



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU BAKER BELKAID. TLEMCEN

FACULTE DES SCIENCES

DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

UNITE DE RECHERCHE MATERIAUX ET ENERGIES RENOUVELABLES



MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de

Magister en physique

École Doctorale Energies renouvelables

Par **AKERMI MUSTAPHA**

THEME

**Contribution à l'étude d'un capteur solaire
thermodynamique thermosiphon à eau
et application aux sites de TIARET et ADRAR**

Devant le jury composé de :

	<u>Nom et Prénom</u>	<u>Grade</u>
Président :	M ^R BIBI TRIKI NASREDDINE	PROFESSEUR U. TLEMCEN
Directeur de thèse:	M ^R BENYOUCEF BOUMEDIENE	PROFESSEUR U. TLEMCEN
Examineur :	M ^{ME} RAHMOUN KHADIDJA	MCA U. TLEMCEN
Examineur :	M ^R AZZI AHMED	MCA U. TLEMCEN
Examineur :	M ^R SAIM RACHID	MCA U. TLEMCEN

Résumé

Ce présent mémoire et une contribution à l'étude d'un capteur solaire thermodynamique plan thermosiphon avec une circulation d'eau représentant le fluide caloporteur destiné à transférer la chaleur récupérée dans l'absorbeur pour différentes utilisations.

Suivant les paramètres des sites de **TIARET** et d'**ADRAR** (voir la température ambiante, l'angle d'inclinaison, et la latitude des lieux), les températures des différents composants du capteur, le rayonnement incident, ainsi que le rendement sont calculées et simulées à l'aide d'un programme **PSCSP** sous l'environnement **MATLAB**, leurs allures sont données sous formes de graphes traduisant les différentes variations de chaque paramètre.

Les mois et les journées des calculs sont pris d'une manière à voir leurs impacts directs sur le fonctionnement et les performances du capteur.

Les résultats obtenus montrent que ce système est rentable pour les sites étudiés.

Mots clés : capteur solaire – thermosiphon – rayonnement solaire – simulation sous MATLAB.

Abstract

This memory is a contribution to the study of a solar thermosiphon thermodynamics plan with a circulation of water representing the heat transfer fluid for transferring heat recovered in the absorber for different uses.

Following parameters TIARET sites and ADRAR (see room temperature, the angle of inclination, and latitude of places), the temperatures of various components of the sensor, the incident radiation, and the performance are calculated and simulated using a program PSCSP under the MATLAB environment, and their gaits are given in the form of graphs reflecting the different variations of each parameter.

Months and days of the calculations are made in a way to see their direct impacts on the functioning and performance of the sensor.

The results show that this system is profitable for the sites studied.

Keywords: solar collector - thermosiphon - solar radiation -MATLAB simulation

ملخص

هذه المذكرة هي مساهمة في دراسة الملتقطات الحرارية الديناميكية للطاقة الشمسية العاملة بفعل الكثافة حيث تمثل المياه سائل نقل الحرارة المستردة في الجهاز للاستخدامات المختلفة. وفق المتغيرات للموقعين تيارت و أدرار (درجة حرارة الخارجية، زاوية الميل، خطوط العرض من الأماكن)، تحسب درجات الحرارة للمكونات المختلفة لجهاز الالتقاط، الإشعاع الساقط، والمردود وفق البرنامج PSCSP للمحاكاة تحت بيئة MATLAB، و تعطى النتائج على شكل رسوم بيانية تعكس التغيرات المختلفة لكل متغير. الأشهر والأيام المأخوذة في العمليات الحسابية هي وسيلة لمعرفة مدى تأثيرها المباشر على سير وأداء أجهزة الالتقاط.

وقد بينت النتائج أن هذا النظام هو مفيد للمواقع التي شملتها الدراسة.

كلمات البحث : ملتقط الطاقة الشمسية - thermosiphon - الإشعاع الشمسي- المحاكاة MATLAB

REMERCIEMENTS

Je voudrais remercier toutes les personnes qui m'ont encadrée, accompagnée et évaluée.

Tout d'abord, je voudrais remercier **M^r BOUMEDIENE BENYOUCEF** Professeur à l'université de TLEMCEN qui m'a encadré pour effectuer ce travail, ses conseils et son soutien ont été pour moi un vrai support scientifique et personnel.

Mes remerciements s'adressent à

Mr. BIBI TRIKI NASERDDINE Professeur à l'université de TLEMCEN qui a accepté de présider le jury de ce travail de mémoire.

Mme RAHMOUN KHADIDJA MCA à l'université de TLEMCEN

Mr. AZZI AHMED MCA à l'université de TLEMCEN

Mr SAIM RACHID MCA à l'université de TLEMCEN

Qui ont accepté d'examiner ce mémoire et de faire partie du jury. Je les remercie également pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.

J'adresse également mes remerciements à tous les enseignants de l'unité URMER qui ont contribué à ma formation. En particulier **Mr. SARI**, **Mr. BENOUAZ**, **Mr. BENMOUSSA**, **Mr. MERED**, **Mr. KHARROS**, **Mr. SEDDINI**, **Mr. CHIKHAOUI**,

Je remercie les personnes de l'unité URMER avec qui j'ai eu plaisir de travailler. Un grand merci pour **BOUMEDIENE** et **FAYCAL** pour leur aide.

Je remercie particulièrement **Mr. KHERRIS SAHRAOUI** Docteur au centre universitaire de TISSEMSILET pour son soutien moral.

Je remercie tous mes collègues à l'unité URMER pour leur amitié et leur accueil chaleureux

Je tiens à remercier mes parents, ma femme, mes frères, mes sœurs, et tous mes amis qui, de près comme de loin m'ont encouragée aux moments opportuns.

SOMMAIRE

I. INTRODUCTION	10
II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
1. Introduction.....	15
2. Bibliographie concernant le thermosiphon.....	15
3. Bibliographie concernant les capteurs solaires.....	16
3.1. Modèles de capteurs solaires simplifiés.....	16
Références bibliographiques	20
III. RAPPEL SUR LES MODES DE TRANSFERT THERMIQUE	
1. Introduction.....	22
2. Les modes de transfert thermique.....	22
2.1. La conduction.....	22
2.2. La convection.....	27
2.2.1. Régime d'écoulement.....	27
2.2.2. Expression du flux de chaleur.....	27
2.2.2.1. Étude de la convection naturelle.....	28
2.2.2.2. Etude de la convection forcée.....	29
2.2.3. Ecoulement mixte.....	30
2.3. Le rayonnement.....	31
2.3.1. Introduction.....	31
2.3.2. Le rayonnement électromagnétique.....	31
2.3.3. Rayonnement des corps opaques.....	33
2.3.3.1. Angle solide.....	33
2.3.3.2. Flux d'une source.....	33
2.3.3.3. Emittance.....	33
2.3.3.4. Intensité d'une source dans une direction Ox	34
2.3.3.5. Luminance d'une source dans une direction Ox	34
2.3.3.6. Loi de Lambert.....	35
2.3.4. Corps opaques récepteurs de rayonnement.....	37
2.3.4.1. Éclairement.....	37
2.3.4.2. Réflexion, absorption et transmission.....	37
2.3.4.3. Grandeurs monochromatiques directionnelles.....	38
2.3.4.4. Notion de corps noir.....	39
2.3.5. Loi de PLANCK.....	40
2.3.6. Lois de WIEN.....	41
2.3.6.1. 1ère loi de WIEN, ou loi du déplacement.....	41
2.3.6.2. 2ème loi de WIEN.....	41
2.3.7. Loi de STEFAN-BOLTZMANN.....	42
2.3.8. Rayonnement des corps réels.....	43
2.3.9. Loi de KIRCHHOFF.....	44
Références bibliographiques	47
IV. GISEMENT SOLAIRE	
1. Introduction.....	49
2. Calcul solaire.....	50
2.1. La latitude et la longitude.....	50
2.2. La déclinaison.....	50
2.3. L'angle horaire.....	51
2.4. Position du soleil.....	52
2.5. Heures de lever et de coucher du soleil.....	52
2.6. Durée d'insolation.....	53
2.7. Le coefficient d'incidence.....	53

SOMMAIRE

3. Rayonnement solaire.....	54
3.1. Le rayonnement solaire direct.....	54
3.2. Le rayonnement solaire diffus.....	56
3.3. Albédo.....	56
3.4. Rayonnement solaire global.....	56
3.5. Détermination de la surface des capteurs.....	58
3.6. Coefficient d'orientation.....	58
3.7. Coefficient d'inclinaison.....	58
Références bibliographiques	59
V. CAPTEUR SOLAIRE	
1. Introduction.....	61
2. Différents types de capteurs solaires	61
4.1. Capteurs plans de types vitrés	62
4.2. Capteurs solaires plans sans vitrage	63
3. Principaux éléments constituant un capteur plan	64
3.1. Couverture.....	64
3.2. Absorbeur.....	66
3.3. Isolant.....	68
4. Principes de fonctionnement.....	69
5. Avantage.....	69
6. Inconvénients.....	69
7. Paramètres caractérisant le fonctionnement des capteurs solaires.....	70
7.1. Les paramètres externes.....	70
7.2. Les paramètres internes.....	70
8. Inclinaison optimale d'un capteur.....	71
9. Les différents phénomènes radiatifs.....	72
10. Rappel de l'effet thermosiphon	73
11. Principe du thermosiphon.....	74
11.1. Avantage.....	75
11.2. Inconvénient.....	75
12. Recommandations.....	76
13. Rendement du capteur	77
Références bibliographiques	78
VI. BILAN THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE	
1. Introduction.....	80
2. Bilan thermique au niveau de l'absorbeur	80
2.1. Entre l'absorbeur et le vitrage	80
2.2. Entre l'absorbeur et l'isolant	81
2.3. Entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.....	82
3. Bilan thermique au niveau du vitrage.....	82
3.1. Entre le vitrage et l'absorbeur	82
3.2. Entre le vitrage et l'air ambiant.....	83
3.3. Entre le vitrage et le ciel	83
4. Les différents modèles.....	83
5. Approximation et simulation numérique	84
6. Intégration numérique	85
6.1. Principe de la méthode de Runge-Kutta au 4 ^{eme} ordre	85
6.2. Rendement instantané du capteur solaire.....	85
6.3. Rendement du capteur.....	86
Références bibliographiques	87

SOMMAIRE

VII. ORGANIGRAMMES ET PROCEDURES DU PROTOCOLE DE CALCULS

1. Programme de simulation du capteur solaire plan <u>PSCSP</u>	89
2. Organigramme	89
2.1. Pour le calcul du rayonnement solaire sur un plan incliné	89
2.2. Pour le calcul des températures du capteur solaire	90
3. Programme de calcul.....	92
3.1. Capteur solaire.....	92
3.2. Gisement solaire.....	95

VIII. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

1. Evolution des températures du capteur.....	97
1.1. Graphes des Températures pour le site de TIARET.....	97
1.2. Graphes des températures pour le site ADRAR.....	102
2. Evolution du rayonnement incident sur le capteur.....	107
2.1. Carte du rayonnement de l'ALGERIE.....	107
2.2. Site de TIARET.....	107
2.3. Choix de l'inclinaison.....	107
2.4. Site d'ADRAR.....	110
3. Graphes du rendement.....	113
3.1. Pour le site de TIARET.....	113
3.2. Pour le site d'ADRAR.....	113
3.3. Conclusion.....	114

IX. CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	116
---	------------

Liste des figures

Chapitre I

- Fig 1.1 Convection naturelle dans un fluide
- Fig 1.2 Spectre électromagnétique
- Fig 1.3 Interaction d'un rayonnement thermique et d'un corps opaque
- Fig 1.4 Divers types de réflexions
- Fig 1.5 Angle solide
- Fig 1.6 Emittance d'une source, en Watt/m²
- Fig 1.7 Intensité d'une source
- Fig 1.8 Luminance d'une source
- Fig 1.9 Emittance d'une source
- Fig 1.10 Luminance d'une source
- Fig 1.11 Emittance monochromatique du corps noir
- Fig 1.12 Enceinte isolée

Chapitre II

- Fig 2.1 Constante solaire
- Fig 2.1 à 2.2 La latitude et la longitude
- Fig 2.3 Déclinaison solaire
- Fig 2.4 Révolution de la terre autour du soleil durant une année
- Fig 2.5 Position du soleil
- Fig 2.6 Rose d'orientation. En traits gras, les orientations qui sont les plus favorables.
- Fig 2.7 Différents rayonnements solaires en une année
- Fig 2.8 Différents rayonnements solaires en une journée

Chapitre III

- Fig 3.1 Installation utilisant les capteurs solaires
- Fig 3.2 Capteur plan de type vitré**
- Fig 3.3 Capteurs solaires plans sans vitrage**
- Fig 3.4 Coupe schématique d'un capteur solaire plan
- Fig 3.5 Type de verre pour les couvertures
- Fig 3.6 Caractéristiques radiatives moyennes du verre utilisé
- Fig 3.7 Effet thermosiphon
- Fig 3.8 Installation avec thermosiphon
- Fig 3.9 Capteur thermosiphon couplé
- Fig 3.10 Rendement de quelques types de capteurs

Chapitre IV

- Fig 4.1 Distribution du flux solaire dans le capteur

Chapitre VI

- Fig 01 à 12 Evolution des températures au cours d'une journée à TIARET
- Fig 13 à 24 Evolution des températures au cours d'une journée à ADRAR
- Fig 25 Irradiation directe journalière reçue sur un plan normal au mois de juillet
- Fig 26 à 32 Rayonnements pour différentes valeurs de l'inclinaison α à TIARET
- Fig 33 à 39 Rayonnements pour différentes valeurs de l'inclinaison α à ADRAR
- Fig 40 Rendement du capteur période hivernale (TIARET)
- Fig 41 Rendement du capteur période estivale (TIARET)
- Fig 42 Rendement du capteur période hivernale (ADRAR)
- Fig 43 Rendement du capteur période estivale (ADRAR)

Liste des tableaux

Chapitre I

- Tableau 1.1 Conductibilité de certains matériaux
- Tableau 1.2 Corrélations pour la convection naturelle
- Tableau 1.3 Récapitulation des principales définitions.
- Tableau 1.4 Valeurs des constantes C_1 et C_2
- Tableau 1.5 Valeur de la constante B
- Tableau 1.6 Expression de la constante σ
- Tableau 1.7 Emissivités ε de quelques substances

Chapitre II

- Tableau 2.1 Coefficient de trouble atmosphérique
- Tableau 2.2 Azimut
- Tableau 2.3 Coefficients d'inclinaison

Chapitre III

- Tableau 3.1 Matériaux des absorbeurs
- Tableau 3.2 Revêtements
- Tableau 3.3 Surfaces sélectives
- Tableau 3.4 Propriétés des isolants

Chapitre IV

- Tableau 4.1 Coefficients de déperditions thermiques

Nomenclature

ϕ : flux de chaleur	h : est la constante de PLANCK
λ : conductibilité thermique du milieu	k : est la constante de BOLTZMANN
x, y, z : variables d'espace	λ : longueur d'onde
S : section de passage du flux de chaleur	σ : constante de STEFAN-BOLTZMANN
T_p : Température de paroi	ϵ : l'émissivité hémisphérique
T_m : température moyenne	C_s : constante solaire
T_{am} : température ambiante	t_{sv} : temps solaire vraie
R : résistance thermique	L_{at} : la latitude
e : épaisseur de la conduite	L_{on} : la longitude
Bi : le nombre de BIOT	D_{ec} : la déclinaison
V : volume	j : numéro d'ordre du jour
T_0 : température initiale	A_h : 'angle horaire
T_f : température finale	a : azimut solaire
F_0 : Nombre de fourrier	h : hauteur du soleil
γ : accélération	Di : durée d'insolation
β : coefficient de dilatation cubique	C_I : coefficient d'incidence
ρ : masse volumique	B : coefficient de trouble atmosphérique
Nu : nombre de Nusselt	P_{Atm} : pression atmosphérique
Gr : nombre de Grashof	E_{sol} : la constante solaire pour une journée j
Pr : nombre de Prandtl	S^* : rayonnement solaire direct
C : vitesse de la lumière	D^* : rayonnement solaire diffus
Ω : angle solide	G^* : rayonnement solaire global
M : émittance	η : rendement énergétique
I_o : intensité d'une source	η_0 : rendement optique
L_o : La luminance	h_{cl2} : coefficient d'échange par convection
ρ : coefficient de réflexion	Re : nombre de Reynolds
α : coefficient d'absorption	l : longueur du tube
τ : coefficient de transmission	V_{vent} : vitesse du vent.
	θ : la température moyenne du fluide
	U : Coefficient de déperditions du capteur

INTRODUCTION

Avec une superficie de **2.381.741** km², l'Algérie est le pays le plus vaste du côté de la méditerranée. Les études actuelles montrent que l'Algérie offre des potentialités intéressantes, à moyen et à long terme, pour investir dans de nombreux projets et de programmes qui contribuent au développement des énergies renouvelables, principalement l'énergie solaire. [1].

En effet, l'Algérie est l'un des pays de la méditerranée qui dispose d'un potentiel énergétique solaire très élevé. Selon les données d'ensoleillement, l'Algérie est comptée parmi les pays les plus ensoleillés dans le monde. Le potentiel des ressources solaires de ce pays est optimal pour l'exécution des projets solaires.[2]

Depuis toujours on cherche à mettre le rayonnement solaire à son service. Les progrès dans la connaissance du rayonnement et dans la conception des dispositifs techniques de collecte et de conversion jalonnent le développement scientifique et industriel des sociétés.

Les lois physiques gouvernant les différentes filières solaires ont été établies il y a plus d'un siècle et demi. Mais l'histoire de l'énergie solaire a connu une accélération importante à la suite de la crise pétrolière de 1973.

Les progrès récents de la conversion thermique tiennent plus à la disponibilité de nouveaux matériaux performant (revêtement sélectifs, verre flotté ...) et des systèmes de pilotage par ordinateur qu'à l'apparition des nouveaux concepts.

Les diverses technologies solaires sont parvenues aujourd'hui à des différents stades de développement, de la recherche aux réalisations industrielles et à la pénétration des marchés.

Aujourd'hui, les technologies au point concernent la collecte des apports solaires par des dispositions de l'architecture bioclimatiques, la production de chaleur à basse température pour l'habitat et le secteur tertiaire.

Ces techniques peuvent rendre un certains nombres de services énergétiques à la place d'énergies conventionnelles : fourniture d'eau chaude, chauffage de locaux. Elles peuvent aussi apporter un service énergétique là où les autres énergies ne vont pas : sites isolés, monde rural de pays en développement.

Compte tenu des technologies disponibles actuellement, du prix actuel des énergies fossiles et des besoins à satisfaire localement, la ressource de rayonnement solaire constitue un potentiel énergétique qui peut être raisonnablement utilisé dès maintenant.

L'énergie solaire n'a pas besoin d'une technologie de pointe pour son utilisation, propre non polluante, disponible sur l'ensemble du globe terrestre évidemment à différente intensité, durable et inépuisable (si l'on compte le temps en millions d'années).

Cependant il y a un certain nombre de facteurs rendent son exploitation difficile, principalement l'intermittence du rayonnement solaire et sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire reste tributaire des conditions météorologiques de plus il y a un déphasage entre les besoins en énergie (chaleur) et les apports générés par l'énergie solaire et vu cette indisponibilité il faut toujours prévoir un appoint en énergie pour chaque utilisation, les systèmes solaires sont souvent assistés énergétiquement.

Bien que cette contribution potentielle de l'énergie solaire au bilan mondiale des approvisionnements énergétiques soit encore modeste, les applications pourraient être encore plus importantes car elles permettraient une amélioration considérable des conditions de vie de milliers, voir de millions de personnes.

Malgré les avantages reconnus à l'énergie solaire, son potentiel est encore loin d'être mobilisé et le développement actuel des utilisations de l'énergie solaire reste marginal. Pourtant elle a tout pour plaire.

A l'heure actuelle, elle présente deux avantages fondamentaux.

- C'est une énergie inépuisable dont l'usage ne produit ni émission polluante, ni déchet.
- Naturellement distribué, elle est disponible localement sur les lieux de consommation ou à proximité et elle peut participer à la diversification des sources, et à l'indépendance énergétique.

Dans un contexte énergétique mondiale marquée successivement par la crainte de l'épuisement des réserves fossiles (années 70) et la montée des problèmes globaux d'environnement (années 90), ces avantages devraient assurés un intérêt croissant à l'énergie solaire comme aux autres énergies renouvelables.

Comme nous le comprenons ici, je ne peux pas affirmer que l'énergie solaire soit exploitée à cent pour cent. Il n'y qu'à regarder autour de nous. Voyons ainsi comment cette énergie peut être exploitée dans notre vie de tous les jours.

Une part importante des consommations d'énergies dans l'habitat et le secteur tertiaire contribue à maintenir l'air et les parois à l'intérieur des bâtiments à une température agréable quelque soit les conditions extérieurs, et fournir de l'eau chaude pour les besoins sanitaires.

D'autres applications, comme le chauffage de l'eau des piscines, les cultures sous serres, le séchage des denrées agricoles, le rafraîchissement de l'air en été peuvent également tirer parti du rayonnement solaire.

Dans ces diverses applications la chaleur est utilisée à des niveaux de température modeste, c'est-à-dire de quinze à soixante dix degrés. L'énergie solaire peut contribuer à la satisfaction de ces besoins par des dispositifs simples : conception architecturale, vitrage, capteur à air et à eau.

Quelques applications domestiques requièrent des températures plus élevées comme la cuisson des aliments et la distillation de l'eau de mer.

Pour obtenir de la chaleur à partir de l'énergie solaire, il suffit d'exposer au rayonnement un corps absorbant ; La température d'équilibre thermique dépend de l'éclairage et des propriétés du corps et des conditions ambiantes.

Ce sont des dispositions analogues mises en œuvre dans les capteurs solaires, servant à chauffer de l'eau ou de l'air. Ils sont faits d'un vitrage simple ou double, placé devant un absorbeur dans lequel circule l'eau ou l'air chargé de transporter la chaleur. Une isolation thermique de la face arrière complète le dispositif.

L'ensemble est orienté généralement vers le sud, dans l'hémisphère nord, et incliné pour collecter les rayonnements solaires chargés de chauffer l'absorbeur.

Par la suite, dans ce travail, je traiterai différents aspects de ce sujet, en commençant par :

- Une étude bibliographique sur le capteur utilisé et le thermosiphon,
- Un rappel sur les différents modes de transfert de chaleur,
- Le gisement solaire, et le soleil comme source d'énergie,
- Une étude du capteur thermodynamique à eau thermosiphon,
- Les procédures de calculs effectuées avec le **PSCSP**,
- Une discussion des résultats obtenus par simulation,
- Et finalement par une conclusion et perspectives.

Références bibliographiques :

- [01] J.M. Chasseriau, “ *Conversion Thermique du Rayonnement Solaire*”,
Dunod, France, 273 pages, 1984.
- [02] R.Bernard, G. Menguy, M. Schwartz “*Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications*”, Technique et documentation, Paris, 1983
- [03] RETScreen International “*Manuel analyse de projets de chauffage solaire passif*”
Centre d’aide à la décision sur les énergies propres
- [04] ADEME (2000): “*Plan soleil 2000-2006*”, 14 p.
- [05] BUSQUET, J.L. and JOFFRE, A. (2002) “*Le guide du chauffe-eau solaire*”. France édition multimédia. 36 p.
- [06] J.Christophe Hadorn “*Programme de recherche Chaleur solaire et stockage de chaleur*”
Rapport de synthèse 2008 du chef de programme OFEN
- [07] Nicolas Chambon Samir Alall “*L’énergie solaire*” **Novembre 2004**

<http://www.solarenergy.ch/>.

<http://www.tecsol.fr/articles/articles.htm>

<http://www.ademe.fr>

<http://www.retscreen.net>

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Introduction :

L'histoire des capteurs thermiques à basse température remonte à **H. B.** de Saussure qui met en évidence l'effet de serre obtenu par un vitrage au-dessus d'un absorbeur dans un caisson isolé. Il faut cependant attendre 1910 pour voir apparaître les premiers chauffe-eau solaires en Californie.

Mais dès 1878, **Mouchot** présente à l'exposition universelle un réflecteur de 5 m de diamètre associé à une machine à vapeur qui actionne une presse d'imprimerie.

Comme beaucoup de filières d'énergies renouvelables, le solaire thermique a connu une phase de croissance importante entre 1973 et 1985 en réaction au choc pétrolier. Mais ce développement rapide, avec des technologies ou des installateurs déficients, a entraîné de nombreuses contre-performances. C'est aussi dans cette période que sont lancés diverses centrales et fours solaires à concentration.

Depuis la fin des années 90, quelques pays ont relancé des programmes de soutien au développement du solaire thermique : l'Autriche, l'Allemagne, la Chine et, plus récemment, l'Espagne pour les centrales solaires.

Le solaire thermique recouvre une grande variété d'applications utilisant la chaleur solaire.

2. Bibliographie concernant le thermosiphon :

Il y a eu des analyses étendues de l'exécution du chauffage par thermosiphon, expérimentalement et analytiquement par de nombreux chercheurs. On montre ici une partie de ces recherches.

Gupta et Garg [1] ont développé un des premiers modèles pour l'exécution thermique d'une circulation normale SWH sans la charge. Ils ont représenté le rayonnement solaire et la température ambiante par série de Fourier, Et pouvaient prévoir l'exécution d'un jour en quelque sorte qui était conforme sensiblement aux expériences.

Ong a réalisé deux études [2],[3] pour évaluer l'exécution thermique d'un chauffage par thermosiphon. Il a équipé un système relativement réduit avec cinq thermocouples sur le fond des tubes de l'eau et six thermocouples sur le fond de la plaque collectrice. Un total de six thermocouples ont été insérés dans le réservoir de stockage et un mètre d'écoulement de la masse de traceur de colorant a été utilisé. Les études d'**Ong** semblent être les premières ont détaillé ceux sur un système thermosiphon.

Kudish et autres. [4] dans leur étude a mesuré le débit de thermosiphon directement en adaptant une technique de laboratoire simple et bien connue, un dispositif de niveau constant, à un capteur solaire en mode de thermosiphon. Les données d'écoulement de thermosiphon recueillies ont été utilisées pour construire une courbe standard d'essai d'efficacité, de ce fait prouvant que cette technique peut être appliquée pour les collecteurs d'essai en mode de thermosiphon. En outre, ils ont déterminé l'efficacité instantanée de collecteur en fonction de l'heure.

Morrison et **Braun** [5] ont étudié des caractéristiques de modèle et d'opération de système de chauffage par thermosiphon avec le réservoir de stockage vertical ou horizontal. Ils ont constaté que l'exécution de système est maximisée quand le débit quotidien de collecteur est approximativement égal à l'écoulement quotidien de charge, et le système avec le réservoir horizontal n'a pas donné les mêmes résultats comme celui vertical.

Hobson et **Norton** [6] dans leur étude ont développé une courbe caractéristique pour un chauffe-eau directement de chauffage d'énergie solaire de thermosiphon d'individu obtenu à partir des données d'30 essais de jours. En utilisant une telle courbe, la fraction solaire annuelle calculée était conforme bien à la valeur correspondante calculée de la simulation numérique. En outre, l'analyse était prolongée, et ils ont produit une méthode simple mais relativement précise de conception pour les chauffe-eau directs d'énergie solaire de thermosiphon.

Shariah et **Shalabi** [7] ont étudié l'optimisation des paramètres de conception pour un thermosiphon SWH pour deux régions en Jordanie représentée par deux villes, à savoir Amman et Aqaba par l'utilisation du programme de simulation de TRNSYS. Leurs résultats indiquent que la fraction solaire du système peut être améliorée par 10-25% quand chaque paramètre étudié est choisi correctement. On l'a également constaté que la fraction solaire d'un système installé dans Aqaba (climat chaud) est moins sensible à quelques paramètres que la fraction solaire d'un système semblable installé à Amman (climat doux).

3. Bibliographie concernant le capteur solaire :

Afin d'améliorer les performances des installations solaires collectives d'eau chaude on utilise des modèles mathématiques avec les quels on simplifie les calculs et on cherche des résultats plus performants.

3.1. Modèles de capteurs solaires simplifiés

Une étude réalisée par **Plantier** recense les modèles de capteurs existants dans la bibliothèque de TRNSYS dont trois d'entres eux sont présentés ci-dessous.

Le modèle de référence de TRNSYS « Type 1 » est basé sur l'hypothèse du régime permanent à chaque pas de temps, les coefficients des équations utilisées par ce modèle sont déterminés par des essais de certification. Ces relations globalisent les pertes thermiques du capteur et ne permettent pas de différencier les trois modes de transfert de chaleur : rayonnement, convection et conduction.

(Marched Flow Collector : Model for simulation and testing). Il présente l'avantage de prendre en compte les points suivants :

- la capacité thermique du capteur et celle du fluide caloporteur (d'où une prise en compte de l'inertie du système ce qui est plus cohérent avec une étude en régime dynamique),
- le temps de transport du fluide à travers le capteur,
- la dépendance du coefficient de perte thermique avec la température.

Ce modèle semble convenir pour simuler le comportement dynamique du capteur. De plus, le fait de calculer le coefficient de perte thermique en fonction de la température locale permet de mieux s'adapter aux systèmes à faible débit ("low-flow").

Le modèle « Type 102 » développé par **Plantier** et **Fraisse** permet de modéliser un capteur à absorbeur à tubes parallèles ou bien à absorbeur serpentin.

La modélisation du capteur solaire avec le « Type 102 » est basée sur le bilan énergétique défini par les paramètres suivants:

- Les pertes optiques dues au vitrage de la couverture,
- L'absorption du rayonnement solaire par la couverture,
- Les échanges radiatifs entre la couverture et le ciel,
- Les échanges radiatifs entre la couverture et le sol,
- Les échanges convectifs entre la couverture et l'air extérieur,
- Les échanges convectifs et radiatifs entre l'absorbeur et la couverture,
- La conduction à travers l'isolation située sous le capteur,
- L'énergie utile,

Le « Type 102 » modélise la couverture, l'absorbeur et le fluide d'un capteur en utilisant l'analogie électrique. Ce « Type » est différent des autres modèles de capteurs solaires thermiques car il prend en compte trois aspects importants que sont le régime transitoire du capteur, l'échange thermique par rayonnement de grandes longueurs d'onde entre la couverture et l'environnement (les échanges entre le sol et le ciel sont séparés) et les caractéristiques thermo-physiques du capteur (et non les coefficients normalisés a_0 , a_1 , a_2 issus d'expérimentations).

Les systèmes d'eau chaude domestique solaires (SDHWS) (solar domestic hot water systems) sont employés couramment dans le monde entier et une grande variété de systèmes sont disponible dans le commerce. L'essai de leurs exécutions a pris l'importance primordiale du point de vue de concevoir et de choisir un SDHWS.

Un certain nombre d'investigateurs ont effectué des études étendues sur différents aspects de SDHWS (voir par exemple **Belessiotis** et le **Haralambopoulos**, 1993 ; Se fermer, 1962 ; **Fanny** et **Klein**, 1983, 1988 ; **Gupta** et **Garg**, 1968 ; **Hobson** et **Norton**, 1988 ; Klein et autres, 1976 ; **Morrison** et **Braun**, 1985 ; **Ong**, 1974 ; **Parker** et **Tucker**, 1991). [8]

Les investigations peuvent largement être classifiées dans deux grandes catégories, simulation directe et essai des systèmes. Basé sur les modèles détaillés, un certain nombre de logiciel de simulation (par un exemple, un TRNSYS, un WATSUN, un EMGP, un TSOL, etc.) ont été développés.

Les paramètres caractéristiques de différents composants d'un système sont les principaux intrants dans cette approche et par conséquent devraient être déterminés selon les dispositions des normes correspondantes. Tout en raison présenté par erreur de la connaissance insuffisante des paramètres composants propagera et affectera la prévision de système. De plus, l'exactitude du modèle utilisé refléterait la prévision aussi bien. L'avantage de cette approche est qu'il permet d'effectuer des études paramétriques et de prévoir l'exécution de système pour n'importe quel ensemble de conditions.

La deuxième approche est d'examiner un système complet suivant une procédure reconnue pour déterminer les paramètres caractéristiques.

Wood et **Rogers** (1987) ont passé en revue des méthodes d'essai de SDHWS et les ont classées dans cinq catégories des types d'essais. L'essai d'un système complet est l'un d'entre eux et a été adopté dans beaucoup de normes.

Gilliaert et **Tebaldi** (1987) ont classé des procédures par catégorie d'essais dans trois groupes, méthodes d'entrée-sortie, méthodes d'efficacité de boucle de collecteur et méthodes principales de simulation. Un certain nombre de normes (par exemple, EN TANT QUE 2813-1985, 1985 ; EN TANT QUE 2984-1987, 1987 ; ASHRAE 95-1987, 1987 ; Les BS 5918-1989, 1989 ; CNS B 7277 : Numéro 12588-1989, 1989 ; CSA F379.1-M1985, 1985 ; EST 13129 (parties 2) - 1991, 1991 ; OIN 9459 (pièces 1-3 et 5) ; JIS A 4111 - 1997, 1997) ont été développés pour examiner un système complet. Les normes peuvent être classées dans deux larges groupes basés sur leurs approches : (stationnaire et dynamique).

Le premier groupe de méthodes, spécifie que l'essai devrait être effectué pendant un certain nombre d'heures satisfaisant une journée. Les méthodes peuvent s'appliquer à l'un ou l'autre type

des systèmes thermosiphons. Celles-ci peuvent être encore groupées en tant que méthodes intérieurs, et méthodes extérieures.

D'une part, (**Joshi** et autres, 2003) ont proposé des méthodes dynamiques afin de réduire au minimum la durée d'essai, éviter des mesures étendues et effectuer des essais dans toutes les conditions atmosphériques.

L'essai d'intérieur sous un simulateur solaire fournit un service idéal pour commander de divers paramètres environnementaux indépendamment. Il est, cependant, très cher. De plus, la simulation réaliste de la température extérieure réelle du ciel est rarement réalisée en conditions d'intérieur. Par conséquent, l'essai extérieur est préféré.

Une étude critique sur quelques normes a été effectuée par quelques investigateurs.

Huang (1993) et **Chang** et autres (2002) ont respectivement étudié les effets de la masse de stockage et de la variation asymétrique du rayonnement solaire et ont suggéré des mesures correctives pour CNS B7277.

