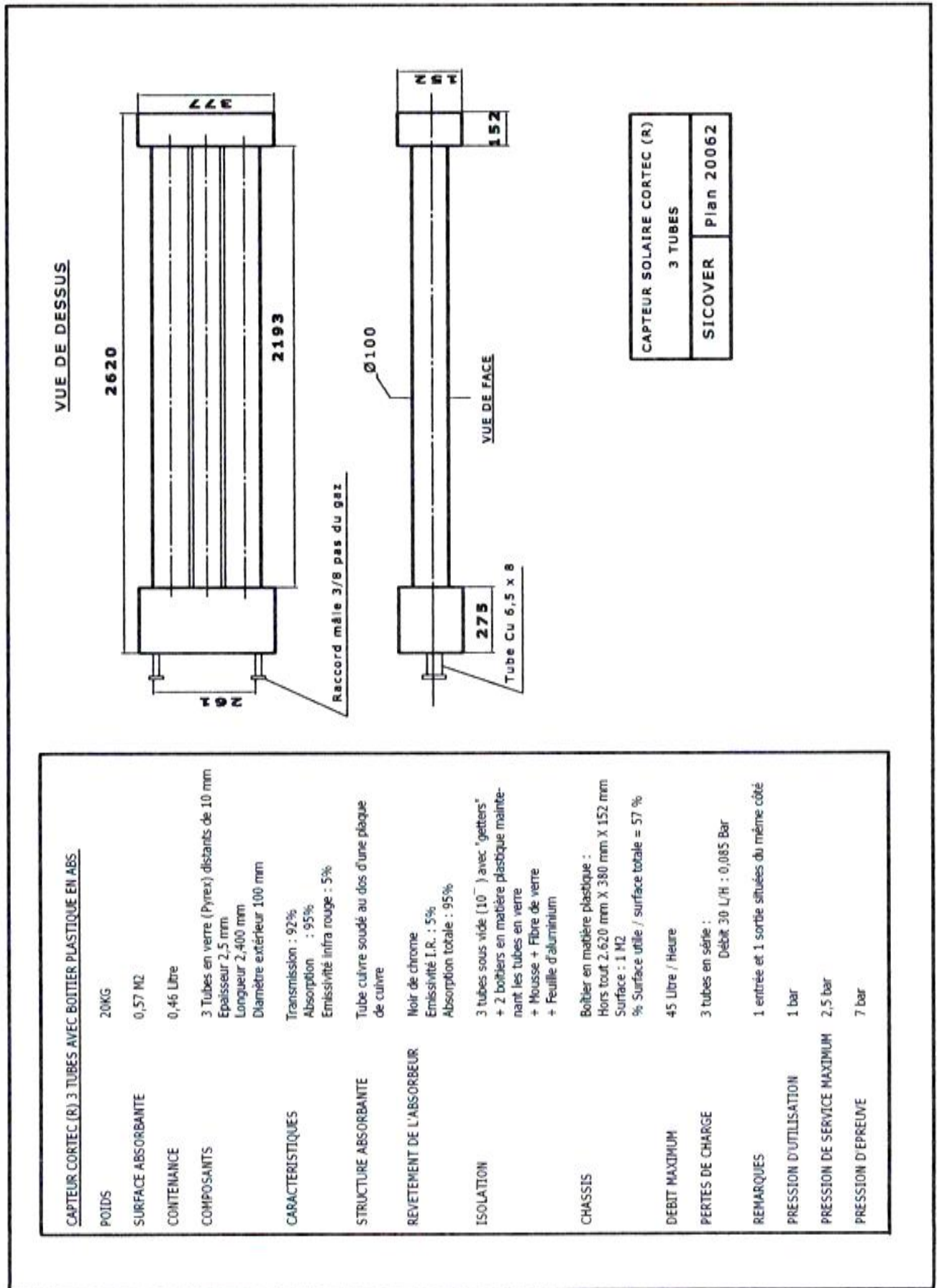


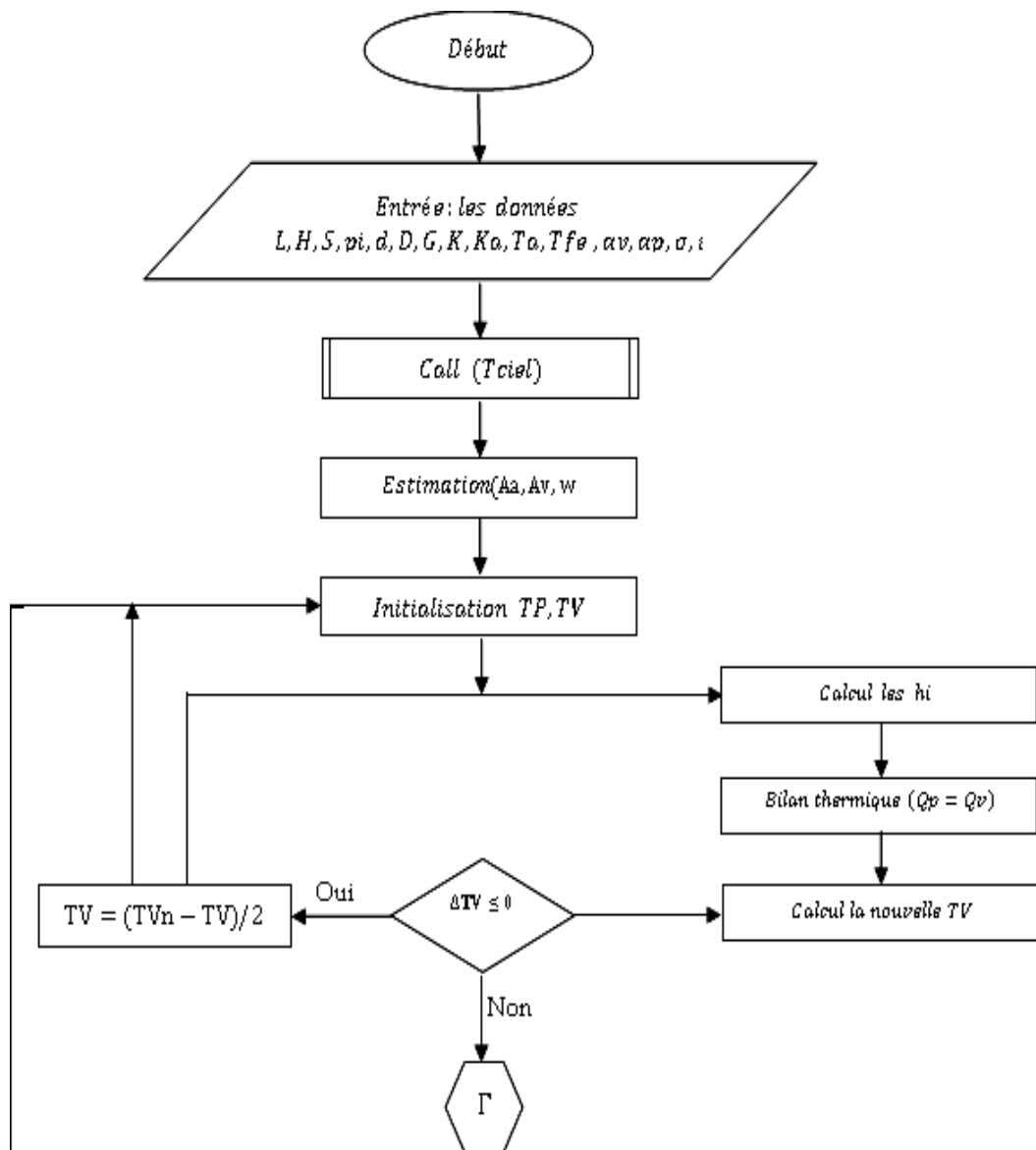
Fig. 4.1 : Capteur CORTEC fabrique en France [55]



4.3. ORGANIGRAMMES

L'organigramme, par blocs de calculs, relatif au programme de simulation du fonctionnement d'un capteur solaire à tube sous vide et échangeur en forme "U" est représenté en figure (4.2).

Les organigrammes des sous-programmes permettant l'estimation du coefficient de transfert de chaleur, par convection entre le fluide caloporteur et le tube, et du rendement optique du capteur sont respectivement donnés en figures (4.3) et (4.4).





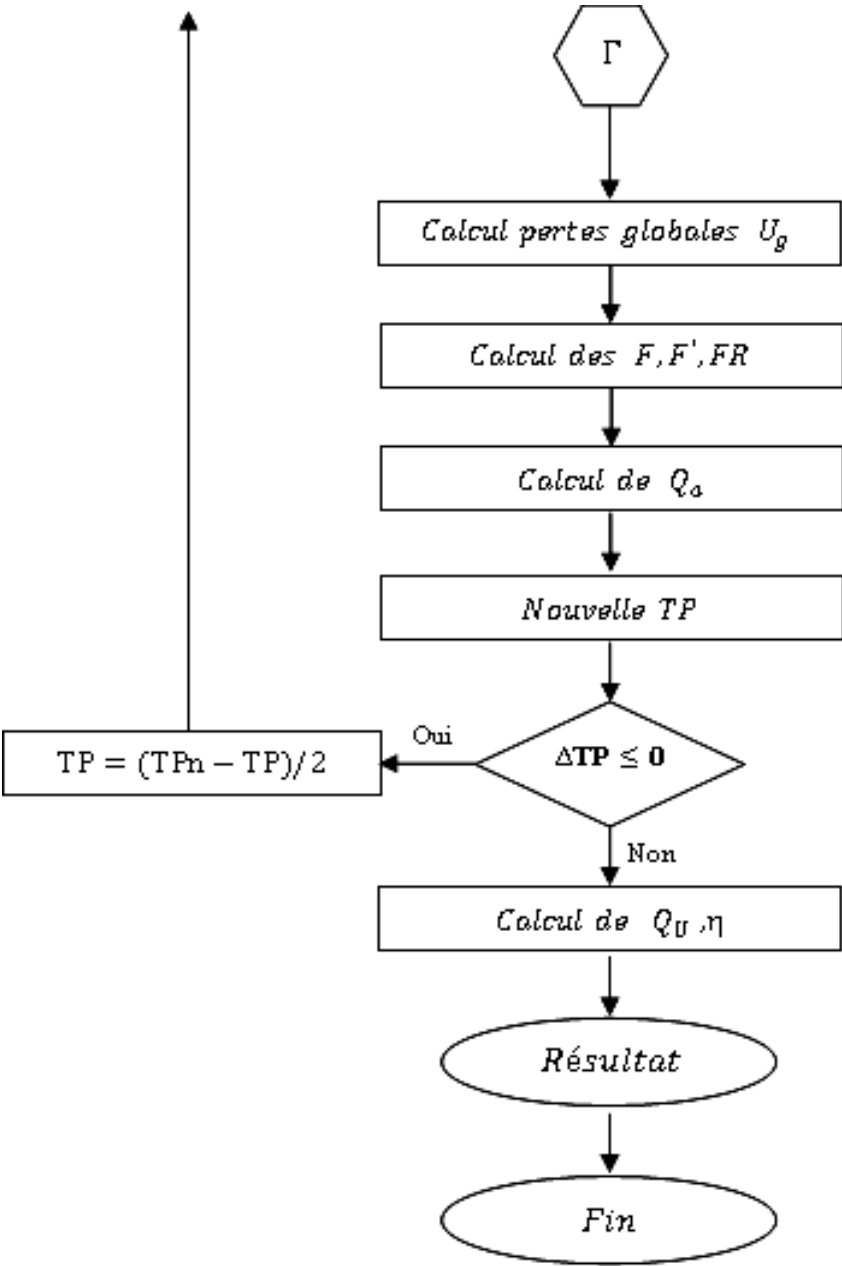


Fig. 4.2 : Organigramme du programme numérique du fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe

