

**THESE**  
**DE MAGISTER**  
**en**  
**PHYSIQUE ÉNERGETIQUE**

*Présentée par*  
M<sup>lle</sup> LILA MOKHTARI

**THEME**

*Etude Expérimentale et de simulation  
par C.A.O. des performances d'un  
chauffe-eau solaire à thermosiphon*

Soutenue le 11 Octobre 1995 devant la commission d'examen :

**Président** : Mr N. CHABANE-SARI, M.C, Université de Tlemcen.

**Encadreurs** : Mr B. BENYOUCEF, Professeur, Université de Tlemcen.

**Examineurs** : \* Mr M. BELHAMEL, M.R, C.D.E.R, Alger  
\* Mr H. AOURAG, M.C, Université de Sidi Bel-Abbès  
\* Mr F. BENYAROU, C.C, Université de Tlemcen

ANNEE UNIVERSITAIRE : 1995 - 1996

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

DEDICACES

*A*

*Mon père, ma mère pour leur soutien*

*Toute ma famille, en particulier Wassila*

*Mon neveu Abdelghani Aissam*

*Toutes mes amies*

*Tous ceux qui me sont chers (es).*

## REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué dans les laboratoires du centre de développement des énergies renouvelables de **Bouzareah**, et le laboratoire d'énergétique de l'institut des Sciences Exactes de **Tlemcen**, que les responsables de ces laboratoires trouvent ici ma profonde reconnaissance.

Je tiens à exprimer ma plus profonde gratitude à Monsieur **B. BENYOUCEF**, professeur à l'université de **Tlemcen** pour avoir dirigé mon travail, toute ma reconnaissance et mes respects.

Je remercie très chaleureusement Monsieur **N. CHABANE-SARI**, maître de conférence à l'université de **Tlemcen**, pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury de thèse.

Mes remerciements les plus élogieux vont à Monsieur **M. BELHAMEL**, maître de recherche au **CDER de Bouzareah** pour avoir accepté de juger ce travail.

Mes sincères remerciements vont à Monsieur **H. AOURAG**, maître de conférence à l'université de **Sidi Bel-Abès** pour nous avoir honorés par sa présence au jury.

Je formule mes sincères remerciements à Monsieur **F. BENYAROU**, chargé de cours à l'université de **Tlemcen** pour ses conseils et pour avoir accepté de faire partie du jury de thèse.

Que Monsieur **A. ZERROUKI**, Attaché de recherche au **CDER de Bouzareah**, Veuillez trouver ici, l'expression de ma grande estime et ma reconnaissance pour ses conseils, a été un guide précieux dans l'élaboration de ce travail.

Mes vifs remerciements vont aussi à Messieurs **OUAZZANE, HAMID, LAFRI** et **KHOUKHI** pour l'aide et l'intérêt qu'ils ont porté à mon étude.

Je tiens à présenter mes remerciements à toute personne ayant contribué directement ou indirectement à ce travail, en particulier messieurs **F. BENYAROU** et **A. ZERROUKI**, sans oublier **Mr JEROME ADNOT** directeur de l'école de mine de **PARIS**.

## NOMENCLATURE

- Ac : surface de captation [ m<sup>2</sup> ]
- Alat : surface de l'isolant latéral [ m<sup>2</sup> ]
- As : surface deperitive du stockage [ m<sup>2</sup> ]
- AsUs : coefficient global de deperitions du stockage [ W/K ]
- BN : besoin energetiques nominaux en eau chaude [ MJ / jour ]
- b : paramètre fonction du coefficient de pertes thermiques globales, de la conductivité de l'absorbeur et de l'épaisseur de l'ailette.
- Cp : chaleur spécifique de l'eau [ KJ/kg.k ]
- De : diamètre externe du tube de l'absorbeur du capteur [ n ]
- Di : diamètre interne de du tube de l'absorbeur du capteur [ n ]
- dQa : puissance solaire absorbée par la plaque absorbante [ W ]
- dQb : Puissance thermique transmise à travers les deux ailettes jusqu'a la paroi externe du tube [ W ]
- dQu : puissance utile récupérée par le fluide caloporteur [ W ]
- dQx : puissance arrivante sur un élément de l'ailette de l'absorbeur [ W ]
- dQx + dx : puissance sortante de l'élément de l'ailette de l'absorbeur [ W ]
- dx : élément de largeur du capteur [ m ]
- dy : élément de la longueur du capteur [ m ]
- Eg : flux incident sur une surface inclinée [ W / m<sup>2</sup> ]
- e : épaisseur de la vitre [ m ]
- F : rendement de l'ailette de l'absorbeur des capteurs.
- Fr : facteur de conductance de l'absorbeur.
- F' : efficacité de l'absorbeur.
- G : le coefficient de déperdition de l'habitation.
- g : accélération de pesanteur [ m<sup>2</sup>/S ]
- H : irradiation solaire totale, incidente sur le plan des capteurs pendant une journée [ mj/m<sup>2</sup> ]
- I : flux incident sur une surface horizontale [ w/m<sup>2</sup> ]
- K : conductivité de l'absorbeur [ W / mK ]
- Kb : conductivité de l'isolant arrière [ W / mk ]
- Kx : coefficient d'extinction du verre [ n<sup>-1</sup> ]
- HF : la force totale due au pertes de charges dans le système .
- HT : la force motrice de l'eau dans le système .
- H1, H2 .....H6 : hauteurs [ m ]
- L1, L2 .....LB : longueurs [ m ]
- m : débit massique [ Kg / S ]