Belessiotis et **Mathioulakis** (2002) ont analysé l'exécution thermique d'un TSDHWS et ont fourni des expressions de calorie d'analyti- pour les coefficients de régression apparaissant dans l'équation d'entrée-sortie d'OIN 9459 (part-2), de ce fait permettant une interprétation physique des résultats d'essai. Bourges plus tôt et autres (1991a, b) ont rapporté une recherche très critique sur l'exactitude du procédé de CSTG (qui est essentiellement semblable à OIN 9459 (part-2)), l'effet des erreurs de mesure sur des paramètres et remèdes possibles.

Belessiotis et **Haralambopoulos** (1993) et **Zerrouki** et autres (2002) ont mis en application ce procédé en Grèce et en Algérie respectivement; ils ont signalé que leurs résultats sont tout à fait satisfaisants. Tous ces investigateurs ont fourni des interprétations physiques des coefficients de corrélation de l'équation d'entrée-sortie du procédé de CSTG.

Carvalho et **Naron** (2000) ont rapporté l'essai de différents types de SDHWS dans plusieurs laboratoires européens. Basé sur la comparaison de la pratique commune dans chaque laboratoire, ils ont proposé un ensemble de recommandations pour la révision d'OIN 9459 - 2).

Ils ont également comparé OIN 9459 (partie 2) et OIN 9459 (partie 5) (méthode de DST) du point de vue de la prévision à long terme d'exécution et présenté des facteurs pour convertir des résultats d'un essai à l'autre.

Morrison et **Wood** (1995) et **Morrison** (2001) ont présenté la comparaison de chacune des cinq séries standard d'OIN 9459 et proposée qu'OIN 9459 (partie 5) serait finalement employée comme normes d'essai.

Références bibliographiques :

- [01] Gupta GL, Garg HP. “*System design in solar water heaters with natural circulation*”. Solar Energy 1968;12:163–82.
- [02] Ong KS. “*A finite difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater*”. Solar Energy 1974;16: 137–47.
- [03] Ong KS. “*An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater*” Solar Energy 1976;18: 183–91.
- [04] Kudish AI, Santamura P, Beaufort P. “*Direct measurement and analysis of thermosyphon flow*”. Solar Energy 1985;35: 167–73.
- [05] Morrison GL, Braun JE. “*System modelling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters*”. Solar Energy 1985; 34:389–405.
- [06] Hobson PA, Norton B. “*A design nomogram for direct thermosyphon solar energy water heaters*”. Solar Energy 1989;43:89–95.
- [07] Shariah AM, Shalabi B. “*Optimal design for a thermosyphon solar water heater*”. Renewable Energy 1997;11:351–61.
- [08] S.V. Joshi, R.S. Bokil, J.K. Nayak, “*Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation*” , Solar Energy 78 (2005) 781–798

1. Introduction :

L'existence d'une différence de température entre deux systèmes, quelque soit le milieu qui les sépare même le vide, fait intervenir un échange d'énergie connu généralement sous le nom de « transfert de chaleur ».

Les calculs des systèmes solaires utilisant la conversion thermique de l'énergie font appel à quelques formules de base relatives aux transferts de chaleur.

Dans ce mémoire nous procédons à un rappel bref sur les phénomènes mis en jeu et les résultats les plus significatifs que nous utiliserons.

Il existe trois modes de transfert de chaleur qui coexistent presque dans tous les systèmes.

2. Les modes de transfert de chaleur :

2.1. La conduction :

C'est le mode de transfert caractérisé par la propagation de l'énergie dans un milieu solide sans déplacement appréciable de matière [1]. En effet c'est une tendance à uniformiser la température au sein du milieu considéré.

En tout point du milieu s'applique une équation dite « équation de chaleur » qui traduit le mécanisme local du transfert, elle lie les grandeurs T « température », t « temps » et (x,y,z) « variables d'espace ».

Cet équation est donnée sous sa forme unidimensionnelle par : [2]

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

Où « a » est la diffusivité thermique du matériau.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de FOURIER ; liant linéairement entre la densité du flux thermique est le gradient de température :

« En tout point d'un milieu isotrope, la densité du flux thermique instantanée est proportionnelle à la conductivité thermique λ du milieu et au gradient de température ». [2].

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T \quad (1.2)$$

La forme algébrique de cet équation est donnée par :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.3)$$

Avec : φ = flux de chaleur transmis par conduction [W]

λ = conductibilité thermique du milieu [$\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$]

x = variable d'espace dans la direction du flux [m]

S = aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2]

Dans le tableau qui suit on trouve les valeurs de la conductibilité de certains matériaux les plus utilisés dans le domaine de transfert thermique.

Matériaux	λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$)	Matériaux	λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$)
Argent	419	Plâtre	0.48
Cuivre	386	Amiante	0.16
Aluminium	204	Coton	0.059
Acier doux	45	Liège	0.044 – 0.049
Acier inox	14.9	Laine de roche	0.038 – 0.041
Glace	1.88	Laine de verre	0.035 – 0.051
Béton	1.4	Polystyrène expansé	0.036 – 0.047
Bois	0.12 – 0.23	Polyuréthane mousse	0.030 – 0.045
Brique terre cuite	1.1	Polystyrène extrudé	0.027
Verre	0.78	Air	0.026

Tableau 1.1 Conductibilité de certains matériaux [4]

Applications :

En régime permanent la température en chaque point du milieu est indépendante du temps ($\frac{\partial T}{\partial t} = 0$).

- **Pour un mur simple :**

Les parois du mur sont maintenues à T_{p1} et T_{p2} uniformes et constantes.

On aura à résoudre le système suivant :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \\ \text{en } x = 0 & T = T_{p_1} \\ \text{en } x = e & T = T_{p_2} \end{cases} \quad \text{Ou } e = \text{épaisseur du mur}$$

En intégrant on aura : $T(x) = Ax + B$.

A l'aide des conditions aux limites on trouve :

$$\vec{\varphi} = \frac{\lambda}{e} (T_{p_1} - T_{p_2}) \vec{x}$$

Si on considère la puissance thermique traversant une aire S du mur on aura :

$$\Delta T = \frac{e}{\lambda S} \Phi \quad \text{ou} \quad \Phi = \varphi S$$

D'où l'expression de la résistance thermique conductive du mur :

$$\bar{R} = \frac{e}{\lambda S}$$

- **Pour un cylindre creux :**

On considère un cylindre creux de rayon intérieur r_1 et de rayon extérieur r_2 ; le gradient de température est radial et la température n'est fonction que du rayon r .

Le système à résoudre est donc :

$$\begin{cases} \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0 \\ T(r_1) = T_1 \\ T(r_2) = T_2 \end{cases} \quad (1.4)$$

On pose $u = \frac{dT}{dr}$ on obtient une équation du premier ordre :

$$r u' + u = 0$$

La solution étant $u = \frac{c}{r}$ ($c = \text{constante}$).

D'où :

$$T(r) = \int \frac{c}{r} dr = \ln(Ar^2)$$

A et c sont déterminées par les conditions aux limites sur r_1 et r_2 .

$$T(r) = T_1 + \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \left(\frac{r}{r_1} \right)$$

$$\text{D'où } \varphi_r = -\lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \frac{1}{r} \quad (1.5)$$

Chaque surface cylindrique est traversée par un flux thermique Φ donnée par :

$$\Phi = 2\pi\lambda L \cdot \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

D'où une résistance thermique conductive du cylindre

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda L} \quad (1.6)$$

Conduction en régime permanent :

Pour la résolution de l'équation générale de la chaleur on a recours aux méthodes numériques à cause de la complexité du problème.

En effet on les représente souvent en se limitant à deux variables l'une spatiale x et l'autre de temps t .

L'équation s'écrit alors :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.7)$$

Pour simplifier encore les calculs, on suppose que l'évolution des trajectoires des corps ayant une résistance interne négligeable (corps minces).

Si D est une dimension typique d'un corps et n' une variable adimensionnelle tel que

$(\bar{n}' - \frac{n}{D}) \mathbf{n}$ étant la normale pointant sur l'extérieur en chaque point du corps, on a :

$$-\frac{\lambda}{D} \frac{\partial T}{\partial n'} = h(T_s - T_f) \quad (1.8)$$

$$\text{Ou : } -\frac{\lambda}{hD} \frac{\partial T}{\partial n'} = T_s - T_f \quad (1.9)$$

D'où le nombre de BIOT : $Bi = \frac{hD}{\lambda}$

Quand Bi est très faible $\frac{\partial T}{\partial n'}$ tend vers 0 ; c'est le cas des matériaux très bon conducteurs thermique (gradient de température négligeable à la surface).

Dans ce cas T est pratiquement uniforme à l'intérieur du corps et ne varie qu'en fonction du temps t .

En intégrant l'équation sur tout le volume on trouve :

$$\iiint_V \left[\operatorname{div} \vec{\varphi} + P - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \right] dV = 0 \quad (1.10)$$

Puisque T et P (source interne) sont uniformes à l'intérieur du volume V on aura :

$$\iint_S \lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS + PV = \frac{1}{a} V \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.11)$$

Le premier terme de (1.11) étant obtenu par le théorème d'OSTROGRADSKY

$$\iiint_V \operatorname{div} \vec{\varphi} dV = \iint_S (\lambda \vec{\varphi}) \cdot \vec{n} dS = \iint_S \lambda \frac{\partial T}{\partial n} dS \quad (1.12)$$

Où \vec{n} étant la normale à dS .

On substituant la condition au limite où T_s est remplacée par T :

$$\frac{1}{B_i} (T_f - T) \cdot S + PV = \frac{1}{a} V \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.13)$$

On pose $(\theta - T - T_0)$ (avec T_0 température initiale)

$$\frac{1}{a} V \frac{d\theta}{dt} + \frac{\theta}{B_i} S = PV \quad (1.14)$$

Cette équation différentielle à pour solution évidente :

$$\frac{\theta}{\theta + p} = 1 - e^{-sBiF_0}$$

Avec : $\theta_f - T_f - T_0$.

$$s = \frac{SD}{V}$$

$$F_0 = \frac{\alpha t}{D^2} = \text{nbre de FOURRIER } (\alpha \text{ et } D \text{ sont des constantes})$$

$$p = \frac{PD}{hS}$$

La solution précédente est valable pour n'importe quel corps ayant une température uniforme à condition qu'il soit considéré comme corps mince, ce qui impose des valeurs de $Bi \leq 0.1$ pour avoir une précision acceptable. [1].

2.2. LA CONVECTION :

C'est le mode de transfert qui s'effectue uniquement dans les milieux fluides, plus précisément dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement.[2].

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

- La convection naturelle (libre) : ou le mouvement est du à l'action simultanée des différences des températures qui existe dans le milieu et d'un champs de forces massiques.[2].
- La convection forcée : ou le mouvement du fluide est induit par un moyen mécanique (pompes, ventilateur, etc....)

2.2.1. Régime d'écoulement :

Du fait que le transfert se fait dans un milieu fluide il est nécessaire de rappeler quelque notion de mécanique de fluides et surtout les deux régimes d'écoulements:

- **Régime laminaire :**

L'écoulement s'effectue en lames (couches) superposées pratiquement indépendantes ; les échanges qui s'effectuent entre eux sont d'origine moléculaire.

- **Régime turbulent :**

L'écoulement n'est pas unidimensionnel ; les particules fluides sont en mouvement aléatoire, dans ce cas la diffusion transversale est très importante.

2.2.2. Expression du flux de chaleur :

L'analogie de Reynolds est établie par la liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur, en effet, dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil de vitesse et celui de la température sont liés par une relation de similitude.

Cette analogie montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi (dans les sous couches laminaires)[3].

Pour un écoulement de surface dS ayant une température T le flux de chaleur s'écrit :

$$\varphi = h(T - T_f) dS \quad (1.15)$$

Ou h représente le coefficient local d'échange par convection.

S'il s'agit d'une surface finie S .

$$\varphi = h(T - T_f) S \quad (1.16)$$

Le choix de la température T_f du fluide dépend de l'écoulement.

2.2.2.1. Étude de la convection naturelle :

Considérons un fluide au repos en contact d'une paroi plane à une température T_0 , si la paroi se porte à une température $T = T_0 + \Delta T$.

Le fluide au contact de la paroi s'échauffe par conduction et la masse volumique ρ_0 passe à $\rho_0 - \Delta \rho$



Fig 1.1 : convection naturelle dans un fluide

Le fluide sera soumis à une force $\vec{f} = -\Delta\rho\vec{g}$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique pour un volume unité :

$$\Delta\rho g = \rho\gamma \quad \text{d'où} \quad \gamma = \frac{\Delta\rho}{\rho} g$$

En introduisant le coefficient de dilatation cubique β du fluide on aura :

$$\gamma = \beta g \Delta T \quad \text{avec} \quad \beta = \frac{1}{\rho} \frac{\Delta\rho}{\Delta T} \quad (1.17)$$

Le mouvement du fluide induit par la différence des masses volumiques résultantes des gradients de température va donner naissance aux courants convectifs.

Dans le cas de la convection naturelle le long d'une plaque plane on a :

$$\varphi = f(\lambda, \rho, \mu, c_p, \beta, g, L, \Delta T) \quad (1.18)$$

Le flux est une fonction des caractéristiques du fluides ; de la longueur de la paroi et l'écart de la température.

En introduisant l'analyse adimensionnelle on en déduit une relation entre trois nombre qui sont :

$$N_u = f(G_r, P_r) = c(G_r, P_r)^m \quad (1.19)$$

Ou : $N_u = \frac{hD}{\lambda}$ nombre de Nusselt.

$G_r = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$ nombre de Grashof

$P_r = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ nombre de Prandtl

Vue la conservation de l'énergie on a :

$$\frac{U^2}{2} = \beta g \Delta T L \quad (1.20)$$

$$\text{D'où : } Gr = \frac{1}{2} \left(\frac{UL\rho}{\mu} \right)^2 \quad (1.21)$$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle s'effectue comme suit :

1. Calcul des nombres adimensionnels Gr et Pr ;
2. Suivant la valeur du nombre Gr on fait le choix de la corrélation correspondante
3. Calcul du nombre de Nu en appliquant la corrélation choisie
4. Calcul du coefficient h ; $\bar{h} = \frac{\lambda Nu}{D}$
5. Calcul du flux transmis φ ; $\varphi = hS(T_p - T_\infty)$

corrélations pour la convection naturelle ; valable pour tous fluide			
Géométrie	Gr.Pr	c	M
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$	0.59	1/4
	$10^9 - 10^{13}$	0.021	2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
	$10^{-2} - 10^2$	1.02	0.148
	$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
	$10^4 - 10^7$	0.480	0.25
	$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.33
supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$	0.54	0.25
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0.15	0.33
Cellule fermée rectangulaire inclinée	$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{GrPr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1.8\varphi))^4}{GrPr \cos \varphi} \right]$		

Tableau 1.2 : corrélations pour la convection naturelle.[03]

2.2.2.2. Etude de la convection forcée :

Dans le cas de la convection forcée la relation liant le flux de chaleur transféré aux différentes variables peut être simplifiée à la forme d'une relation entre trois nombre adimensionnels :

$$N_u = f(Re, Pr) \quad (1.22)$$

Avec $Re = \frac{\rho U D}{\mu}$ nombre de Reynolds.

Le calcul du flux φ suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels Re et Pr ;
2. Suivant la valeur du nombre Re on fait le choix de la corrélation correspondante
3. Calcul du nombre Nu en appliquant la corrélation choisie
4. Calcul du coefficient h ; $h = \frac{\lambda N_u}{D}$
5. Calcul du flux transmis φ ; $\varphi = h S (T_p - T_\infty)$

Tableau des corrélations pour la convection forcée à $T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2}$

2.2.3. Ecoulement mixte :

Dans le cas des applications à faibles débit, les mouvements fluides dus à la convection naturelle sont du mêmes ordre de grandeur que ceux du flux forcé du à la pompe ; ce qui donne lieu au deux convections naturelle et forcée en même temps, ce phénomène et appelé convection mixte ; il ne se

produit que pour les conditions ou $\frac{L}{D} < 50$ et $R_g^2 < Gr < 10R_g^2$

Pour ce type d'écoulement on a [1]

$$N_u = 1.75 \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \left[R_g \cdot Pr \frac{D}{L} + 0.012 \left[Gr^{0.33} R_g Pr \frac{D}{L} \right]^{1.33} \right]^{0.33} \quad (1.23)$$

Lorsque l'écoulement est turbulent dans une conduite ($R_g > 4000$).

Et pour $0.7 < Pr < 700$ et $\frac{L}{D} > 60$ on a

$$N_u = 0.023 R_g^{0.8} Pr^{0.33} \quad (1.24)$$

Et pour $\frac{L}{D} < 60$ on a

$$N_u = 0.023 \left(1 + \frac{D}{L} \right)^{0.7} \cdot R_g^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (1.25)$$

Toutes les propriétés des fluides étant calculées pour une température moyenne T_m

2.3. LE RAYONNEMENT.

4.3.1. Introduction

Il existe également un mode de transfert d'énergie thermique qui, contrairement à la conduction ou à la convection, ne nécessite la présence d'aucun support matériel solide ou fluide.

La manifestation la plus commune de ce phénomène est celle du rayonnement solaire qui nous parvient sur la terre après avoir parcouru une distance considérable dans le vide spatial.

Ce transfert d'énergie fait intervenir un mécanisme physique qui est le rayonnement électromagnétique, dont la propagation est quasi instantanée, du moins à l'échelle des distances terrestres.

4.3.2. Le rayonnement électromagnétique

Tous les corps solides, liquides ou gazeux émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de leur énergie interne. Il s'agit d'un flux de chaleur émis par le corps considéré.

Ce rayonnement n'est pas une onde monochromatique. Il est composé de radiations de longueurs d'onde différentes, donnant des spectres continus dans le cas des solides, ou des spectres de bandes dans le cas de certains gaz.

Le rayonnement thermique, qui s'étale de $0,1 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$, ne représente qu'une toute petite portion du spectre des ondes électromagnétiques, qui s'étend de $10^{-8} \mu\text{m}$ pour les rayons cosmiques jusqu'à plusieurs km pour les ondes hertziennes.

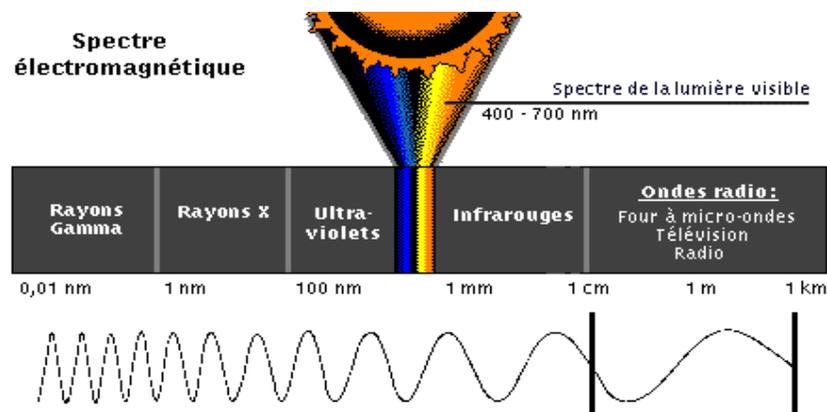


Fig 1.2 - le spectre électromagnétique

Dans ce domaine de $0,1 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$, nos sens sont capables de percevoir le rayonnement thermique sous la forme d'une sensation de chaleur. A l'intérieur d'une bande encore plus étroite comprise entre $0,4 \mu\text{m}$ et $0,8 \mu\text{m}$, appelée spectre visible, le rayonnement devient sensible à la rétine

de notre œil. Le nom de *lumière* se réserve exclusivement à cette partie visible du rayonnement thermique.

Le rayonnement thermique dans la partie non visible du spectre porte le nom d'ultraviolet (U.V) du côté des courtes longueurs d'onde (de 0,1 à 0,4 μm), et d'infrarouge (I.R) du côté des grandes longueurs d'onde (de 0,8 à 100 μm).

La propagation du rayonnement thermique s'effectue dans le vide en ligne droite, et à la vitesse de la lumière $C = 3.10^8$ m/s, sans aucune diminution de l'énergie transportée. On dit, de ce fait, que le vide est un milieu parfaitement transparent.

La plupart des gaz simples (O_2 , H_2 , N_2) sont également des milieux parfaitement transparents.

Par contre, certains gaz composés (en particulier CO_2 , H_2O , CO), sont en revanche dits partiellement transparents, car la propagation s'y accompagne d'une diminution de l'énergie transportée, ce qui accroît d'autant l'énergie interne du gaz traversé. Certains liquides et solides (plastiques, verres) entrent également dans cette catégorie.

La grande majorité des liquides et solides sont au contraire dits opaques, car ils arrêtent la propagation de tout rayonnement dès leur surface.

Un rayonnement incident Φ_i qui arrive sur un corps opaque, est en partie réfléchi (Φ_r), tandis que le reste est absorbé (Φ_a) sous forme de chaleur au voisinage de l'impact.

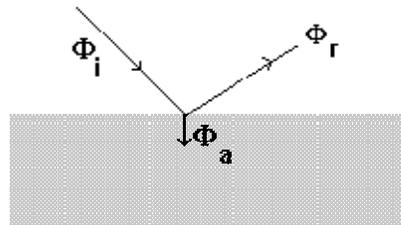


Fig 1.3 - Interaction d'un rayonnement thermique et d'un corps opaque

Comme en optique, la réflexion peut être diffuse (Φ_r dans toutes les directions), spéculaire (Φ_r dans la direction symétrique de Φ_i), ou quelconque.

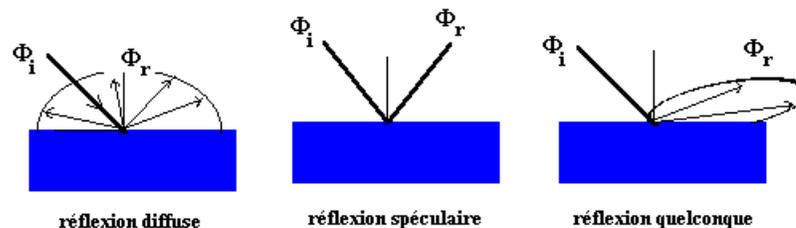


Fig 1.4 - Divers types de réflexions

Lorsque l'on étudiera l'équilibre thermique d'un système, tout corps composant ce système devra être considéré d'un double point de vue:

- Comme *émetteur*, car il sera toujours la source d'un rayonnement dépendant de sa température (sauf si ce corps est parfaitement transparent).
- Comme *récepteur*, car il recevra des rayonnements émis, réfléchis ou diffusés par les corps qui l'entourent. Une partie du flux reçu sera absorbée, et le reste sera réfléchi ou diffusé.

4.3.3. Rayonnement des corps opaques

Il est nécessaire d'introduire la définition d'un certain nombre de grandeurs intervenant dans l'étude des corps opaques considérés en tant qu'émetteurs de rayonnement.

2.3.3.1. Angle solide :

Rappelons la définition d'un angle solide, généralisation dans l'espace 3D de la notion d'angle plan: c'est l'aire $d\Omega$ interceptée sur une sphère de rayon unité par une surface conique dont le sommet est au centre de la sphère. Sur une sphère concentrique de rayon R , l'aire découpée sera :

$$ds = R^2 \cdot d\Omega$$

Pour l'espace complet, l'aire interceptée sur la sphère de rayon R est : $S = 4\pi R^2$,

Ce qui donne comme valeur de l'angle solide intercepté sur la sphère de rayon 1:

$$\Omega = 4\pi R^2 / R^2 = 4\pi \text{ stéradian}$$

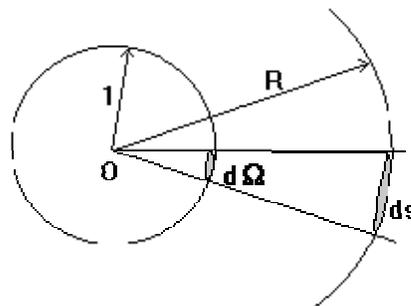


Fig 1.5 l'angle solide

2.3.3.2. Flux d'une source

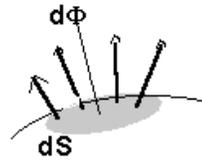
On désigne ainsi la puissance thermique émise par une source dans tout l'espace où elle peut rayonner. Ce flux sera noté Φ et exprimé en Watt.

2.3.3.3. Emittance

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\Phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (c'est-à-

dire dans un hémisphère de 2π stéradian limité par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS .

L'émittance est notée M . Son unité est le Watt/m²



$$\text{Emittance } M = \frac{d\Phi}{dS}$$

Fig 1.6 - Emittance d'une source, en Watt/m²

2.3.3.4. Intensité d'une source dans une direction Ox

Considérons un élément de surface dS d'une source S , et une direction quelconque Ox par rapport à cet élément dS , l'axe Ox étant repéré par l'angle β qu'il fait avec la normale On à dS .

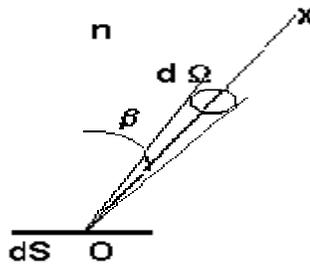


Fig 1.7 - Intensité d'une source

Considérons également un angle solide élémentaire $d\Omega$ entourant la direction Ox .

Si le flux de la source dans tout l'espace hémisphérique où elle rayonne est Φ , on notera $d\Phi_{Ox}$ la portion de ce flux rayonnée dans l'angle solide $d\Omega$.

Par définition, on appellera **intensité de la source dans la direction Ox** la quantité:

$$I_{Ox} = \frac{d\Phi_{Ox}}{d\Omega} \quad (1.26)$$

Cette intensité I_{Ox} s'exprime en Watt/stéradian (W/sr).

2.3.3.5. Luminance d'une source dans une direction Ox

On définit la luminance L_{Ox} d'une source d'aire dS , dans la direction Ox , comme le quotient de l'intensité I_{Ox} de la source dans cette direction, par l'aire apparente dS' de la source dans la même

direction:

$$L_{Ox} = \frac{I_{Ox}}{dS'} = \frac{I_{Ox}}{dS \cos \beta}$$

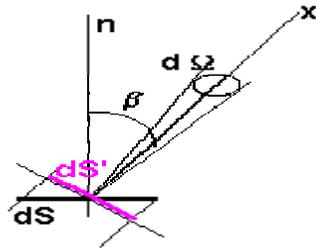


Fig 1.8 - Luminance d'une source

En effet, vu de la direction Ox , tout se passe comme si le flux était émis par la surface projetée

$$dS' = dS \cos \beta$$

En introduisant la définition (1.26) de l'intensité I_{ox} la luminance s'exprime par la relation:

$$L_{ox} = \frac{d\Phi_{ox}}{d\Omega} = \frac{d^2\Phi_{ox}}{d\Omega dS \cos \beta} \quad (1.27)$$

La luminance apparaît donc comme la puissance rayonnée par unité d'angle solide entourant la direction Ox , et par unité de surface projetée perpendiculairement à cette direction.

Elle s'exprime en Watt par m^2 et par stéradian ($W/(m^2 \cdot sr)$)

Cette notion de luminance permet de comparer la puissance rayonnée dans une direction donnée par des sources d'étendues différentes ou d'orientations différentes par rapport à cette direction.

Le flux *élémentaire* émis par un élément de surface dS dans un angle solide $d\Omega$ entourant une direction Ox , inclinée d'un angle β sur la normale à cette surface, a donc pour expression:

$$d^2\Phi_{ox} = L_{ox} dS \cos \beta d\Omega \quad (1.28)$$

2.3.3.6. Loi de Lambert

Les sources dont la luminance est indépendante de la direction sont dites des sources diffuses, régies par la Loi de Lambert:

$$L_{ox} = L \quad (1.29)$$

Cela veut dire que l'on voit ces surfaces diffuses avec la même intensité lumineuse quelle que soit la direction d'observation. Ce sera le cas de pratiquement toutes les surfaces émissives qui nous concernent, et pour lesquelles la luminance L ne dépendra que de la température T de la surface.

Nous pouvons alors recalculer le flux total $d\Phi$ en intégrant le flux élémentaire $d^2\Phi_{ox}$ donné par la relation (1.28) modifiée par (1.29):

$$d^2\Phi_{ox} = L dS \cos \beta d\Omega$$

Intégrons cette expression dans le demi-espace de 2π stéradian au-dessus de dS .

$$d\Phi = L dS \iiint_{2\pi sr} \cos \beta d\Omega \quad (1.30)$$

L'émittance M d'une source diffuse est donc donnée par:

$$M = \frac{d\Phi}{dS} = L \iiint_{2\pi sr} \cos \beta d\Omega \quad (1.31)$$

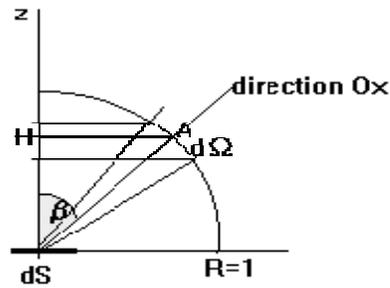


Fig 1.9 - Emission d'une source

Pour calculer l'intégrale triple ci-dessus, on commence par garder l'angle β constant:

$$M = L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \beta \iint_{2\pi sr} d\Omega$$

L'intégration de l'élément d'angle solide $d\Omega$ autour de Oz conduit à la surface de la couronne sphérique engendrée par la rotation autour de Oz du segment AH .

Cette aire a pour valeur: $2\pi AH R d\beta$, c'est-à-dire, compte-tenu que $R=1$, $2\pi \sin \beta d\beta$

Il vient donc:

$$\begin{aligned} M &= 2\pi L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \beta \sin \beta d\beta \\ &= \pi L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\beta d\beta \end{aligned}$$

C'est-à-dire:

$$M = \pi L \quad (1.32)$$

Relation entre l'émittance M et la luminance L d'une surface émissive diffuse, dite encore Lambertienne, c'est-à-dire respectant la Loi de **Lambert**.

4.3.4. Corps opaques récepteurs de rayonnement

De même que l'on a introduit la définition d'un certain nombre de grandeurs intervenant dans l'étude des corps opaques considérés en tant qu'émetteurs de rayonnement, on va maintenant définir d'autres grandeurs intervenant dans l'analyse de l'éclairement d'un corps opaque par un rayonnement incident.

4.3.4.1. Éclairement

On désigne ainsi le flux total reçu par l'unité de surface réceptrice: L'éclairement E est en W/m^2

$$E = \frac{d\Phi}{dS} \quad (1.33)$$

C'est donc la densité de flux de chaleur arrivant sur l'unité de surface réceptrice dS , en provenance du demi-espace visible depuis cette surface.

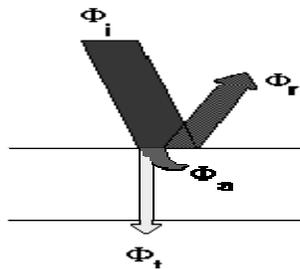


Fig 1.10 - Luminance d'une source

4.3.4.2. Réflexion, absorption et transmission

Une fraction ρ de cette *puissance totale incidente* Φ_i sera *réfléchi* par le corps, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétré dans le matériau.

Une autre fraction α sera *absorbée* dans la masse du récepteur, constituant un apport énergétique pour ce dernier.

Enfin, une troisième et dernière fraction τ peut éventuellement traverser entièrement le corps récepteur et ressortir de l'autre côté. On dit alors qu'elle est *transmise*.

Si Φ_i désigne le flux total incident,

Φ_r le flux total réfléchi,

Φ_a le flux total absorbé,

Φ_t le flux total transmis,

La conservation de l'énergie s'exprime par la relation:

$$\Phi_i = \Phi_r + \Phi_a + \Phi_t \quad (1.34)$$

On désignera sous les noms de:

$$\text{Coefficient } t \text{ de réflexion, le rapport } \rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$$

$$\text{Coefficient } t \text{ d'absorption, le rapport } \alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$$

$$\text{Coefficient } t \text{ de transmission, le rapport } \tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$$

La relation (1.34) se traduit alors par:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (1.35)$$

Ces paramètres caractérisent d'une manière globale le comportement d'un corps vis-à-vis du rayonnement thermique qu'il reçoit. Ce sont des grandeurs totales hémisphériques, ce qui signifie qu'elles ne rentrent pas dans le détail des longueurs d'onde du rayonnement, ni des directions de propagation.

4.3.4.3. Grandeurs monochromatiques directionnelles

Cependant, dans bien des cas, les propriétés radiatives des corps varient avec la longueur d'onde et la direction du rayonnement. Pour en rendre compte, on peut introduire des grandeurs analogues à toutes celles que nous avons vu jusqu'ici, mais monochromatiques ou directionnelles, et éventuellement les deux à la fois.

Dans le tableau de la page 100 ci-contre, nous mettrons en vis-à-vis, dans la colonne de gauche la grandeur globale concernant l'ensemble du spectre rayonné, et dans la colonne de droite, la grandeur monochromatique correspondante, mais ne concernant qu'une longueur d'onde unique λ .

Si les flux incident, réfléchi, absorbé et transmis considérés plus haut, au lieu d'être des grandeurs globales pour l'ensemble des longueurs d'ondes rayonnées et des directions du rayonnement, sont maintenant des grandeurs monochromatiques directionnelles:

$$\begin{aligned} (\Phi_{Ox,\lambda})_i & \text{ pour le flux incident} \\ (\Phi_{Ox,\lambda})_r & \text{ pour le flux réfléchi} \\ (\Phi_{Ox,\lambda})_a & \text{ pour le flux absorbé} \\ (\Phi_{Ox,\lambda})_t & \text{ pour le flux transmis} \end{aligned}$$

On définira de la même manière que précédemment des coefficients monochromatiques directionnels

$$\rho_{Ox,\lambda} + \alpha_{Ox,\lambda} + \tau_{Ox,\lambda} = 1 \quad (1.36)$$

Grandeurs hémisphériques, caractérisant un rayonnement émis dans l'ensemble des directions de l'espace environnant la source considérée		
Grandeur	Grandeur totale, concernant l'ensemble du spectre rayonné	Grandeur monochromatique concernant une longueur d'onde unique λ
Flux d'une source	Flux total Φ en W	Flux monochromatique $\Phi_\lambda = \left(\frac{d\Phi}{d\lambda}\right)_\lambda$ en W/m
Emittance d'une source	Emittance totale $M = \frac{d\Phi}{dS}$ en W/m ²	Emittance monochromatique $M_\lambda = \left(\frac{dM}{d\lambda}\right)_\lambda = \left(\frac{d^2\Phi}{dS d\lambda}\right)_\lambda$ en W/m ³
Grandeurs directionnelles, caractérisant un rayonnement émis dans une direction particulière Ox		
Intensité d'une source	Intensité totale dans la direction Ox $I_{Ox} = \frac{d\Phi_{Ox}}{d\Omega}$ en W/sr	Intensité monochromatique dans la direction Ox $I_{Ox,\lambda} = \left(\frac{dI_{Ox}}{d\lambda}\right)_\lambda = \left(\frac{d^2\Phi_{Ox}}{d\Omega d\lambda}\right)_\lambda$ en W/(m.sr)
Luminance d'une source	Luminance totale dans la direction Ox $L_{Ox} = \frac{I_{Ox}}{dS \cos \beta} = \frac{d^2\Phi_{Ox}}{d\Omega dS \cos \beta}$ en W/(m ² .sr)	Luminance monochromatique dans la direction Ox $L_{Ox,\lambda} = \left(\frac{dL_{Ox}}{d\lambda}\right)_\lambda = \frac{d^2\Phi_{Ox,\lambda}}{d\Omega dS \cos \beta}$ en W/(m ³ .sr)

Tableau 1.3 : Récapitulation des principales définitions.[03]

4.3.4.4. Notion de corps noir

On appelle corps noir, un corps pour lequel:

$$\rho_{Ox,\lambda} = 0$$

$$\tau_{Ox,\lambda} = 0$$

$$\alpha_{Ox,\lambda} = 1$$

Un corps noir est donc un corps qui absorbera tout rayonnement incident le frappant, sans en réfléchir ni laisser échapper aucune fraction, et ceci quelques soient les longueurs d'onde et les directions de propagation. De la même manière, un corps noir sera capable de rayonner dans chaque longueur d'onde le maximum d'énergie calorifique stockable théoriquement dans cette bande de fréquence à un niveau de température T déterminé.