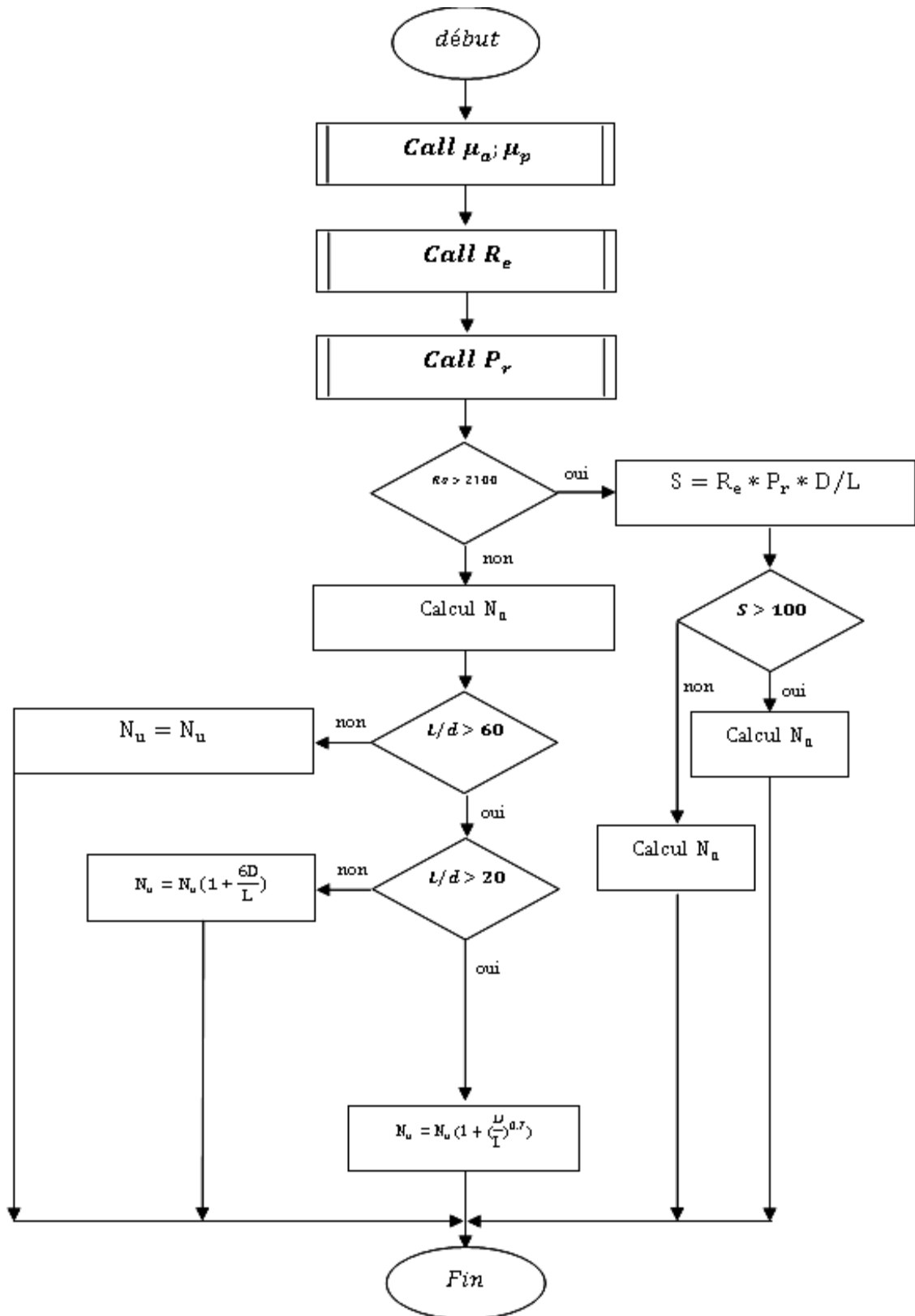


Fig. 4. 3 : Organigramme du sous-programme de calcul du coefficient de transfert par convection dans le tube

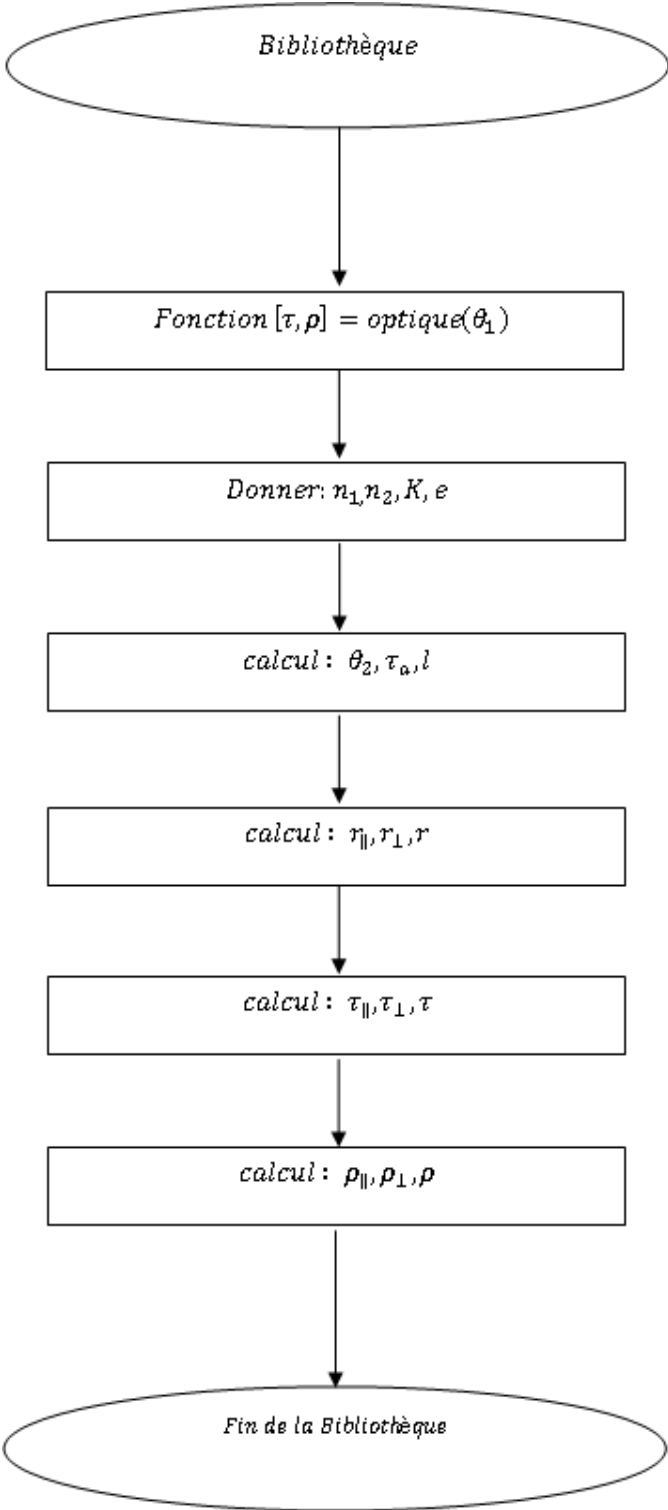


Fig. 4.4 : Organigramme du sous-programme d'estimation du rendement optique

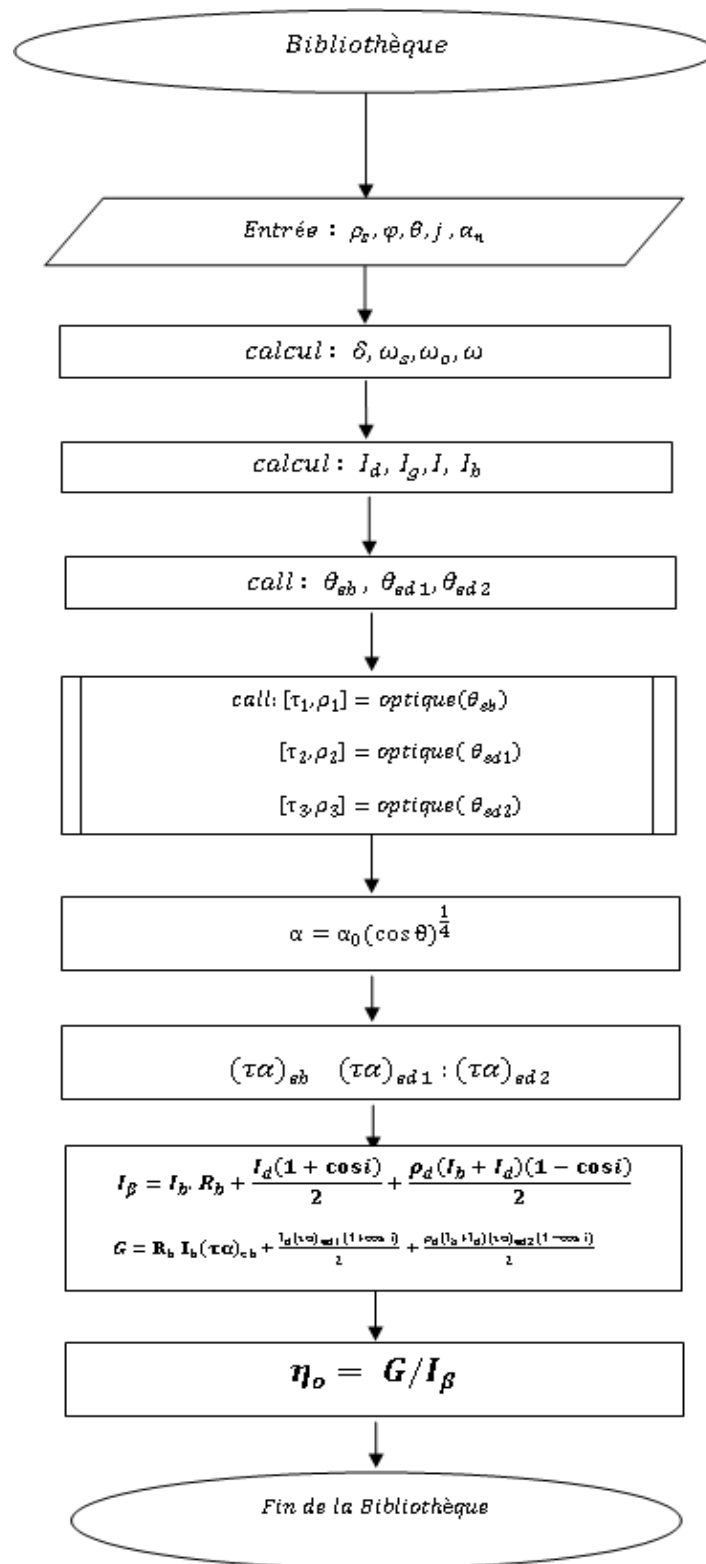


Fig. 4.4 (suite) : Organigramme du sous-programme d'estimation du rendement optique

#### 4.4. VALIDATION (COMPARAISON ENTRE LES MODELES)

##### 4.4.1. Profils de Température Sur l’Absorbeur Selon le Modèle (1D, 2D)

Ce problème apparemment complexe (compte tenu du temps imparti) est remplacé par celui de la figure suivante :



Fig. 4.5 : Schéma équivalent

Ceci en faisant l'hypothèse que l'ailette intérieure est coupée en deux. Les conditions aux limites sont alors identiques à celles du 1<sup>er</sup> cas. Le problème devient symétrique et homogène. On fait l'hypothèse que la température  $T_{su}$  de la soudure est égale à la température de la plaque absorbante TP locale.

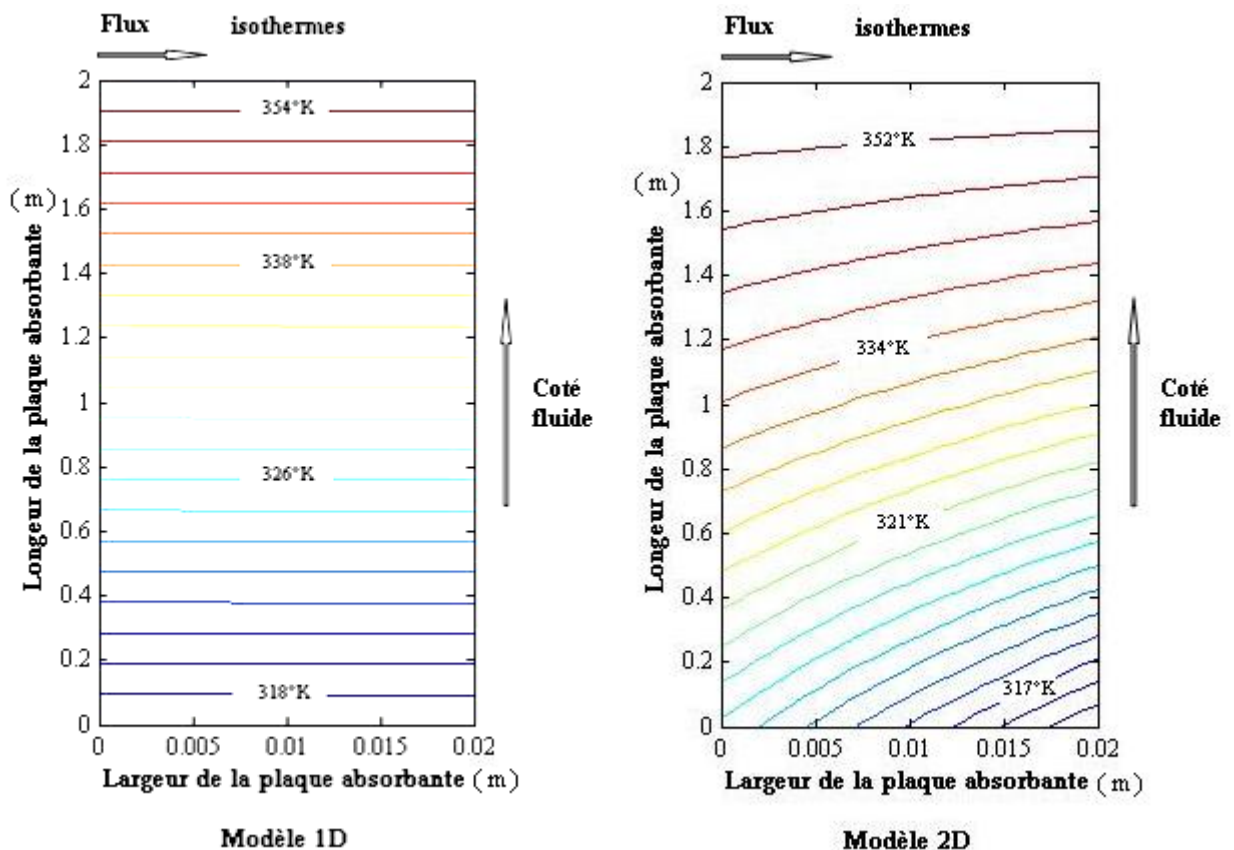


Fig. 4.6 : Etude du profil en modèle 1D et 2D sur une ailette

La figure (4.6) représente la variation du profil de température en modèle 1D et 2D sur une ailette. On remarque pour le modèle 1D (ou répartition théorique à 1 dimension) le flux thermique est constant. Dans ce cas, les lignes de flux thermique sont parallèles entre elles et il n'y a pas de convergences de ces lignes.