- $m_{\text{sou}}$  : débit de puissance [ Kg / s ]  
 $MB$  : consommation journalière d'eau chaude [ Kg / jour ]  
 $Ms$  : capacité massique du stockage [ kg ]  
 $N$  : nombre de couverts.  
 $n$  : nombre de tubes de l'absorbeur.  
 $Rb$  : facteur géométrique convertissant le rayonnement direct incident sur un plan horizontal en rayonnement direct incident sur un plan incliné.  
 $Rd$  : facteur géométrique convertissant le rayonnement diffus incident sur un plan horizontal en rayonnement diffus incident sur un plan incliné.  
 $t$  : temps [ S ]  
 $t_{\text{BRA}}$  : temps caractéristique du système [ S ]  
 $T$  : température [ K ]  
 $T_{\text{amb}}$  : température ambiante [ K ]  
 $T_{\text{BRA}}$  : température asymptotique de l'équation différentielle du stockage brassé [ K ].  
 $TC$  : température de l'eau du réseau d'alimentation [ K ].  
 $TS$  : température du stockage [ K ].  
 $T_b$  : température basse de l'ailette [ K ].  
 $T_e$  : température de la paroi externe du tube [ K ].  
 $T_f$  : température du fluide [ K ].  
 $TP$  : température de l'absorbeur [ K ].  
 $U_{\text{ar}}$  : coefficient du capteur de pertes thermiques vers l'arrière [ W / m<sup>2</sup> K ]  
 $U_{\text{lat}}$  : coefficient de pertes thermiques latérales [ W / m<sup>2</sup> K ]  
 $U_L$  : coefficient de pertes thermiques globales [ W / m<sup>2</sup> K ]  
 $W$  : distance égale à la largeur de l'ailette plus le diamètre du tube du capteur.  
 $V$  : vitesse d'écoulement du fluide [ m / S ]

### Lettres Grecques

- $\eta$  : rendement du capteur.  
 $\eta_0$  : rendement optique du capteur.  
 $\theta$  : angle d'incidence du rayonnement solaire [ degrés ]  
 $(\tau\alpha)$  : paramètre caractérisant la fraction d'énergie absorbée de l'énergie incidente.  
 $\alpha$  : coefficient d'absorption [ n<sup>-1</sup> ]  
 $\beta$  : inclinaison du capteur [ degrés ]  
 $\sigma$  : constante de STEPHEN - BOLTZMANN [ W / m<sup>2</sup> . K<sup>4</sup> ]  
 $\rho$  : densité [ Kg / m<sup>3</sup> ]

# SOMMAIRE

INTRODUCTION .....	1
<b>1<sup>ERE</sup> PARTIE : ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE NATIONAL</b>	
<b>CHAPITRE I : GENERALITES</b> .....	<b>5</b>
I. Effet de serre.....	6
II. Généralités sur les chauffe-eau solaire .....	7
II.A. Chauffe-eau individuels .....	7
1. Chauffe-eau à thermosiphon .....	7
2. CES avec échangeur dans le circuit primaire .....	8
3. CES avec circulateur .....	8
4. CES avec échangeur dans le circuit secondaire .....	9
II.B. Chauffe-eau collectifs .....	9
II.C. Système pour procédés industriels.....	10
<b>CHAPITRE II : DESCRIPTION DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE</b> .....	<b>11</b>
I. Description du chauffe-eau solaire .....	12
I.1. Capteur plan .....	14
I.1.1 Le boîtier .....	14
I.1.2 Couverture transparente .....	15
I.1.3 L'absorbeur .....	15
I.1.4 Isolation thermique .....	17
I.2. La cuve de stockage .....	17
I.3. Tubes de raccords .....	18

<b>CHAPITRE III : MODELISATION MATHEMATIQUE</b> .....	19
I. Calcul optique .....	20
II. Modélisation du chauffe-eau solaire à circulation naturelle .....	22
II.1. Introduction .....	22
II.2. Modélisation du capteur plan .....	23
II.2.1 Puissance thermique utile recueillie à la surface externe du tube .....	24
II.2.2 Puissance thermique en fonction de la température du fluide .....	26
II.2.3 Puissance thermique en fonction de la température d'entrée du fluide .....	27
II.3. Calcul du coefficient de pertes thermiques globales UL .....	30
II.4. Modélisation de la cuve de stockage .....	33
III. Etude de la circulation de l'eau dans le système .....	36
III.1 Estimation du débit massique .....	36
<b>CHAPITRE IV : SIMULATION</b> .....	42
I. Introduction .....	43
II. Organisation .....	43
III. Méthodologie .....	45
IV. Résultats et conclusions .....	45
Conclusion .....	55
<b>CHAPITRE V : EXPERIMENTATION</b> .....	56
I. Introduction .....	57
II. Description du banc d'expérimentation .....	57
III. Mesures des différents paramètres .....	58
III.1 Les températures .....	58
III.2 Débit d'eau .....	59
III.3 L'éclairement solaire .....	60
III.4 La température ambiante .....	61
IV. Appareil de mesure utilisé .....	61
IV.1 Le pyranomètre .....	61
IV.2 Enregistreur .....	62