Un tel corps, thermiquement idéal, n'existe pas dans la nature, pas plus que n'existe le fluide parfait totalement exempt de dissipation interne d'énergie lors de son mouvement.

Mais le concept va servir d'étalon de rayonnement. A partir de considérations thermodynamiques, il est possible de prévoir théoriquement le maximum d'énergie calorifique

pouvant être rayonnée par la matière à chaque température de cette matière, et dans chaque longueur d'onde.

Pour chaque corps réel auquel, on évaluera l'énergie qu'il peut rayonner, relativement à celle qu'émettrait un corps noir dans les mêmes conditions, à l'aide de coefficients appelés émissivités.

Dans tout ce qui suit, les grandeurs relatives au corps noir seront affectées de l'indice « ° ». Ainsi, par exemple, l'émittance monochromatique du corps noir à la longueur d'onde λ sera notée M_{λ}^0

4.3.5. Loi de PLANCK

Cette loi relie l'émittance monochromatique du corps noir à la longueur d'onde λ , M_{λ}^0 , à la longueur d'onde λ et à sa température absolue T.

Elle s'exprime sous la forme:

$$M_{\lambda}^0 = \frac{2 \pi h C^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{hc}{k\lambda T}} - 1} \quad (1.37)$$

relation dans laquelle:

- C : est la vitesse de propagation des ondes électromagnétiques dans le milieu où se propage le rayonnement. C est donné par la relation: $C = C_0 / n$
avec: n l'indice de réfraction du milieu, et $C_0 = 2,9979 \cdot 10^8$ m/s
- h est la constante de PLANCK, $h = 6,6255 \cdot 10^{-34}$ J.s
- k est la constante de BOLTZMANN, $k = 1,3805 \cdot 10^{-23}$ J/K

Lorsque le rayonnement se propage dans un milieu dont l'indice de réfraction est égal à l'unité, ce qui est le cas en toute rigueur pour le vide, et pour l'air en première approximation, la loi de PLANCK peut se mettre sous la forme simplifiée suivante, qui est celle qui sera utilisée dans la pratique courante:

$$M_{\lambda}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} \quad (1.38)$$

C_1 et C_2 sont deux constantes physiques dont les valeurs sont données, en unités S.I, dans le tableau suivant:

T	λ	$C_1 = 2 \pi h C_0^2$	$C_2 = \frac{h C_0}{k}$	M_{λ}^0
K	m	$3,741 \cdot 10^{-16}$ W.m ²	0,014388 m.K	W/m ³
K	μm	$3,741 \cdot 10^8$ W. $\mu\text{m}^4/\text{m}^2$	14.388 $\mu\text{m} \cdot \text{K}$	W/(m ² . μm)

Tableau 1.4 : Valeurs des constantes C_1 et C_2

La figure 1.11 ci-dessous représente les courbes de variation de l'émission monochromatique d'un corps noir, calculées à l'aide de la relation (1.38), pour les valeurs suivantes de la température absolue de ce corps noir: 300 K (ambiante), 500 K, 750 K, 1000 K, 2500 K, 5800 K (soleil)

Chaque courbe présente pour une certaine abscisse λ_m un maximum d'autant plus prononcé que la température T est plus élevée.

On constate que pour $\lambda < 0,5 \lambda_m$, il n'y a pratiquement plus d'énergie rayonnée (moins de 1%), alors qu'il faut atteindre $\lambda > 4,5 \lambda_m$ pour obtenir le même résultat dans l'infrarouge.

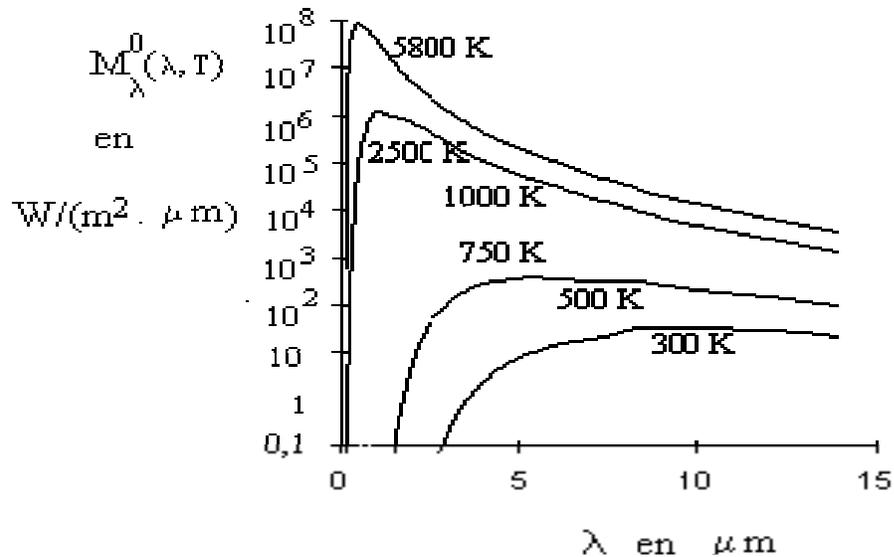


Figure 1.11 - Emission monochromatique du corps noir

4.3.6. Lois de WIEN

Deux lois fournissent respectivement l'abscisse λ_m et l'ordonnée du maximum d'émission monochromatique du corps noir à chaque température.

2.3.6.1. 1ère loi de WIEN, ou loi du déplacement

L'abscisse λ_m du maximum de M_{λ}^0 , se déplace vers les courtes longueurs d'onde lorsque la température croît.

C'est ce qu'exprime la « loi du déplacement » de WIEN:

$$\lambda_m T = 2898 \quad \mu m.K \quad (1.39)$$

2.3.6.2. 2ème loi de WIEN

Cette loi fournit la valeur du maximum $M_{\lambda_m}^0$ en fonction de T . Elle s'exprime sous la forme suivante:

$$M_{\lambda_m}^0 = B T^5 \quad (1.40)$$

La constante B est donnée par le tableau suivant:

T	λ	B	$M_{\lambda_m}^0$
K	m	$1,287 \cdot 10^{-5} \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}^5)$	W/m^3
K	μm	$1,287 \cdot 10^{-11} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m} \cdot \text{K}^5)$	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$

Tableau 1.5 : Valeur de la constante B

A la température ambiante (300 K), le maximum de rayonnement thermique se produit dans le proche infrarouge, à 10 μm .

Le rayonnement solaire, qui correspond à une température de 5800 K, a son maximum dans le spectre visible, à 0,5 μm .

Lorsqu'un corps s'échauffe, il n'émet d'abord que des radiations non visibles dans l'infrarouge, puis il commence à rougir lorsque son spectre d'émission (On peut considérer dans la pratique que l'étendue utile du spectre d'émission est comprise, à chaque température, entre 0,5 λ_m et 5 λ_m) [4] vient empiéter sur le domaine du visible. Finalement, pour une température suffisamment élevée, le spectre d'émission du corps recouvre tout le domaine du visible, ce qui correspond à une émission de lumière blanche, d'où l'expression « chauffé à blanc ».

Une dernière remarque peut être déduite de ce qui précède:

Il n'y a pratiquement pas de recouvrement entre la partie utile du spectre du rayonnement solaire (approximativement de 0,2 à 2,5 μm), et celle du spectre d'un corps de température peu supérieure à l'ambiante (en gros, de 3 à 50 μm). Cette propriété sera exploitée dans de nombreuses applications telles que les serres ou les capteurs solaires à basse température utilisés dans l'habitat.

4.3.7. Loi de STEFAN-BOLTZMANN

Elle fournit l'émittance totale du rayonnement du corps noir dans le vide, en fonction de sa température absolue. On peut l'établir en intégrant sur l'ensemble du spectre, la relation (1.37) exprimant la loi de PLANCK.

La loi de STEFAN-BOLTZMANN s'exprime par la relation:

$$M^0 = \sigma T^4 \quad (1.41)$$

σ est la constante de STEFAN-BOLTZMANN, dont l'expression et la valeur numérique sont données dans le tableau suivant:

$\sigma = \frac{2 \pi^5}{15} \frac{k^4}{C_0^2 h^3}$	T	M^0
$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	K	W/m^2

Tableau 1.6 : Expression de la constante σ

4.3.8. Rayonnement des corps réels

Les lois physiques que nous venons d'étudier fournissent les émittances totales M^0 ou monochromatique M^0_λ du corps noir. Ce sont des grandeurs hémisphériques, car un corps noir ne privilégie aucune direction de propagation.

Ces lois décrivent donc un rayonnement diffus, obéissant à la loi de Lambert. On passe donc des émittances du corps noir à ses luminances (grandeurs directionnelles) par les relations:

$$L^0 = \frac{M^0}{\pi} \quad \text{et} \quad L^0_\lambda = \frac{M^0_\lambda}{\pi} \quad (1.42)$$

L'évaluation des propriétés émissives des substances réelles se fait par rapport à celles d'un corps noir placé dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde, à l'aide de coefficients appelés émissivités, totales ou monochromatiques, hémisphériques ou directionnelles.

Ainsi, les émittances totale et monochromatique d'une surface réelle déterminée, seront fournies par des relations du type:

$$M = \varepsilon M^0 \quad \text{et} \quad M_\lambda = \varepsilon_\lambda M^0_\lambda \quad (1.43)$$

relations dans lesquelles ε est l'émissivité hémisphérique du corps, et ε_λ son émissivité monochromatique à la longueur d'onde λ .

Quant aux luminances L et L_λ du corps, elles seront liées à celles du corps noir par les relations:

$$L_{Ox} = \varepsilon_{Ox} L^0 = \varepsilon_{Ox} \frac{M^0}{\pi} \quad \text{et} \quad L_{Ox,\lambda} = \varepsilon_{Ox,\lambda} \frac{M^0_\lambda}{\pi} \quad (1.44)$$

Dans lesquelles ε_{Ox} est l'émissivité directionnelle totale du corps, et $\varepsilon_{Ox,\lambda}$ son émissivité directionnelle monochromatique.

L'émissivité des substances naturelles dépend, d'une manière générale, de leur nature physico-chimique, de leur état de surface géométrique (défauts de planéité, rugosité), et varie avec la longueur d'onde, la direction d'émission et la température de surface.

Dans la pratique, le thermicien confronté à un problème d'échanges radiatifs n'a guère que deux possibilités:

- Faire procéder, sur échantillons, à des mesures d'émissivités, par un laboratoire spécialisé. C'est une solution longue, coûteuse et délicate.
- Rechercher des valeurs pour les paramètres définis ci-dessus dans les tables compilées dans des ouvrages spécialisés sur le rayonnement. Ces tables donnent généralement l'émissivité

totale dans la direction normale à la surface, et l'émissivité totale hémisphérique, mais rarement l'émissivité monochromatique, et presque jamais l'émissivité directionnelle.

A ce niveau limité, nous nous contenterons d'une hypothèse simplificatrice selon laquelle toutes les surfaces en présence auront une émissivité indépendante de la direction d'émission et de la longueur d'onde, tout comme un corps noir, mais à des niveaux d'énergie moindres.

De tels corps pourront alors être qualifiés de **gris**, et seront caractérisés du point de vue de leurs propriétés radiatives par les relations suivantes:

$$\varepsilon_{0x} = \varepsilon_{0x,\lambda} = \varepsilon = \text{Constante}$$

L'émittance totale d'un corps gris sera alors déduite celle du corps noir donnée par la loi de STEFAN-BOLTZMANN:

$$M^0 = \varepsilon \sigma^4 \quad \text{en } W/m^2 \quad (1.45)$$

Le tableau suivant donne quelques valeurs d'émissivités ε

Nature de la substance	émissivité ε
Réfractaire	0,8
peinture réfléchissante	0,3
fer poli	0,15 (à 20°C) à 0,35 (à 900°C)
aluminium poli	0,05
aluminium oxydé	0,15

Tableau 1 .7 : Emissivités ε de quelques substances

4.3.9. Loi de KIRCHHOFF

Cette loi établit un rapport entre les propriétés émissives et absorbantes d'un corps.

Pour la démontrer, on considère un corps placé dans une enceinte fermée dont les parois possèdent les propriétés d'un corps noir. Tout le système est en équilibre thermique à une température uniforme T , et le corps considéré n'enregistre donc ni gain ni perte thermique.

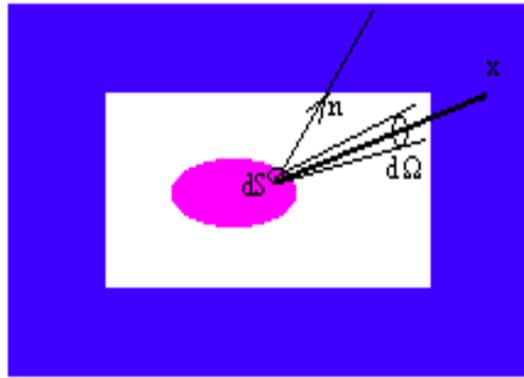


Fig 1.12 – enceinte isolée

Dans ces conditions, un élément de surface dS du corps émet dans un angle solide élémentaire $d\Omega$ entourant une direction Ox inclinée d'un angle β sur la normale On à dS , un flux monochromatique analogue aux expressions précédentes. La seule différence est qu'on considère maintenant une émission monochromatique (à une seule longueur d'onde λ), et qu'au lieu d'une luminance totale, on doit donc exprimer une luminance monochromatique dans la direction Ox , que l'on rapportera à la luminance monochromatique du corps noir, par l'intermédiaire d'une émissivité $\epsilon_{Ox,\lambda}$ telle qu'introduite dans la relation (4.18). On aura donc:

$$\left[d^2 \Phi_{Ox,\lambda} \right]_{émis} = \epsilon_{Ox,\lambda} L_{\lambda}^0 dS \cos \theta d\Omega \quad \text{en } W/(m^3 \cdot sr) \quad (1.46)$$

Simultanément, la surface dS reçoit dans le même angle solide $d\Omega$, et à la même longueur d'onde λ , un flux émis par l'enceinte noire qui a pour valeur $L_{\lambda}^0 dS \cos \theta d\Omega$.

Le corps considéré en absorbera donc une partie:

$$\left[d^2 \Phi_{Ox,\lambda} \right]_{absorbé} = \alpha_{Ox,\lambda} L_{\lambda}^0 dS \cos \theta d\Omega \quad \text{en } W/(m^3 \cdot sr) \quad (1.47)$$

L'équilibre thermique du corps implique l'égalité des flux émis et absorbé, d'où la relation suivante qui exprime la Loi de KIRCHHOFF:

$$\epsilon_{Ox,\lambda} = \alpha_{Ox,\lambda} \quad (1.48)$$

Dans le cas où les rayonnements émis et reçus par le corps sont parfaitement répartis sur l'ensemble des directions de l'espace hémisphérique (cas d'une émission et d'un éclairage diffus), la loi de KIRCHHOFF précédente est également applicable aux propriétés monochromatiques hémisphériques:

$$\epsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda} \quad (1.49)$$

Il n'est généralement pas possible d'étendre la loi de KIRCHHOFF au rayonnement total émis et absorbé par un corps quelconque, et donc de considérer que $\alpha = \varepsilon$

En effet, l'émissivité totale $\varepsilon(T)$ d'un corps est définie par la relation:

$$\varepsilon(T) = \frac{M(T)}{M^0(T)} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda M_\lambda^0(T) d\lambda}{\sigma T^4} \quad (1.50)$$

Cette fonction $\varepsilon(T)$ est une propriété caractéristique du seul corps émetteur, dépendant de son émissivité monochromatique ε_λ , et variant avec sa température T .

Par contre, le coefficient d'absorption total de ce même corps est la fraction α absorbée par le corps, sur l'ensemble des longueurs d'ondes incidentes. Si E_λ est l'éclairement monochromatique tombant sur le corps, on a:

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty E_\lambda d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_\lambda d\lambda}{E} \quad (1.51)$$

Le coefficient d'absorption α dépend donc lui aussi du corps considéré, par l'intermédiaire des α_λ , mais aussi de la composition spectrale E_λ du rayonnement reçu, et donc en définitive de la nature et de la température du corps qui a émis le rayonnement absorbé.

C'est pourquoi le coefficient d'absorption total α ne saurait être une caractéristique intrinsèque d'un corps, comme l'est son émissivité totale $\varepsilon(T)$.

D'une manière générale, on aura donc: $\alpha \neq \varepsilon$

Il y a deux exceptions importantes à cette situation:

- * Le corps noir, défini par les propriétés:

$$\varepsilon_\lambda = 1 \text{ et } \alpha_\lambda = 1 \text{ quelque soit } \lambda$$

$$\text{Il en résulte immédiatement que: } \varepsilon = \alpha$$

- * Les corps gris, définis par la propriété:

$$\varepsilon_\lambda = \varepsilon \text{ quelque soit } \lambda$$

$$\text{La relation (4.23): } \varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda \text{ entraîne donc: } \alpha_\lambda = \varepsilon \text{ quelque soit } \lambda,$$

$$\text{C'est-à-dire encore: } \varepsilon = \alpha$$

Références bibliographiques :

- [01] J.M. Chasseriau, “ ***Conversion Thermique du Rayonnement Solaire***”,
Dunod, France, 273 pages, 1984.
- [02] R.Bernard, G. Menguy, M. Schwartz “***Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications***”, Technique et documentation, Paris, 1983
- [03] J.F.SACADURA, “***Initiation aux transferts thermiques***”,
Technique et documentation, Paris, 1978
- [04] Y. JANNOT “ ***Thermique solaire***” Octobre 2003
- [05] A.A. SFEIR, G.GUARRACINO “ ***Ingénierie des systèmes solaires applications à l’habitat***”
Technique et documentation, Paris, 1981.

I. INTRODUCTION.

Le soleil est une vaste centrale nucléaire de la variété de fusion qui développe la puissance énergétique sous forme d'élément chauffant à un taux de $3.8 \cdot 10^{23}$ kilowatts.

Une fraction extrêmement petite est arrêtée par la terre, mais cette petite fraction s'élève à la quantité énorme de $1.8 \cdot 10^{14}$ kilowatts. Sur la moyenne, environ 60% de cette énergie, incident au bord externe de l'atmosphère, atteint la surface.[1]

La terre reçoit quotidiennement un flux important d'énergie solaire. La puissance de ce rayonnement est fonction de plusieurs critères; conditions météorologiques, diffusion atmosphérique (phénomènes de dispersion, de réflexion et d'absorption).

A la distance moyenne du soleil à la terre (environ 150×10^6 kms), une surface hors atmosphère, normale au rayonnement solaire reçoit environ 1367 W/m^2 . Cet éclairage est appelée constante solaire.

Compte tenu de la trajectoire elliptique de la terre autour du soleil, la distance d'éloignement la plus grande se produisant le 3 juillet avec environ 153×10^6 kms et la plus petite se produisant le 3 janvier avec environ 147×10^6 kms, cette constante varie de $\pm 3,4\%$ en passant par un maximum en janvier avec environ 1413 W/m^2 et un minimum en juin avec environ 1321 W/m^2 .

L'énergie reçue en fonction du jour de l'année peut être calculée avec la formule suivante :

$$E_{sol} = C_s \left(1 + 0,0334 \cdot \cos \left(\frac{360 \cdot (j - 2,7206)}{365,25} \right) \right) \text{ [W/m}^2] \quad (2.1)$$

Avec : j = étant le numéro d'ordre du jour dans l'année ($j = 1$ pour le 1er janvier)

C_s = constante solaire

Le graphique ci-dessous est issu de cette formule.

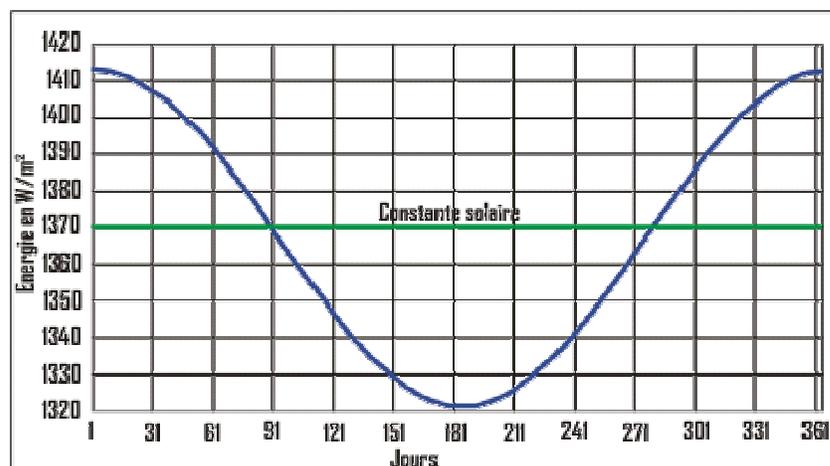


Fig 2.1 La constante solaire

II. CALCULS SOLAIRES.

L'unité de temps employé dans ce qui suit est l'heure solaire vraie (t_{SV}).

2.1. La latitude et la longitude.

La latitude (L_{at}) est l'angle formé par le plan équatorial et le vecteur "centre de la terre → point local".

La longitude (L_{on}) est l'angle formé par le méridien de référence (méridien de Greenwich) et le méridien du point local. L'angle est négatif vers l'ouest et positif vers l'est. Comme la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle même (360°) chaque heure représente 15° d'écart de longitude et donc chaque degré de longitude représente 4 minutes.

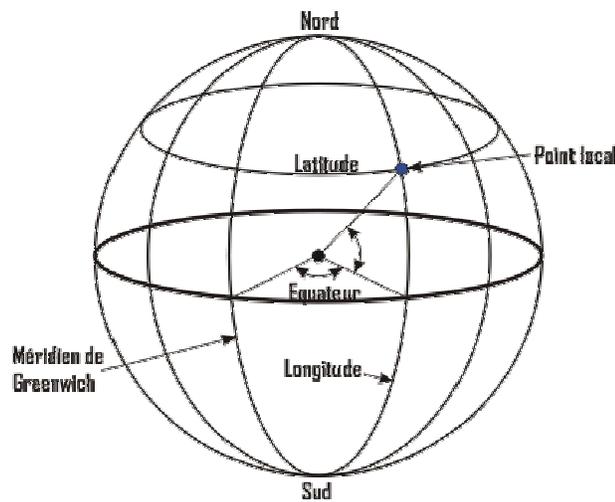


Fig 2.1 Fig 2.2 La latitude et la longitude

2.2. La déclinaison.

La déclinaison (D_{ec}) est l'angle que forme le vecteur "centre de la terre → soleil" et le plan équatorial de la terre. La déclinaison varie de $+23,45^\circ$ (en degrés décimaux) au solstice d'été (22 juin) à $-23,45^\circ$ au solstice d'hiver (22 décembre) en passant par la valeur 0 aux équinoxes (21 mars et 23 septembre). Cette déclinaison est due à l'inclinaison de l'axe des pôles terrestres par rapport au plan écliptique ce qui nous donne les différentes saisons. Cette inclinaison est constante (voir le croquis de la révolution de la terre autour du soleil ci-dessous). La déclinaison est obtenue par l'équation suivante

$$D_{ec} = \arcsin \left[0,3978 \cdot \sin \left(v_a \cdot \left(j - \left(81 - 2 \cdot \sin(v_a \cdot (j - 2)) \right) \right) \right) \right] \quad (2.2)$$

où v_a est la vitesse angulaire moyenne de rotation de la Terre en degrés/jour, ($v_a = 360 / 365,25$)
et j est le numéro d'ordre du jour dans l'année (1 pour le 1er janvier).

Cette formule peut être simplifiée tout en donnant une précision suffisante :

$$\sin D_{\omega} = 0,4 \cdot \sin (0,986(j - 82)) \tag{2.3}$$

Ci-dessous un graphique montrant la déclinaison solaire au cours d'une année

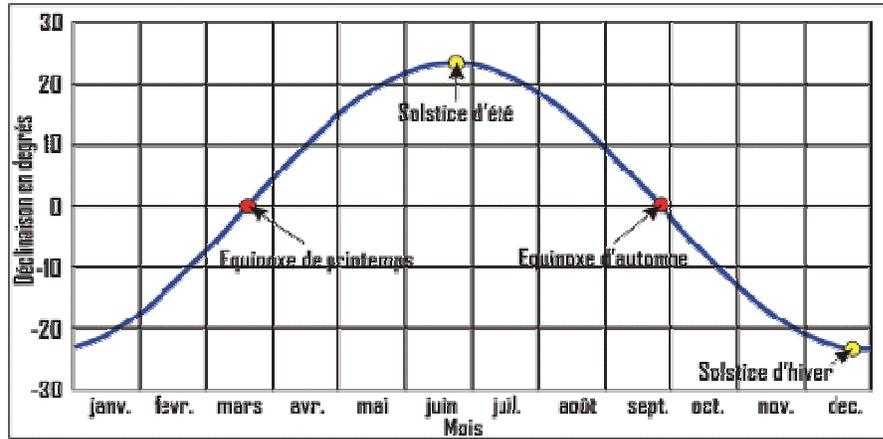


Fig 2.3 La déclinaison solaire

On montre sur ce croquis la révolution de la terre autour du soleil durant une année.

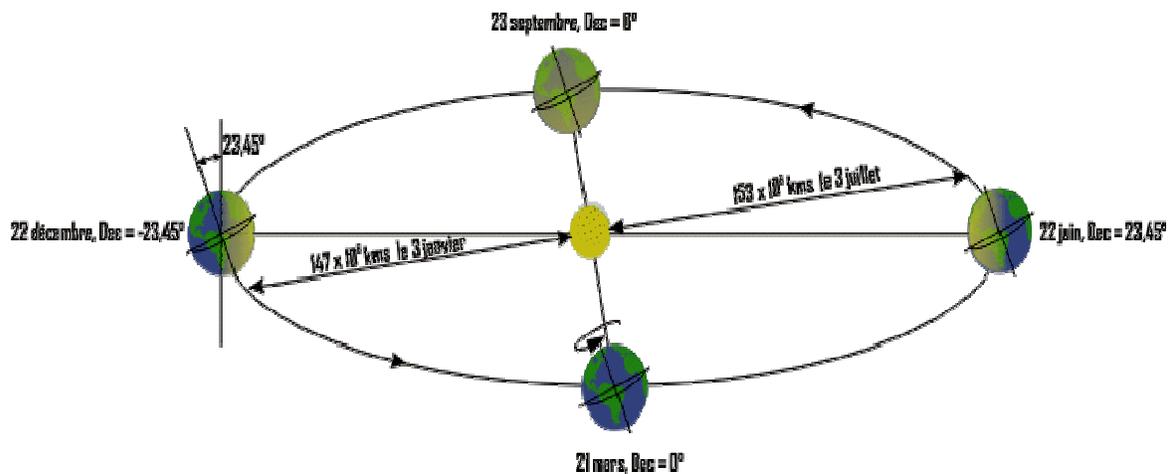


Fig 2.4 la révolution de la terre autour du soleil durant une année

2.3. L'angle horaire.

L'angle horaire (A_h) mesure le mouvement du soleil par rapport à midi qui est l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu (zénith). Cet angle horaire est négatif si le temps solaire est inférieur à 12 h. L'angle horaire est obtenu de la façon suivante :

$$A_h = 180 \times \left(\frac{t_{sv}}{12} - 1 \right) \tag{2.4}$$

A noter que le calcul de l'angle horaire est très complexe mais pour notre sujet, les calculs exécutés ici sont suffisamment précis.

2.4. Position du soleil.

La position du soleil est exprimée par deux angles que sont :

a) L'azimut du soleil.

L'azimut solaire (α) est l'angle horizontal formé par le plan méridien (axe nord-sud) et le plan vertical du vecteur "point local-soleil". Le signe de l'azimut est le même que celui de l'angle horaire.

$$\sin(\alpha) = \frac{\cos D_{ec} \cdot \sin(A_h)}{\cos(h)} \tag{2.5}$$

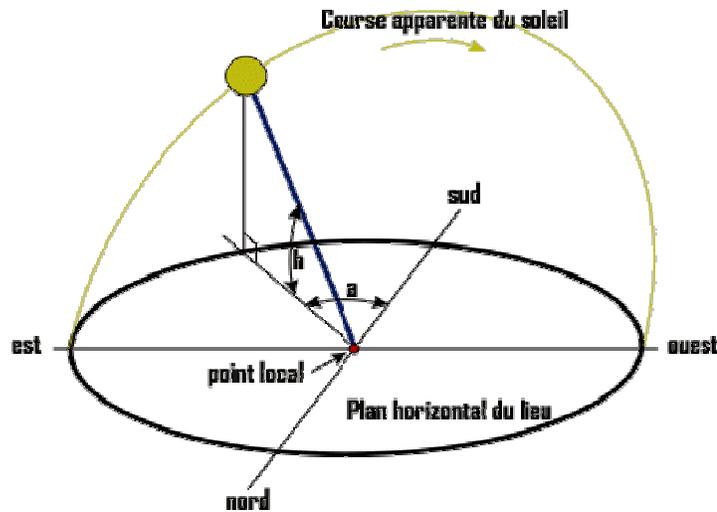


Fig 2.5 Position du soleil

b) La hauteur du soleil.

La hauteur du soleil (h), ou encore l'altitude, est l'angle formé par le plan horizontal du lieu considéré et le vecteur "point local-soleil". Cette hauteur du soleil intervient fortement sur la valeur de l'éclaircissement solaire et pour apprécier cette valeur en un point et une heure donnés il est nécessaire de calculer cette hauteur. La formule classique est la suivante :

$$\sin(h) = \sin(L_{at}) \cdot \sin(D_{ec}) + \cos(L_{at}) \cdot \cos(D_{ec}) \cdot \cos(A_h) \tag{2.6}$$

2.5. Heures de lever et de coucher du soleil.

A partir de la latitude et de la déclinaison, il est possible de connaître l'heure solaire vraie du lever et du coucher de soleil :

$$\bar{t}_{SVLev} = 12 - \frac{\text{ArcCos}(-\tan(L_{at}) \cdot \tan(D_{ec}))}{15} \tag{2.7}$$

$$\bar{t}_{SVCou} = 12 + \frac{\text{ArcCos}(-\tan(L_{at}) \cdot \tan(D_{ec}))}{15} \tag{2.8}$$

2.6. Durée d'insolation.

La durée d'insolation représente la durée maximale de la journée :

$$D_i = \frac{2}{15} \cdot \text{ArcCos}(-\text{Tan}(L_{\text{lat}}) \cdot \text{Tan}(D_{\text{sc}})) \tag{2.9}$$

2.7. Le coefficient d'incidence.

Le coefficient d'incidence (C_i) est l'angle formé par le rayonnement solaire avec la perpendiculaire d'une surface. Ce coefficient est défini d'une part par la hauteur du soleil et son azimut et d'autre part par l'orientation (θ) et l'inclinaison (i) du plan récepteur. Ainsi, chaque plan récepteur peut être défini par un couple de valeurs, soit (θ, i). L'orientation est négative vers l'est et positive vers l'ouest, elle peut être indiquée par une direction géographique comme par exemple nord-nord-est (voir la rose d'orientation ci-dessous). Quant à l'inclinaison, elle est égale à 0° pour un plan horizontal et 90° pour un plan vertical. Si le coefficient d'incidence est négatif, la surface du plan considéré ne reçoit pas de rayon solaire direct, s'il est égal à 0 les rayons sont rasants.

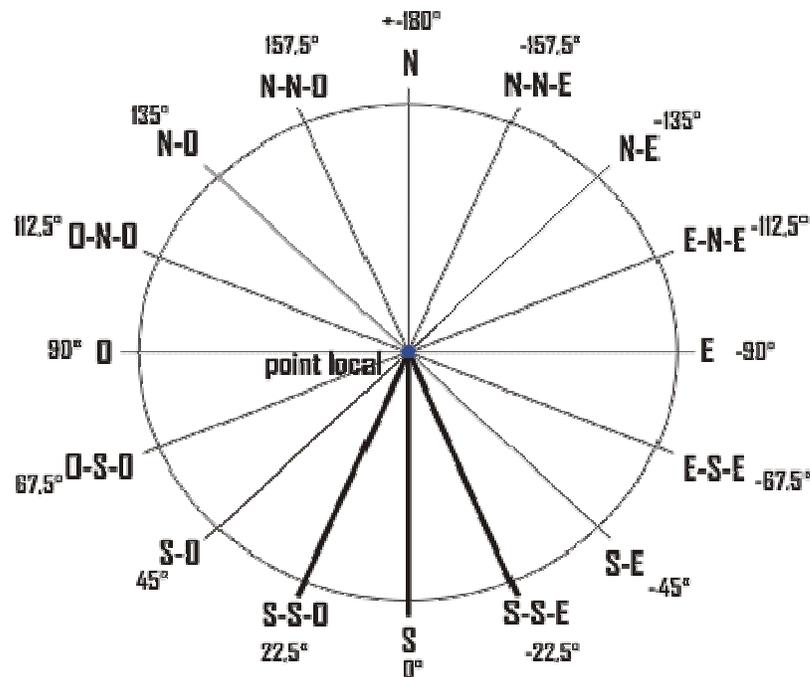


Fig 2.6 Rose d'orientation. En traits gras, les orientations qui sont les plus favorables.