Le flux est identique dans toutes les sections élémentaires et tous les points à même température se trouvent sur une surface que l'on appelle surface isotherme.

Par contre dans le modèle 2D (ou répartition réelle à deux dimensions) le flux thermique est variable et les lignes de flux ne sont pas parallèles, il y a une divergence entre elles. Celui-ci est constitué d'une famille de courbes incurvées.

La divergence des lignes de flux, selon le sens de longueur de l'ailette, entraîne une température moyenne plus basse que dans le cas de modèle 1D, le profil tient compte des gradients de température dans les sens longitudinal et orthogonal. L'augmentation de la longueur du tube absorbeur entraîne une augmentation de la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur.

#### 4.4.2. Rendement Instantané

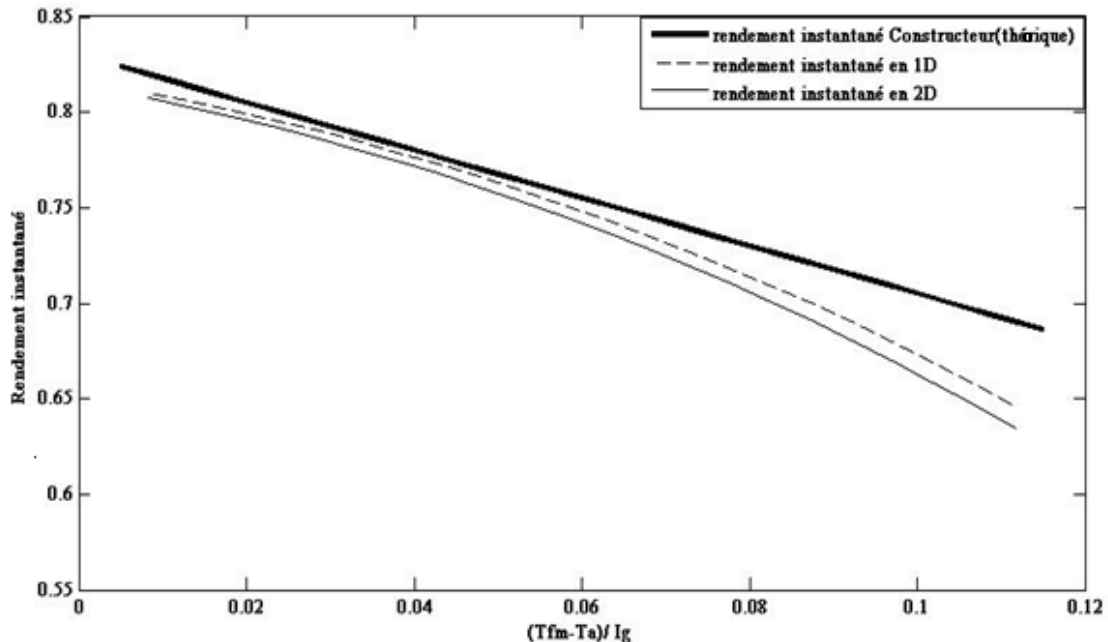
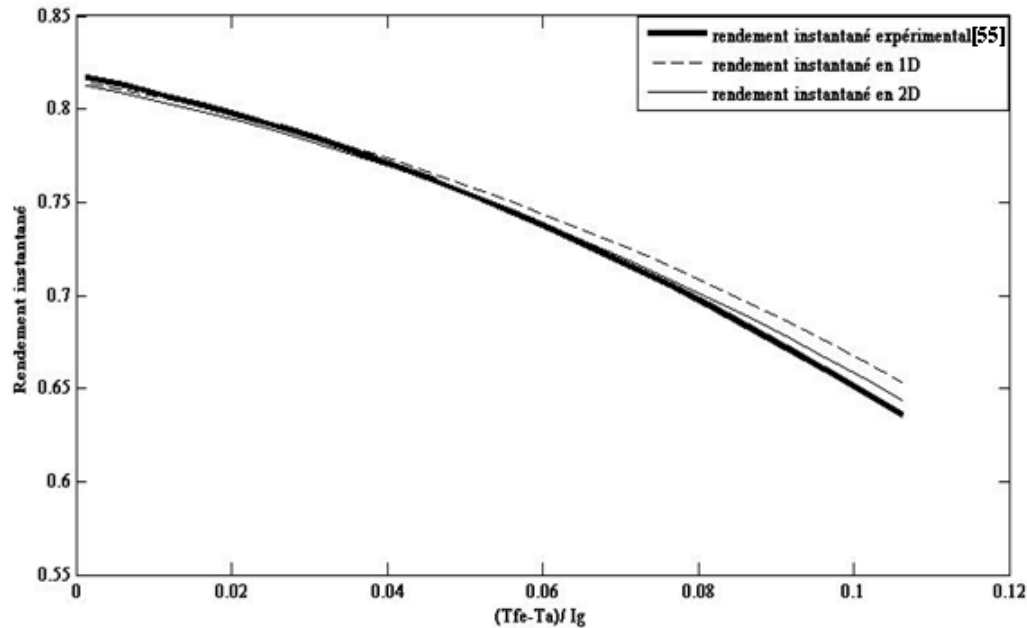


Fig. 4.7 : Courbes comparatives de rendement instantané du capteur Cortec selon les deux modèles en fonction de  $x = (T_{fm} - T_a) / I_g$



**Fig. 4.8 : Courbes comparatives de rendement instantané du capteur Cortec selon les deux modèles en fonction de  $x = (T_{fe} - T_a) / I_g$**

Les courbes représentatives du rendement instantané selon les Européenne et Ashrae sont respectivement représentées en figures (4.7) et (4.8). La figure (4.7) représente une comparaison entre le rendement instantané annoncé par le constructeur et les courbes théoriques obtenues en 1D et 2D.

En figure (4.8) sont présentées à titre de comparaison la courbe expérimentale du capteur CORTEC obtenue par Chenak, [55] et les courbes théoriques obtenues avec les modèles 1D et 2D.

L'analyse des résultats représentés en figure (4.8) permet de constater qu'il y a une très bonne concordance entre les courbes théoriques et expérimentales. De même, on peut constater que le modèle unidimensionnel entraîne une surestimation des résultats.

Les résultats montrent également l'intérêt de l'utilisation des capteurs évacués dans la mesure où le rendement reste compris entre 75% et 85% sur toute la gamme de variation de X

Ceci, sachant que la variable X représente le rapport de la différence de température entre l'intérieur du capteur solaire thermique et l'extérieur du capteur solaire thermique à l'éclairement solaire. L'intérieur étant assimilable à la température du stock (moins les pertes) et l'extérieur étant la température ambiante sous abri. Dans la plupart des cas le rendement instantané est présenté en fonction de :  $x = \frac{(T_{fe} - T_a)}{I}$ , et/ou  $x = \frac{(T_{fm} - T_a)}{I}$ .

A partir des courbes de rendement on peut déterminer les caractéristiques du capteur, à savoir le rendement optique et la température de stagnation. Sachant que l'énergie utile récupérée par unité de temps est donné par :

$$Q_U = A \text{ Fr} [(\tau\alpha)_e I_g - U_g (T_{fe} - T_a)] = \dot{m} C_p (T_{fs} - T_a) \quad 4.1$$

Et que le rendement de capteur est défini par :

$$\eta = \text{Fr} (\tau\alpha)_e - \text{Fr} U_g \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \quad 4.2$$

$$\eta = \text{Fr} (\tau\alpha)_e - \text{Fr} U_g X \quad \text{Avec : } X = \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \quad 4.3$$

Il s'en suit que :

$$\text{Pour } \begin{cases} X = 0 & \text{on aura : } \eta = \eta_o \\ \eta = 0 & \text{on aura : } \text{Fr} U_g = \eta_o / X_{\text{stagnation}} \end{cases} \quad 4.4$$

Ainsi :

Pour une température  $T_{fe} = T_a$  ou  $X=0$  le rendement instantané est égal au rendement optique du capteur.

Lorsque le rendement est nul, la température du fluide correspondante est appelée température de stagnation. Ainsi à partir de la figure (4.8) on peut tirer que  $\eta_o = 0.82$ .

Les courbes obtenues n'étant pas des droites il vaut modéliser les résultats en considérant un polynôme d'ordre deux (recommandations européennes), soit :

$$\eta = \eta_o - (\text{Fr} U_g)_1 X - (\text{Fr} U_g)_2 X^2 \quad 4.5$$

Un ajustement des résultats selon le modèle 2D, au sens des moindres carrés.

$$\text{Donne } \begin{cases} (\text{Fr} U_g)_1 = 0.83 \text{ W/m}^2\text{K} \\ (\text{Fr} U_g)_2 = 8.40 \text{ W/m}^2\text{K} \end{cases} \quad 4.6$$

En linéarisant on trouve :

$$\begin{cases} \eta_o = 0.83 \\ \text{Fr} U_g = 1.4 \text{ W/m}^2\text{K} \end{cases} \quad 4.7$$

### Remarque

Pour les besoins de l'exploitation il est nécessaire de déterminer la plage de travail du capteur (plage de variation de X). Ainsi, pour satisfaire les besoins en eau chaude on peut



considérer que la température de l'eau doit être de l'ordre de 50 °C à 60 °C et que la température ambiante varie entre 15 °C (hiver) et 35 °C (été) avec un éclairage de l'ordre de 800 W/m<sup>2</sup> (conditions valables pour la région de Chlef) Ainsi la plage de fonctionnement du capteur (plage de variation de X) sera comprise entre 0.04 et 0.06. Sur cette plage de fonctionnement le rendement varie entre 75 % et 65 %, respectivement

#### 4.5. UTILISATION DU MODELE

Sachant que le rendement d'un capteur solaire décroît quant la température de fonctionnement augmente il faut veiller, lors du dimensionnement des systèmes à faire travailler les capteurs aux températures les plus basses possibles. Ceci en jouant sur le montage et le débit de fluide.

##### 4.5.1. Rendement Optique

##### 4.5.1.1. Etude des effets respectifs de différents paramètres sur la variation du coefficient de transmission

Les paramètres ayant une influence certaine sur la variation du coefficient de transmission des rayons incidents sont épaisseur du vitrage, le coefficient d'extinction  $K_{ex}$  (qualité) du vitrage et l'angle incidence des rayons directs.