V. Déroulement de l'expérimentation .....	63
V.1 Calcul des incertitudes .....	64
V.2 Résultats et conclusions .....	66
Conclusion .....	74

## 2<sup>EME</sup> PARTIE : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE NATIONAL

### CHAPITRE VI : METHODE DE CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME

I. Introduction .....	76
II. Méthodes de tests des chauffe-eau solaire .....	76
II.1 Méthode EDF	
a) Calcul de l'énergie récupérée par le capteur .....	76
b) Calcul des besoins et de l'énergie distribuée .....	77
II.2 Méthode F- Chart .....	79
II.3 Méthode « Entrée Sortie » .....	80
A. Introduction .....	80
B. Présentation de la méthode .....	80
Conclusion .....	86

### CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CES PAR LA METHODE « Entrée Sortie »

I. Introduction .....	88
II. Expérimentation .....	88
II.1 Déroulement de l'expérimentation .....	88
II.2 Les paramètres mesurés .....	90
II.3 Résultats et conclusions .....	91
III. Simulation .....	94
IV. Analyse détaillée des résultats de la simulation .....	97
Conclusion générale .....	107

# INTRODUCTION

---

## INTRODUCTION

### INTRODUCTION :

La croissance de la demande énergétique dans le monde a largement stimulé la recherche de nouvelles sources d'énergie, avec les progrès scientifiques et techniques de ces dernières années, l'énergie solaire paraît comme une alternative intéressante aux énergies d'origine fossiles ou fossiles.

La production d'eau chaude sanitaire par le biais de l'énergie solaire est certainement à l'heure actuelle l'application la plus répandue de cette énergie, plusieurs millions de chauffe-eau solaire sont en service dans le monde en particulier au Japon en Australie et en U.S.A. En Algérie, il existe une unité de développement des équipements solaires (U.D.E.S) située à EL-hamdania (W.Tipaza) qui fabrique des chauffe-eau solaire et d'autres équipements solaires.

Plusieurs études portant sur le système solaire ont été faites, nous pouvons citer la théorie du capteur établi par Hottel et Woertz en 1942 [1], depuis d'autres études ont été faites notamment celle de Bliss en 1952 [2], Klein en 1976 [3]. En se basant sur ces travaux antérieurs, nous avons réalisé un modèle mathématique du dispositif qui permet d'effectuer la conversion du rayonnement solaire, en énergie calorifique et qui est communément appelé le capteur plan d'une part, et d'autre part du dispositif de stockage.

Cette présente étude a pour but de permettre à un consommateur d'avoir une idée sur le chauffe-eau solaire de production nationale.

Dans la première partie de notre travail nous avons établi au sein du laboratoire informatique de l'université de Tlemcen un logiciel simulant la variation de divers paramètres et leurs influences sur les caractéristiques du chauffe-eau, selon le modèle cité ci-dessus. Ce travail a pu être mis en évidence par la conception assistée par ordinateur (C.A.O). Afin de comprendre le fonctionnement du chauffe-eau solaire à travers l'évaluation de certaines paramètres physiques dans le temps, une étude expérimentale est faite dans ce sens.

En deuxième partie nous allons présenter une étude de caractérisation et d'estimation des performances à long terme du chauffe-eau solaire, pour cela nous allons utiliser la méthode de test à court terme pour chauffe-eau solaire individuel désigné sous le nom de « Entrée / Sortie » proposée par D.GILLIAERT du CSTG (collecteur and system testing group) , ISPRA ITALY [4], cette méthode propose une procédure de tests de quelques jours et un format de présentation des résultats permettant au consommateur de déterminer l'apport énergétique de son système, compte tenu de son climat et de sa consommation d'eau chaude.

Cette méthode est applicable à tous les types de chauffe-eau solaire (Actif à circulation forcée, Thermosiphon, Capteur-Stockeur intégré).

Pour la partie simulation par C.A.O de cette méthode nous avons utilisé un logiciel fait par le «Groupe Européen de Tests de Capteurs Solaires et de systèmes » en lui introduisant les fichiers météorologiques du site considéré ainsi que les caractéristiques du chauffe-eau solaire à Thermosiphon de production Nationale.

La tâche qui nous a été confiée a fait l'objet de deux aspects :

- \* Validité du modèle, et son utilisation comme un outil important pour la prévention de n'importe quel modèle du chauffe-eau .

- \* L'adaptation du modèle pour tous les sites du territoire national, et pour toutes les périodes de l'année .

Le présent travail se divise en sept (07) chapitres :

Dans le **premier chapitre** sont données quelques généralités sur les chauffe-eau solaire, en particulier leurs principe de fonctionnement.