Le calcul du coefficient d'incidence est obtenu avec la formule suivante :

$$C_i = \text{Sin}(i) \cdot \text{Cos}(h) \cdot \text{Cos}(\theta - \alpha) + \text{Cos}(i) \cdot \text{Sin}(h) \tag{2.10}$$

Si on prend par exemple une surface plane orientée sud-Est et inclinée à 45°:

on a : l'orientation	$\alpha = -45^\circ$
l'inclinaison	$i = 45^\circ$
la hauteur	$h = 55,85^\circ$
l'azimut	$\alpha = -54,95^\circ$

Donc :

$$C_1 = \sin(45) \cdot \cos(55,85) \cdot \cos(-45 - (-54,95)) + \cos(45) \cdot \sin(55,85) = 0,976$$

III. RAYONNEMENT SOLAIRE.

L'énergie solaire représentée par la constance solaire moyenne à l'entrée de l'atmosphère ($G \approx 1367 \text{ W/m}^2$) reçue par la terre subit une altération par sa traversée de l'atmosphère, seulement une partie de cette énergie est disponible au sol. Ce rayonnement solaire se décompose en deux parties principales qui sont le rayonnement solaire direct (I^*) et le rayonnement solaire diffus (D^*). Le total de ces deux rayonnements est appelé le rayonnement solaire global (G^*).[02]

$$G^* = I^* + D^* \quad (2.11)$$

3.1. Le rayonnement solaire direct.

C'est le rayonnement solaire qui arrive à traverser l'atmosphère mais subit malgré tout une atténuation de son intensité. Pour calculer ce rayonnement on doit :

- Définir l'altitude z (m) du point local pour connaître la pression atmosphérique (P_{Atm}) :

$$P_{atm} = 101325 \cdot (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times z)^{5,26} \quad \text{en Pa} \quad (2.12)$$

- Définir la pression de vapeur saturante (P_{vs}), le taux moyen d'humidité relative (H_R) et la pression partielle de vapeur d'eau (P_v) :

$$P_{vs} = 2,165 \cdot \left(1,098 + \frac{T}{100}\right)^{8,02} \quad \text{en mmHg} \quad (2.13)$$

$$H_R \text{ moy} = 50\%, (0.5)$$

$$P_v = P_{vs} + H_R \text{ moy}$$

Où T est la température de l'air en °C

- Définir la masse d'air optique relative (m) d'où en découle l'épaisseur optique de Rayleigh (E_R) qui détermine l'atténuation due à la diffusion :

$$m = \frac{P_{atm}}{101325 \cdot \sin(h) + 15198,75 \cdot (3,885 + h)^{-1,253}} \quad (2.14)$$

$$E_R = \frac{1}{0,9.m + 9,4}$$

Où h est la hauteur du soleil en degrés.

- Définir le facteur de trouble de Linke :

$$T_L = 2,4 + 14,6.B + 0,4.(1 + 2.B).ln(P_v) \quad (2.15)$$

Où B est le coefficient de trouble atmosphérique qui prend les valeurs suivantes:

LIEU	B
Montagne	0,02
Rural	0,05
Urbain	0,10
industriel (atmosphère polluée)	0,20

Tableau 2.1 coefficient de trouble atmosphérique

Ln : représente le logarithme népérien

Le rayonnement solaire direct sur un plan récepteur normal à ce rayonnement vaut donc :

$$I^* = E_{sol} \cdot e^{-E_R \cdot m \cdot T_L} \quad \text{en W/m}^2 \quad (2.16)$$

e , est la fonction inverse de Ln , et E_{sol} représente la constante solaire pour une journée j

Il est possible de simplifier l'obtention de I_{sol} avec la formule suivante:

$$I^* = E_{sol} \cdot e^{0,9 + 9,4 \cdot \sin(h)} \quad \text{en W/m}^2 \quad (2.17)$$

Exemple

Pour un plan récepteur normal aux rayonnement solaire avec les valeurs précédemment obtenues :
 $h = 55,85^\circ$; Altitude du logement 264 m (Adrar) ; Température de l'air 20°C ; Humidité relative 50%
 soit 0,5; $B = 0,10$; $E_{sol} = 1321,47 \text{ W/m}^2$ (181 jours)

- Calcul de la pression atmosphérique du lieu :

$$P_{Atm} = 101325 \cdot (1 - 2,26 \cdot 10^{-5} \cdot 264)^{5,26} = 98185 \text{ Pa}$$

- Calcul de pression partielle de vapeur :

$$P_{vs} = 2,165 \cdot (1,098 + 20 / 100)^{8,02} = 17,54 \text{ mmHg}$$

$$P_v = 17,54 \cdot 0,5 = 8,77 \text{ mmHg}$$

- Calcul de l'épaisseur optique de Rayleigh :

$$m = 98185 / [(101325 \cdot \sin(55,85) + 15198,75 \cdot (3,885 + 55,85)^{-1,253})] = 1,17$$

$$E_R = 1 / (0,9 \cdot 1,17 + 9,4) = 0,095$$

- Calcul du facteur de trouble de Linke :

$$T_L = 2,4 + 14,6 \cdot B + 0,4 \cdot (1 + 2 \cdot B) \cdot \ln(Pv) = 4,90$$

$$I^* = 1321,47 \cdot \text{EXP}(-0,095 \cdot 1,17 \cdot 4,9) = 766,52 \text{ W/m}^2$$

Avec la formule simplifiée on trouve:

$$I^* = 1321,47 \cdot \text{EXP}(-4,90 / (0,9 + 9,4 \cdot \sin(55,85))) = 751,39 \text{ W/m}^2$$

3.2. Le rayonnement solaire diffus.

C'est le rayonnement solaire qui arrive sur le plan récepteur après avoir été réfléchi par les nuages, les poussières, les aérosols et le sol. On suppose que le rayonnement solaire diffus n'a pas de direction prédominante (donc isotrope) de ce fait, l'orientation du plan récepteur n'a pas d'importance, seule son inclinaison en α .

Ainsi sur un plan récepteur d'inclinaison i , D^* est égal à :

$$D^* = 125 \times \sin(h)^{0,4} \times \frac{1+\cos(i)}{2} + 211,86 \times \sin(h)^{1,22} \times \frac{1-\cos(i)}{2} \text{ en W/m}^2 \quad (2.18)$$

3.3. Albédo :

On appelle albédo la fraction du rayonnement solaire renvoyé par une surface (ici le sol), ce coefficient a été intégré dans la formule ci-dessus avec une valeur moyenne de 0,22.

Ce coefficient est fonction de la nature du sol, de sa température et de sa capacité à réfléchir le rayonnement solaire.

3.4. Rayonnement solaire global.

La somme de ces deux rayonnements représente le rayonnement global :

$$G^* = S^* + D^* \quad (2.19)$$

Où S^* est le rayonnement solaire direct sur un plan récepteur (α, i) et est égal:

$$S^* = I^* \times C_I \quad (2.20)$$

Où C_I étant le coefficient d'incidence présenté plus haut

Le rayonnement global est le rayonnement maximal qu'il est possible d'avoir sur un plan récepteur (θ, i) donné, par exemple un capteur solaire thermique. La transformation de cette énergie en énergie utilisable (ici à des fins de chaleur) est fonction des caractéristiques du capteur solaire, donc, cette énergie est encore atténuée par le rendement du capteur c'est à dire de sa capacité à rendre utilisable cette énergie.

Ci-dessous deux graphiques représentant les différents rayonnements solaires pour une latitude de $47,6^\circ$ avec une altitude de 260 m. L'inclinaison du plan récepteur est de 45° et son orientation de 0° (plein sud)

- ✓ sur une année à 10 heures vrais
- ✓ sur une journée avec le N° du jour 181

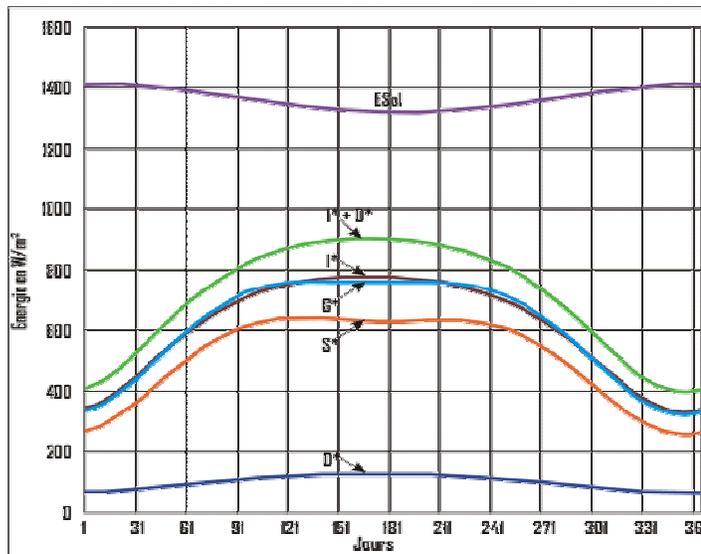


Fig 2.7 les différents rayonnements solaires en une année

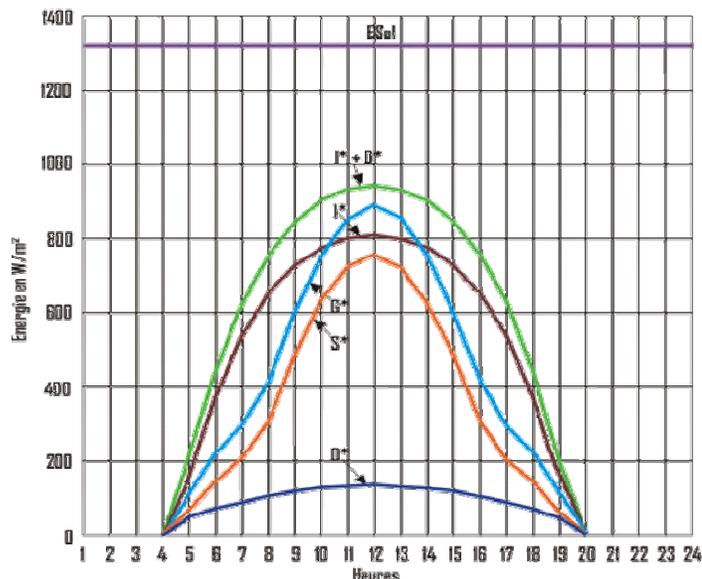


Fig 2.8 les différents rayonnements solaires en une journée

L'énergie solaire qui arrive sur le capteur est représenté par la courbe (G^*), avec un capteur solaire motorisé, la courbe G^* serait égale à la courbe $I^* + D^*$ soit, pour l'exemple ci-dessus, 14,2% sur l'année et 28,6% sur la journée.

3.5. Détermination de la surface des capteurs.

La courbe précédente donne l'énergie solaire qui arrive sur un plan récepteur (θ, i) par beau temps. Ceci n'est pas vraiment utile pour dimensionner une installation solaire et principalement la surface de capteurs nécessaire car les nuages voilent parfois le soleil, atténuant, dans certains cas, assez fortement l'énergie qui est potentiellement récupérable.

Pour pouvoir définir la surface de capteur utile, il est donc nécessaire de connaître les valeurs moyennes d'ensoleillement du lieu considéré, (obtenues par mesure sur site).

3.6. Coefficient d'orientation.

Les coefficients d'orientation (Azimut) sont donnés dans le tableau ci-dessous, ils permettent de réduire l'énergie récupérable en fonction de l'éloignement angulaire de l'azimut des capteurs par rapport au sud.

Sud	$\pm 10^\circ$	$\pm 20^\circ$	$\pm 30^\circ$	$\pm 40^\circ$	$\pm 45^\circ$
1	0,99	0,98	0,96	0,94	0,92

Tableau 2.2 l'azimut

3.7. Coefficient d'inclinaison.

Les coefficients d'inclinaison sont donnés dans le tableau ci-dessous :

ou CESI = chauffe eau solaire individuel

et SSC = système solaire combiné

Production d'ECS seule (CESI)				Chauffage (SSC)		
30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
0,93	0,94	0,95	1	1,02	1,03	1,04

Tableau 2.3 coefficients d'inclinaison

Références bibliographiques

- [01] Ed. Frank Kreith, “*Mechanical Engineering Handbook*”,
section 7 Energy Resources D. Yogi Goswami Boca Raton: CRC Press LLC, 1999
- [02] R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz “*Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications*”, Technique et documentation, Paris, 1983
- [03] Y. JANNOT “*Thermique solaire*” Octobre 2003
- [04] Michel Capderou “*Atlas solaire de l’ALGERIE*” OPU. Alger 1985
- [05] ADEME (2000): “*Plan soleil 2000-2006*”, 14 p. Disponible en ligne <http://www.ademe.fr>

1. INTRODUCTION

Un panneau solaire ou capteur solaire est un dispositif destiné à récupérer une partie de l'énergie du rayonnement solaire pour la convertir en une forme d'énergie utilisable par l'homme : électrique ou thermique.

Les panneaux solaires thermiques, appelés capteurs solaires thermiques, convertissent la lumière en chaleur récupérée et utilisée sous forme d'eau chaude.

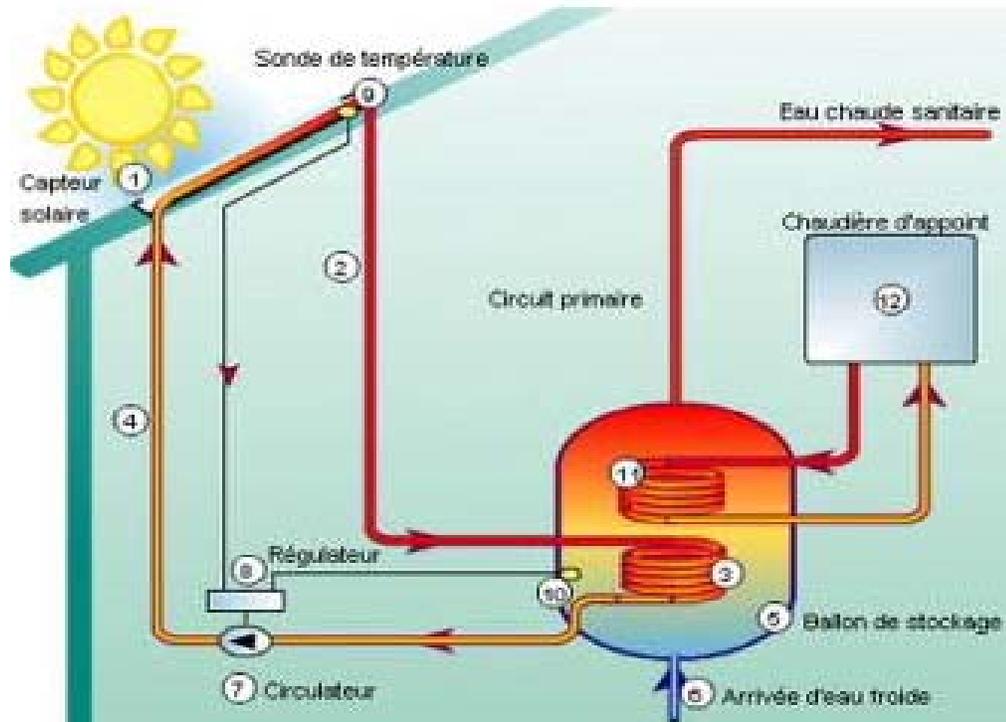


Fig 3.1 Installation utilisant les capteurs solaires

2. DIFFERENTS TYPES DE CAPTEURS SOLAIRES :

Il existe non seulement plusieurs manières de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident. La liste ci-dessous présente les types les plus répandus des capteurs solaires.

- Capteurs plans de types vitrés
- Capteurs plans sans vitrage
- Capteurs à plaque perforée sans vitrage
- Capteurs solaires à passage retour
- Capteurs solaires à concentration
- Capteurs solaires à air

- Capteurs solaires intégrés
- Capteurs solaires à circulation de liquide
- Systèmes à réflecteur cylindro-parabolique
- Systèmes de centrale à tour
- Capteurs solaires fixes à concentration
- Capteurs sous vide

2.1. Capteurs plans de types vitrés :

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver. Les capteurs à circulation de liquide sont plus communément utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences et des commerces, pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Les capteurs à air sont utilisés pour le chauffage des bâtiments, de l'air de ventilation et pour le séchage des récoltes

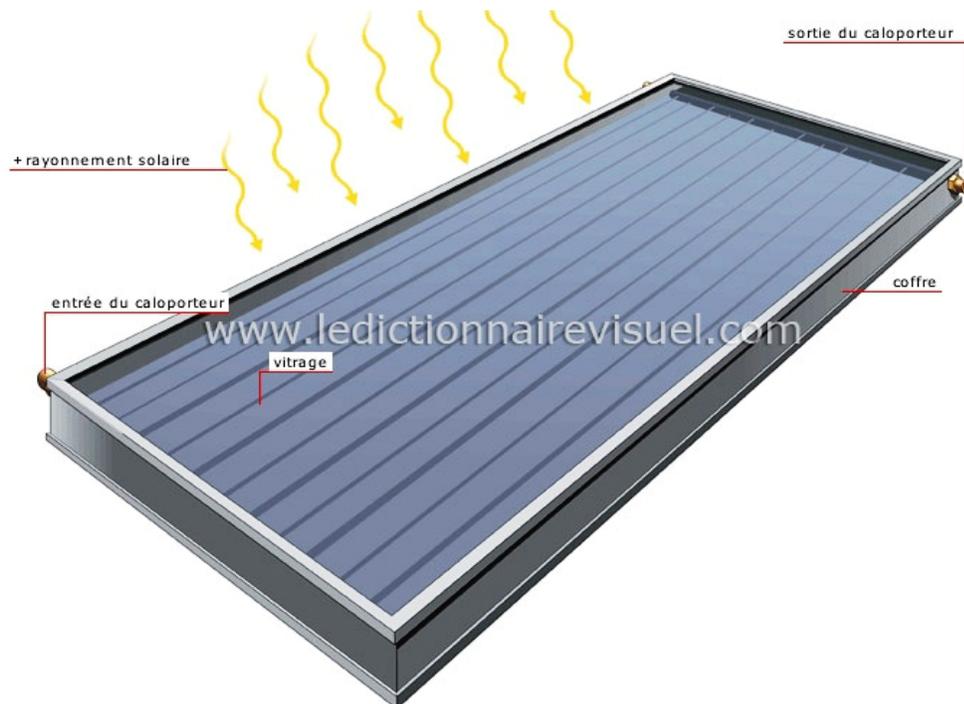


Fig 3.2 Capteur plan de type vitré [5]

Dans ce type de capteur, un absorbeur plan transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre

plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte que le maximum de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur

2.2. Capteurs solaires plans sans vitrage :

Actuellement en Amérique du Nord, les capteurs plans sans vitrage représentent la plus grande surface installée par année de tous les capteurs solaires. Parce qu'ils ne sont pas isothermes, ces capteurs conviennent mieux à des applications à basse température (inférieure à 30 °C). Le marché principal est, de loin, le chauffage des piscines extérieures, mais il existe d'autres marchés, notamment le chauffage saisonnier des piscines intérieures, le préchauffage de l'eau pour les lave-autos ainsi que le chauffage de l'eau utilisée dans les opérations d'élevage piscicole. Le chauffage de l'eau dans les régions éloignées, et dans des emplacements saisonniers tels que les camps d'été représente également un marché potentiel pour ce type de capteur.



Fig 3.3 Capteurs solaires plans sans vitrage [5]

Les capteurs plans sans vitrage sont habituellement fabriqués en un plastique noir qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultraviolets. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage, une grande partie de l'énergie solaire est absorbée. Cependant, parce qu'ils ne sont pas isothermes, une grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a du vent et que la température extérieure n'est pas assez chaude. Ils transfèrent si bien la chaleur de l'air (et provenant de l'air) qu'ils peuvent réellement «saisir» la chaleur au cours de la nuit lorsqu'il fait chaud et qu'il y a du vent à l'extérieur.

3. PRINCIPAUX ELEMENTS CONSTITUANT UN CAPTEUR PLAN

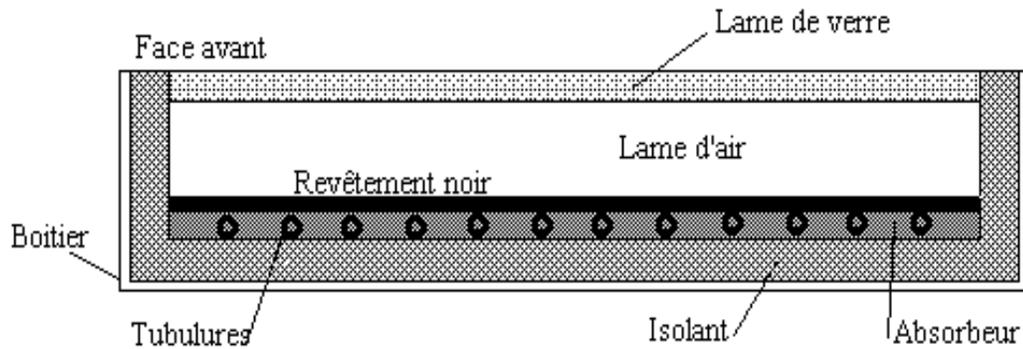


Figure 3.4 - Coupe schématique d'un capteur solaire plan

3.1. Couverture

Le capteur plan met à profit l'effet de serre :

La couverture est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie. Elle doit être donc transparente pour laisser passer le rayonnement solaire qui se transforme en chaleur dans l'absorbeur. Ce dernier compte tenu des températures atteintes, émet des radiations dans le domaine de l'infrarouge, la couverture doit être opaque à ces radiations et doit donc les réfléchir vers l'absorbeur.

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. En général tout vitrage est caractérisé par son coefficient de transmission (τ) et son coefficient de réflexion (ρ). Le coefficient de transmission du vitrage est un paramètre susceptible de varier en cours de fonctionnement, ceci est dû à un dépôt de poussière sur la face extérieure, ou même sur la face intérieure dans le cas où l'air est celui du milieu ambiant.

Une augmentation du coefficient de transmission, entraîne d'une part, une augmentation de la partie du rayonnement direct incident reçu par l'absorbeur d'où un meilleur échauffement de l'air et d'autre part, une diminution de la quantité d'énergie radiative directe, absorbée par le vitrage, ce qui permet par la suite une diminution de la température de vitrage donc une diminution des pertes avant du capteur.

Le coefficient de réflexion (ρ) doit être le plus petit possible car une augmentation de ce dernier a pour effet d'abaisser la température de l'absorbeur et donc l'air s'échauffe moins. En effet cette augmentation se traduit par une diminution du rayonnement direct incident sur l'absorbeur.

Actuellement, on utilise comme couvertures de capteur les matériaux suivants :

- **Verre :**

Avec une épaisseur de 3 mm, le verre laisse passer entre 84 % et 92 % du rayonnement incident (sous une incidence normale). Il est conseillé de prendre du verre contenant moins d'oxyde de fer pour

s'approcher d'une transmission du verre pouvant atteindre 95% du rayonnement reçu. La transmission peut atteindre 96 % pour le verre anti reflet recouvert de part et d'autre d'une couche de nanostructure (fig 3.5). Le verre primé évite qu'une trop grosse partie du rayonnement soit réfléchié quand l'angle d'incidence est faible. Le seul inconvénient des couvertures en verre consiste donc en leur fragilité vis à vis des chocs mécaniques et thermiques.

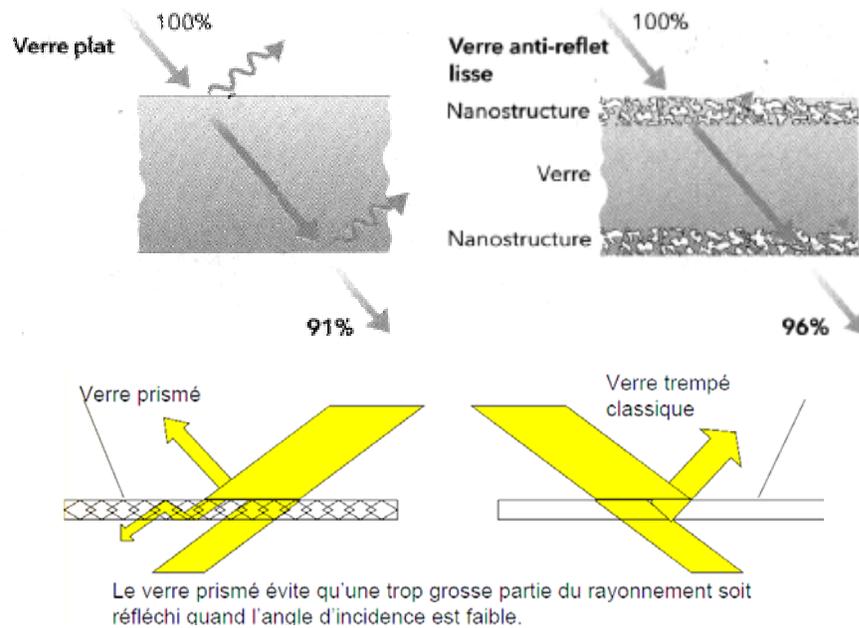


Fig 3.5 type de verre pour les couvertures

- **Polyméthacrylate de méthyle (plexiglas) :**

Ce matériau peut également remplacer le verre. Il est moins fragile mais il présente l'inconvénient de ne pas supporter une température de l'ordre de 95°C, son coefficient de transmission est plus faible que celui du verre, de l'ordre de 83%.

- **Polycarbonate :**

Très souvent utilisé dans notre laboratoire, le polycarbonate a l'avantage d'avoir une double paroi reliée par des alvéoles réduisant ainsi le problème de convection entre les deux plaques transparentes. Il transmet environ 84% du rayonnement reçu.

Il a également l'avantage d'avoir une solidité mécanique à toute épreuve et une facilité au découpage pour l'utilisation, il réduit également l'inertie du capteur par sa légèreté.

De multiples améliorations se sont greffées par exemple, une seconde vitre est parfois disposée au dessus du système, ceci permet de diminuer les pertes par convection avec l'air ambiant.

Les pertes par rayonnement infrarouge sont réduites de 30% car la moitié des 50% d'infrarouges émise vers l'extérieur par la première vitre, est récupérée par la seconde vitre.

Cependant, il faut compter les pertes supplémentaires de lumière dues au remplacement d'un vitrage simple par une double paroi, en effet ces pertes varient avec le type de construction, avec la hauteur et l'azimut du soleil.

La présence d'un double vitrage (verre ou matériaux plastiques) occasionne des pertes par réflexion environ deux fois plus élevées que dans le cas d'une couverture simple, 8% dans le cas du verre, 9% à 11% dans celui du P.V.C et 10% à 12% dans celui du polyéthylène.

L'accroissement des pertes de lumière par absorption, due au vitrage supplémentaire, peut être considérée comme faible : 1% à 2% dans le cas du verre, 2% à 4% dans celui du P.V.C et 3% à 6% dans celui du polyéthylène. En passant d'un simple vitrage à un double vitrage, le rendement optique diminue de l'ordre de 7%.

3.2. Absorbeur :

La nature de l'absorbeur joue un rôle très important pour les performances d'un capteur. Il a comme rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique incident qu'il reçoit et de le transmettre sous forme de chaleur au fluide caloporteur. Ses principales qualités sont donc :

- Facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité,
- Pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible,
- Bonne conductibilité thermique,
- Une faible inertie thermique.

Les absorbeurs souvent utilisés ainsi que leurs conductibilités thermiques sont donnés par le tableau suivant :

Matériaux	Température °C	λ W m/°C m ²
Aluminium	100	205
	200	230
	400	318
	600	423
"Coppersun "	100	381
	200	372
Cuivre	20	393
Magnésium	20	154

Tableau 3.1 : Matériaux des absorbeurs

Pour augmenter son coefficient d'absorption, on revêt souvent l'absorbeur d'une couche mince de peinture sélective.

Le tableau suivant permet de comparer quelques peintures de revêtement :

Revêtements	A
<i>peinture à l'huile :</i>	
- noire	0,90
- blanche crème	0,3 - 0,35
- gris clair	0,50 - 0,75
- Rouge	0,74
<i>peinture à l'aluminium :</i>	
- laques cellulosiques	0,5 - 0,55
- noir	0,94
- marron	0,79
- vert sombre	0,88
bleu foncé	0,91

Tableau 3.2 : revêtements

Le "coppersun" est le plus souvent utilisé comme absorbeur, c'est une feuille de cuivre ondulée sur laquelle a été déposé de l'oxyde de cuivre, elle présente deux faces traitées différemment dont la face absorbante de couleur gris-clair est celle où a été fait le dépôt, elle a un coefficient d'absorption du rayonnement solaire de l'ordre de 96.5%.

De plus, elle est creusée de cavités microscopiques absorbant le rayonnement solaire mais suffisamment petites pour que la surface puisse être considérée comme plane.

Le Tableau ci-dessous montre les propriétés de quelques surfaces sélectives :

Surfaces	A	ϵ
noir de nickel sur nickel	0,95	0,07
noir de chrome sur nickel	0,95	0,09
noir de cuivre sur cuivre	0,88	0,15
oxyde de fer sur acier	0,85	0,08

Tableau 3.3 : surfaces sélectives

3.3. Isolant :

L'isolation est d'une importance primordiale dans les applications thermiques. Dans le cas des capteurs, l'isolant est placé sous l'absorbeur, il est en général opaque au rayonnement visible et toujours opaque à l'infrarouge de grande longueur d'onde.

On distingue trois grandes familles d'isolants :

- *Isolants minéraux*

Les isolants minéraux souvent utilisés sont : la pierre ponce" Feldspath", la laine de verre et la vermiculite.

- *isolants végétaux.*

Le bois sous forme de fibres agglomérées, le liège, la sciure de bois et les cendres des végétaux, sont les matériaux souvent utilisés comme isolants végétaux.

- *Isolants organiques de synthèse*

On cite à titre d'exemple ; la mousse de polyuréthane, la mousse de phénolique, le polystyrène expansé et le chlorure de polyvinyle qui sont les plus souvent utilisés.

Le tableau suivant regroupe certaines propriétés de ces isolants :

désignation	λ (W/m.K)	ρ (g/m ³)	T _{max} d'utilisation	Observations
laine de verre	0,034 à 0°C 0,053 à 200°C	70	150	sensible à l'humidité
mousse de verre	0,057	123	150	*****
Bois bois aggloméré sciure de bois	0,13 à 0,40 0,1 0,11	*****	*****	*****
vermiculite	0,12 à 0,40	*****	*****	*****
liège expansé	0,045	100	110	*****
polystyrène	0,042 0,040	15 17	85 85	moulé comprimé
polyuréthane polyuréthane	0,035 0,027	35 35 – 40	85 110	comprimé mousse

Tableau 3.4 : propriétés des isolants

4. PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT

Un capteur solaire plan destiné au chauffage des habitations ou à la production d'eau chaude est essentiellement constitué d'une surface absorbante exposée au rayonnement solaire, qui échange avec un fluide caloporteur, les calories produites par absorption du rayonnement incident, et émet en s'échauffant un rayonnement thermique de plus grande longueur d'onde (Loi de Stefan-Boltzman).

Si cet absorbeur est en contact direct avec l'air environnant, en plus des pertes par rayonnement, les pertes par convection peuvent être importantes. Il s'établit alors un équilibre thermique entre l'absorbeur et le milieu ambiant. On capte ainsi peu d'énergie.

Pour réduire les pertes par la face arrière du capteur, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'un coffre dont les parois internes sont recouvertes d'un isolant thermique (laine de verre ou mousse synthétique, par exemple).

L'isolation thermique de la face avant est réalisée en interposant entre l'absorbeur et l'air, un matériau opaque au rayonnement thermique, mais transparent au rayonnement solaire. Les verres et certains matériaux synthétiques sont transparents pour le rayonnement solaire, et opaque pour le rayonnement infrarouge lointain. Ils sont donc utilisés en tant que couvertures transparentes des capteurs solaires.

Dans un capteur équipé d'une couverture transparente, le rayonnement thermique émis par l'absorbeur est absorbé par la couverture transparente qui s'échauffe et rayonne à son tour par les deux faces. Une certaine quantité du rayonnement se disperse dans le milieu extérieur et l'autre est réémise vers l'absorbeur qui est à l'origine de l'effet de serre.

Un boîtier contenant le tout, calorifugé de manière à réduire les pertes vers l'arrière et les côtés.

En général, ces capteurs sont vendus en bloc de 1m² ou 2m², et on assemble plusieurs de ces capteurs pour obtenir les surfaces nécessaires.

5. AVANTAGES

- Prix économique
- Fiabilité
- Longue durée de vie
- Efficacité énergétique
- Intégration aux toitures

6. INCONVENIENTS

- Ne convient pas pour les hautes températures
- La température interne peut monter très haut lorsqu'il n'y a pas de circulation de liquide.

7. PARAMETRES CARACTERISANTS LE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES

On peut les classer en deux catégories : paramètres externes et paramètres internes :

7.1. Les paramètres externes sont :

- Paramètre d'ensoleillement : éclairage énergétique dû au rayonnement global, position du soleil, durée d'insolation.
- Température extérieure sèche.
- Vitesse du vent sur le capteur.

7.2. Les paramètres internes sont :

Paramètres géométriques :

- Paramètre de position : inclinaison, orientation du capteur.
- La superficie du capteur qui représente un paramètre important.
- Dimension de différentes parties : épaisseur, longueur et largeur.

Paramètres de fonctionnement :

- La température d'entrée du fluide dans le capteur.
- Le débit du fluide caloporteur.
- La température des différentes parties du capteur.

Ces caractéristiques sont très importantes car elles permettent, en tenant compte du coût, d'effectuer un choix parmi les différents types de capteur, dont entre autres : la température de sortie du fluide et la puissance thermique utile du capteur.

On se propose d'évaluer les températures d'équilibre qu'atteindront l'absorbeur et le vitrage, lorsque la circulation du fluide caloporteur est interrompue.

On admettra les hypothèses simplificatrices suivantes:

- On néglige tous les échanges par conduction, pour ne considérer que les seuls échanges radiatifs.
- On suppose que les pertes thermiques par le fond du boîtier sont négligeables.

Les données physiques nécessaires à la résolution du problème sont les suivantes:

- L'éclairement solaire G du vitrage est de 1.000 W/m^2 .