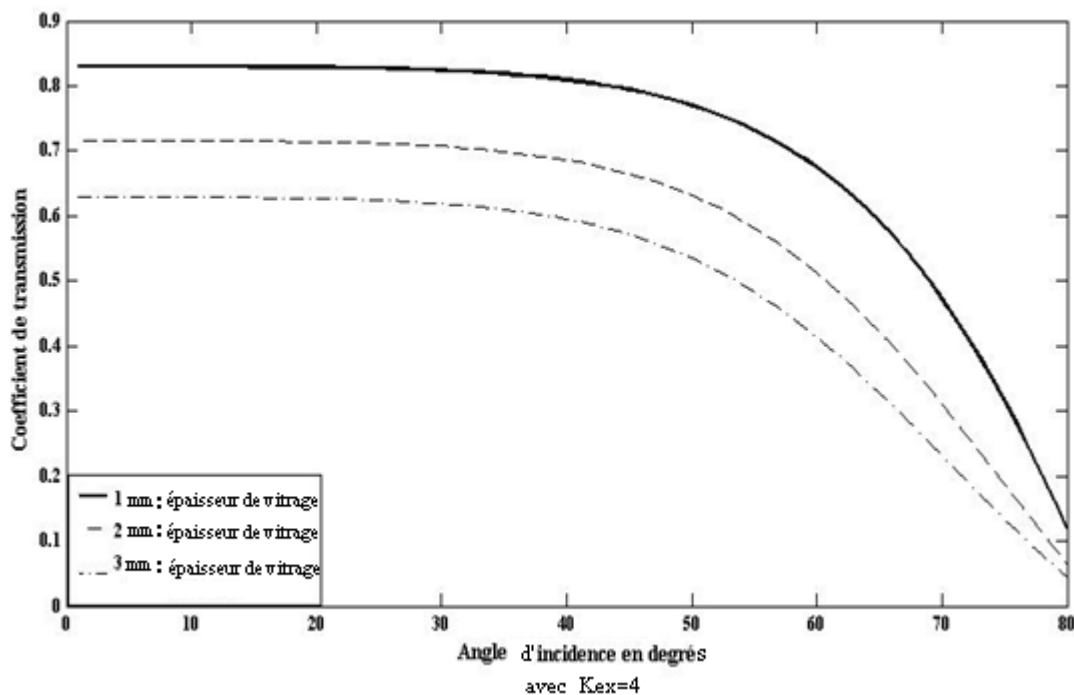
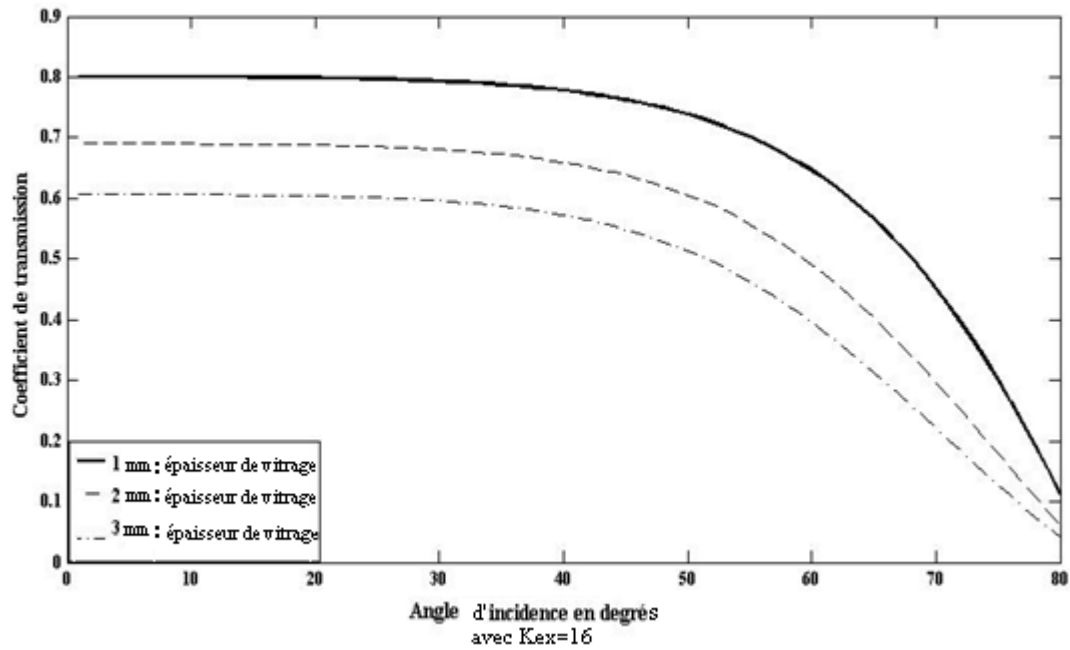
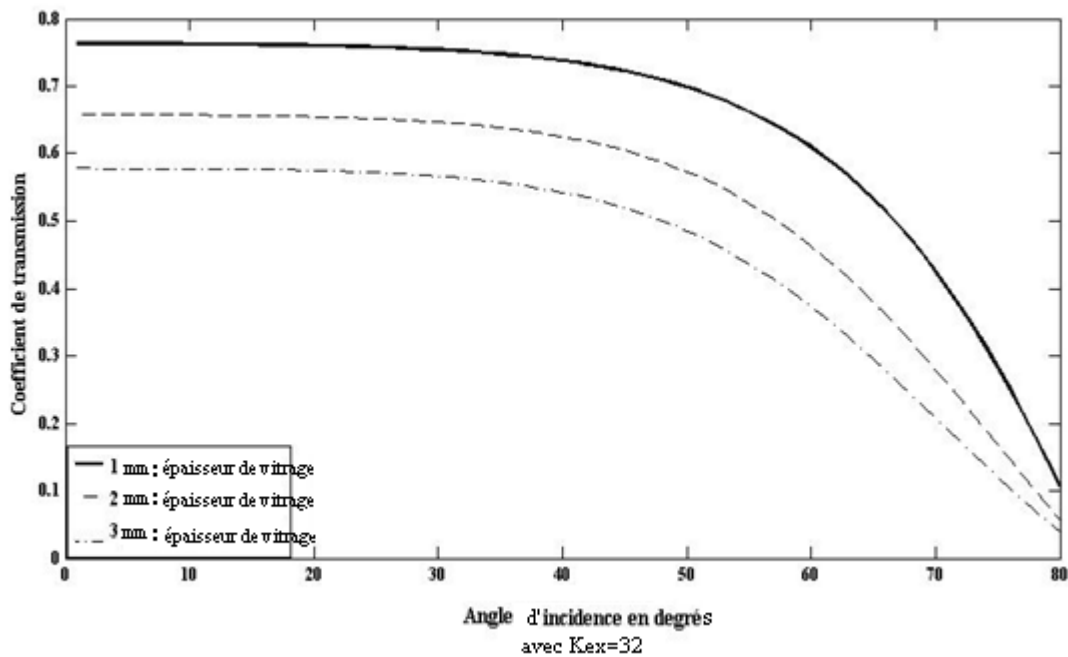


Fig. 4.9 : Effets de l'angle d'incidence et de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec  $K_{ex} = 4$



**Fig. 4.10 : Effets de l'angle d'incidence et de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec  $K_{ex} = 16$**



**Fig. 4.11 : Effets de l'angle d'incidence et de l'épaisseur de la vitre sur le facteur de transmission avec  $K_{ex} = 32$**

Les figures (4.9), (4.10), et (4.11) représentent la variation de la transmittivité moyenne de l'enveloppe en verre en fonction de l'angle d'incidence des rayons solaires et de l'épaisseur du vitrages pour, respectivement, un verre de qualité supérieure (coefficient d'extinction égale à 4), un verre de qualité moyenne (coefficient d'extinction égale à 16) et un verre de mauvaise qualité (coefficient d'extinction égale à 32).

On remarque que la transmittivité est quasi constante pour une incidence inférieure à 40 degrés. Mais la chute est brutale pour un angle supérieur à 60 degrés.

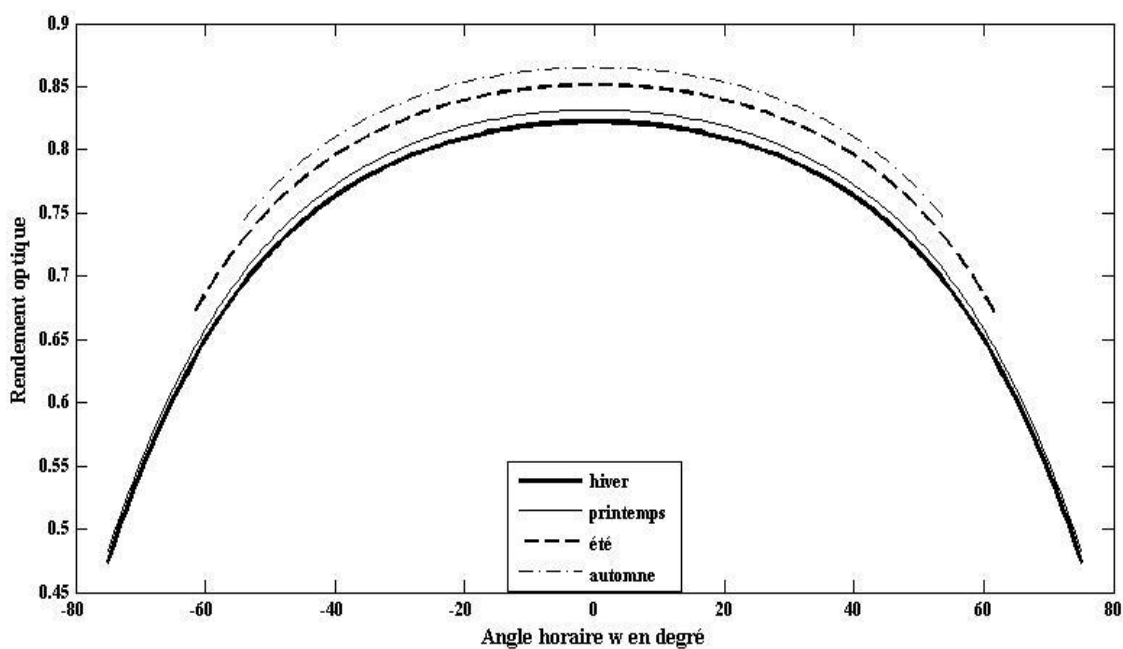
On peut voir également qu'il n'y a pas un grand intérêt à multiplier le nombre de vitres pour les basses températures. Car si l'on gagne en effet de serre, on perd beaucoup en coefficient de transmission et en coût de fabrication.

#### 4.5.1.2. Rendement optique pendant une journée j de l'année

L'organigramme exposé à la figure (4.3), nous permet de calculer le rendement optique pendant une journée j de l'année. Pour notre calcul on prendra seulement quatre jours de l'année, chacun de ces jours représente une saison :

- ✓ Journée d'hiver : 31 Décembre.
- ✓ Journée de printemps : 20 Mai.
- ✓ Journée d'été : 05 Juillet.
- ✓ Journée d'automne : 03 Novembre.

Les résultats obtenus sont représentés en figure (4.12).



**Fig. 4.12: Variation du Rendement optique en fonction de l'angle horaire pour différentes périodes de l'année**

La figure (4.12) représente la variation du rendement optique en fonction de l'angle horaire pour une journée représentative de chaque saison. On remarque une variation similaire des courbes représentations du rendement optique journalier durant l'automne et hiver tout comme durant le printemps et l'été. Ces similitudes s'expliquent par le fait que pour une orientation donnée, le rendement optique ne dépend plus que de la hauteur du soleil.

Le rendement optique est maximal à midi solaire vrai (angle horaire nul), et plus important pour les journées automnale et printanière; puis viennent par ordre décroissant celle de la journée estivale et enfin la journée hivernale. Il est estimé à environ 80%. Naturellement, du fait de l'angle d'incidence le rendement optique est assez au lever et au coucher du soleil.

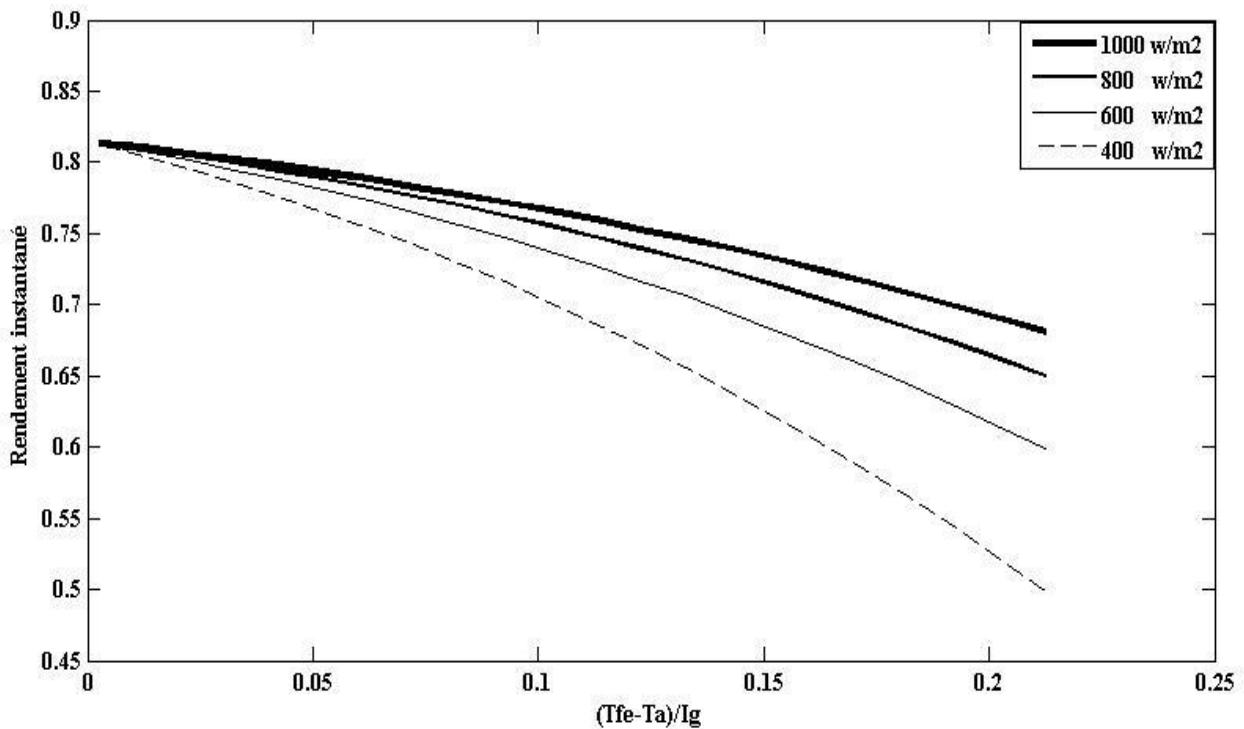
Pour les résultats obtenus après calcul du rendement optique journalier en fonction de l'angle horaire avec la variation de l'épaisseur de verre et le coefficient d'extinction, voir le tableau (4.1). Comme le rendement optique s'améliore quand on diminue l'épaisseur du vitrage on a donc tout intérêt à l'épaisseur la plus faible possible. A ce titre Philips utilise un verre de 1.2 mm pour son capteur évacué, [45].