Dans le **deuxième chapitre** nous présentons la description du chauffe-eau solaire fait à U.D.E.S.

Le **troisième chapitre** porte sur la détermination du rendement instantané des capteurs solaires plans à l'aide de bilans thermiques établi sur les principales parties composant le capteur, le rendement journalier du chauffe-eau solaire et l'estimation du débit massique.

## **INTRODUCTION**

---

**Le quatrième chapitre**, présente le programme d'informatique mise au point pour la simulation des différents paramètres qui affectent les performances du chauffe-eau solaire.

**Au chapitre cinq**, nous présentons l'étude expérimentale faite au C.D.E.R afin d'étudier l'influence des données climatiques du site sur le rendement instantané et le fonctionnement du système. Une comparaison entre les résultats pratiques et théoriques est faite en fin de chapitre.

**Au chapitre six**, sont présentées les différentes méthodes utilisées pour le calcul des performances à long terme des chauffe-eau solaire.

En fin, **le septième chapitre** porte sur l'étude de caractérisation et d'estimation des performances à long terme par la méthode « Entrée/Sortie ».

PREMIERE PARTIE

ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE  
DU  
CHAUFFE-EAU SOLAIRE NATIONAL

CHAPITRE I

GENERALITES

**Dans ce chapitre, nous donnons une  
idée sur les différents types de  
Chauffe-eau Solaire.**

## I. EFFET DE SERRE :

Quelque soit leur application précise, les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire doivent assurer certaines fonctions de base :

- Conversion du rayonnement électromagnétique du soleil en chaleur.
- Transfert de la chaleur.
- Distribution de la chaleur.

Le processus fondamental de la conversion thermique est l'effet de Serre :

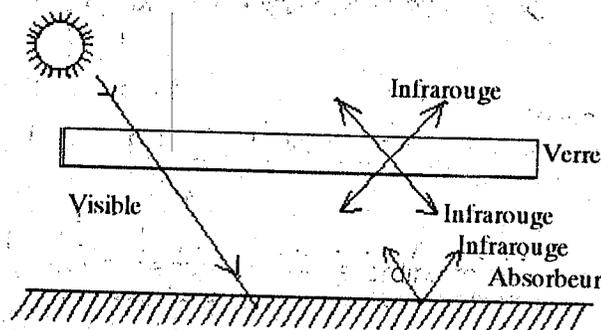


Fig 1 : Principe de l'effet de Serre

Sur la figure 1, On voit une plaque de verre ordinaire placée au dessus d'une plaque métallique peinte en noir.

L'absorbeur noir a les propriétés d'un corps noir, tel qu'il est défini en physique, possède non seulement un coefficient d'absorption élevé mais aussi une émittance la plus élevée, l'énergie absorbée est en partie réémise thermiquement et la longueur d'onde qui correspond au maximum de l'énergie rayonnée est donnée par la loi de wien [ 5 ] :

$$\lambda_{\max}.T = \text{constante} = 2989 \mu\text{m}^{\circ}\text{K}.$$

T étant la température absolue de surface du corps noir ( Kelvin ) et  $\lambda_{\max}$  la longueur d'onde ( $\mu\text{m}$ ) pour laquelle l'émission de lumière atteint un maximum.

La transmission spectrale de la plaque de verre ordinaire placée au-dessus de la plaque noire est représentée sur la figure 2 [ 5 ] .

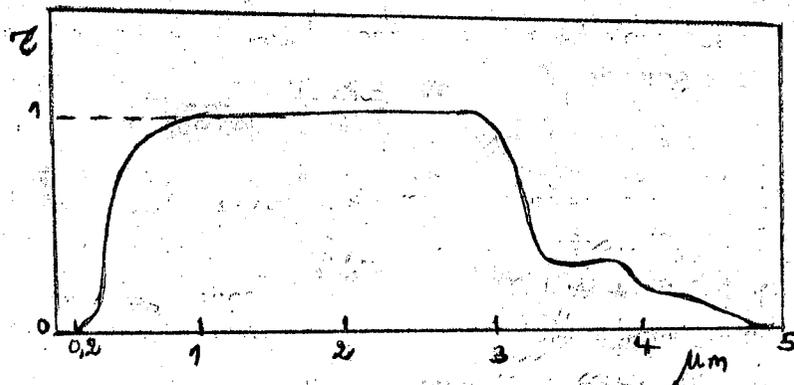


fig 2 : La transmission spectrale d'une lame de verre

- Le verre, relativement transparent à la lumière visible, absorbe la lumière infrarouge émise par la plaque noire, lorsque celle-ci rejette son énergie thermique.

La lumière infrarouge absorbée par le verre est remise dans toutes les directions : une moitié est émise vers l'extérieur et perdue, l'autre moitié est réémise vers la plaque noire qui l'absorbe à nouveau, une quantité de plus en plus grande de chaleur se trouve ainsi accumulée dans la plaque noire dont la température augmente par conséquent.

Avec l'augmentation de la température, la longueur d'onde de l'émission infrarouge devient plus courte.

A 200 °C le rayonnement maximal est émis aux alentours de 6 μm, alors qu'à la température ambiante, la longueur d'onde correspondante est de 10 μm.