On connaît les propriétés radiatives moyennes du vitrage dans deux bandes spectrales différentes: celle du rayonnement solaire (λ entre $0,2$ et $2,5 \mu\text{m}$) et celle des rayonnements thermiques dits de basse température ($\lambda > 2,5 \mu\text{m}$). Ces données sont représentées sur la figure 3.6:

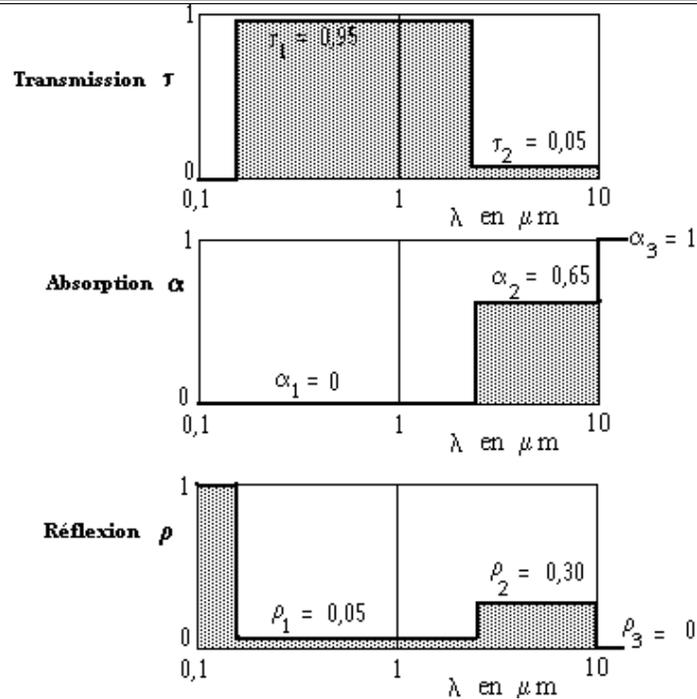


Fig 3.6 - Caractéristiques radiatives moyennes du verre utilisé

L'effet de serre repose sur les propriétés de la courbe de transmission du verre. Ce matériau est pratiquement transparent pour le rayonnement solaire ($\tau_1 = 0,95$), mais transmet peu de rayonnement au delà de $2,5 \mu\text{m}$ ($\tau_2 = 0,05$). En outre, il absorbe pratiquement tout le rayonnement de température ambiante, dont le maximum se situe autour de $10 \mu\text{m}$ de longueur d'onde ($\alpha_3 = 1$).[3]

8. INCLINAISON OPTIMALE D'UN CAPTEUR

L'angle pour le quel le capteur doit être incliné pour capter le maximum de rayonnement solaire s'appelle l'angle d'inclinaison optimal du capteur, ce qui revient à le positionner perpendiculairement aux rayons incidents du soleil.

Compte tenu des mouvements permanents de la terre et du soleil, à chaque instant correspond une inclinaison optimale, donc la meilleure solution serait d'équiper le capteur d'un mécanisme de poursuite, mais cette solution n'est pas gratuite.

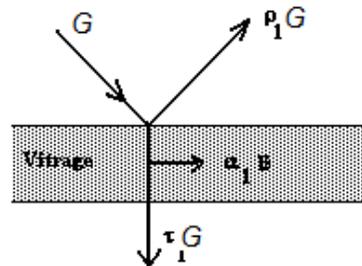
L'inclinaison de la plupart des capteurs plans est généralement fixe et son optimum serait de $L+\delta/2$ en hiver et $L-\delta/2$ en été et cela afin d'avoir le plus faible angle entre l'incidence du flux solaire et la normale du capteur.[2]

9. LES DIFFERENTS PHENOMENES RADIATIFS:

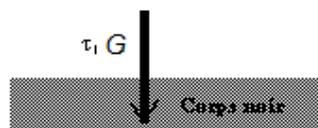
Avant d'établir les bilans thermiques sur le capteur on doit décrire les différents phénomènes radiatifs intervenant au fonctionnement de ce dernier.

1) L'éclairement solaire incident G frappe le vitrage.

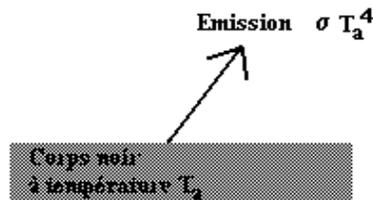
Une fraction $\rho_1 G$ est réfléchie, une fraction $\alpha_1 G$ est absorbée par le verre, tandis que la fraction restante du flux incident, $\tau_1 G$, traverse le vitrage.



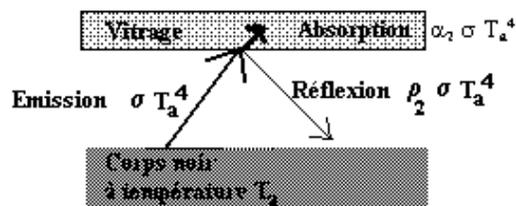
2) Tout le rayonnement $\tau_1 G$ transmis par le vitrage est absorbé par la surface noire de l'absorbeur.



3) L'absorbeur, à la température T_a , émet un rayonnement dont l'émittance est fournie par la loi de STEFAN-BOLTZMANN, soit: σT_a^4

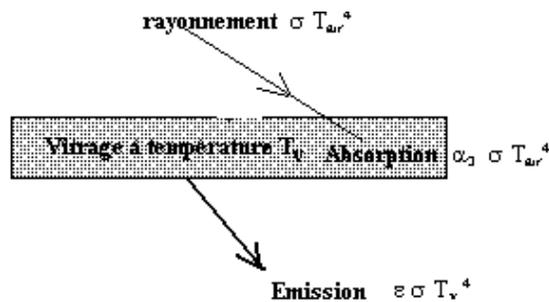


4) Le rayonnement de l'absorbeur frappe le vitrage. Une fraction $\rho_2 \sigma T_a^4$ est réfléchie et revient donc vers l'absorbeur. Une autre fraction $\alpha_2 \sigma T_a^4$ est absorbée



5) Le vitrage, en équilibre thermique à la température T_v , émet un rayonnement $\varepsilon \sigma T_v^4$, qui sera absorbé par le corps noir en vis-à-vis (dont c'est la fonction).

En même temps, il absorbe une fraction $\alpha_3 \sigma T_{air}^4$ du rayonnement ambiant émanant de l'environnement à la température T_{air}



10. RAPPEL DE L'EFFET THERMOSIPHON :

Soit un circuit fermé parcouru par un fluide de température T_1 dans une branche et T_2 dans l'autre ($T_1 > T_2$) ; $h \ll r$ (figure).

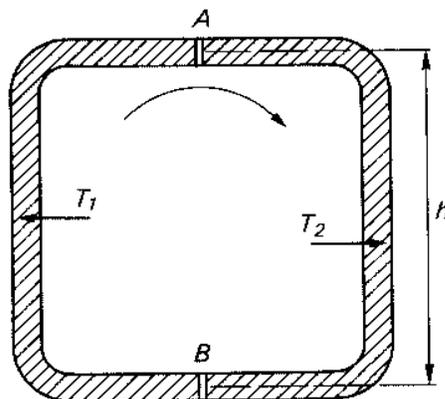


Fig 3.7 Effet thermosiphon [1]

On montre très simplement que le fluide se met en mouvement des particules les plus chaudes vers celles les plus froides (dans le sens montré sur la figure) ; c'est la circulation dite par gravité ou par thermosiphon.

La charge ΔP créée par la différence de température des deux branches est donnée par :

$$\Delta P = h[\rho T_2 - \rho T_1]$$

Avec ρ : masse volumique du fluide.

La vitesse de circulation du fluide est obtenue par l'écriture que ΔP est la somme des pertes de charges linéaires et locales dans le circuit considéré.

Un système comprenant un capteur solaire et un réservoir surélevé par rapport au capteur fonctionne s'apparente au schéma précédent. (Voir figure).

Plus la température départ capteurs sera élevée, plus la différence de masse volumique le sera aussi ce qui augmentera la pression hydro-motrice et donc le débit. Le volume d'échange thermique au niveau du ballon étant proportionnel à l'écart moyen des températures entre la température moyenne du fluide caloporteur et la température moyenne de l'eau chaude sanitaire, ce volume d'échange augmentera avec le débit car l'augmentation de ce dernier va induire une chute de température plus faible et donc augmenter l'écart moyen.[4]

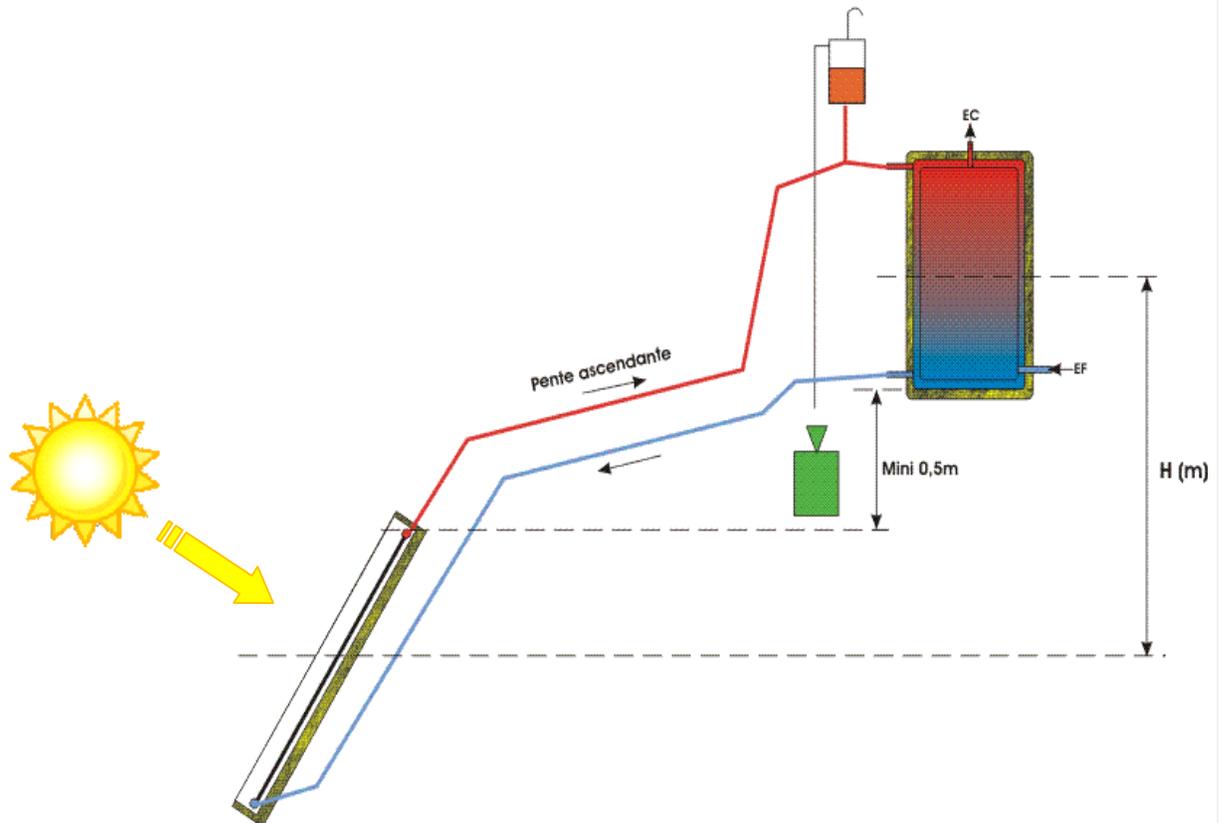


Fig 3.8 Installation avec thermosiphon

11. PRINCIPE DU THERMOSIPHON

La circulation est assurée par le principe même du thermosiphon : chauffé par les capteurs, et donc moins dense, l'eau monte naturellement vers l'échangeur du ballon de stockage placé au-dessus des capteurs.

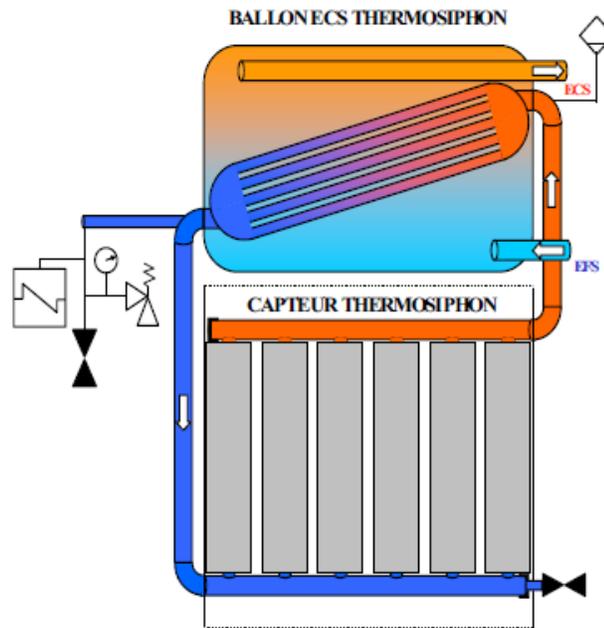


Fig 3.9 Capteur thermosiphon couplé

a) Avantages

- Système monobloc (capteurs et ballon intégrés sur un même châssis rigide)
- Pose facile, coût réduit
- Système autorégulé
- Continuité de la production d'ECS solaire en cas de coupure d'alimentation électrique
- Fiabilité

b) Inconvénients

- Inesthétique
- N'est pas adapté aux régions froides (surtout le fonctionnement en eau)
- Stockage soumis directement aux actions extérieures
- Poids important (ne convient pas à la pose en toiture)
- Limitation de la température de stockage à l'aide de soupapes à commande thermique

Etant donné que le champ de vitesse dans le fluide dépend de son champ de température, la convection naturelle est le siège d'un couplage des problèmes mécaniques et thermiques qui doivent être résolus simultanément et qui sont influencés par les propriétés thermodynamiques du fluide, les écarts de températures et la géométrie des systèmes concernés [Bejan, 1993]. Les études numériques de ces problèmes d'écoulement consistent alors à résoudre un système complexe d'équations différentielles qui prend en compte le couplage de l'aspect dynamique et thermique de l'écoulement.

Pour cela un bon choix des conditions aux limites et du régime d'écoulement est nécessaire afin de résoudre correctement le problème.

Pour les écoulements laminaires, les modèles numériques actuels sont capables de résoudre facilement les problèmes de convection naturelle dans les espaces confinés. Par contre, pour les écoulements instationnaires voire turbulents, les recherches se sont multipliées afin de cerner les phénomènes qui provoquent l'apparition des instationnarités et les modèles numériques présentent jusqu'à aujourd'hui des limites de résolution.

Pour les écoulements turbulents, des améliorations ont été apportées aux modèles mathématiques avec la conception de calculateurs de plus en plus puissants. Sur le plan expérimental, des chercheurs ont travaillé sur la conception et le développement de dispositifs de grandes tailles, plus performants du point de vue mesure et permettant d'obtenir une bonne visualisation des écoulements à grand nombre de Rayleigh.

Les pertes de charge caractérisent les résistances au passage de l'eau dans les circuits. La résistance à l'écoulement est provoquée par la longueur des tuyaux et les accidents de parcours, comme les coudes, raccordement de tubes de sections différentes ou la présence des accessoires divers de réglage ou de sécurité.

Si les pertes de charge sont trop importantes, l'eau est freinée et peut même ne plus circuler.

Par contre, si la tuyauterie est trop large, l'eau circule librement, mais trop lentement et le rendement est moins bon.

Le thermosiphon devra être suffisamment "puissant" pour vaincre les pertes de charge, sans que la différence de température de l'eau entre la sortie du capteur et la sortie du ballon soit excessive

12. Recommandations.

- Afin de limiter au maximum les pertes de charge, ennemies premières du système en thermosiphon, les capteurs doivent être de préférence en montage **Tickelmann** plutôt qu'en montage en S.
- Aucun contre pente ne doit être fait car elle a pour effet de couper le thermosiphon.
- La pente doit toujours être ascendante vers le ballon, éviter les poses à niveau.
- La purge de l'air sera faite par le vase d'expansion ouvert situé au dessus du ballon.
- Le ballon doit être de préférence à double enveloppe plutôt qu'à serpentin ceci toujours pour limiter les pertes de charge.
- Les conduites doivent être isolées.
- Les coudes doivent être de préférence effectués à l'aide d'une cintreuse pour avoir un rayon le plus grand possible.

13. Rendement du capteur.

L'une des performances les plus pratiques dans l'étude des systèmes à chauffage solaire est le rendement du capteur[5], ce dernier peut être calculé en fonction du rendement optique η_0 et le rayonnement globale G^* .

Rendement optique :

Le rendement optique dépend essentiellement du coefficient d'absorption α_a de l'absorbeur pour le rayonnement solaire du facteur de transmission τ et τ_d , ainsi que du coefficient de réflexion du vitrage ρ_d .

L'amélioration de η repose alors sur :

- L'augmentation de α_a
- L'augmentation de τ et τ_d
- La diminution de ρ_d

Le rendement énergétique relatif au capteur solaire est calculé à l'aide de la relation de base:

$$\eta = \eta_0 - U \cdot \frac{(\Delta T)}{G^*}$$

Par ailleurs, ce rendement peut aussi s'exprimer par la relation de BLISS:

$$\eta = \eta_0 - U_1 \frac{T_{mf} - T_e}{G^*} - U_2 \cdot \frac{(T_{mf} - T_e)^2}{G^*}$$

Rendement (%)

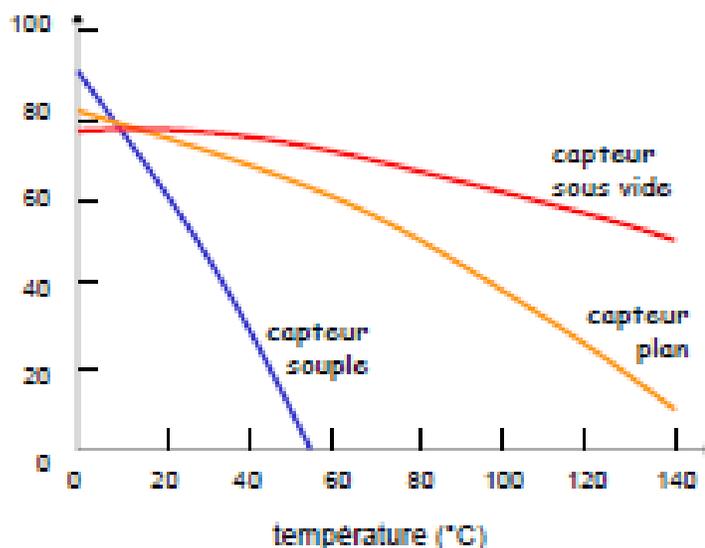


Fig 3.10 : Rendement de quelques types de capteur

Références bibliographiques :

- [01] R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz “*Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications*”, Technique et documentation, Paris, 1983 .
- [02] S.M.E. BEKKOUCHE “*Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires*” Thèse de Doctorat, Université ABOUBAKR BELKAID, 2009
- [03] L. KENJO, “*Etude du comportement thermique d’un chauffe eau solaire à faible débit*”.
Thèse de doctorat, Université de Nice-Sophia Antipolis. 274 p. 2003
- [04] RETScreen International “*Manuel analyse de projets de chauffage solaire passif*”
Centre d’aide à la décision sur les énergies propres WWW.retscreen.net
- [05] Y. MAIGNE, J-P. CAUSSE, M. CLAVERIE, B. EQUER “*les perspectives de l’énergie solaire en FRANCE*”. Commission « Energie et changement climatique » Groupe de travail « Energie solaire » Juillet 2008
- [06] A.A. SFEIR, G.GUARRACINO “*Ingénierie des systèmes solaires applications à l’habitat*”
Technique et documentation, Paris, 1981.
- [07] D.K.Edwards “*Capteur solaire*” Editions SCM Paris, 1985
- [08] BUSQUET, J.L. and JOFFRE, A. (2002) “*Le guide du chauffe-eau solaire*”. France édition multimédia. 36 p. <http://www.tecsol.fr/articles/articles.htm>
- [09] Ed. Frank Kreith, “*Mechanical Engineering Handbook*”, section 7 Energy Resources D. Yogi Goswami Boca Raton: CRC Press LLC, 1999

I. Introduction

La puissance reçue par le capteur solaire plan est apportée essentiellement par le rayonnement solaire incident qui vient frapper la surface vitré.

La puissance perdue est emportée par l'eau qui circule au niveau de l'absorbeur et cédée à l'environnement ambiant par des pertes de part et d'autre du capteur (un transfert modélisé par un échange conducto-convectif). Ces échanges sont engendrés par des bilans thermiques au niveau de chaque constituant:

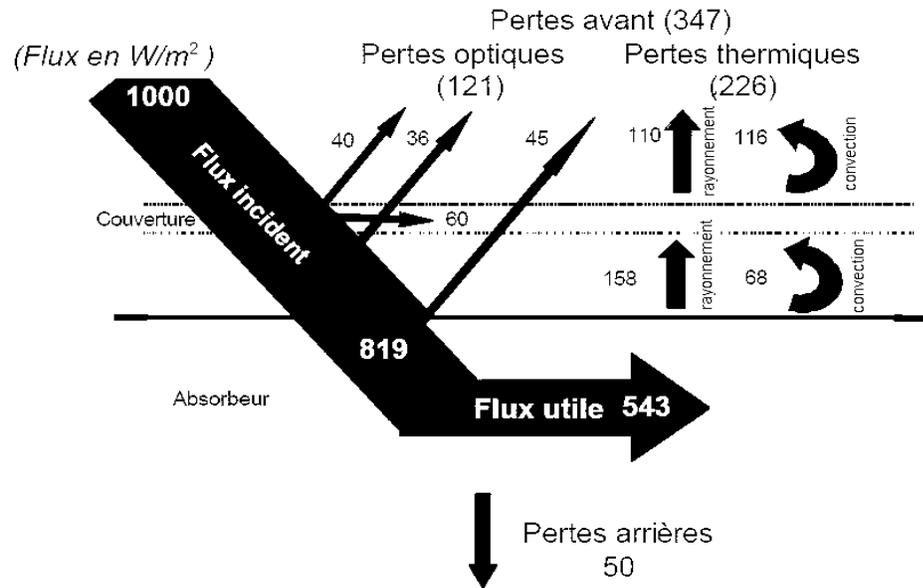


Fig 4.1 Distribution du flux solaire dans le capteur

II. Bilan thermique au niveau de l'absorbeur :

2.1. Entre l'absorbeur et le vitrage :

L'échange de chaleur entre l'absorbeur et le vitrage se fait d'une part par convection dont le flux thermique est donné par l'équation :

$$Q_{c12} = S_1 h_{c12} (T_1 - T_2) \tag{4-1}$$

Avec :

T_1 : température de l'absorbeur °K ;

T_2 : température de la vitre

S_1 : surface de l'absorbeur m²

h_{c12} : coefficient d'échange thermique par convection.(W/m²°K)

$$h_{c12} = Nu \cdot \frac{\lambda_{air}}{e}$$

Et

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{Gr \cdot Pr \cdot \cos\beta} \right) \left(\frac{|x| + x}{2} \right) \left(\frac{|y| + y}{2} \right)$$

x et y sont donnés par :

$$x = 1 - \frac{1708 \sin(1.8\beta)}{Gr \cdot Pr \cdot \cos\beta} \quad y = \frac{(Gr \cdot Pr \cdot \cos\beta)^{\frac{1}{3}}}{5830}$$

Dans les équations précédentes :

Pr = nombre de Prandtl

Gr = nombre de Grashof

E = épaisseur de la lame d'air (m)

λ_{air} = conductivité thermique de l'air (W/m°K)

β = inclinaison du capteur (rad)

D'autre part, par rayonnement dont l'équation est :

$$Q_{r12} = S_1 h_{r12} (T_1 - T_2) \quad (4-2)$$

Mais le coefficient d'échange est donné par :

$$h_{r12} = \frac{\sigma (T_2 + T_1)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ représentent les émissivités de l'absorbeur et du vitrage respectivement.

σ = est la constante de Stéphane Boltzman.

2.2. Entre l'absorbeur et l'isolant :

Le flux de chaleur échangé par conduction est donné par l'équation [4] :

$$Q_{\text{cond. isol.}} = \Psi_1 (T_1 - T_{\text{isol.}}) + \Psi_2 (T_1 - T_{\text{isol.}}) \quad (4-3)$$

$$\Psi_1 = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{S_2^a \cdot \lambda_{\text{isol}}} + \frac{\varepsilon_{\text{isolat}}}{S_2^a \cdot \lambda_{\text{abs}}}} \quad \text{échanges aux niveau des surfaces horizontales}$$

$$\Psi_2 = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{S_2^l \cdot \lambda_{\text{isolat}}} + \frac{\varepsilon_{\text{isolat}}}{S_2^l \cdot \lambda_{\text{abs}}}} \quad \text{échanges aux niveau des surfaces latérales}$$

Ou : T_{isol} : température de l'isolant $T_{\text{isol}} \approx T_a$

S_2^a : surface de contact absorbeur – isolant (face avant)

S_2^l : surface de contact absorbeur – isolant (face latérale)

λ_{isolat} : conductivité de l'isolant coté latérale

λ_{abs} : conductivité de l'absorbeur

λ_{isol} : conductivité de l'isolant

e_1 : épaisseur de l'absorbeur

e_{isol} : épaisseur de l'isolant

e_{isolat} : épaisseur de l'isolant coté latérale.

2.3. Entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

Le flux échangé par convection entre le fluide caloporteur (eau) et l'absorbeur est donné par :

$$Q_{c13} = h_{c13} \cdot S_{13} (T_1 - T_3) \quad (4-4)$$

Avec :

T_3 : température de l'eau (°K)

S_{13} : surface de chauffe (m²)

h_{c13} : coefficient d'échange par convection.

Ce coefficient est calculé suivant

$$h_{c13} = \frac{Nu \cdot \lambda_{eau}}{d_i}$$

Gnielinski [11] a exploité un grand nombre de données expérimentales sur le transfert de chaleur dans les tubes et il a proposé la corrélation suivante pour le calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \frac{(Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Ou :

Pr : nombre de Prandtl ; $0.6 \leq Pr \leq 2000$

Re : nombre de Reynolds ; $Re = \frac{V \cdot D}{\mu} \left\{ \begin{array}{l} D: \text{diamètre du tube} \\ \mu: \text{viscosité dynamique de l'eau} \\ V: \text{vitesse moyenne de l'eau} \end{array} \right\}$

d_i : diamètre intérieur

l : longueur du tube

Ω : Coefficient de Darcy ; pour $Re \leq 10^5$ on a $\Omega = 0.3164 Re^{-0.25}$

Le flux de chaleur reçu par l'absorbeur est donné par :

$$Q_{incident1} = a_1 \tau_2 S_1 G \quad (4-5)$$

Avec a_1 : coefficient d'absorption de l'absorbeur

τ_2 : coefficient de transmission du vitrage

G : éclairement global sur le plan incliné du capteur.

III. Bilan thermique au niveau du vitrage:

3.1. Entre le vitrage et l'absorbeur :

Vue sa faible valeur, on peut citer le flux échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage avec peu d'importance; il est donné par :

$$Q_{incident2} = a_2 S_2 G \quad (4-6)$$

Avec a_2 : coefficient d'absorption de l'absorbeur

S_2 : surface de la vitre.

3.2. Entre le vitrage et l'air ambiant :

Le vitrage échange avec l'air ambiant un flux de chaleur par convection donné par :

$$Q_{c2am} = h_{c2am} S_2 (T_2 - T_{am}) \quad (4-7)$$

T_{am} : température ambiante

h_{c2am} : coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant donné par :

$$h_{c2am} = 5.67 + 3.86 V_{vent}$$

V_{vent} : vitesse du vent.

3.3. Entre le vitrage et le ciel :

L'équation suivante donne le flux de chaleur échange par rayonnement entre la vitre et le ciel :

$$Q_{r2ciel} = h_{r2ciel} S_2 (T_2 - T_{ciel}) \quad (4-8)$$

Avec h_{r2ciel} : coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel

$$h_{r2ciel} = \varepsilon_2 \sigma (T_{ciel} + T_2) (T_2^2 + T_{ciel}^2) \left(\frac{T_2 - T_{ciel}}{T_2 - T_{am}} \right)$$

Et T_{ciel} : température du ciel $T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5}$

Le bilan total donnant le comportement thermique du capteur et qui fournit les températures moyennes de l'absorbeur, de la vitre et du fluide caloporteur, est donné par un système d'équations différentielles ordinaires non linéaires qui s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} m_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = a_1 S_1 \tau_2 G - S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) \\ \quad - (\Psi_1 - \Psi_2) (T_1 - T_{isol}) - h_{c13} S_{13} (T_1 - T_3) \\ m_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = a_2 S_2 G - S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) \\ \quad - h_{c2am} S_2 (T_1 - T_{am}) - h_{r2ciel} S_2 (T_2 - T_{ciel}) \\ m_3 C_3 \frac{dT_3}{dt} = h_{c13} S_{13} (T_1 - T_3) \end{cases} \quad (4-9)$$

IV. les différents modèles

Il existe plusieurs modèles régissant le comportement des capteurs solaires, Dave et ses collaborateurs décomposent l'atmosphère en couches horizontales et étudient successivement les phénomènes d'absorption et de diffusion auxquels est soumis le rayonnement solaire. D'autres modèles donnent le rayonnement solaire en fonction de paramètres atmosphériques et astronomiques.

Citons quelques exemples de ces modèles:

- **Modèle de Perrin de Brichambaut:** c'est un modèle qui estime la moyenne quotidienne de l'irradiation reçue sur un plan horizontal par ciel clair.
- **Modèle de Cole-Barbaro et al:** ce modèle donne la puissance moyenne reçue sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires au niveau du sol.
- **Modèle de Capderou:** la modélisation du facteur de trouble atmosphérique de **Linke TL** par ciel clair en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à **Capderou** de proposer les expressions précédentes.[10].
- **Modèle de Kasten:** le modèle d'estimation du trouble atmosphérique le plus récent est celui présenté par **Kasten** en 1996. Il exprime le trouble de **Linke** à partir de l'irradiation directe reçue sur plan normal par journée de ciel clair. [4].

V. Approximation et simulation numérique :

Alors le système (4.9) peut être réécrit comme suit:

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \\ \frac{dT_3}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_1 S_1 \tau_2 G}{m_1 C_1} \\ \frac{S_2}{m_2 C_2} [a_2 G - h_{c2am}(T_2 - T_{am}) - h_{r2ciel}(T_2 - T_{ciel})] \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{m_1 C_1} [S_1(h_{c12} + h_{r12})(T_1 - T_2) - (\Psi_1 - \Psi_2)(T_1 - T_a) - h_{c13} \cdot S_{13}(T_1 - T_3)] \\ \frac{S_1}{m_2 C_2} [(h_{c12} + h_{r12})(T_1 - T_2)] \\ \frac{h_{c13}}{m_3 C_3} h_{c13} \cdot S_{13}(T_1 - T_3) \end{pmatrix}$$

Le système à résoudre est de la forme suivante :

$$\frac{dT_i}{dt} = M(a_{ij}) \cdot T_j \quad (\text{i et j varie de 1 à 3}) \quad (4-10)$$

Les inconnues de ce système sont les températures T_1 , T_2 et T_3 .

Et $M = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}$: matrice des constantes

VI. Intégration numérique

Le système d'équation régissant le fonctionnement du capteur solaire se compose de Trois équations différentielles du premier ordre. Pour sa résolution nous avons choisi la méthode numérique de Runge-Kutta dont Nous rappellerons brièvement dans se qui suit son principe.

6.1. Principe de la méthode de Runge-Kutta au 4^{eme} ordre : [5], [6].

Soit l'équation différentielle du premier ordre $y = f(x, y)$, avec la condition $y(x_0) = y_0$.

Un développement en série de Taylor de y donnerai:

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot y_n^{(1)} + \frac{h^2}{2!} * y_n^{(2)} + \frac{h^3}{3!} * y_n^{(3)} + \dots + \frac{h^n}{n!} * y_n^{(n)}$$

$$\text{ou } y_n = y(x_n) \quad \text{et} \quad y_{n+1} = y(x_{n+1}) = y(x_n + h)$$

Pour une approximation du type :

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6} * (RK_1 + 2RK_2 + 2RK_3 + RK_4)$$

où : $RK_1 = h \cdot f(x_n, y_n)$

$$RK_2 = h \cdot f(x_n + h/2, y_n + RK_1/2)$$

$$RK_3 = h \cdot f(x_n + h/2, y_n + RK_2/2)$$

$$RK_4 = h \cdot f(x_n + h, y_n + RK_3)$$

A partir de la valeur initial $y(x_0) = y_0$, nous déduirons de pas en pas $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$.

L'erreur systématique de troncature est de l'ordre de h^5 , ou h est le pas de calcul.

6.2. Rendement instantané du capteur solaire :

L'analyse faite dans ce domaine par **Hottel, Willier, Wortz** et **Bliss** permet d'aboutir à une équation unique donnant le rendement instantané du capteur que l'on définit par le rapport suivant :

$$\eta = \frac{\text{Puissance thermique utile par m}^2 \text{ du capteur}}{\text{Flux solaire incident sur le plan du capteur}}$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G} = \frac{F}{A_c G} [\bar{u}_s \bar{t}_s G - E \theta^* + U_{AR} T_i^*] \quad (4-11)$$

En posant :

$$F = \frac{A}{A + B} \quad \text{et} \quad E = \frac{h_c R}{A}$$

$$A = h_c U + h_c U_c$$

$$B = U U_c + U U_{AR} + U_c U_{AR}$$

Avec :

θ : est la température moyenne du fluide ; pour un débit suffisant on a $\theta \sim (t_e + t_s)/2$; [9]

T_i : est la température côté isolant.

L'étoile en exposant d'une température indique que l'on considère l'écart de celle-ci par rapport à la température ambiante T_{am}

F est un nombre sans dimension qui caractérise la qualité du transfert de chaleur entre fluide et absorbeur. Il dépend un peu des conditions de fonctionnement (puisque'il contient par exemple hc qui est fonction du débit) mais il est surtout déterminé par les caractéristiques de construction de l'absorbeur. F est par définition inférieur à 1. Pour un absorbeur de bonne qualité F peut atteindre des valeurs supérieures à 0,9.

L'équation caractéristique (3) est tout à fait générale et peut être employée quel que soit le type de capteur considéré : capteur à eau ou à air, couverture à simple ou double vitrage, absorbeur à plaque ou à tubes soudés, etc. Les ouvrages spécialisés [1], [4], donnent la valeur des paramètres F , E , U_{AR} pour les configurations les plus utilisées.