**Tab. 4.1 : Valeurs max et min du rendement optique en fonction de l'épaisseur du vitrage et du coefficient d'extinction**

J	journée représente une saison	31 Décembre	20 Mai	05 Juillet	03 Novembre	
		Epaisseur du vitrage= 2.5 mm				
Coefficient d'extinction <b>k=4</b> correspond à un verre blanc	Max dans la journée	86.60 %	87.09 %	85.50 %	85.63 %	
	Min dans la journée	73.94 %	48.57 %	44.57 %	70.94 %	
	Epaisseur du vitrage= 3.5 mm					
	Max dans la journée	86.10 %	86.90 %	84.88 %	85.44 %	
	Min dans la journée	72.84 %	47.70 %	44.33 %	70.28 %	
	Epaisseur du vitrage= 5 mm					
	Max dans la journée	85.10 %	86.14 %	84.28 %	85.02 %	
	Min dans la journée	72.59 %	46.75 %	43.79 %	69.78 %	
	Coefficient d'extinction <b>k=16</b> correspond à un verre de qualité moyenne	Epaisseur du vitrage= 2.5 mm				
		Max dans la journée	86.16 %	85.90 %	83.88 %	84.99 %
		Min dans la journée	73.35 %	46.61 %	43.43 %	69.81 %
		Epaisseur du vitrage= 3.5 mm				
Max dans la journée		85.22 %	85.35 %	83.68 %	84.60 %	
Min dans la journée		73.29 %	46.47 %	43.23 %	70.30 %	
Epaisseur du vitrage= 5 mm						
Max dans la journée		85.92 %	85.25 %	83.28 %	84.32 %	
Min dans la journée		72.64 %	46.11 %	42.78 %	69.70 %	
Coefficient d'extinction <b>k=32</b> correspond à un verre de mauvaise qualité		Epaisseur du vitrage= 2.5mm				
		Max dans la journée	85.68 %	85.17 %	82.79 %	84.12 %
		Min dans la journée	72.87 %	45.94 %	42.33 %	69.55 %
	Epaisseur du vitrage= 3.5 mm					
	Max dans la journée	84.76 %	85.06 %	82.59 %	83.97 %	
	Min dans la journée	72.47 %	45.74 %	42.13 %	69.15 %	
	Epaisseur du vitrage= 5 mm					
	Max dans la journée	84.46 %	84.87 %	82.29 %	83.12 %	
	Min dans la journée	72.27 %	45.44 %	41.73 %	68.85 %	

## 4.5.2. Rendement Instantané

### 4.5.2.1. Effet de l'éclairement solaire



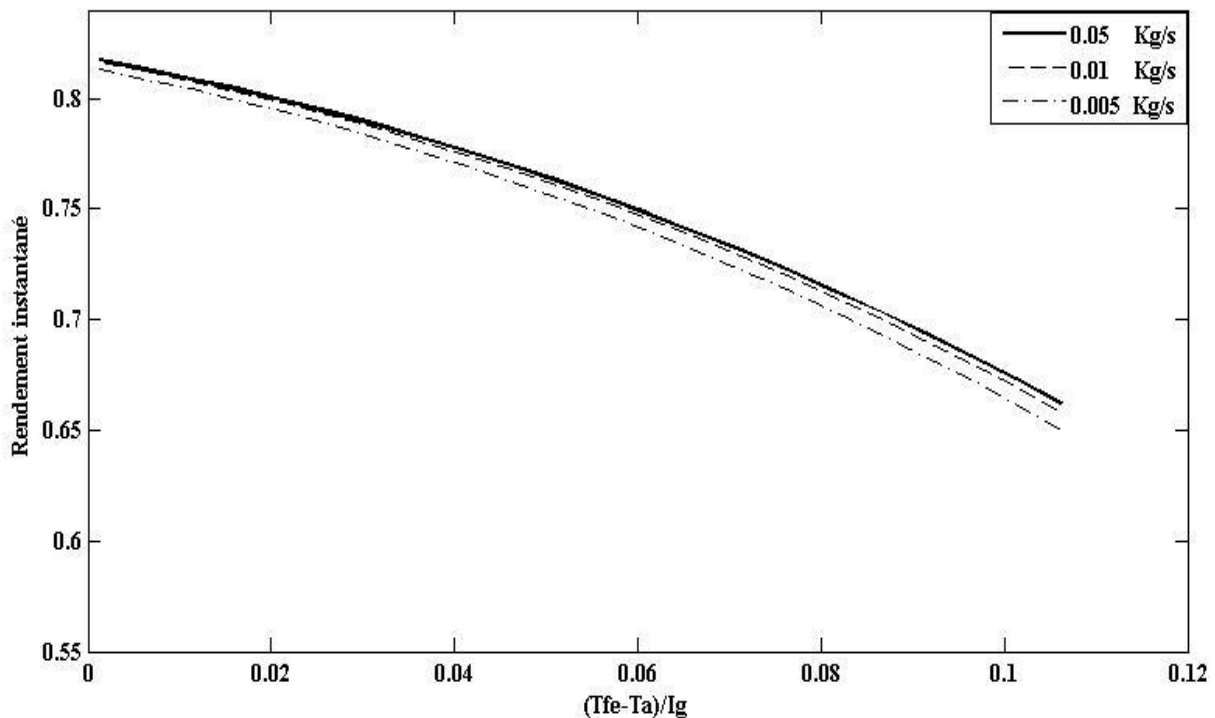
**Fig. 4.13 : Rendement instantané du capteur Cortec en fonction de l'éclairement solaire**

Figure (4.13), sont représentées les courbes de rendement instantané en fonction de l'éclairement solaire.

On ainsi voir que le rendement instantané décroît avec le niveau de l'éclairement solaire. Pour de faibles valeurs de X, l'écart n'est pas important mais il augmente assez vite avec l'abscisse et donc avec la température de fonctionnement.

Ceci veut également signifier que les performances du capteur sont faibles en début et en fin de journée, à moins d'inclure un système de poursuite du soleil.

#### 4.5.2.2. Effet du débit du fluide caloporteur



**Fig. 4.14 : Rendement instantané du capteur en fonction du débit**

La figure (4.14) représente une famille de courbes de rendement instantané du capteur étudié pour différents débits du fluide caloporteur. On peut constater que le rendement instantané diminue avec le débit du fluide caloporteur. L'explication tient au fait que le coefficient de transfert de chaleur par convection augmente avec le débit du fluide.

Toutefois, il n'est pas toujours intéressant de travailler avec un débit élevé; car un débit élevé signifie que l'énergie utile récupérée est certes plus importante mais de moindre qualité car à une température plus faible.

En l'optimisation du débit dépend de l'application du capteur solaire. Après linéarisation, les caractéristiques d'un capteur solaire sont :

- ✓ le rendement optique  $\eta_0 = Fr(\tau\alpha)_e$
- ✓ la pente de la courbe de rendement =  $Fr U_g$

Le choix d'un capteur se fait en fonction de ces deux caractéristiques et de l'application à laquelle il est destiné.

## 4.6. ASPECTS TECHNOLOGIQUES

### 4.6.1. Optique

L'amélioration du rendement optique d'un capteur solaire à tube sous vide passe par l'optimisation du produit effectif transmittivité du couvert (enveloppe cylindrique)  $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$  et absorptivité de l'absorbeur.

Optimisation s'obtenant généralement par :

- ✓ L'adoption de couverts vitrés à faible teneur en oxyde de fer [3].
- ✓ Le choix de couverts à faible épaisseur.
- ✓ Le dépôt de surface anti-réflexion sur la paroi externe du vitrage [45].
- ✓ Le dépôt de surface réfléchissante sur la paroi interne du couvert.

#### 4.6.1.1. Réflecteurs

L'importance des réflecteurs sur les performances des capteurs sous vide a été soulignée vers 1980, par nombre de chercheurs, [47], [48], [49].

Quant à l'adoption de réflecteurs (solution retenue par pratiquement tous les constructeurs) elle se fait par :

- ✓ L'application de couches réfléchissantes sur la partie inférieure du tube servant de couverture.
- ✓ L'adoption d'un réflecteur, généralement en aluminium, placé à l'intérieur ou à l'extérieur du tube enveloppe.
- ✓ L'utilisation du bac conteneur comme surface réfléchissante.
- ✓ L'adoption de concentrateurs du type CPC placé l'intérieur ou à l'extérieur du tube enveloppe.

Il faut remarquer que les surfaces réfléchissantes peuvent être spéculaires ou diffuses, ces dernières donnant des résultats plus homogènes durant toute la journée.

#### 4.6.1.2. Réduction des pertes

Obtenue par la conjugaison de différentes solutions dont :

- ✓ Le mode d'application du vide.
- ✓ L'application de surfaces sélective sur les plaques absorbantes.
- ✓ L'application de surfaces filtrantes sur la paroi interne du couvert.



- ✓ L'adoption de réflecteurs posés sous les tubes en vue de renvoyer vers l'absorbeur une quantité d'énergie supplémentaire, qui serait perdue autrement.
- ✓ L'isolation thermique par le vide est appliquée en 1983, d'après ce que nous avons pu recueillir, [45], de trois différentes manières :
  - ✓ Le capteur plonge dans une enceinte (tube) sous vide.
  - ✓ Le capteur plonge dans un vase DEWAR (Philips, [51]).
  - ✓ Le capteur placé sous une rangée de tube sous vide (Philips RFA, solaron, [45]).

Toutefois le premier mode cité reste le plus courant. Le vide auquel nous faisons référence est en fait une atmosphère raréfiée de  $10^{-1}$  à  $10^1$  Pa. Niveau largement suffisant pour éliminer la convection, mais pas la conduction. Raison pour laquelle certains chercheurs proposent de substituer l'air par un gaz ayant une conductivité thermique moindre, [50].

L'application de couches filtrantes sur la paroi interne du couvert à pour but d'améliorer l'opacité du vitrage aux émissions infrarouges provenant de l'absorbeur.

L'évacuation de l'énergie collectée se fait généralement à l'aide d'un fluide caloporteur circulant en contact intime avec l'absorbeur.

Si les premiers temps les fluides caloporteurs se résument à l'air et l'eau, on rencontre actuellement nombre de cas utilisant des huiles comme fluides caloporteurs.

## **4.6.2. Thermique**

### **4.6.2.1. Surface sélective**

La capacité de l'absorbeur n'est pas la seule qualité d'un bon absorbeur. Nous savons que chaque corps chauffé cède une partie de sa chaleur à son environnement. Le dépôt d'une surface sélective sur l'absorbeur à pour rôle justement, une fois le rayonnement solaire absorbé la bande du visible en infrarouge, d'éviter à l'absorbeur de céder le moins possible de chaleur à l'environnement.

Les scientifiques ont remplacé la couleur noire par une couche sélective de différents oxydes de métaux. Cette couche n'est considérée comme surface noire que par la lumière solaire : pour les infrarouges, elle s'agit comme un miroir.