Aux environs de 500°C la plus part du rayonnement serait émise à 4 μm, longueur d'onde pour laquelle le verre est en partie transparent à la lumière infrarouge.

Il résulte donc qu'un effet de Serre intéressant se produit uniquement pour des températures inférieures à 500°C.

## II. GENERALITES SUR LES CHAUFFE-EAU SOLAIRE :

### II.1. Chauffe-eau individuels :

#### II.1.A Chauffe-eau à thermosiphon :

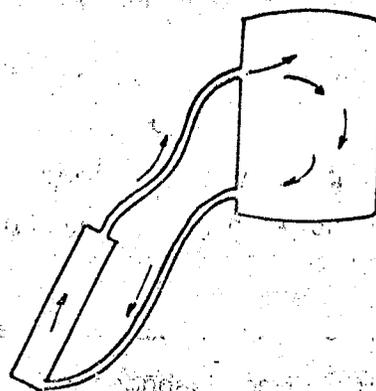


fig 2 : Schéma d'un C.E.S à thermosiphon

L'eau s'échauffe dans le capteur, le fluide le plus chaud du capteur se déplace vers le haut car sa densité est inférieure à celle du fluide non chauffé. Le circuit étant fermé, le fluide chaud est remplacé par le fluide froid qui, à son tour est chauffé dans le capteur et se déplace vers le haut, la vitesse de la circulation augmente avec l'intensité de l'éclairement. Ces chauffe-eau sont utilisées quand le risque de gel n'existe pas.

## II.A.2 CES avec échangeur dans le circuit primaire

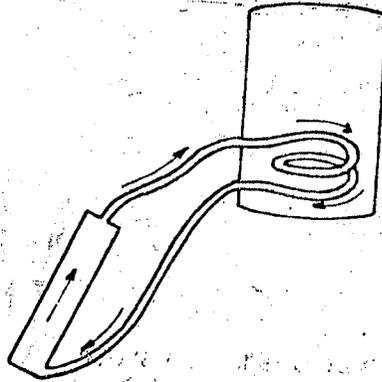


Fig 3 : Schéma d'un CES avec échangeur

L'échange de chaleur à l'intérieur de la cuve de stockage est médiocre et difficile à estimer car il se fait en convection naturelle, la solution la plus simple et la plus utilisée est de placer un échangeur dans la cuve, la circulation se fait dans le circuit primaire (capteur-échangeur-capteur), le fluide caloporteur en général est un mélange d'eau et d'Antigel afin d'éviter de faire éclater les capteurs et conduites en hiver (la nuit).

Ces chauffe-eau solaire ont une bonne stratification, mais leur coût est élevé à cause de l'échangeur et d'antigel.

## II.A.3 CES avec circulateur :

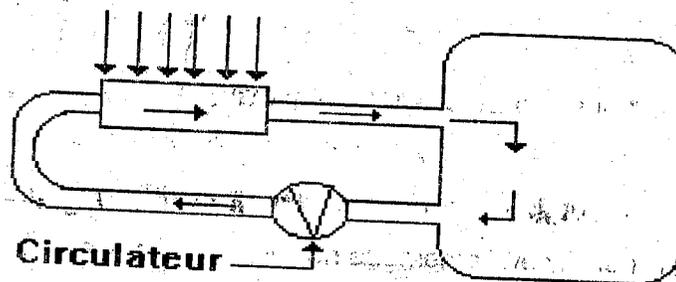


Fig 4 : Schéma d'un CES avec circulateur

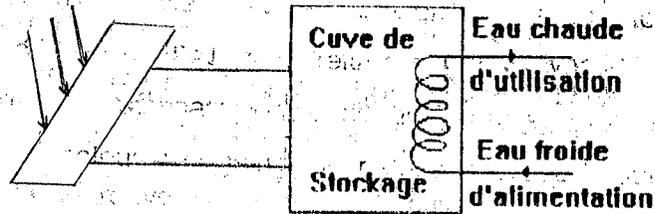
## CHAPITRE I : GENERALITES

Pour ces types de CES, on fait appel à un circulateur électrique.

Ce circulateur donne au circuit une charge beaucoup plus importante qu'on thermocirculation, la vitesse de circulation est grande; l'eau peut circuler au-dessous du niveau de l'insolateur; on placera la cuve où l'on veut, pas nécessairement au-dessus du capteur.

### **II. A .4 CES avec échangeur dans le circuit secondaire :**

La circulation se fait dans le circuit primaire (capteur-fluide-capteur).



**Fig 5: CES avec échangeur dans le circuit secondaire.**

Comme pour le CES précédent il y a deux différents fluides qui circulent l'eau additionné d'antigel dans le circuit primaire. L'énergie calorifique transmise à l'eau d'alimentation est absorbée à travers l'échangeur qui se trouve à l'intérieur de la cuve et dans lequel se trouve un fluide caloporteur, conditionnellement chauffée par circulation à travers le capteur plan.