6.3. Rendement du capteur.

Le rendement capteur est très difficile à définir sans mesures directes sur site, car il est fonction de plusieurs paramètres, mais pour simplifier, on peut utiliser la formule française [8] qui donne le rendement sous une fonction linéaire de la forme :

$$\eta = \eta_0 - U \cdot \frac{(\Delta T)}{G^*} \quad (4-12)$$

avec:

η = rendement du capteur solaire thermique (%)

η

= Facteur optique du capteur (%)

η_0

U : Coefficient de déperditions du capteur (W/m².K)

ΔT : Différence de Température (moyenne du capteur et extérieure (°C))

G_{abs} : Irradiation solaire (W/m²).

G_{abs}

A l'heure actuelle, les codes de simulation de rafraichissement solaire utilisent en général des modèles en régime permanent pour décrire le comportement des capteurs sous vide. Ce rendement se présente généralement sous la forme quadratique (eq. 1), proposé par la normalisation européenne (CEN, 2001) [3] :

$$\eta = \eta_0 - U_1 \frac{T_{mf} - T_e}{G^*} - U_2 \cdot \frac{(T_{mf} - T_e)^2}{G^*} \quad (4.13)$$

où :

- τ_0 = est le rendement (ou efficacité) optique du capteur, avec environ 0,792 pour un capteur plan et 0,762 pour un capteur à tubes sous vide d'air. [2]
- T_{mf} = est la température moyenne du fluide caloporteur,.
- T_e = est la température extérieure à proximité du capteur
- G^* = est le rayonnement solaire global en Wh/m
- U_1 et U_2 = sont les coefficients de déperditions thermiques par conduction et par convection, en W/(m².K) avec des valeurs par défaut indiquées dans le tableau ci-dessous :

Type de capteur	U_1	U_2
Capteur plan	6.65	0.06
Capteur à tube sous vide	0.2125	0.0167

Tableau 4.1 coefficients de déperditions thermiques

Références bibliographiques

- [01] J.M. Chassériau, “ *Conversion Thermique du Rayonnement Solaire*”, Dunod, France, 273 pages, 1984.
- [02] S.V. Joshi, R.S. Bokil, J.K. Nayak, “ *Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation* ”, Solar Energy 78 (2005) 781–798
- [03] Y. JANNOT “ *Thermique solaire*” Octobre 2003
- [04] S.M.E. BEKKOUCHE “ *Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires*” Thèse de Doctorat, Université ABOUBAKR BELKAID, 2009
- [05] N. BAKHVALOV “ *Méthodes numériques* ” édition MIR, MOSOW 1984.
- [06] A.GOURDIN M.BOUMAHRAT, “ *Méthodes numériques*” édition OPU 1991.
- [7] S.M.A. BEKKOUCHE, T. BENOUAZ, F. BOUAYAD “ *Modélisation thermique d'un capteur solaire plan à eau*”; 8ème Séminaire International sur la Physique Energétique, Centre Universitaire de Béchar – Algérie, 11 et 12 Novembre 2006.
- [08] Kalogirou S. “ *Design, construction, performance evaluation, and economic analysis of an integrated collector storage system*”. Renewable Energy 1997; 12 (2):179–92.
- [09] J.F.SACADURA, “ *Initiation aux transferts thermiques*”, Technique et documentation, Paris, 1978
- [10] Michel Capderou “ *Atlas solaire de l'ALGERIE* ” OPU. Alger 1985

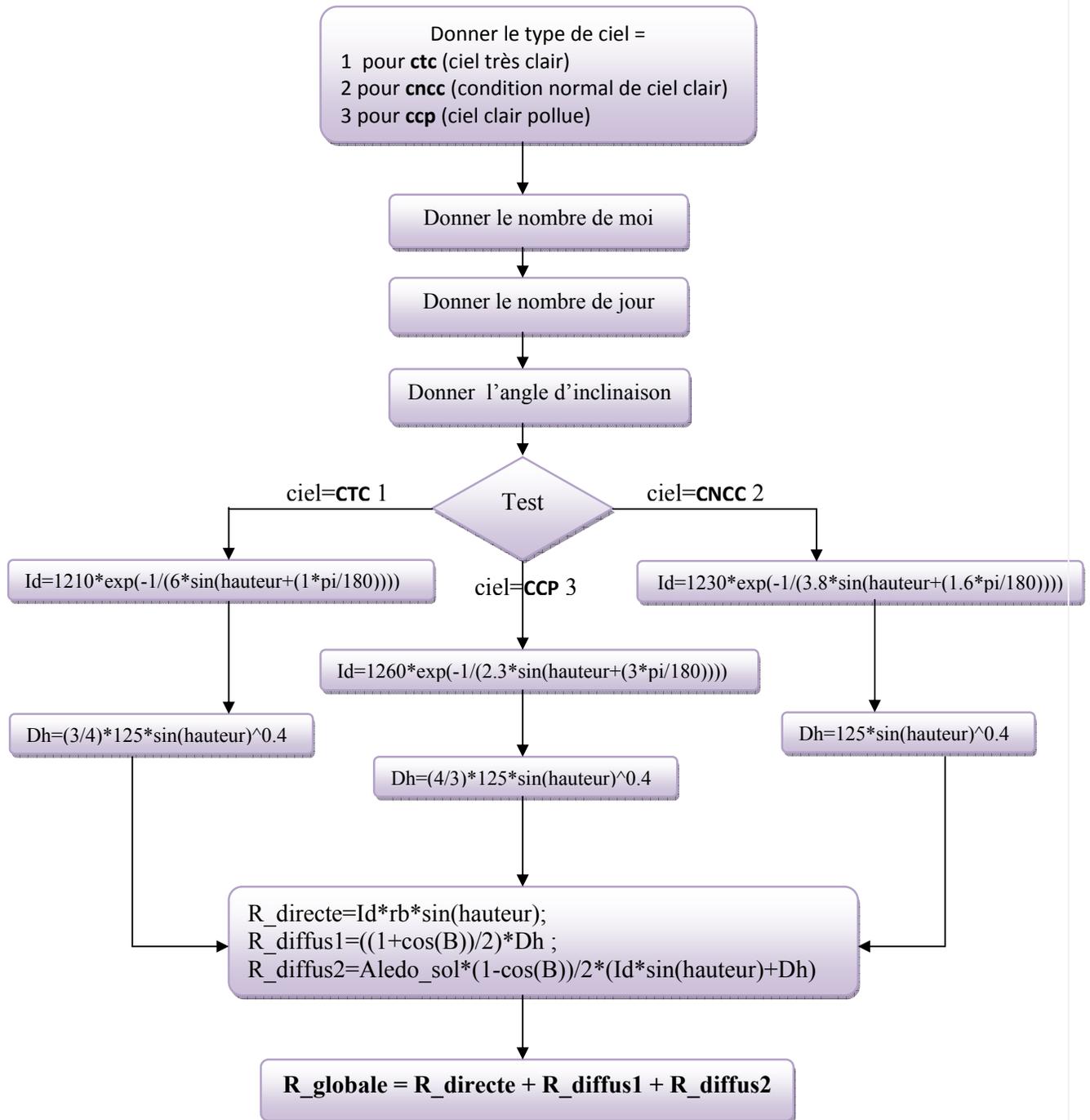
1. Programme de simulation du capteur solaire plan PSCSP :

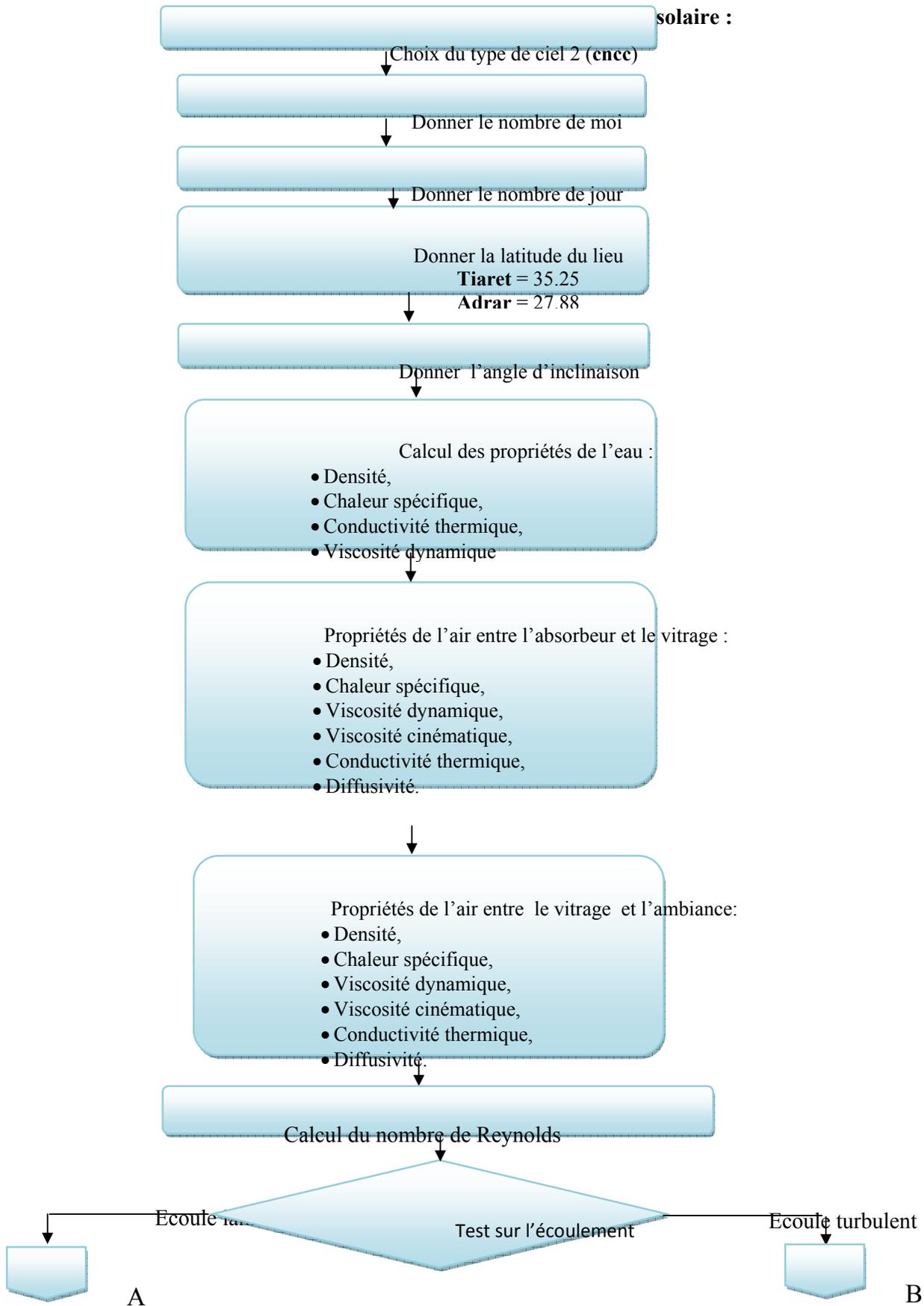
Le programme de simulation est destiné pour le calcul des différents paramètres qui entrent dans le perfectionnement du capteur solaire, réalisé sous MATLAB, le « PSCSP.M* » comprend deux sousroutines, l'une pour le calcul de l'intensité du rayonnement solaire sur un plan incliné, et l'autre pour le calcul des différentes températures, ainsi que le rendement du capteur solaire plan.

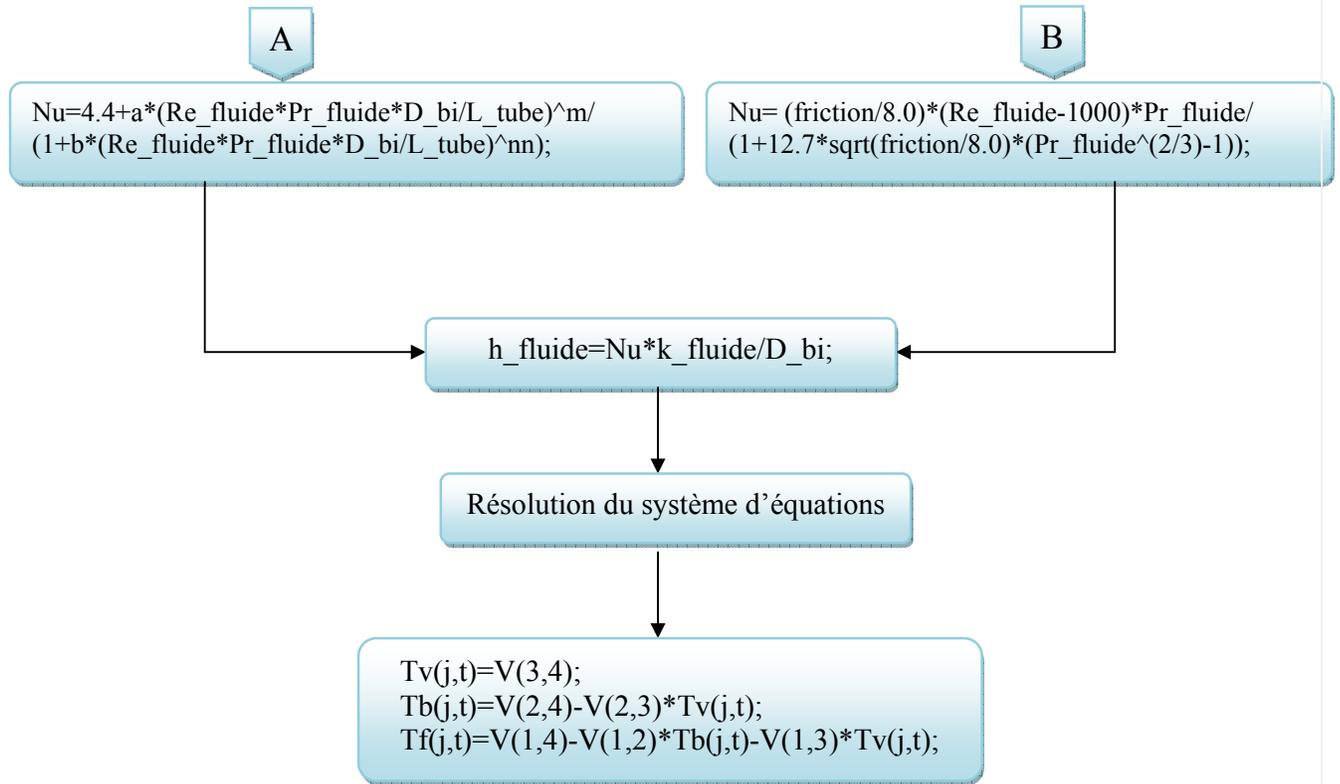
2. Organigramme :

L'organigramme du PSCSP est donné par les deux branches suivantes:

2.1. Pour le calcul du rayonnement solaire sur un plan incliné



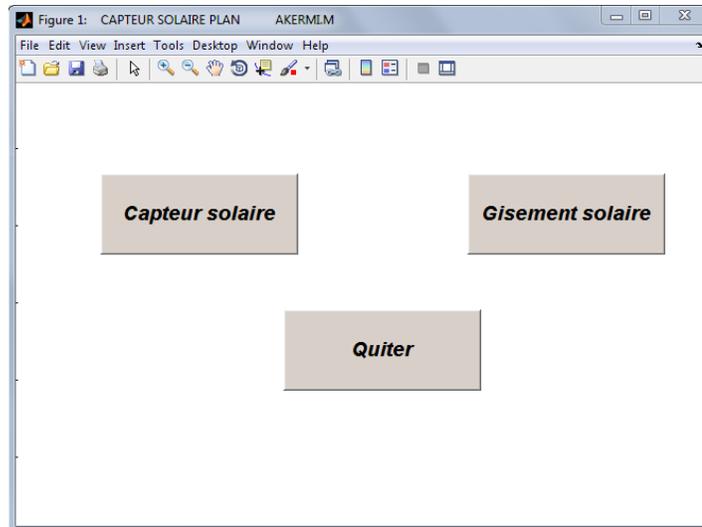




3. Programme de calcul

Le programme de calcul des différents paramètres (les températures, l'intensité des rayonnements, le rendement), gouvernant le capteur solaire a été fait sous MATLAB (version 2009a).

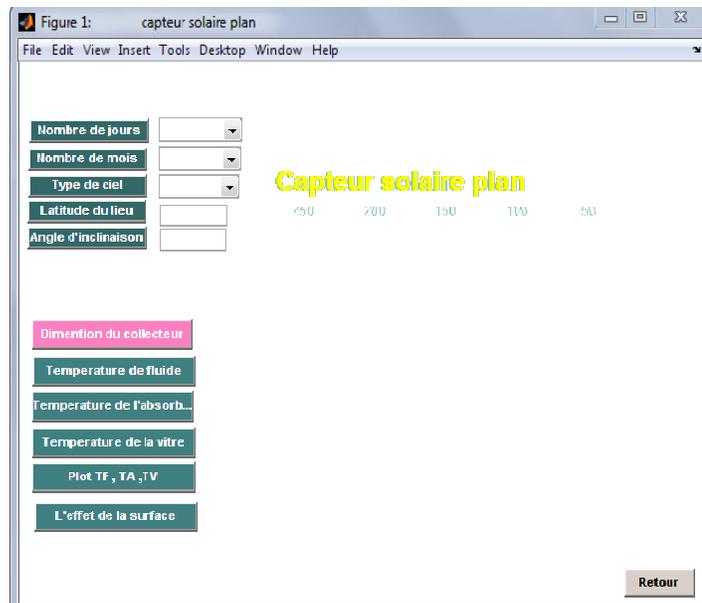
L'idée était de faire apparaître une fenêtre donnant un choix entre deux programmes différents, le premier consacré au calcul des différentes températures T_a , T_f et T_v (en °C) au niveau du capteur en fonction du temps solaire vrai, pour choisir cette branche on appui sur « capteur solaire », le second contient le gisement solaire qui donne les différents types de rayonnements solaire (R_{global} , R_{direct} , R_{diffus} , $R_{reflechi}$) en choisissant « Gisement solaire ». Pour quitter et revenir sur le programme on appui sur « Quitter »



Fenêtre donnant le choix du programme.

3.1. Capteur solaire

En appuyant sur le bouton Capteur solaire on obtient la fenêtre suivante :

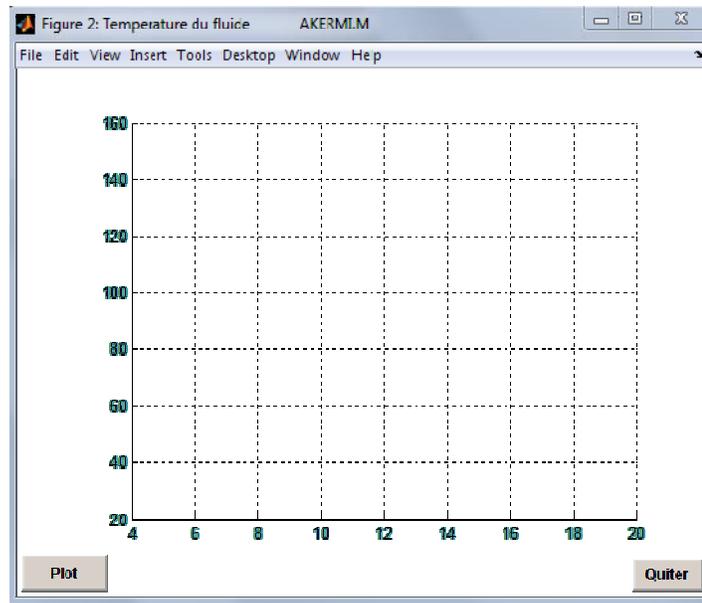


Fenêtre du capteur solaire

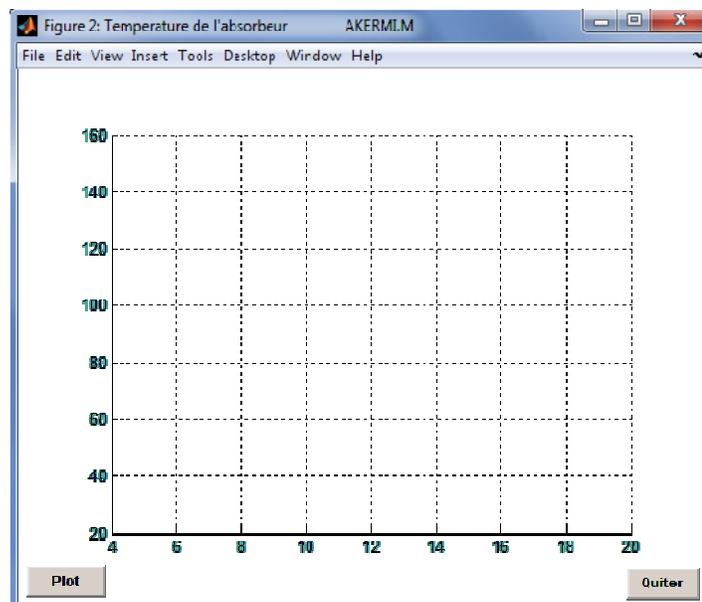
Pour tracer le graphe des températures on doit tout d'abord faire rentrer les données suivantes :

- Nombre de jour (varie de 1 à 365).
- Nombre de mois (de 1 à 12).
- Type de ciel (**CTC**: ciel très clair, **CNCC**: condition normal de ciel clair, **CCP** : ciel clair pollue).
- L'altitude du lieu.
- Angle d'inclinaison.

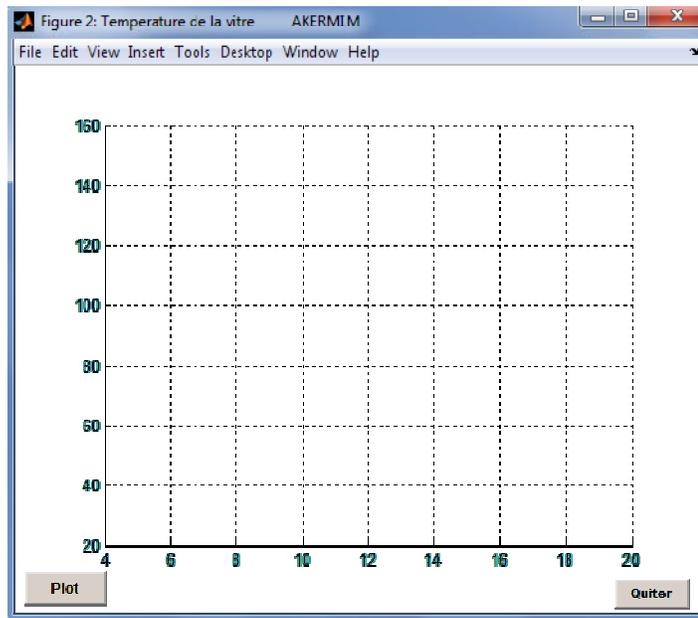
On fait le choix de la température à tracer en appuyant sur la touche qui lui correspond ; une fenêtre apparait avec un repère donnant la température (en °C) en fonction du temps solaire vrais (en heure) , pour tracer la courbe on appui sur « Plot ».



Fenêtre de la Température du fluide

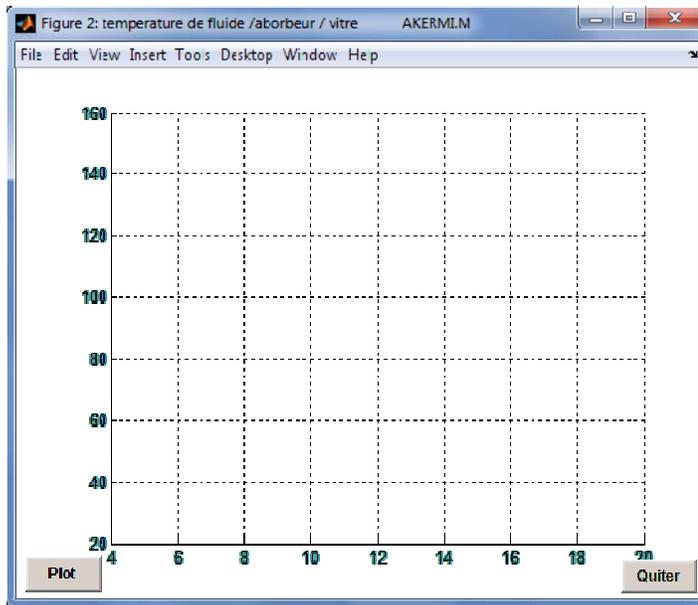


Fenêtre de la Température de l'absorbeur



Fenêtre de la Température de la vitre

Pour faire une comparaison entre les trois températures on peut les tracées toutes ensemble dans une même fenêtre.



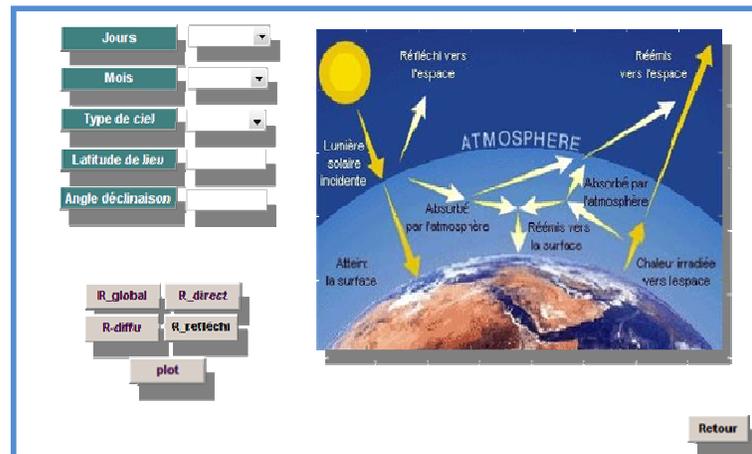
Fenêtre des trois Températures.

3.2. Gisement solaire :

En cliquant sur le bouton « Gisement solaire » la fenêtre suivante s'affiche, on choisi toujours les paramètres du programme c'est à dire :

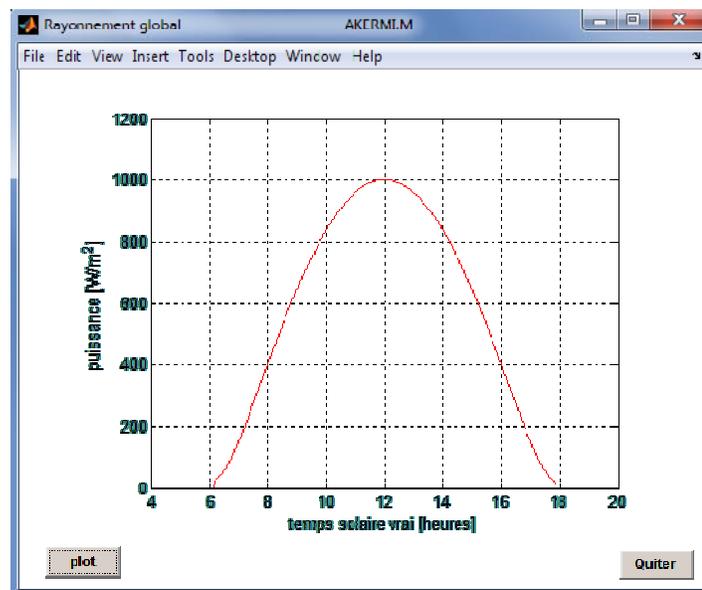
- Jours (de 1 à 365).
- Nombre de mois (de 1 à 12).
- Type de ciel (CTC: ciel très clair, CNCC: condition normal de ciel clair, CCP : ciel clair pollué).
- L'altitude du lieu.
- Angle d'inclinaison

En appuyant sur l'un des boutons (R_global, R_direct, R_diffus, R_reflechi), ensuite sur le bouton « Plot » pour avoir le tracé du rayonnement choisi. Pour revenir au menu principal on appui sur « retour ».



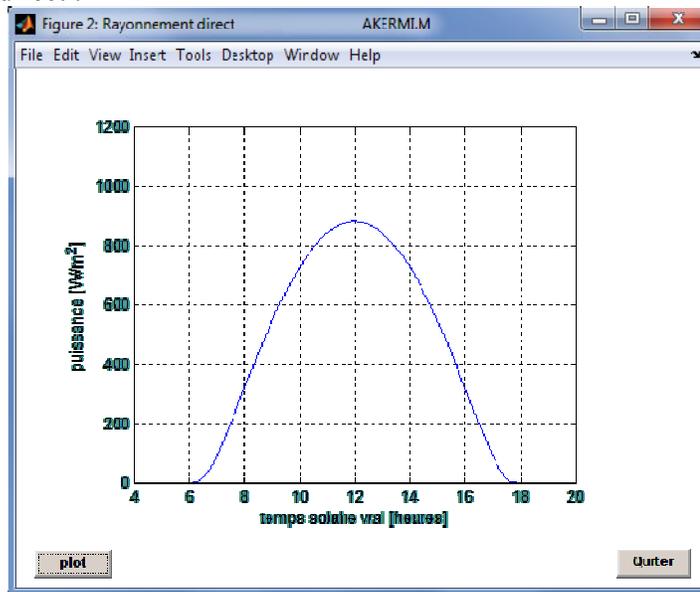
Fenêtre du gisement solaire

Pour le rayonnement global



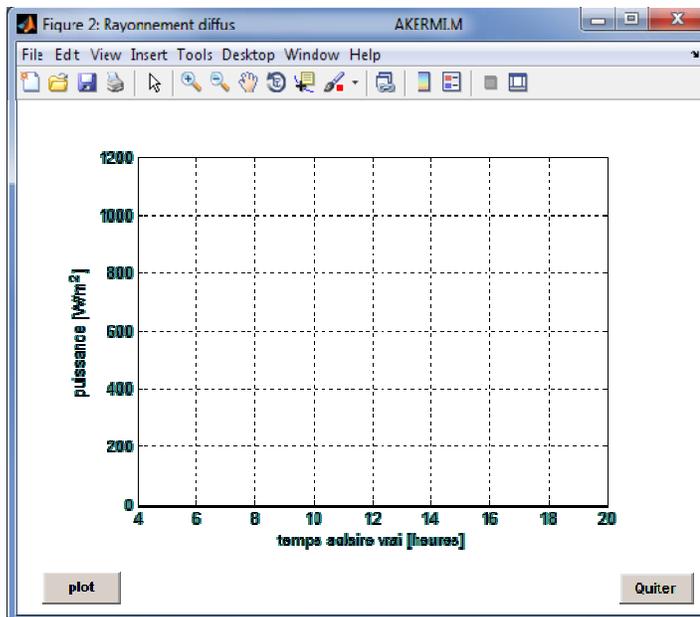
Fenêtre du rayonnement global.

Pour le rayonnement direct :



Fenêtre du rayonnement direct

Pour le rayonnement diffus :



Fenêtre du rayonnement diffus

Discussions et Interprétations des Résultats:

Nous avons résolu le système d'équations non linéaires (4) par la méthode de RUNGE KUTTA d'ordre 4, en utilisant le **PSCSP** sous le langage **Matlab**. Les fonctions « splines » ont été utilisées pour l'interpolation de quelques caractéristiques physiques de l'air et de l'eau qu'on utilise pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection h_c .

Le but de ce programme est de donner les valeurs des différentes températures du capteur (Température du fluide T_f , de l'absorbeur T_b , et du vitrage T_v), en fonction du temps solaire vrai t_{sv} , et suivant une température ambiante T_a supposée constante le long de la journée ainsi que la valeur du rendement du capteur η .

Le programme est exploité aussi pour l'étude de l'influence de quelques paramètres sur le fonctionnement général du capteur étudié (comme l'angle d'inclinaison, la latitude, le rayonnement globale etc.).

1. Evolution des températures du capteur:

Il est évident de montrer que la variation des différentes températures dépend particulièrement de la puissance solaire incidente et des conditions climatiques environnantes.

Nous avons ici les graphes des températures du capteur décrit par les équations finales suivant leur variation au cours de la journée. Nous pouvons alors faire les observations suivantes :

3.1. Graphes des Températures pour le site de TIARET

Nous constatons que le matin, la température de l'eau du capteur T_f varie très peu, au fur et à mesure que le fluide traverse le capteur, elle augmente pour atteindre une valeur maximale qui coïncide avec le maximum du rayonnement globale atteint entre **12h** et **13h**, ce dernier fait augmenter même la température du vitrage T_v (proportions absorbées par celui-ci peut atteindre 6% du rayonnement incident, voir figure 4.1 § 4) qui participe elle-même dans le chauffage de l'absorbeur. L'après midi le rayonnement global diminue, en faisant baisser les températures jusqu'à une valeur proche de celles de la matinée.

De **9h** à **15h** quand l'ensoleillement est au beau fixe, le capteur effectue son travail est chauffe l'eau à des températures allant de **40°C** jusqu'à **56°C** (suivant la température ambiante) pour les mois d'Octobre et Janvier, pour la période allant du moi d'Avril jusqu'à Aout (période estivale) cette température peut atteindre **87°C**. La température du fluide et très proche de celle de l'absorbeur au niveau du capteur à une différence de plus ou moins **3°C**, cette différence est due sans doute du fait qu'il existe des pertes thermiques au niveau de l'absorbeur, mais elles sont très faibles.

La température du vitrage T_v reste faible par rapport à T_f et T_b vue le contact direct avec l'ambiance.