Depuis plusieurs années, d'importants travaux ont été publiés au cours des conférences portant sur l'utilisation de l'énergie solaire. Ainsi, TUCSON et AL ont présenté d'importants résultats de recherche portant sur la possibilité d'obtenir, par traitement électrolytique et

chimique, des surfaces sélectives ayant un très bon rendement. Elles possèdent de très grandes capacités d'absorption du spectre solaire tout en émettant très faiblement dans l'infrarouge.

Depuis lors, on ne cesse de développer cette technique de traitement des surfaces de l'absorbeur, en combinant, par exemple des différents matériaux ou en multipliant les couches de recouvrement. La plupart des surfaces des absorbeurs sont traitées en y étalant des couches d'oxydes de cuivre dont le rapport absorption/émission se situe entre 8 et 9. La conception d'obtention des surfaces sélectives, consiste d'après TABOR, à absorber l'énergie solaire entre 0.3 et 2.3  $\mu\text{m}$  et à émettre très peu dans l'infrarouge, d'où la possibilité d'augmenter le rendement du capteur solaire en diminuant les pertes de chaleur. Ce traitement permet d'atteindre des températures voisines de 250 °C.

Les performances d'un absorbeur ayant subi un traitement de surface dépendent autant de la nature de l'absorbeur que de la couche d'oxyde qui la recouvre; le premier procédé conçu par TABOR a été appliqué en Israël (Mir omit), le taux d'absorption était de 0.92, alors que celui de l'émission ne représentait que 0.08. Plusieurs types de traitements de surfaces (généralement dépôts d'alliages non ferreux noircis) ayant des propriétés optiques sélectives selon la gamme de longueur d'onde considérée, ont été développés et appliqués sur les surfaces absorbantes des capteurs. Parmi ces traitements on peut citer :

- ✓ Le nickel noir.
- ✓ Le chrome noir.
- ✓ Le cuivre noir.
- ✓ Le zinc noir.

Les absorptivités de ces surfaces, dans la gamme du visible varient de 85% à 95%. Leurs émissivités, dans la gamme de l'infrarouge, varient de 7% à 15%, [46] et [45].

#### 4.6.2.2. Surface de captation

Dans le but d'augmenter la surface de captation, différentes formes sont proposées par la littérature, à savoir :

- ✓ Plan à ailettes (Philips VTR)
- ✓ Cylindrique à tubes concentriques (sunpak).
- ✓ Cylindrique à tube excentrés (solara).
- ✓ A ailettes curvilignes (Gumman vhs).
- ✓ En forme de losange (Mazda).
- ✓ En forme de profilé (GE tc100, su power).

## 4.7. SOLUTIONS TECHNOLOGIQUES DU CAPTEUR CORTEC

Dans le CORTEC, du fait du vide, les pertes par convection et par conduction sont totalement supprimées.

Les pertes par radiation sont rendues presque inexistantes grâce au traitement sélectif de la surface de l'absorbeur.

Les pertes optiques sont également réduites. Une seule épaisseur de verre suffit pour maintenir les hautes performances quelles que soient les conditions météorologiques extérieures.

### 4.7.1. Verre

Le tube enveloppant l'absorbeur est en verre borosilicate très résistant aux intempéries et aux attaques chimiques. Sa transmission est élevée (92%). Une faible épaisseur (environ 2.5 mm) suffit pour la réduction significative des pertes par absorption et par réflexion.

### 4.7.2. Vide

Pour assurer la durée du vide ( $10^{-6}$  Torr) dans les tubes, des techniques identiques à celles pratiquées dans la fabrication des tubes électroniques. Le vide est garanti 10 ans.

### 4.7.3. Absorbeur

Le traitement de surface que nous faisons subir au CORTEC lui permet d'absorber pratiquement tous les radiations du spectre visible et supprime la réduction de chaleur dans l'infra rouge. Le recouvrement en noir de chrome employé pour le CORTEC grade une efficacité constante parce qu'il est enfermé dans une enveloppe hermétique sous vide et donc à l'abri de l'attaque du milieu atmosphérique extérieur.

### 4.7.4. Transfert De Chaleur

Le cuivre a été retenu comme matériau pour la plaque de l'absorbeur et les tubes de circulation du liquide, d'une part pour sa conductibilité et sa transmission thermique excellentes, d'autre part pour sa très bonne résistance à la corrosion. Les tubes sortent de la partie sous vide grâce à des scelllements verre métal dont les performances et la durabilité sont prouvées par des utilisations depuis plus de 40 ans dans l'industrie électrique.

A basse température inférieure à 100 °C, l'eau est le meilleur liquide caloporteur. A des températures dépassant 100° C, un certain nombre de fluide caloporteur peuvent être utilisés.

#### **4.7.5. Isolation Thermique**

L'isolation thermique est réalisée différemment suivant le type de boitiers (boitiers plastiques ABS). L'isolation des liaisons hydrauliques se fait par la laine de roche protégée par un film d'aluminium et l'isolation générale du boitier avec de la mousse de polyuréthane injectée. La protection de cette mousse contre les rayonnements UV est assurée par une application de graphite sur les extrémités des tubes verre. Pour boitiers métalliques, toute l'isolation est faite par la laine de roche.

#### **4.8. CONCLUSION**

Ce chapitre a été consacré à la validation des résultats numériques obtenus en utilisant des données expérimentales fournies par la littérature (travaux de Chenak). Nous avons montré que l'analyse bidimensionnelle permet d'éviter le surdimensionnement constaté avec l'analyse monodimensionnelle.

Après la validation nous avons analysé les effets respectifs des différents paramètres sur les performances du capteur. Nous avons enfin terminé avec l'examen des aspects technologiques et la proposition de perspectives pour la poursuite de l'étude.

## CONCLUSION GENERALE

Même si les applications de l'énergie solaire remontent à l'antiquité, l'étude bibliographique a montré que les approches théoriques sont relativement récentes puisque le premier article en la matière date de 1942, [1]. Quant aux capteurs solaires à tubes évacués, nous avons pu remarquer qu'il a fallu attendre la fin des années soixante, [44]. Nous avons pu constater, également, qu'en Algérie, le nombre de travaux sur les capteurs évacués est assez réduit.

Le sujet ayant un caractère théorique, nous avons procédé à l'estimation de l'éclairement solaire incident en utilisant le modèle de Capderou. Quant à l'étude optique et donc la détermination des différentes composantes de l'éclairement solaire transmis et absorbé nous avons utilisé les modèles de Merzouk basés sur l'analyse de Felske, [11]. Les effets respectifs de la qualité du vitrage (coefficient d'extinction) et de son épaisseur sur le rendement optique ont été mis en évidence.

Pour l'étude thermique, le capteur considéré ayant un échangeur (tube où circule le fluide caloporteur) en forme de "U", (type CORTEC) nous simplifions le problème en faisant l'hypothèse d'une symétrie axiale pour l'ailette centrale. Pour la suite, nous avons considéré, successivement, un écoulement unidimensionnel puis bidimensionnel du flux de chaleur dans l'ailette.

Les résultats ont été présentés selon les directives du standard Ashrae (c'est à dire en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur) et des recommandations européennes (c'est à dire en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur)

Les résultats numériques ont été validés en utilisant des données expérimentales fournies par la littérature (Chenak, [55]). Les résultats étant en bonne concordance, nous procéderons à la comparaison des résultats selon l'hypothèse de flux unidimensionnel ou bidimensionnel. Il en est ressorti que l'analyse bidimensionnelle permet d'éviter le surdimensionnement constaté avec l'analyse monodimensionnelle.

Après la validation nous avons analysé les effets respectifs des différents paramètres sur les performances du capteur. Nous avons enfin terminé avec l'examen des aspects technologiques et la proposition de perspectives pour la poursuite de l'étude.

## PERSPECTIVES

Pour la continuité du présent travail on peut citer un certain nombre de pistes pouvant améliorer et compléter l'analyse des capteurs solaires à tubes évacués, en général, et à échangeur en U en particulier, à savoir :

a) Sur le plan Optique

- ✓ Considération de la réflexion de la surface du boîtier contenant la série de tubes.
- ✓ Considération des variations spectrales des propriétés optiques.

b) Au niveau de l'échangeur :

- ✓ Supprimer l'hypothèse simplificatrice de symétrie supposée pour l'étude de l'ailette.
- ✓ Affiner le choix des conditions aux limites.
- ✓ Considération des coefficients de transfert de chaleur par convection locaux et non moyens.

c) Globalement :

- ✓ Considère d'autres configurations :
- ✓ Compléter par l'étude en régime transitoire.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Hottel H. C et B.B.Woertz «The performance of flat Solar heat collector ».Am. Soc Mech Eng 64, pp 91-104, 1942.
- [2] Bliss R.W «The derivation of several plate solar collector performances ». Proc, conf. On the use of solar energy, 3(4), pp 55- 64; 1959.
- [3] Klein S. A, J. A. Duffie et W. A. Beckman « Trans Consideration of flate-plate solar collector ». Transit ASME, Journal of Energy for power, 96A. 1974.
- [4] Abdelkhalik S.«Heat renewal factor for flat-plat solar collector with serpentine tube» Solar Energy, vol 18, pp 59 — 64; 1976.
- [5] Smith C. «Design Application of the Hottel-Whillier — Bliss equation ». Solar Energy, vol 18, pp183-191, 1977.
- [6] Warren F. « The effects of axial conduction on collector heat removal factor» Solar Energy, vol 23, pp 187-191, 1979.
- [7] Lunde P. J. « New Heat Transfer factor for flate plate solar collector » solar Energy, vol 27, N° 2, pp 109-113; 1981.
- [8] Zugari M. R. et J. J. Villierme « Amélioration des performances thermique d'un capteur solaire, l'utilisation d'une structure à lamelles ». Entropie N°176-25-30; 1993
- [9] Avezov R, et al « Lowering the tempremature in components of dernontable Sheet-and pipe Heat absorbers of solar collector used for heating Water ». Solar Energy, vole 30, N° 4, pp 36-43; 1994.
- [10] Abid N et A.Tayeb « Méthodes de test des systèmes de chauffe-eau solaires ; Etude comparative ». Revue des Energies Renouvelables, pp 11 ; CICME'08 Sousse ; 2008.
- [11] Merzouk M, « contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires sous vide en régime permanent », CNR de Padoue en Italie, 1986.
- [12] Kasbadji N, « l'étude théorique et expérimentale de trois capteurs solaires en régime permanent ». CNR de Padoue en Italie, 1986.
- [13] Hellel M « Contribution à l'étude des performances thermiques des capteurs solaires plans sans vitrages en toiture », Thèse de Magister ; 1989.
- [14] Rahni N. « Estimation des Performances à Long terme d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon par la méthode de F-Chart ». Mémoire de fin d'étude d'ingénieur; 1990.
- [15] Hamid A. « Etude et réalisation d'une installation solaire d'un chauffage d'eau collectif», Revue des Energies Renouvelables, pp 95-100, CDER Algérie, 2002.
- [16] Semmar D. « Etude et réalisation d'un capteur solaire à air ». Revue Energies Renouvelables, pp 33-38, physique énergétique, CDER Algérie ; 1998.
- [17] Abdi H. « Contribution à la détermination des performances de capteur plans

solaire à contact direct eau-plaque absorbante ». Mémoire de Magister, Université Blida ; 1999.

[18] Lafri D. « Etude d'un comportement thermique d'une cuve de stockage solaire à échangeur de chaleur ». Revue Energies Renouvelables, pp127-132, Journée du Thermique, CDER Algérie ; 2001.

[19] Standard technical note 899. « Development of proposed standard for testing solar collectors and thermal storage », 1976.

[20] ASHRAE 93-77: The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, INC. « Methods of testing to determine the thermal performance solar collectors », New York 10017, USA; 1977.

[21] SRCC-standard 0G-100 2005 « Solar Rating and Certification Corporation, collector certification ». Test Methods and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, Florida; 2005.

[22] Norme Européenne EN 12975-2 : « Installations solaires thermiques et leurs composants partie 2 : Méthode d'essai », AFNOR, France ; 2006.

[23] Standards Australian's 2535-198 « Solar collectors with liquid as the heat-transfer fluid-method for testing thermal performance», Standards association of Australia; 1982.

[24] ISO standard 9806-1 « Test methods for solar collector », party one « Thermal performance of liquid heating collectors », Suisse, 1980.

[25] CSA-F378-87. The Canadian Standards Association « Solar Collectors for Solar collector as components for use in domestic Water Heating ». Canada, 2004.

[26] Hayward « Construction of a solar collector test facility; Development and Validation of Flat-Plate Collector Testing Procedures » —Report 4, Solar Energy Laboratory; 2007.

[27] Beghi G. « Thermal energy storage », Solar Energy, vol 33, issue 5, pp 433, 1984.

[28] Proctor D. « Generalized method for testing all class of solar collectors. »

- ✓ Attainable accuracy.
- ✓ Evaluating of collector thermal constants.
- ✓ Linearized efficiency equations. Solar Energy, vol 32, N°3 ; 1984.