### **II.B Chauffe-eau collectifs :**

Dans les installations collectives, la boucle primaire comporte presque toujours un échangeur extérieur et la source d'Énergie d'appoint. Quelque soit la surface des capteurs, on ne peut éviter la période sans soleil suffisamment prolongé, pour épuiser le stockage d'énergie solaire à ce moment la chaleur nécessaire ne peut être produite que par une installation de chauffage d'appoint.

L'eau froide d'alimentation est placée à l'entrée de l'échangeur de chaleur et non dans la cuve de stockage, cela permet de maintenir le fluide passant à travers les capteurs à une température relativement élevée et ainsi d'améliorer le rendement de conversion.

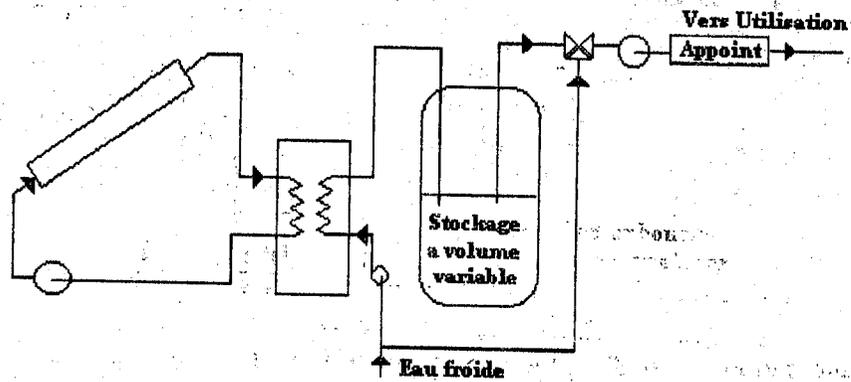


Fig 6 : Schéma type d'un système solaire de production d'eau chaude collective.

**II.C Systèmes pour procès industriels :**

La particularité de tels systèmes réside dans une demande d'Énergie constante durant une certaine période du jour. De ce fait, il s'agit de systèmes simples sans stockage, où le fluide retournant du procès passe directement à travers les capteurs. La régulation de ces systèmes consiste à limiter la température en sortie des capteurs à une température indiquée pour le procès.

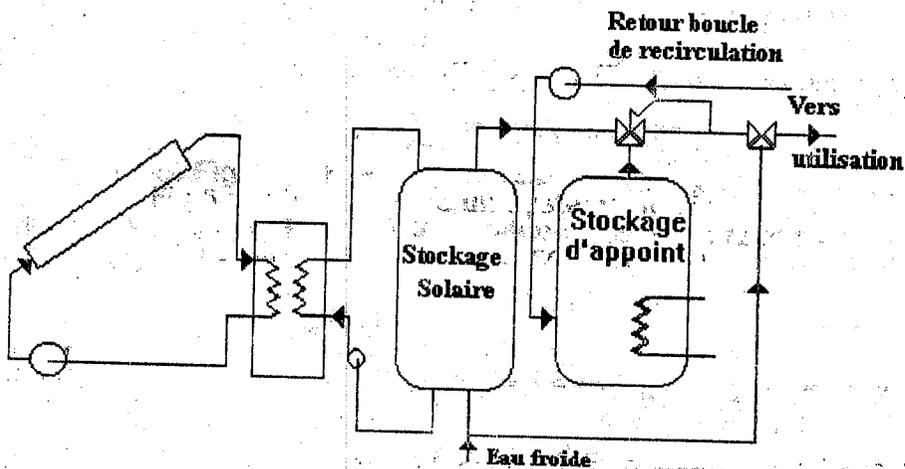


Fig 7 : schéma d'un système solaire. Pour procès industriel de production d'eau chaude.

**CHAPITRE II**

**DESCRIPTION DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE**

**Dans ce chapitre nous présentons les caractéristiques techniques du chauffe-eau Solaire.**

### I. DESCRIPTION DU CHAUFFE -EAU SOLAIRE :

Le chauffe-eau solaire disponible sur le marché national est un produit fabriqué localement par l'unité des équipements solaires (UDES) est constitué de deux capteurs plan et une cuve de stockage, l'ensemble (cuve-capteur) repose sur un support incliné.

Les caractéristiques techniques du chauffe-eau sont représentées sur les tableaux I et II.