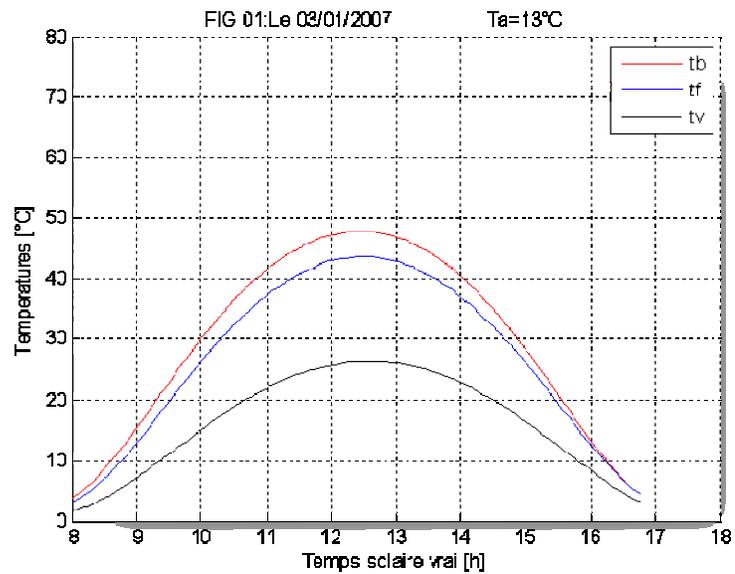


Fig 01 : Evolution des températures au cours de la journée du 03/01/2007

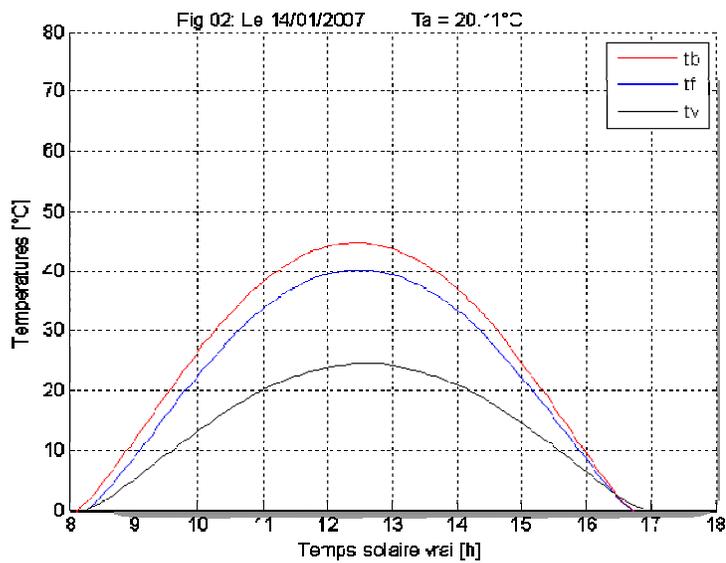


Fig 02 : Evolution des températures au cours de la journée du 14/01/2007

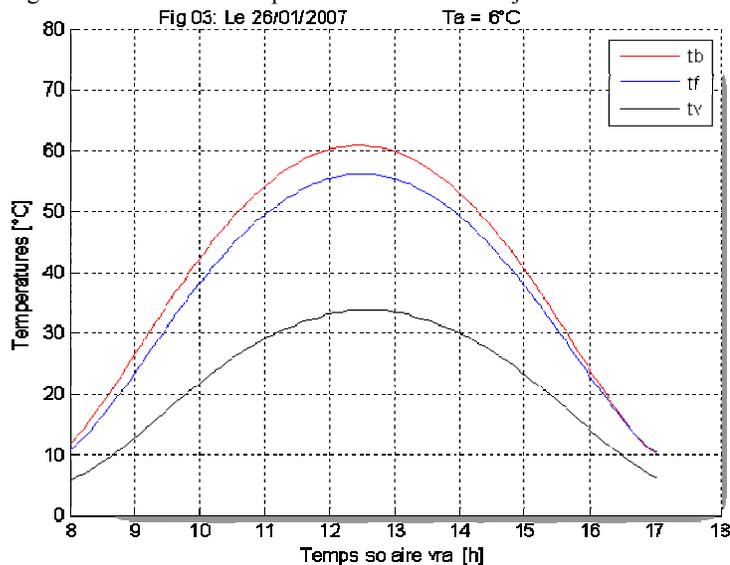


Fig 03 : Evolution des températures au cours de la journée du 26/01/2007

La durée d'ensoleillement réagit positivement sur le rayonnement incident, ainsi que sur les différentes températures, d'une saison à une autre la longueur du jour augmente en faisant augmenter les calories gagnées par l'absorbeur qui influe directement sur T_b , vue la bonne conduction thermique de celui-ci il les transfert presque totalement vers le fluide caloporteur T_f .

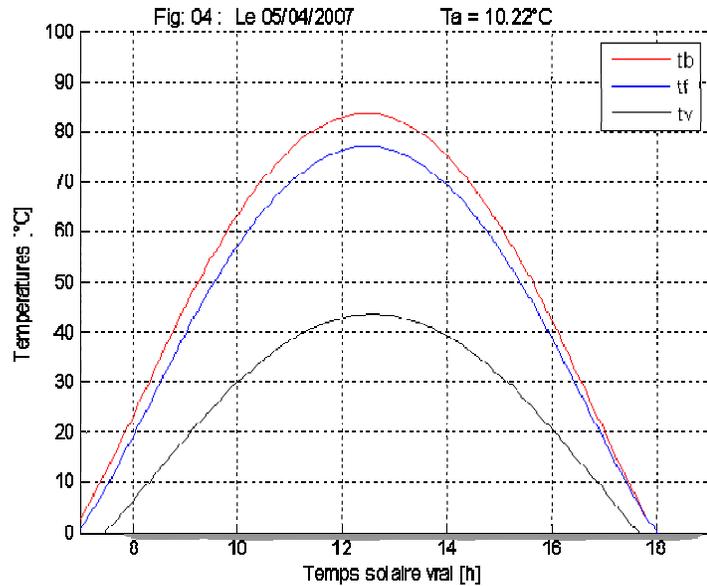


Fig 04 : Evolution des températures au cours de la journée du 05/04/2007

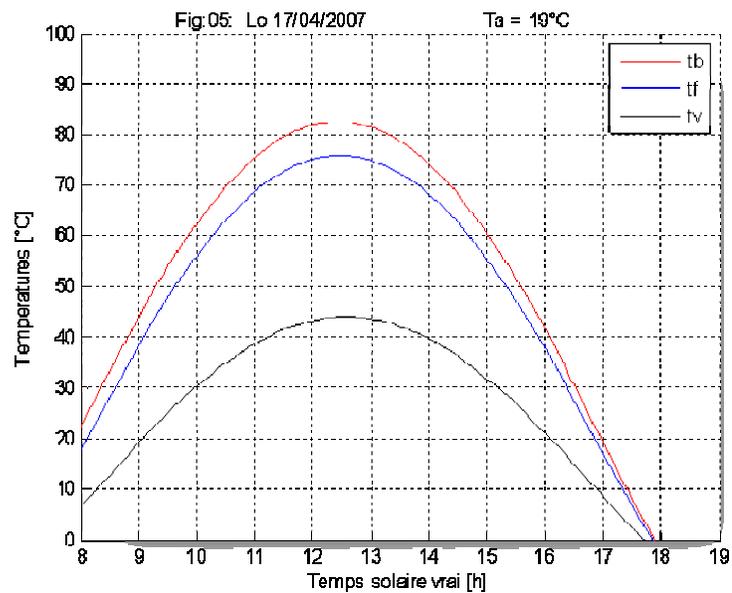


Fig 05 : Evolution des températures au cours de la journée du 17/04/2007

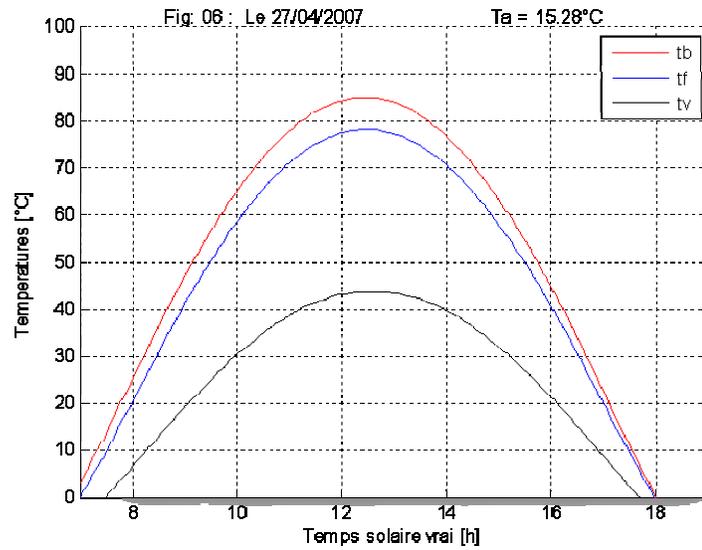


Fig 06 : Evolution des températures au cours de la journée du 27/04/2007

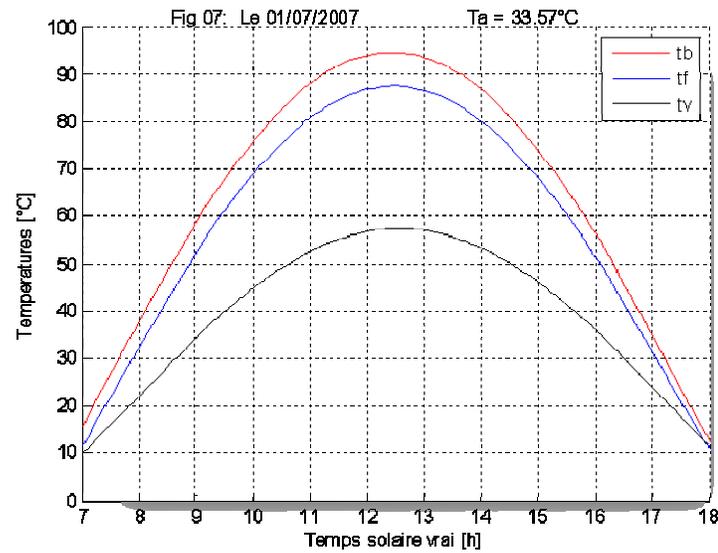


Fig 07 : Evolution des températures au cours de la journée du 01/07/2007

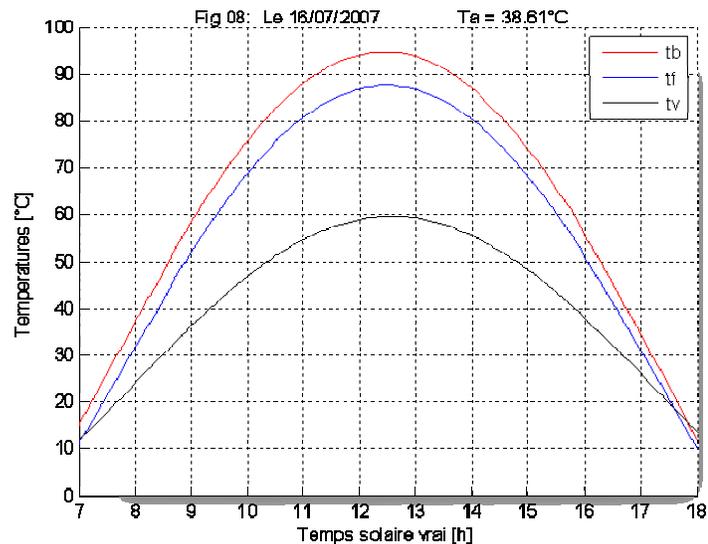


Fig 08 : Evolution des températures au cours de la journée du 16/07/2007

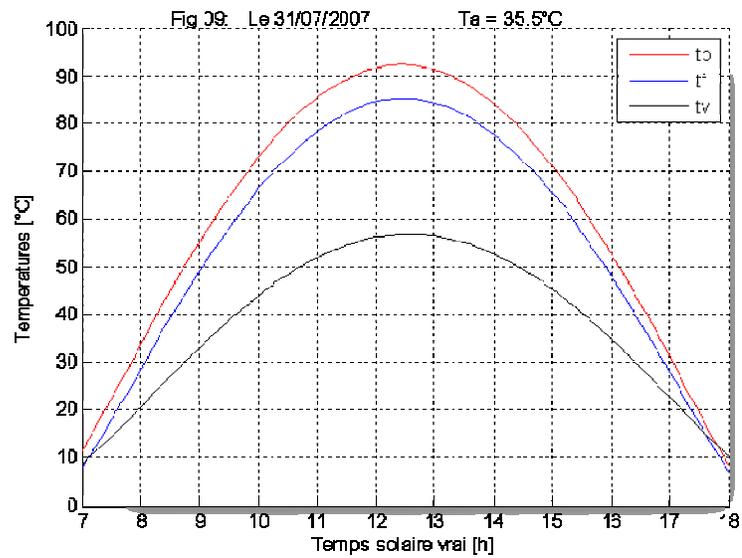


Fig 09 : Evolution des températures au cours de la journée du 31/07/2007

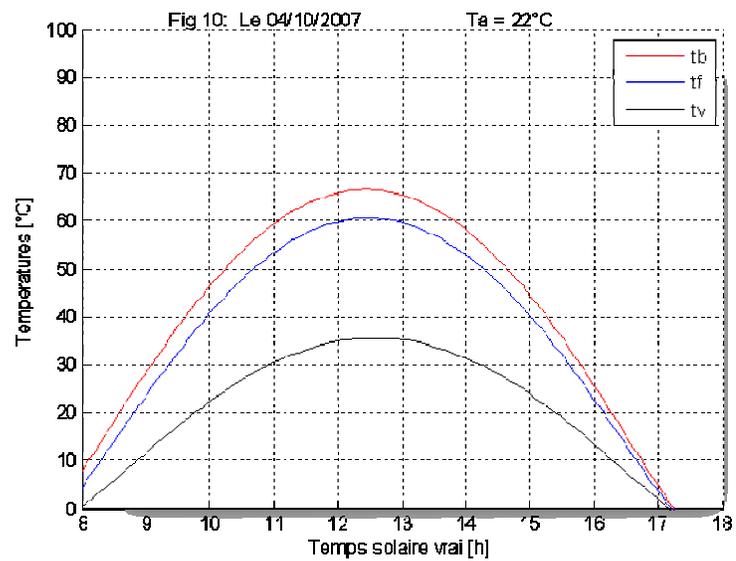


Fig 10 : Evolution des températures au cours de la journée du 04/10/2007

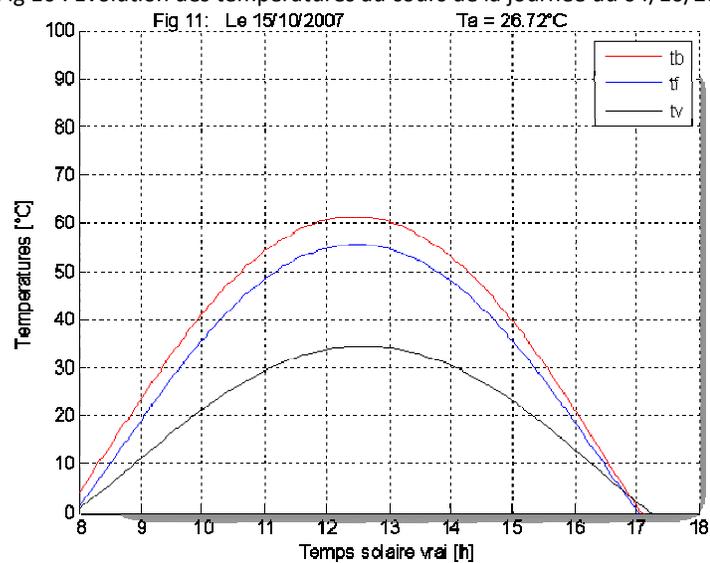


Fig 11 : Evolution des températures au cours de la journée du 15/10/2007

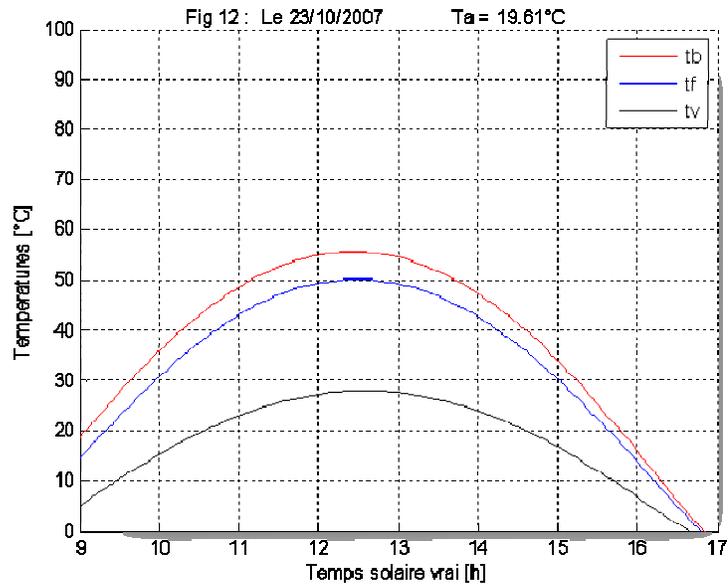


Fig 12 : Evolution des températures au cours de la journée du 23/10/2007

3.4. Graphes des températures pour le site ADRAR

On constate que les températures pour le site d'ADRAR sont plus élevées que celles du site de *TIARET*, et surtout pour les mois d'octobre et janvier, en effet la température du fluide varie de 62°C jusqu'à 69°C en cette période, mais elle est presque constante en été, quelque soit la température ambiante, et sa valeur est de 88°C .

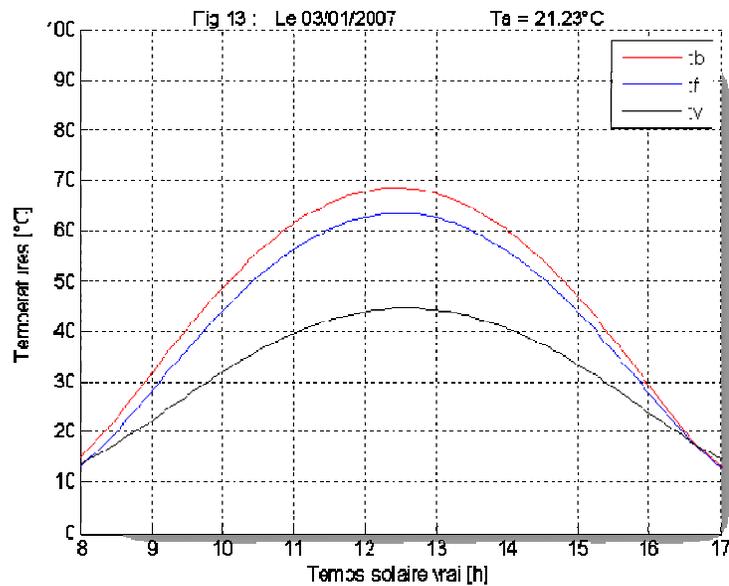


Fig 13 : Evolution des températures au cours de la journée du 03/01/2007

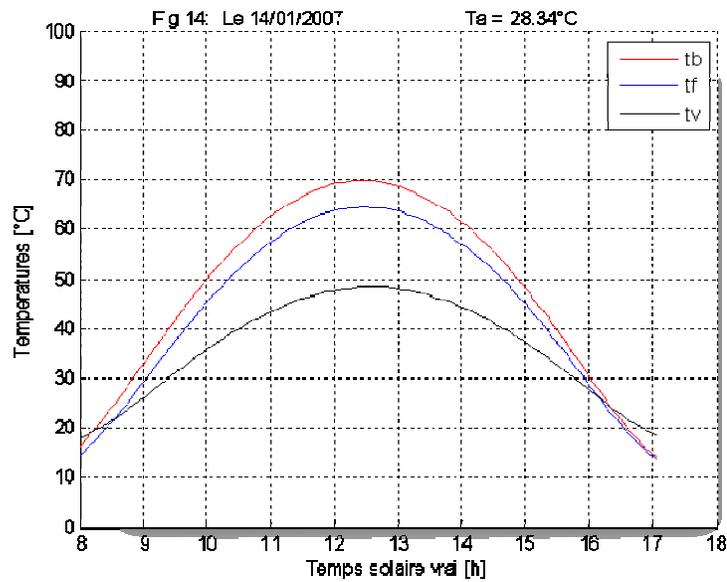


Fig 14 : Evolution des températures au cours de la journée du 14/01/2007

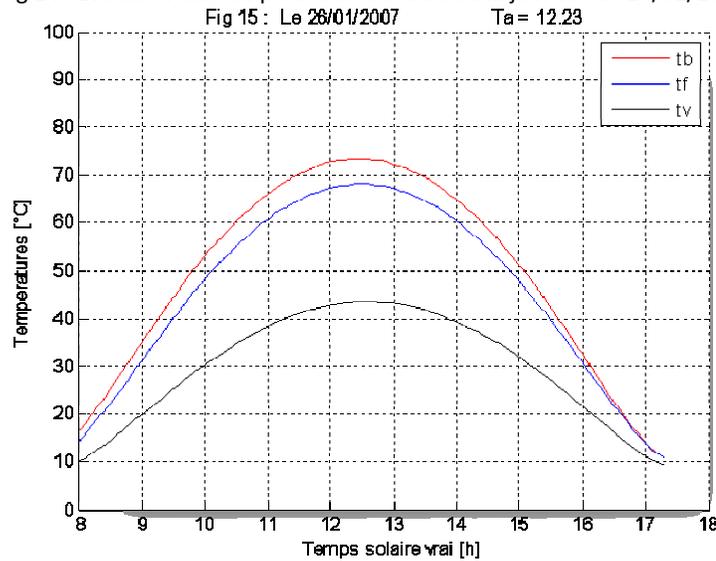


Fig 15 : Evolution des températures au cours de la journée du 26/01/2007

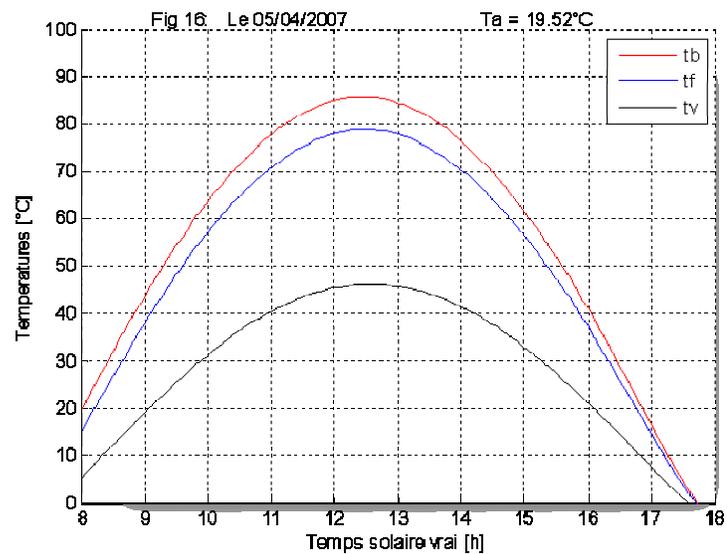


Fig 16 : Evolution des températures au cours de la journée du 05/04/2007

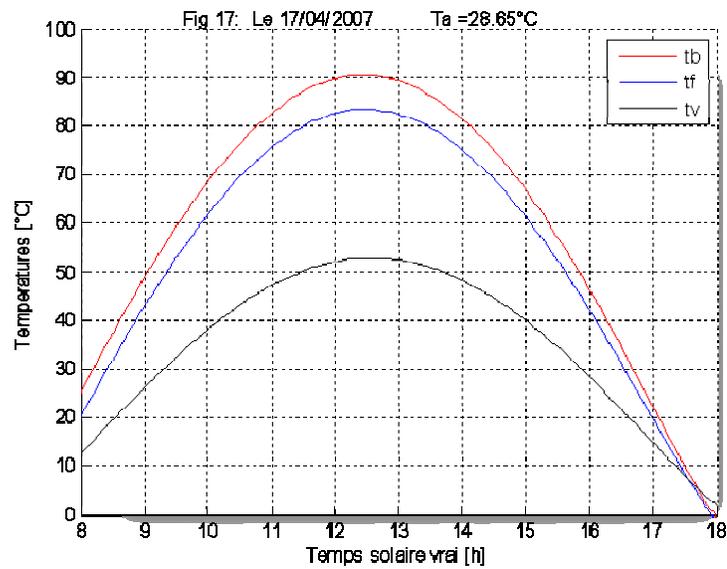


Fig 17 : Evolution des températures au cours de la journée du 17/04/2007

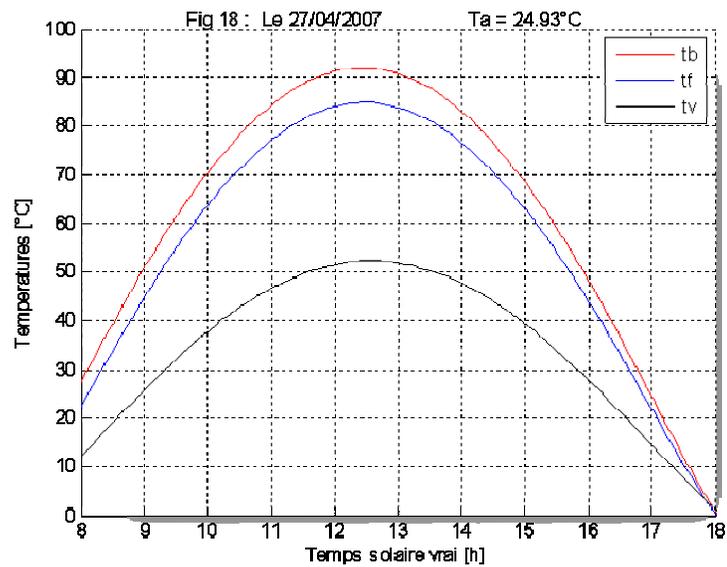


Fig 18 : Evolution des températures au cours de la journée du 27/04/2007

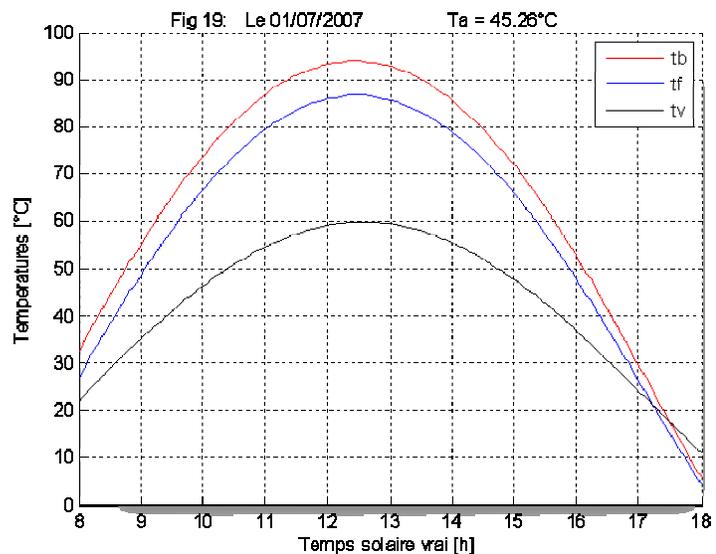


Fig 19 : Evolution des températures au cours de la journée du 01/07/2007

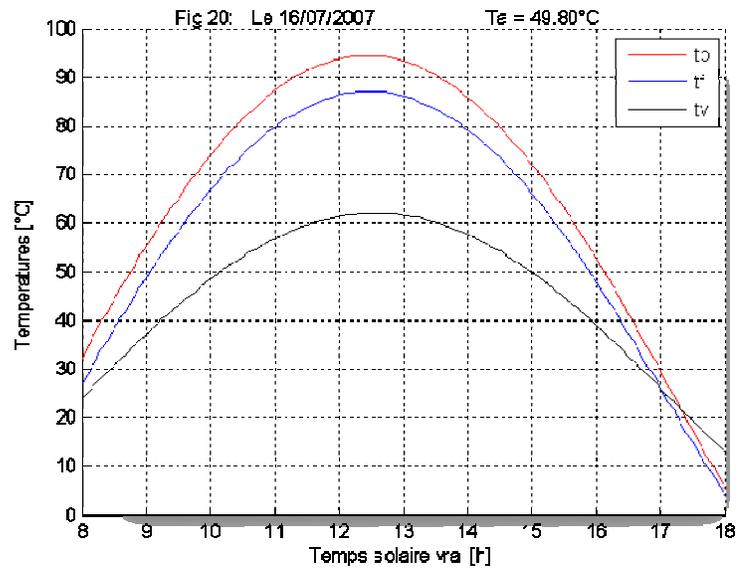


Fig 20 : Evolution des températures au cours de la journée du 16/07/2007

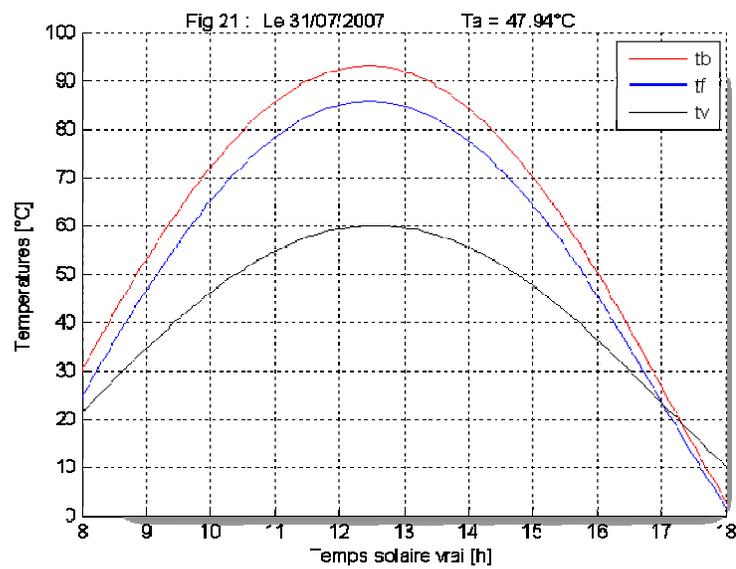


Fig 21 : Evolution des températures au cours de la journée du 31/07/2007

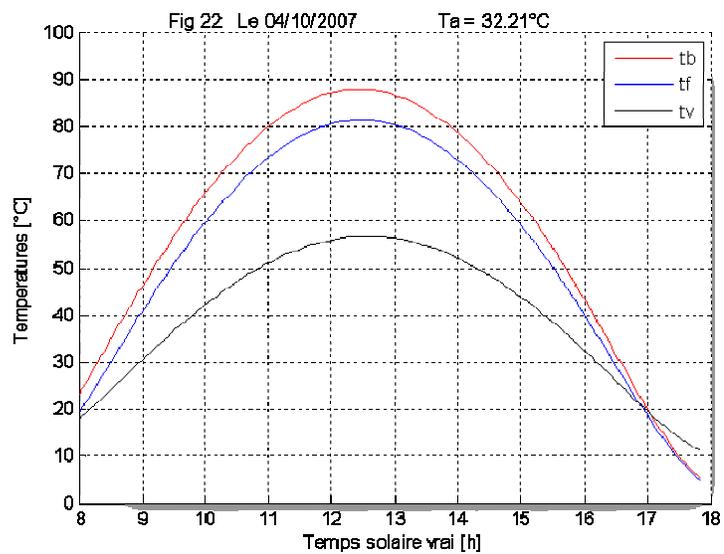


Fig 22 : Evolution des températures au cours de la journée du 04/10/2007

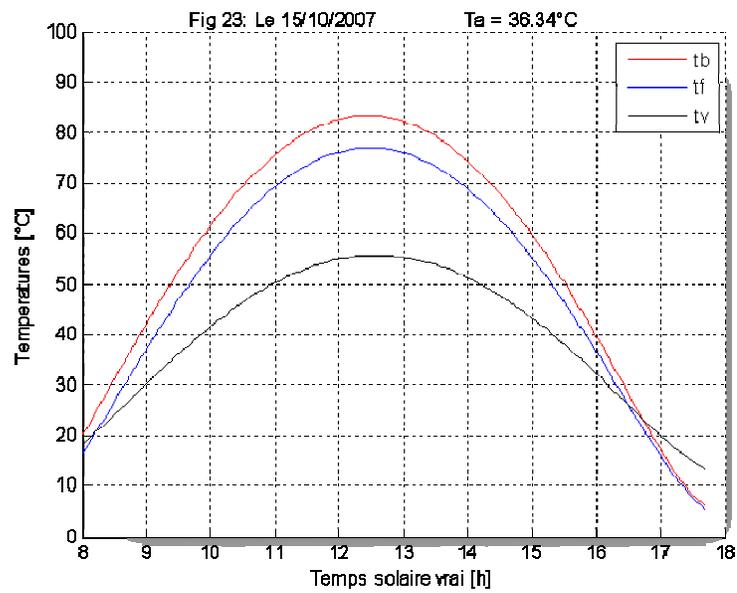


Fig 23 : Evolution des températures au cours de la journée du 15/10/2007

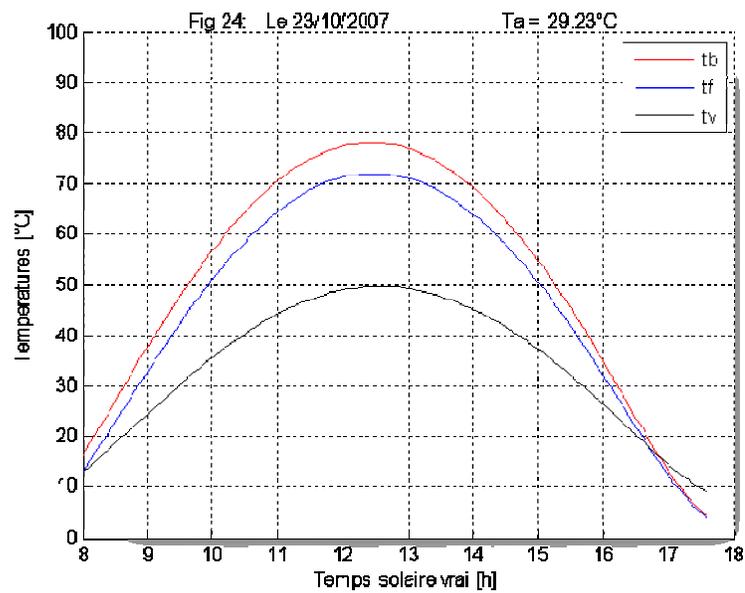


Fig 24 : Evolution des températures au cours de la journée du 23/10/2007

2. Evolution du rayonnement incident sur le capteur:

4.1. Carte du rayonnement de l'ALGERIE

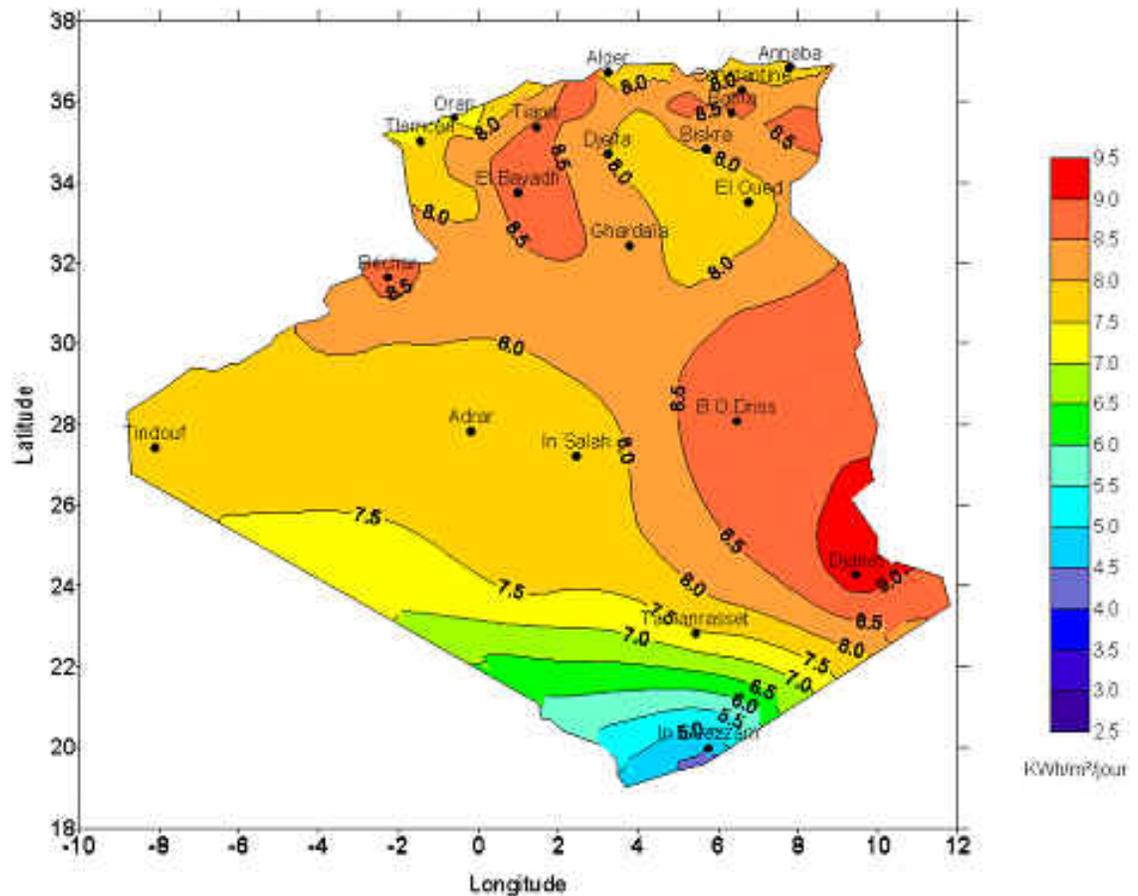


Fig 25 : Irradiation directe journalière reçue sur un plan normal au mois de juillet

4.2. Site de Tiaret

Choix de l'inclinaison

Le choix de l'inclinaison dépend essentiellement de deux paramètres :

- la latitude,
- la saisonnalité des besoins.