[29] Bourges B. « Accuracy of European all day tests » party two: Prediction long term performance ». Solar energy, vol 47, pp 17-25, 1991.

[30] Morrisson L.G « Heat Transfer in Evacuated Tubular Solar Collectors ». Solar Energy, vol 178, Issue 2, pp 257-267, ISES Solar World Congress; 2003.

[31] Kaushika N. D. « Transmittance-absorptance product of solar glazing with transparent insulation materials », Solar Energy and Materials and solar tells, vol 44, Issue 4, pp. 383-395, December; 1996.

[32] Amer, « Comparison of dynamic test methods ». Energy Conversion and Management,



vol 39, Issues 3-4, pp 285-293; 1997.

[33] Sabatelli. V. «Uncertainty analysis of ISO 9806-1 ».Energy Conversion and Management, vol 43, Issue 17, pp 2287-2295; 2002.

[34] Dintchev O. Mpaesele. M. Inchev « Performance tests in standards compliance for solar water heating projects ». Afrique du sud ; 2003.

[35] Maxwell Yu. Li. « Uncertainty evaluation of a solar collector testing system in accordant with ISO 9806-1 ». Solar Energy vol 30, pp 2447-2452; 2005.

[36] Fisher S. H. et M. Steinhagen « Collector test method under quasi-dynamic, conditions according to the European Standard EN 12975-2 ». Proc. ISES, Solar World Congress, Australie; 2001.

[37] Norme marocaine NM « Méthodes d'essais des capteurs solaires à circulation du liquide ». Rapport du projet ; 2001.

[38] Ghedira A. « Procédure de qualification des capteurs plans sous ensoleillement Naturel au Maroc ». Revue des énergies renouvelables, pp79-84 Journée de Thermique ; 2001.

[39] Bouden C. et S. Boufares « Automatisation de la mesure sur banc d'essai pour les chauffe-eau solaires ».Revue énergies renouvelables, pp 47-52 ; 2001.

[40] Merzouk. M. « Etude théorique et expérimentale des performance. Instantanées d'un capteur solaires sous vide ».Thèse de Magister, HCR ; 1986.

[41] Kasbadji N. « Étude théorique et expérimentale des performances instantanées de trois capteurs solaires plan à eau ». Thèse de Magister, HCR ; 1986.

[42] Boulghras M. K. « Etude comparative des performances d'un capteur solaire sous vide et d'un capteur solaire ordinaire ».Thèse de magister. Université de Constantine ; 1998.

[43] Yettou F. «Etude et réalisation d'un banc d'essai pour un chauffe-eau solaire à circulation forcée dans la région des hauts plateaux ». Revue: des Energies Renouvelables, vol. 11 N°1, pp 119 — 128 » ; Mars 2008.

[44] R. Lazzarin et Grinzato. E. « collectorii solari à tube evacuati. Methodi di prova energie alternative hte ».

[45] Williams J.R. «design and installation solar heating and hot water systems», ED- ANN arbor science USA, (1983).

[46] Sfeir . A.A. et Guarracino. G. «ingénierie des systèmes solaires », – ED. TEC – doc paris, 1981.

[47] Window. B. et Zybert. J «Optical collection efficiencies of arrays of tubular diffuse solar energy vol 26, 1981.

[48]Wibndow. B. etBasset. I.M. , «Optimal collector efficiencies of arrays of tubular with specular reflectors –solar enrgy» vol 26, 1981.

- [49] Saltiel. C. J. et Sokolov. M. « thermal and optical analysis of un evacuated circular cylindrical concentrating collector » solar energy vol 29 1982.
- [50] Roberts.G.T. «Heat loss characteristics of un evacuated plate in tube collector ». solar energy vol 22, 1979.
- [51] Centrale électro solaire pour les communautés isolées du réseau électrique en Algérie- Belgo nucléaire, mars 1982.
- [52] Lazzarin. R. « sistemi solari attivi manuale di calcolo », -Ed. F. Muzziio et cie padova, 1981.
- [53] Felske J.D. « analysis of un evacuated cylindrical solar collector. Technical note-Solar Energy vol 22, 1979.
- [54] Fisher. S, Steinhargen. H.M «collector test method under quasi-dynamic, condition according to the European Standard EN12975-2» .Proc, ISES, solar World Congress, Adelaide, Australia, 2004.
- [55] Chenak. M.A.K. « Contribution à l'amélioration des performances thermiques des capteurs sous vide ». Thèse de magister « Centre de développement des Energies Renouvelables », Algérie, 1990.
- [56] Facao. J « Experimental uncertainty analysis in solar collector». International journal of ambient energy, vol 27, number 2, 2006.
- [57] Hakem. S «Etude théorique et expérimentale du stockage thermique par des méthodes stochastiques ». thèse de magister, USTHB.

## ANNEXE 1 : COEFFICIENTS DE TRANSFERT

Coefficient de transfert par convection due au vent :

Parmi les relations applicables à la détermination  $h_w$ , dans le cas du tube, on peut citer :

Les relations de MACDAMS qui propose :

$$h_w = 0.32 + 0.43(Re)^{0.52} \quad \text{pour } Re < 1000$$

$$h_w = 0.24(Re)^{0.6} \quad \text{pour } Re > 1000$$

Elle de HOLMAN qui donne :  $h_w = 1.32 + ((T_v - T_a)/D)^{0.25}$  en convection naturelle

$$\text{Et } h_w = (1/D)(0.016 Re^{0.492} + 0.007)$$

Pour un régime turbulent, à savoir  $Re > 400$  avec  $Re = 72770 \cdot D \cdot w$

D et w représentent le diamètre du tube et la vitesse de vent.

Convection dans un tube :

Les relations proposées pour l'évaluation du coefficient du transfert par convection, dans le cas de l'écoulement à l'intérieur d'un tube sont fonction de la quantité :

$$S = Re Pr (D/L)$$

Avec : Re = nombre de REYNOLDS

Pr = nombre de PRANDTL

a) Ecoulement laminaire :

Pour les tubes considérés comme courts  $10 < S < 100$  SEIDER et TATE proposent :

$$N_u = 1.86 \left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0.14} Re Pr (D/L)^{0.333}$$

Pour les tubes dits longs  $S > 100$  POLHAUSEN propose :

$$N_u = 0.25 Re Pr (D/L) \ln \left( 1 - \frac{2.654}{Pr^{0.167} (Re Pr (D/L))^{0.5}} \right)^{-1}$$

$\mu_a$ : viscosité dynamique à la température moyenne du fluide.

$\mu_p$ : viscosité dynamique à la température de la paroi.

Les autres propriétés étant évaluées à la température moyenne du fluide.

b) Ecoulement turbulent :

COLBURN à établi la relation suivante :

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333}$$

Transformée par SEIDER et TATE en :

$$N_{u2} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

Puis par MCADAMS selon le rapport (D/L) :

$$N_u = N_{u2} (1 + (D/L)^{0.07}) \quad \text{pour } D/L < 20$$

$$N_u = N_{u2} (1 + (6D/L)) \quad \text{pour } 20 < D/L < 60$$

$$N_u = N_{u2} \quad \text{pour } D/L > 60$$

c) Température du ciel :

En l'absence de relevés la température de la voûte céleste peut être estimée à l'aide de relations empiriques. En 1961 BLISS à établi une relation en fonction de la température ambiante et celle du point de rosée :

$$T_s = T_a \left( 0.8 + \frac{T_{dp} - 273}{250} \right)$$

En 1963 SWIMBACK proposa une relation plus simple mais plutôt indiquée pour les climats continentaux :

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5}$$

## ANNEXE 2 : VALEURS PHYSIQUES

Propriétés physique de certains corps

Nature	$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	Nature	$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$
	°C	kg m <sup>-3</sup>	J kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>	W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>		°C	kg m <sup>-3</sup>	J kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>	W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>
<b>Métaux, alliages et céramiques</b>					<b>Matériaux de construction</b>				
Acier au carbone	20	7833	465	54	Ardoise	20	2400	879	2,2
	200			48	Basalte	20	2850	881	1,6
	600			35	Béton caveux	20	1900	879	1,4
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	20	7864	460	20	Béton plein	20	2300	878	1,75
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	20	7816	460	16,3	Bitume (cartonné)	20	1050	1305	0,23
	600			22	Bois feuillus légers	20	525	3143	0,15
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	20	7864	460	13	Bois feuillus mi-lourds	20	675	3156	0,23
Alumine	20			29	Bois feuillus très légers	20	375	3147	0,12
Aluminium	20	2707	896	204	Bois résineux légers	20	375	3147	0,12
	400			249	Bois résineux mi-lourds	20	500	3160	0,15
Argent	20	10525	234	407	Bois résineux très légers	20	375	3147	0,12
Bronze 75%Cu, 25%Sn	20	8666	343	26	Brique terre cuite	20	1800	878	1,15
Carbone	20			147	Calcaire dur	20	2450	882	2,4
Carbure de silicium	20			13	Calcaire tendre	20	1650	879	1
Chrome	20	2118	7160	449	Carrelage	20	2400	875	2,4
Constantan 60% Cu, 40%Ni	20	8922	410	22,7	Contre-plaqué okoumé	20	400	3000	0,12
Cuivre	20	8954	383,1	386	Contre-plaqué pin	20	500	3000	0,15
	400			363	Granite	20	2600	881	3
Duralumin	20	2787	883	164	Gravier (vrac)	20	1800	889	0,7
Etain	20	7304	226	64	Grès	20	2500	880	2,6
Fer	20	7870	452	73	Lave	20	2350	881	1,1
Fonte	20	7849	460	59	Marbre	20	2700	881	2,9
Laiton 70%Cu, 30%Zn	20	8522	385	111	Parquet	20	700	3143	0,2
	400			147	Plâtre	20			0,48
Magnésie	38	270		0,067	Schiste	20	2400	879	2,2
Or	20	1336	19300	129	<b>Matériaux isolants</b>				
Platine	20			72	Balsa	20	85		0,054
Plomb	20	11373	130	35	Copeaux bois	23			0,059
Sodium liquide	100			81,5	Coton	20	80	1300	0,06
Titane	20			16	Kapok	30			0,035
Tungstène	20	19350	134	163	Laine de roche	20	20	880	0,047
Zinc	20	7144	384	112		20	55	880	0,038
Zircone	20			4		20	135	880	0,041
<b>Matériaux divers</b>					Laine de verre	20	8	875	0,051
Amiante	20			0,16		20	10	880	0,045
Asphalte	20	2115	920	0,062		20	15	880	0,041
Caoutchouc (naturel)	20	1150		0,28		20	40	880	0,035
Caoutchouc (vulcanisé)	20	1100	2010	0,13	Liège expansé	20	120	2100	0,044
Carton	20	86	2030	0,048	Moquette	20	200	1300	0,06
Cuir	20	998		0,159	Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0,03
Glace	0	920	2040	1,88		20	50	1360	0,035
Papier	20			0,48		20	85	1300	0,045
Plexiglass	20	1190	1465	0,19	PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0,031
Sable	20	1515	800	0,2-1,0		20	40	1300	0,041
Sciure	20				Polystyrène expansé	20	12	1300	0,047
Terre mouillée	20	1900	2000	2		20	14	1300	0,043
Terre sèche	20	1500	1900	1		20	18	1300	0,041
Verre	20	2700	840	0,78		20	28	1300	0,037

## Propriétés physique de l'air et l'eau

Propriétés de l'eau à saturation							Propriétés de l'air à 1 atm						
$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr	$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m <sup>2</sup> /s)		(°C)	(kg/m <sup>3</sup> )	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m <sup>2</sup> /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06	0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02	20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34	40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02	60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22	80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74	100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45	120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24	140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10	160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00	180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94	200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89	220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88	240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87	260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91	280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02	300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

### Corrélations entre 0 et 100 °C

( $\theta$  : température en °C , T température en K)

#### Pour l'air

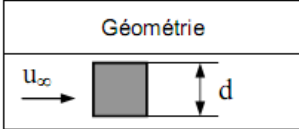
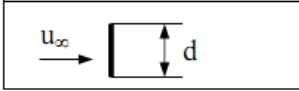
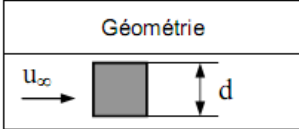
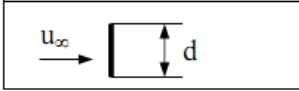
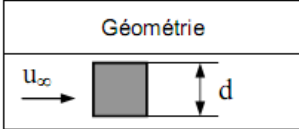
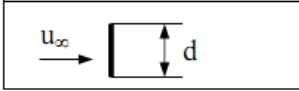
- $\rho = \frac{353}{(\theta + 273)}$  kg m<sup>-3</sup>
- $c_p = 1008$  J kg<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>
- $\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5} \theta + 0,0242$  W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>  $r^2 = 0,9999$
- $\mu = 10^{-5} (0,0046 \theta + 1,7176)$  Pa s  $r^2 = 0,9997$
- $\alpha = 10^{-5} (0,0146 \theta + 1,8343)$  m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>  $r^2 = 0,9986$
- $Pr = -2,54 \cdot 10^{-4} \theta + 0,7147$   $r^2 = 0,9767$
- $\beta \approx \frac{1}{T}$  K<sup>-1</sup>