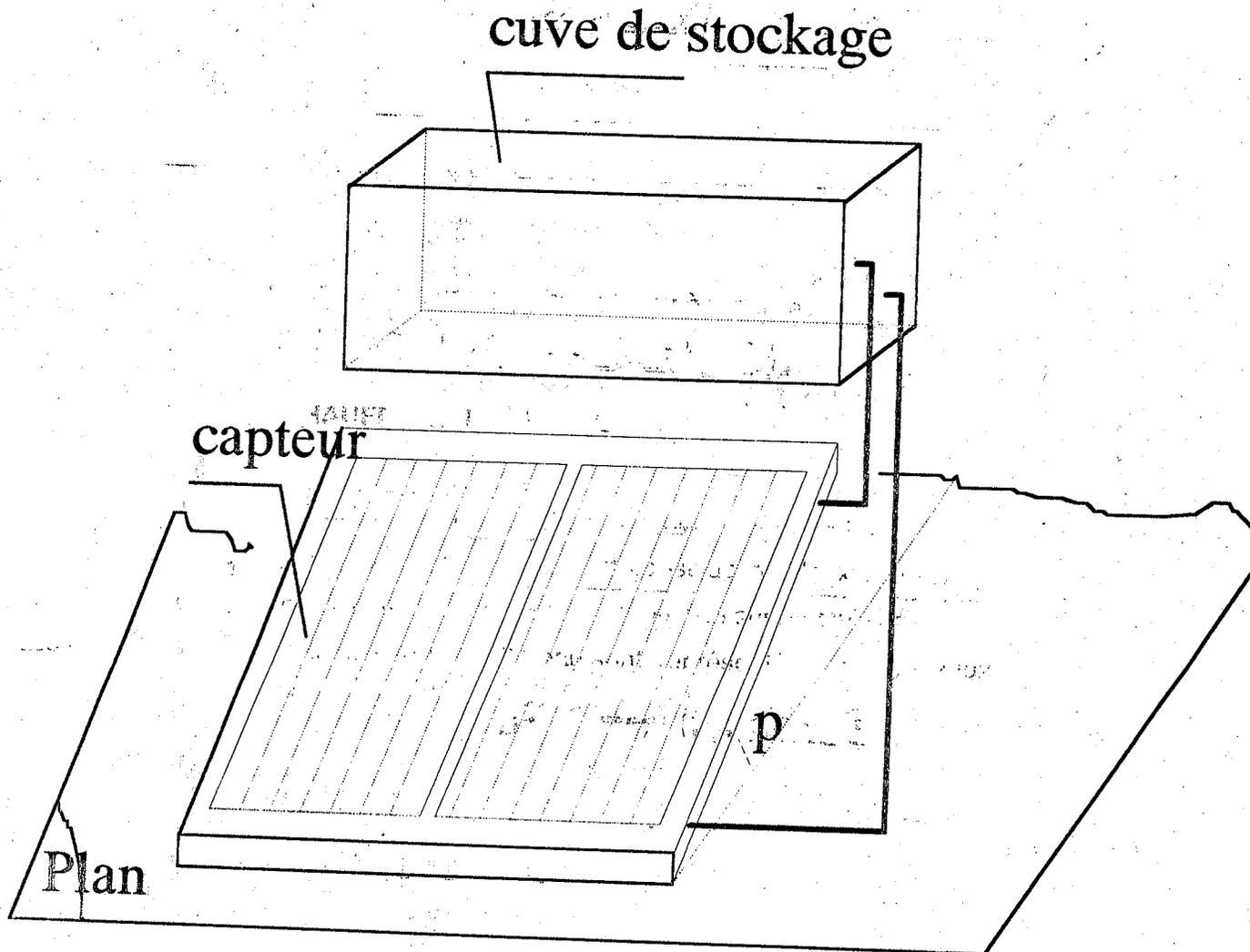


Fig 1 : Schéma du chauffe-eau à 2 capteurs.

<b>Prototype</b>	
<b>Fabriquante :</b> - Nombre - Longueur - largeur - Hauteur	<b>UDES</b> 2 1930 mm 900 mm 80 mm
<b>Vitrage</b> - Nombre - Epaisseur - Emissivité	1 4 mm 0,88
<b>Matière de joint</b>	<b>Caoutchouc</b>
<b>Absorbeur</b> Tôle : Matière Epaisseur Type  Tube : Nombre Matière Diamètre  Revêtement : Matière Emissivité	Aluminium 6/10 mm tube-ailette  9 cuivre 12/14 mm  Peinture 0,96
<b>Isolant</b> - Matière - Conductivité	Mousse polyuréthane 0,22 (w/m°C)
<b>Coffre</b> Matière	Acier galvanisé

**Tableau I : caractéristiques des capteurs.**

<b>Réservoir</b> - Matière - Traitement - Capacité - Diamètre - Epaisseur de la tôle	Tôles noires Galvanisé 220 litres 440 mm 4 mm
<b>Isolant</b> - Matière - Conductivité - Epaisseur	Mousse polyuréthane 0,22 (w/m°C) 4 mm

**Tableau II : Caractéristiques de la cuve de stockage.**

### I.1 Capteur plan :

Le capteur plan est un appareil simple qui sert à la production de la chaleur à partir de l'énergie solaire. Les températures obtenues vont de quelques dizaines de degrés au dessus de la température ambiante.