Dans la pratique, on utilise généralement un nombre d'inclinaisons standards (30°, 45°, 60°) pour des raisons pratiques. Ceci facilite la définition des supports, et une variation de quelques degrés autour de la valeur optimale à une très faible influence sur les résultats.

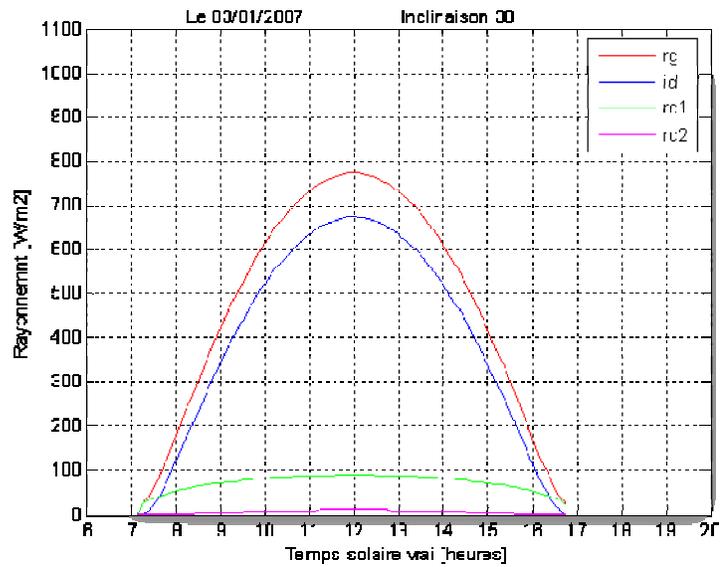


Fig 26 : Rayonnement pour $\alpha = 30^\circ$

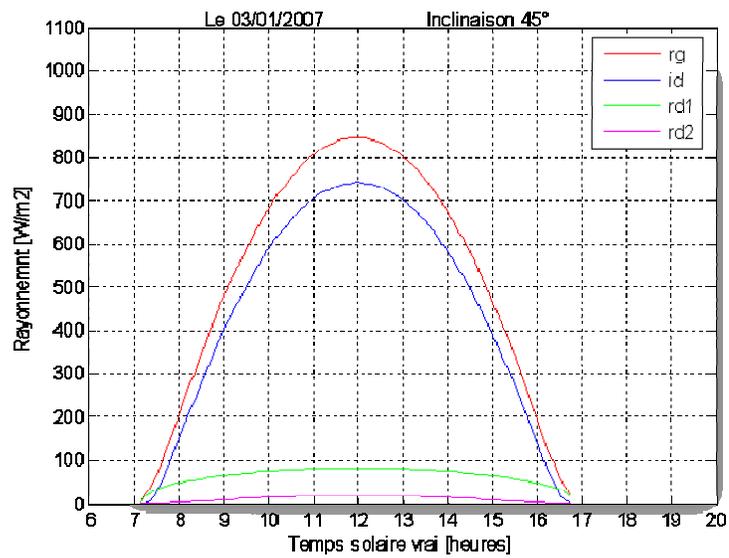


Fig 27 : Rayonnement pour $\alpha = 45^\circ$

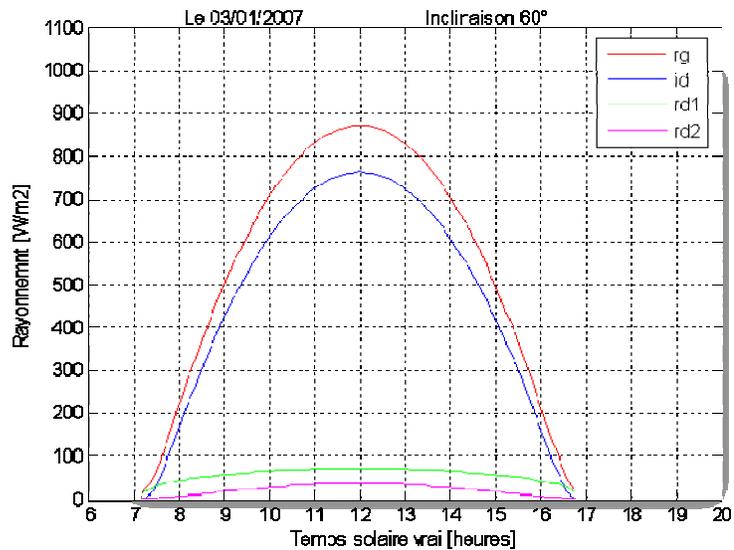


Fig 28 : Rayonnement pour $\alpha = 60^\circ$

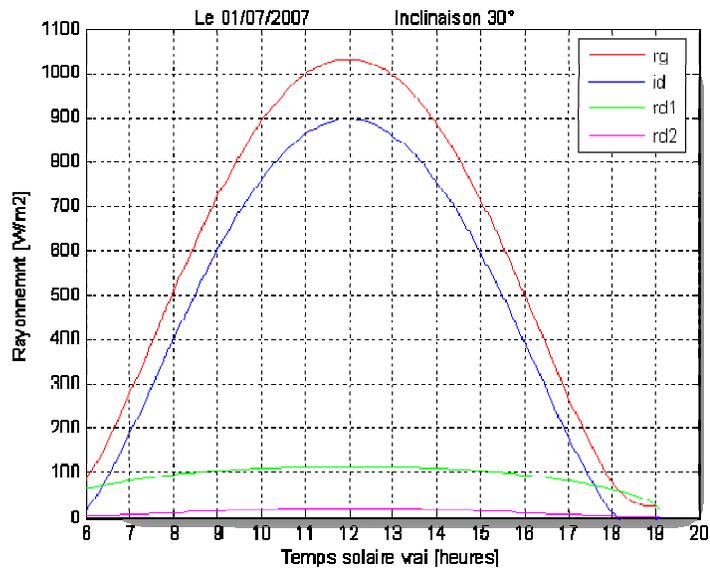


Fig 29 : Rayonnement pour $\alpha = 30^\circ$

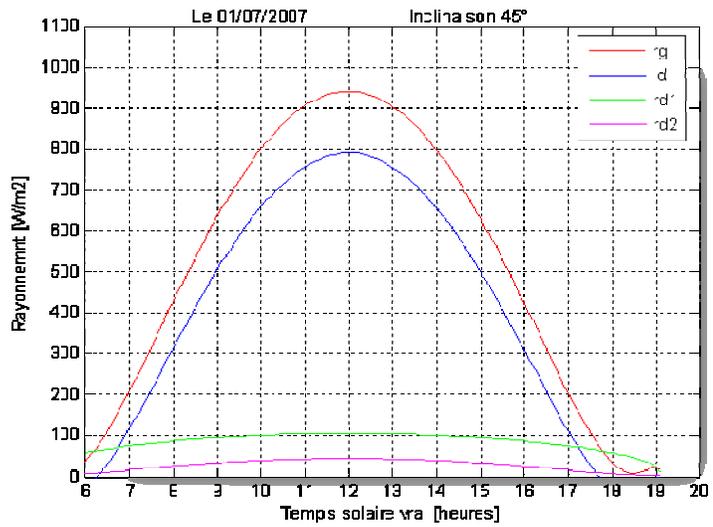


Fig 30: Rayonnement pour $\alpha = 45^\circ$

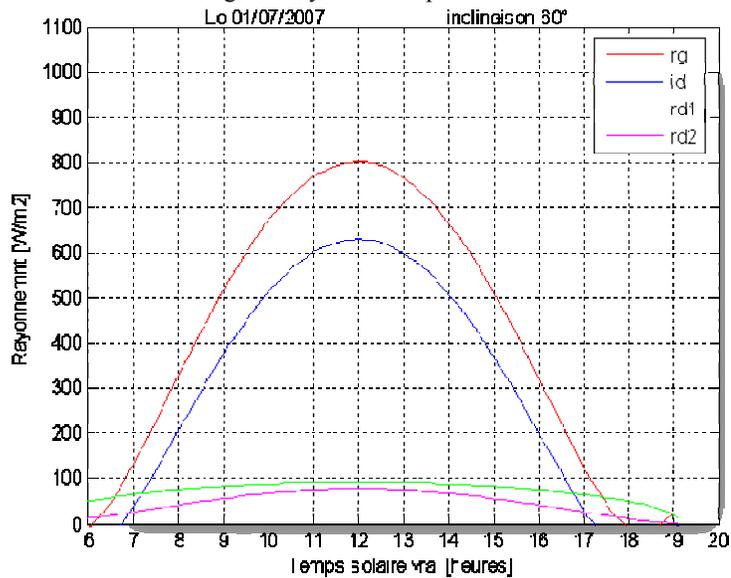
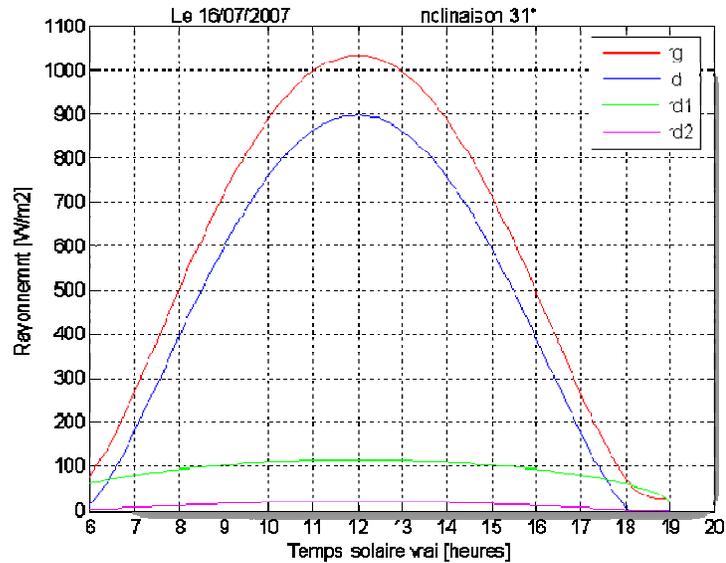
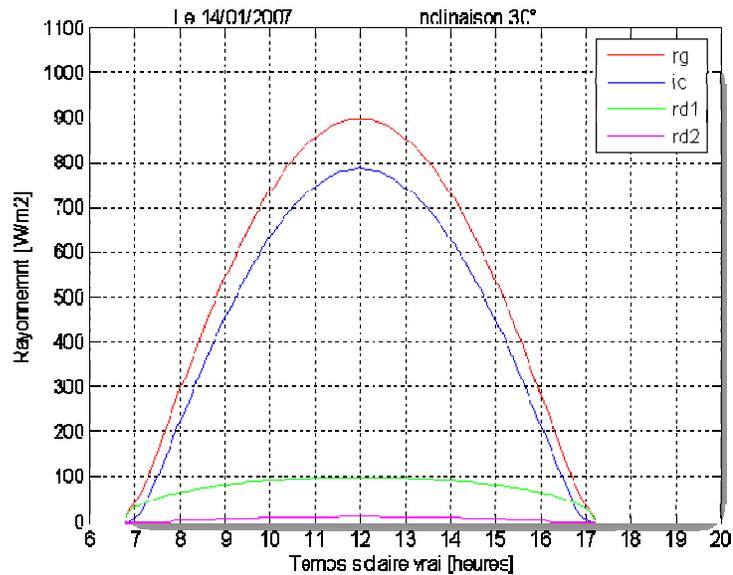


Fig 31: Rayonnement pour $\alpha = 60^\circ$

L'angle d'inclinaison optimal du capteur solaire pour la zone de Tiaret étant de 31° [10], dans ce cas le rayonnement globale atteint la valeur de $1050 \text{ W/m}^2/\text{jour}$, alors que le rayonnement direct est de 900. Alors que pour une inclinaison du capteur de l'ordre de 60° le R_g ne dépasse pas les $800 \text{ W/m}^2/\text{jour}$, et le direct est à 640.

Fig 32 : Rayonnement pour $\alpha = 31^\circ$

4.3. Site d'Adrar

Fig 33 : Rayonnement pour $\alpha = 30^\circ$

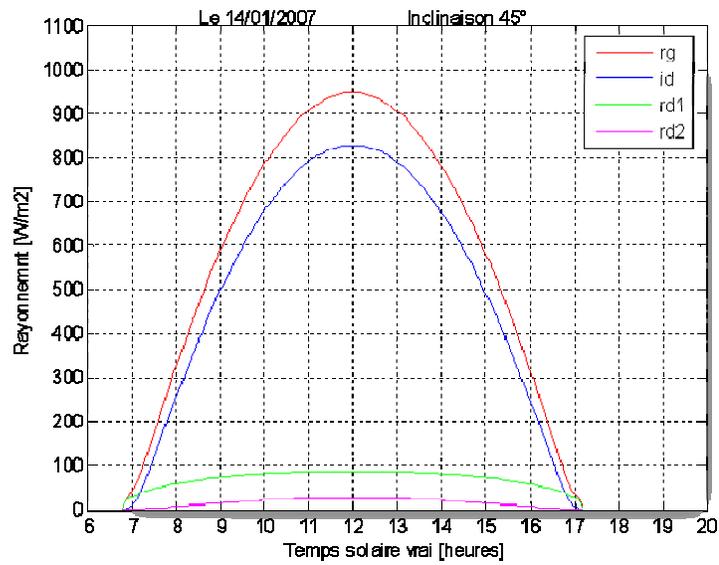


Fig 34 : Rayonnement pour $\alpha = 45^\circ$

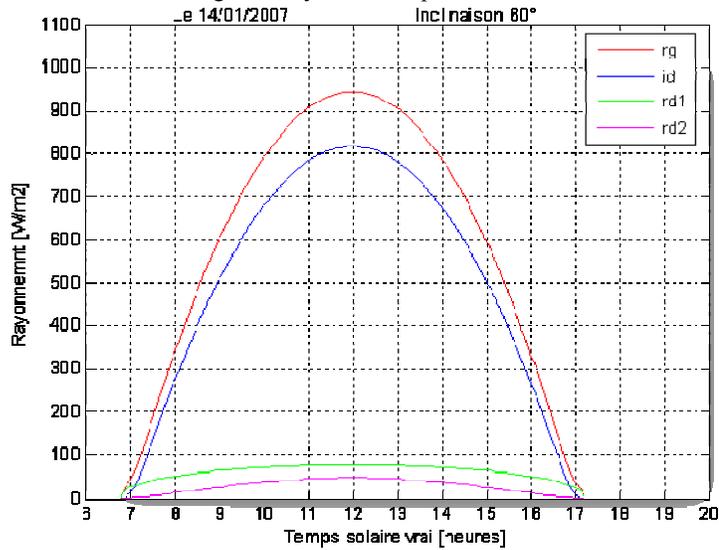


Fig 35 : Rayonnement pour $\alpha = 60^\circ$

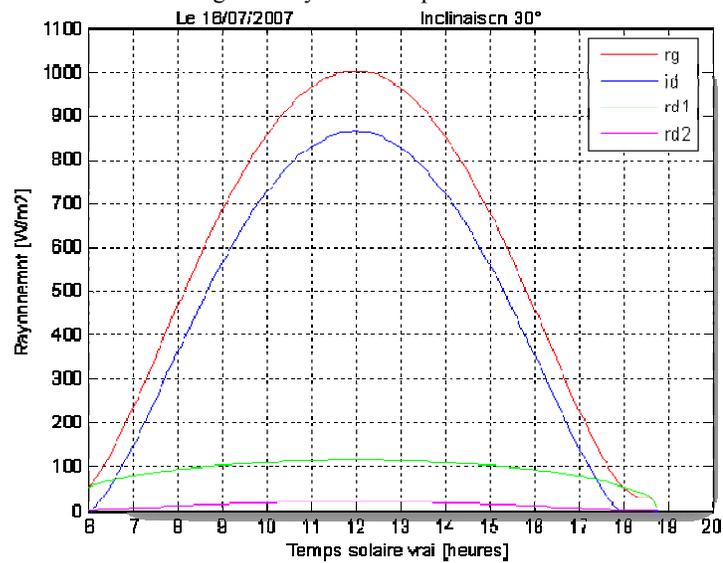


Fig 36 : Rayonnement pour $\alpha = 30^\circ$

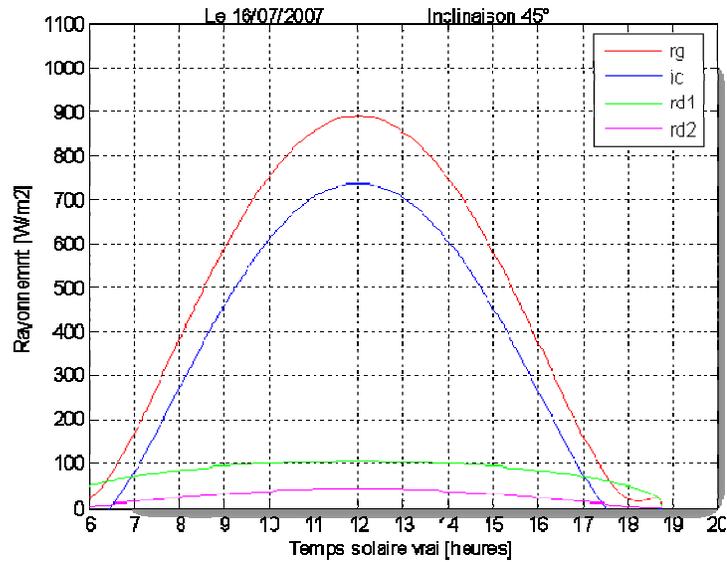


Fig 37 : Rayonnement pour $\alpha = 45^\circ$

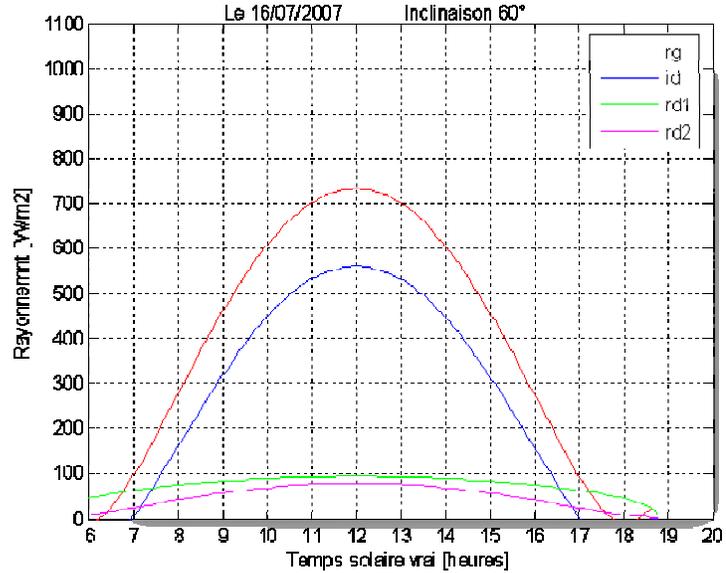


Fig 38 : Rayonnement pour $\alpha = 60^\circ$

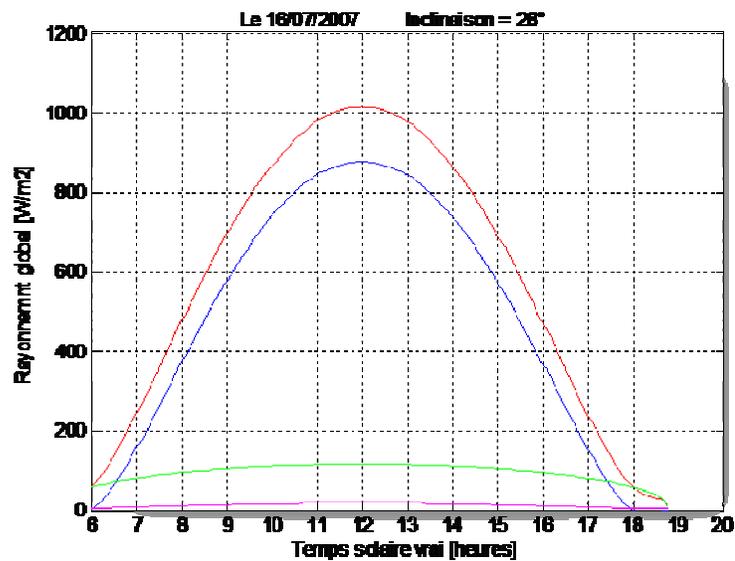


Fig 39 : Rayonnement pour $\alpha = 28^\circ$

5. Graphes du rendement

5.1. Pour le site de Tiaret

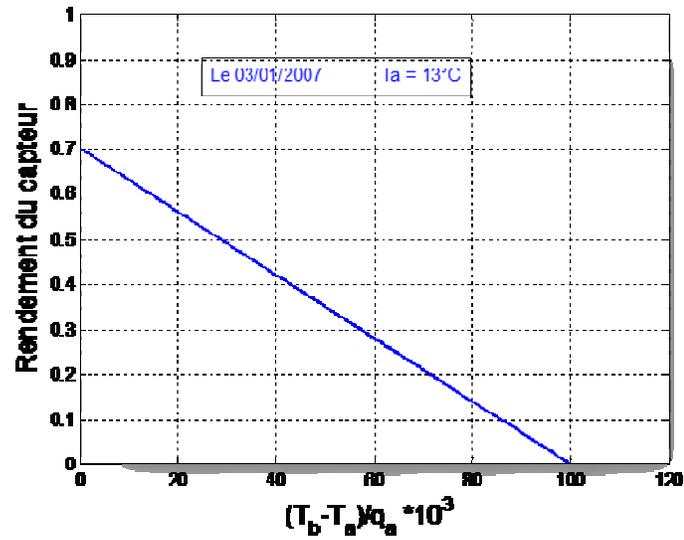


Fig 40 : Rendement du capteur période hivernale

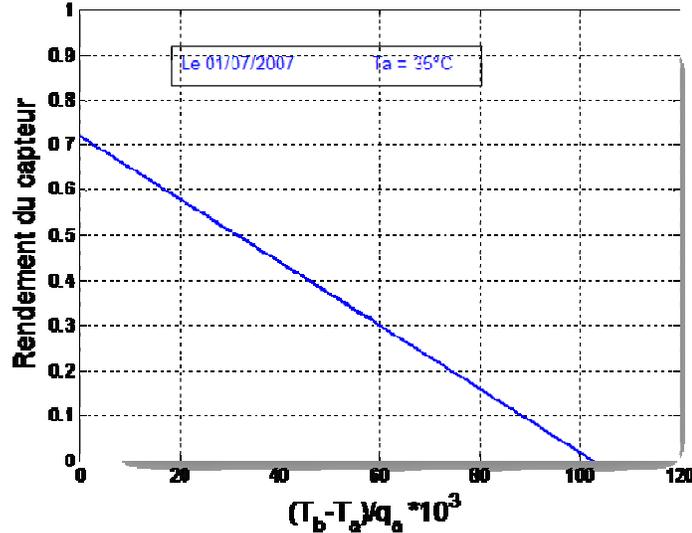


Fig 41 : Rendement du capteur période estivale

5.2. Pour le site d'Adrar

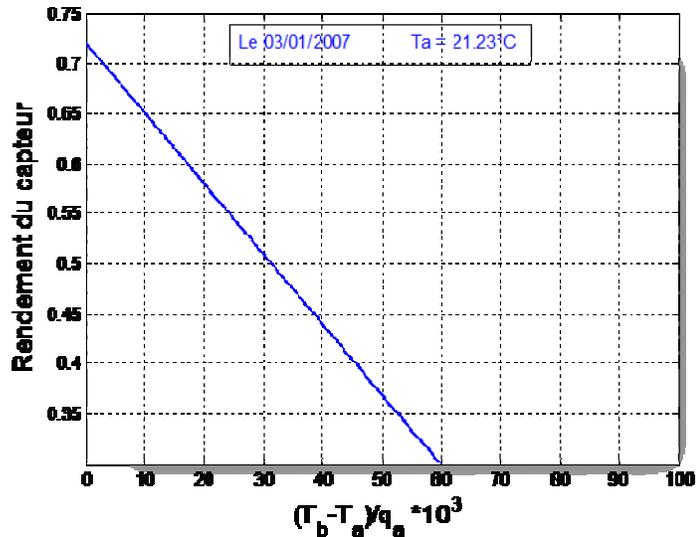


Fig 42: Rendement du capteur période hivernale

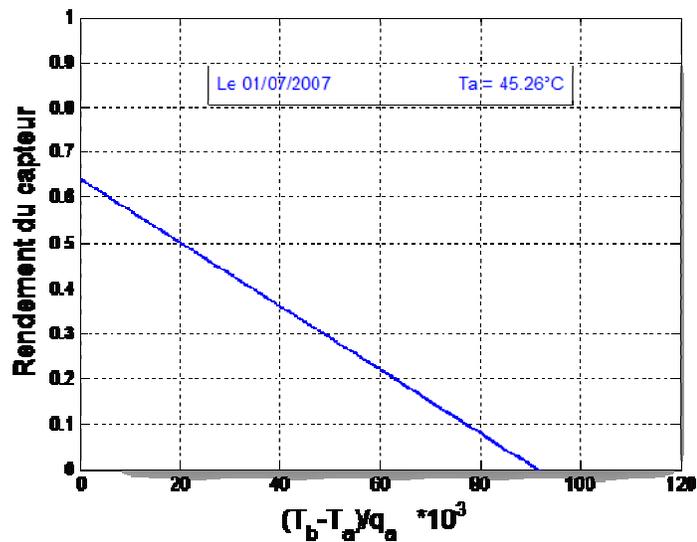


Fig 43 : Rendement du capteur période estivale

5.3. Conclusion

Nous pouvons constater que:

- le rendement du capteur solaire thermique n'est pas le même suivant l'intensité du rayonnement, c'est-à-dire moins le rayonnement est bon et moins on récolte d'énergie sur le capteur, et moins il les transforme en énergie. Mais en plus, moins bon est son rendement propre.

Donc on peut dire que la faiblesse du rayonnement incident agit directement sur le rendement du capteur est le rend plus faible.

- Plus l'écart de températures entre le fluide et l'extérieur est important et moins bon est le rendement, et cela quelque soit le rayonnement.

La conclusion est que quelque que soit la température extérieure, un système solaire thermique doit travailler avec les températures de fluide caloporteur les plus basses possibles.

En plus, dimensionner une surface de capteurs trop importante donnera un moins bon rendement qu'avec une surface plus petite. Et faire fonctionner un système avec une température de fluide supérieure à 95° non seulement ne sert plus à grand chose mais en plus met en péril l'installation (dégradation des composants).

Mettre un maximum de capteurs n'est pas un avantage pour le système de chauffage ni techniquement ni économiquement.

CONCLUSION

L'énergie solaire propre non polluante, disponible sur l'ensemble du globe terrestre évidemment à différente intensité, durable et inépuisable (si l'on compte le temps en millions d'années), n'a pas besoins d'une technologie de pointe pour son utilisation.

Cependant il y a un certains nombre de facteurs rendent son exploitation difficile, principalement l'intermittence du rayonnement solaire et sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire reste tributaire des conditions météorologiques de plus il y a un déphasage entre les besoins en énergie (chaleur) et les apports générés par l'énergie solaire et vu cette indisponibilité il faut toujours prévoir un appoint en énergie pour chaque utilisation, les systèmes solaires sont souvent assistés énergétiquement.

Pour rendre son exploitation plus ou moins facile on procède à des techniques et des dispositifs simples, efficaces et non couteux.

Les différentes technologies de solaire thermique basse température peuvent être considérées comme technologiquement et industriellement matures et proches de la rentabilité. Les capteurs à eau ou fluide caloporteur représentent 99 % du marché

En ce qui concerne les systèmes thermiques à eau, des modèles simplifiés de capteur solaire plan à eau ont été sélectionné. On peut dire que les capteurs solaires valorisent en toute sécurité :

- Une énergie naturelle, propre, et inépuisable.
- Evite le rejet dans l'atmosphère de l'oxyde de carbone:
- l'eau produite à bonne température (de l'ordre de 45 à 80°)
- Les économies représentent 50 à 70% des dépenses d'énergies nécessaires à la production d'eau chaude.
- Son coût est très abordable

Un capteur solaire plan n'est pas seulement un produit qui rend notre vie facile, ce n'est pas un luxe. A l'avenir le choix de ces systèmes sera tous simplement indispensable.

Un gain supplémentaire d'énergie consiste à utiliser les capteurs solaires plans à eau « en thermosiphon » qui sont dépourvus de pompe (et de régulation) : le liquide caloporteur circule grâce à la différence de densité entre ce liquide et l'eau du ballon. Tant qu'il est plus chaud, donc moins dense que l'eau stockée, le liquide primaire s'élève en effet naturellement, par thermo-circulation.

Les composants de ces modèles doivent être soigneusement dimensionnés. Leur implantation relève en effet du "sur mesure" : elle nécessite un certain savoir-faire, et des précautions de mise en œuvre.

Ce travail propose une simulation numérique du chauffage de l'eau circulant à l'intérieur d'un tube absorbeur d'un capteur solaire plan thermosiphon.

A partir des échanges thermiques qui ont lieu, un modèle mathématique est établi pour contrôler la température du fluide ainsi que les températures de l'absorbeur et de la vitre. La simulation du processus du chauffage du fluide est effectuée heure par heure du lever du soleil jusqu'au coucher. Les résultats obtenus montrent qu'il y a un écart de température important de l'entrée du capteur jusqu'à la sortie pour les jours de tests considérés.

Le programme informatique utilisé pour la simulation de la température de sortie du fluide caloporteur en comparaison avec celle de l'absorbeur et de la vitre en fonction du temps, la température ambiante et de la position géographique du lieu, a été développé en langage Matlab2009a. La température de la plaque absorbante est la plus élevée. Ceci peut être justifié par son pouvoir d'absorption qui est important pour le rayonnement solaire. Ce phénomène est plus accentué si la plaque est recouverte par une couche sélective. La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans globaux des énergies, prend en compte les conditions initiales associées au capteur. Les résultats de simulation numérique permettent de découvrir les profils de température de l'absorbeur, le vitrage et le fluide caloporteur.

L'étude numérique montre que la température du fluide dépasse le seuil de 348°K est particulièrement obtenue au midi solaire vrai pour la période d'été au site de TIARET et s'approche de 360°K au site de ADRAR. Même en période hivernale cette température reste plus ou moins bonne et atteint 330°K pour la zone de TIARET, et dépasse 345°K pour ADRAR. Ces résultats sont très encourageants pour des applications de ce type de capteur pour des utilisations domestiques du chauffage de l'eau.

A travers cette étude, nous avons tenté d'apporter une analyse sur le comportement thermique d'un capteur solaire plan à eau. Les approches et les procédures utilisées permettent de donner et de fournir des résultats et des fonctions qui déterminent les évaluations des différentes températures. A la lumière de cette étude, nous voulons montrer qu'une bonne utilisation d'une méthode de linéarisation (choix des conditions initiales et des paramètres climatiques adéquats) permet la description qualitative et quantitative du comportement des températures des éléments étudiés.

PERSPECTIVES

Le travail qui a été entrepris dans ce mémoire doit être considéré comme une modeste contribution dans la compréhension des phénomènes complexes régissant les transferts thermiques dans les capteurs solaires.

On a vu qu'il est possible de déterminer l'ensoleillement reçu, heure par heure, par un capteur solaire plan fixe, quelles que soient son orientation δ et son inclinaison α . Mais si le capteur est muni d'un dispositif de poursuite du soleil, les valeurs de α et δ doivent être recalculées à chaque pas de temps (un suivi double devrait garantir une incidence normale des rayons solaires), ce qui améliore le rendement du capteur.

Il est noté qu'une circulation forcée crée une turbulence au sein du fluide caloporteur, et donc un milieu plus favorable pour le transfert thermique, la température de sortie du capteur sera plus haute (jusqu'à 120 °C), mais la consommation électrique de la pompe n'est pas gratuite, de ce fait, une conversion photovoltaïque injectée dans le système peut jouer un rôle économique très important. Finalement l'association d'un tel système à un système d'appoint sera très avantageuse et permettra à l'utilisateur de couvrir ses besoins énergétiques (chauffage et eau chaude sanitaire) à très faible coût.

Nous espérons pouvoir participer à l'amélioration et à la contribution des études concernant la conversion thermique de l'énergie solaire, et surtout les capteurs thermodynamiques, et dans un proche avenir, nous valorisons la formation que nous avons acquise en ces domaines et poursuivrons les études que nous n'avons fait qu'aborder.