#### Pour l'eau

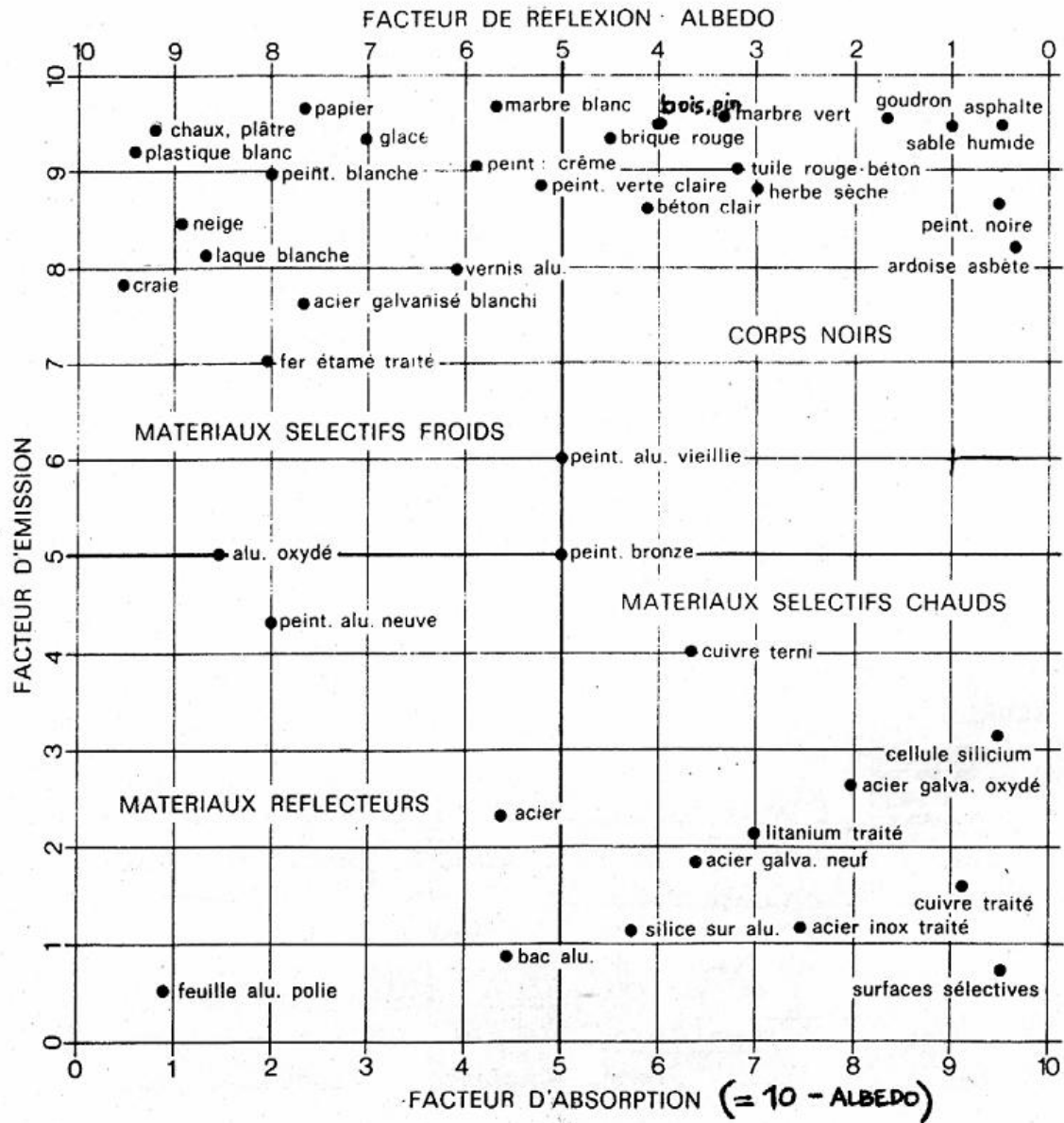
- $\rho = -0,00380 \theta^2 - 0,0505 \theta + 1002,6$  kg m<sup>-3</sup>  $r^2 = 0,9982$
- $c_p = 4180$  J kg<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>
- $\lambda = -9,87 \cdot 10^{-6} \theta^2 + 2,238 \cdot 10^{-3} \theta + 0,5536$  W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>  $r^2 = 0,9987$
- $\mu = 10^{-4} (0,00200 \theta^2 - 0,3389 \theta + 17,199)$  Pa s  $r^2 = 0,9815$
- $\alpha = 10^{-7} (-0,00360 \theta + 1,340)$  m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>  $r^2 = 0,9734$
- $Pr = 1,577 \cdot 10^{-3} \theta^2 - 0,261 \theta + 12,501$   $r^2 = 0,9796$
- $\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu\lambda} = (0,0105 \theta^2 + 0,477 \theta - 0,0363) 10^9$  °C<sup>-1</sup> m<sup>-3</sup>  $r^2 = 0,9992$
- $\log_{10} [p_{sat}(T)] = 20,3182 - \frac{2795}{T} - 3,868 \log_{10}(T)$  mmHg  $-50^\circ\text{C} < \theta < 200^\circ\text{C}$
- $L_v = 2495 - 2,346 \theta$  kJ.kg<sup>-1</sup>  $0^\circ\text{C} < \theta < 100^\circ\text{C}$

Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

**Caractéristiques du fluide calculée à**  $\theta_f = \frac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

Géométrie	Corrélation																		
<p>Écoulement sur un plan</p>	<p><math>Nu(x)</math> : Nu à la distance x du bord du plan  <math>\overline{Nu}_L</math> : Nu moyen sur la longueur L du plan</p> <p><u>Écoulement turbulent</u> :</p> <p><math>Nu(x) = 0,0288 Re(x)^{0,8} Pr^{1/3}</math>  <math>\overline{Nu}_L = 0,035 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}</math>      <math>Re &gt; 5.10^5</math> et <math>Pr \geq 0,5</math></p> <p><u>Écoulement laminaire</u> :</p> <p><math>Nu(x) = 0,324 Re(x)^{0,5} Pr^{1/3}</math>  <math>\overline{Nu}_L = 0,628 Re_L^{0,5} Pr^{1/3}</math>      <math>Re &lt; 5.10^5</math> et <math>10 \geq Pr \geq 0,5</math></p>																		
<p>Écoulement dans un tube</p>	<p><u>Écoulement turbulent</u> : <math>Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n</math></p> <p><math>n = 0,3</math> si <math>\theta_{fluide} &gt; \theta_{paroi}</math>  <math>n = 0,4</math> si <math>\theta_{fluide} &lt; \theta_{paroi}</math>      <math>Re &gt; 5000</math> et <math>0,6 &lt; Pr &lt; 100</math></p> <p>Re calculé pour <math>D_H = 4S / P</math> où : S = section de passage du fluide  P = périmètre de contact fluide/paroi</p> <p><u>Écoulement laminaire</u> : <math>Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}</math></p> <p>Valable pour <math>Re Pr \frac{D}{L} \geq 10</math> , <math>\mu_p</math> calculé à <math>\theta_p</math></p>																		
<p>Écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire</p>	<p><math>Nu = C Re^n Pr^{1/3}</math> , vitesse <math>u_\infty</math> calculée en amont du tube</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,4 – 4</td> <td>0,989</td> <td>0,330</td> </tr> <tr> <td>4 – 40</td> <td>0,911</td> <td>0,385</td> </tr> <tr> <td>40 – 4000</td> <td>0,683</td> <td>0,466</td> </tr> <tr> <td>4000 – 40000</td> <td>0,193</td> <td>0,618</td> </tr> <tr> <td>40000 - 250000</td> <td>0,0266</td> <td>0,805</td> </tr> </tbody> </table>	Re	C	n	0,4 – 4	0,989	0,330	4 – 40	0,911	0,385	40 – 4000	0,683	0,466	4000 – 40000	0,193	0,618	40000 - 250000	0,0266	0,805
Re	C	n																	
0,4 – 4	0,989	0,330																	
4 – 40	0,911	0,385																	
40 – 4000	0,683	0,466																	
4000 – 40000	0,193	0,618																	
40000 - 250000	0,0266	0,805																	
<p>Écoulement perpendiculaire à un cylindre non circulaire</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Géométrie</th> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td><math>5 \cdot 10^3 - 10^5</math></td> <td>0,102</td> <td>0,675</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4</math></td> <td>0,228</td> <td>0,731</td> </tr> </tbody> </table>	Géométrie	Re	C	n		$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675		$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731						
Géométrie	Re	C	n																
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675																
	$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731																

## Emissivité de certains corps



Albédo = facteur de réflexion par rapport au rayonnement solaire ( $\lambda < 3 \mu\text{m}$ )



## Valeurs de l'albédo

### (Coefficient de reflexion global vis-à-vis du rayonnement solaire)

#### *Valeurs de l'albedo pour le rayonnement solaire global*

	Albedo
TERRE (Planète)	0,20 à 0,60
<b>SOL</b>	
Couverture de neige fraîche	0,80 à 0,90
Couverture de neige tassée et vieillie	0,50 à 0,70
Terre cultivée nue	0,08 à 0,25
Prairie et herbages verts	0,12 à 0,25
Terre sableuse	0,15 à 0,25
Sable clair, sec ou mouillé	0,25 à 0,45
Forêts d'arbres à feuilles caduques en été	0,10 à 0,20
Forêts d'arbres à feuillage persistant en été	0,05 à 0,15
Forêt et neige	0,25 à 0,50
Herbe et végétation sèche	0,28 à 0,33
<b>ETENDUES D'EAU (MERS, LACS)</b>	
Eau parfaitement calme, $h > 30^\circ$	0,0,6 à 0,02
Eau parfaitement calme, $h < 10^\circ$	0,35 à 0,60
Mers et océans, $h > 30^\circ$	0,02 à 0,05
Mers et océans, $h < 10^\circ$	0,02 à 0,20
Vastes surfaces glacées	0,25 à 0,40
<b>MATERIAUX DIVERS</b>	
Argent poli	0,94
Argent oxydé	0,50
Aluminium poli	0,97
Aluminium oxydé	0,85
Béton	0,50
Charbon	0,15
Graviers	0,25
Asphalte	0,18
Chaux blanche	0,75
Papier blanc	0,85
Peintures blanches	0,90
Peintures noires mates	0,07
Verre à vitres	0,10
Plâtre blanc sec	0,90
Fibrociment	0,20
<b>NUAGES</b>	
Stratiformes	0,40 à 0,75
Cumuliformes	0,60 à 0,85

## Résumé

Tous les capteurs solaires à tube sous vide défèrent essentiellement par le type d'échangeur pour l'évocation du flux collecté par l'absorbeur. En général, quelque soit le type d'échangeur considéré on fait toujours l'hypothèse que le flux de chaleur sur la plaque est unidimensionnel. Mais est-ce justifié dans le cas d'un échangeur en épingle (forme U) ? Un programme de simulation numérique du rendement instantané monodimensionnel et bidimensionnel a été élaboré pour répondre à cette question. Les résultats obtenus semblent satisfaisants pour de futurs travaux plus nuancés dans ce domaine.

## Abstract

All solar vacuum tube deferens mainly by the type of interchange to the evocation of the flux collected by the absorber. In general, whatever the type of exchanger is always considered the hypothesis that the heat flux on the plate is one-dimensional. But is it justified in the case of an interchange hairpin (U shape)? A program for numerical simulation of one-dimensional and two-dimensional instantaneous efficiency has been developed to answer this question. The results seem satisfactory for future work in this area more nuanced.

## ملخص

كل أنبوب لاقط للطاقة الشمسية فارغ من الهواء ناقل للحرارة. يميز بشكل عام بنوع مبادل، أيا كان يعتبر نوع من المبادلات دائما الفرضية القائلة بأن تدفق الحرارة على لوحة واحد ا لبعد. و لكن هل له ما يبرره في حالة وجود مبادل ابري (شكل U)؟ قد تم تطوير برنامج محاكاة عددية لحساب مردود واحد الأبعاد وثنائي الأبعاد للإجابة على هذا السؤال. تبدو النتائج مرضية للعمل في المستقبل في هذا المجال أكثر دقة .