Le capteur plan disponible sur le marché national est un produit fabriqué localement par l'U.D.E.S, dérivent d'une même structure de base que ceux des principaux constructeurs mondiaux. Il est composé des éléments suivants :

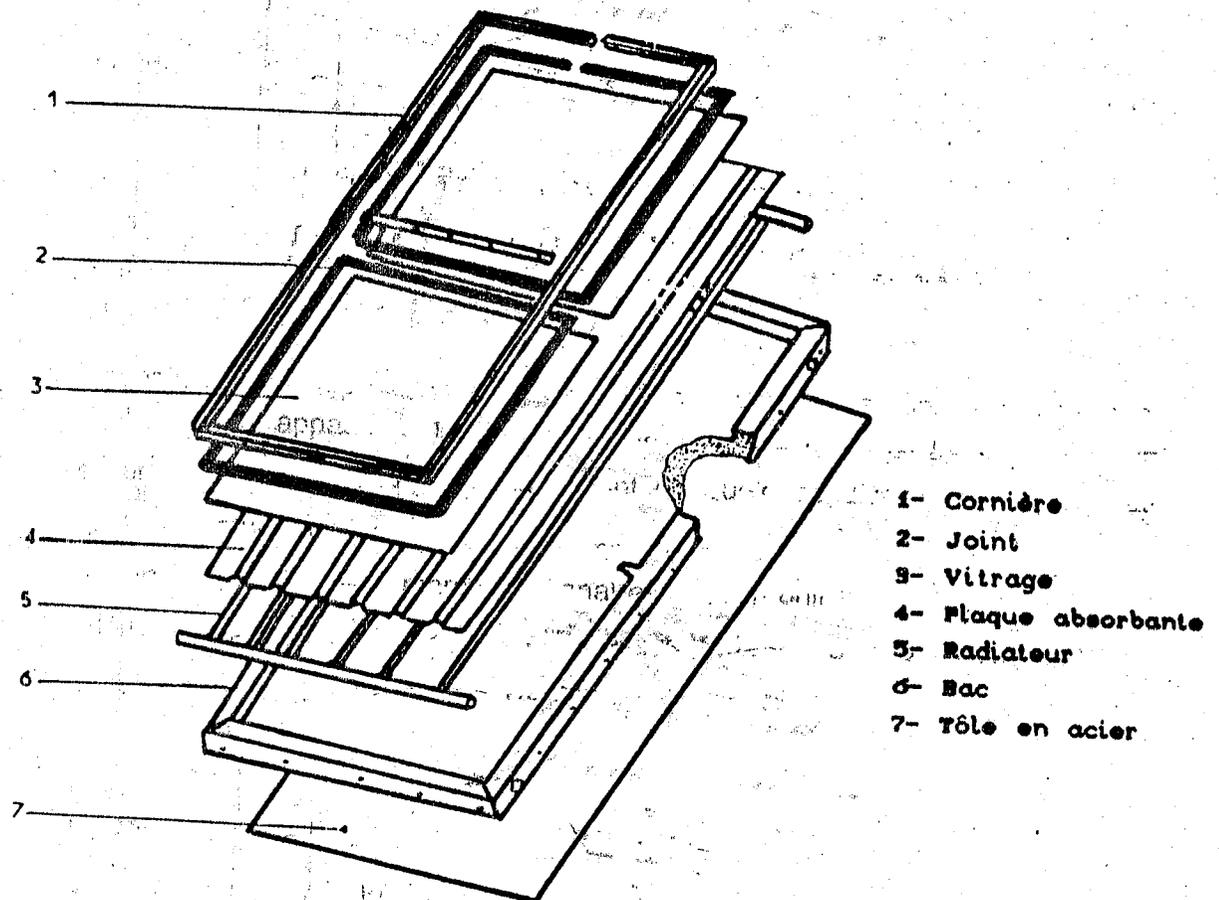
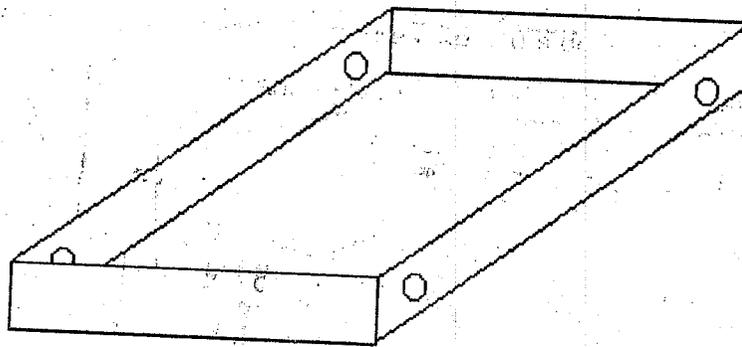


Fig 2 : Structure du capteur plan.

#### I.1.1 Le boîtier :

Le boîtier constitue l'enveloppe arrière et latérale de l'appareil et ses fonctions sont multiples : cohésion de l'ensemble, étanchéité, protection mécanique et fixation. Il est constitué de matériaux choisis parmi une vaste gamme, tels que les métaux en feuilles ou profilés, les matériaux en plastiques armés ou même le contreplaqué.



**Fig 3 : Schéma du boîtier.**

Le boîtier fabriqué par l'U.D.E.S est formé par une tôle d'acier galvanisé de 8/10 mm d'épaisseur et d'une cornière latérale faite en aluminium (75mm x 25mm). En matière de dimensions, sa surface est de l'ordre de  $2m^2$  (2m x 1m ). Il présente quatre ouvertures par lesquelles doivent passer les tuyauteries.

**Caractéristiques du boîtier :**

**a) Rigidité :**

Ce point est particulièrement important lorsque le capteur doit être posé sur les toiles ou les terrasses où il doit résister à la pression des vents.

**b) Résistance aux variations de températures :**

Le boîtier résiste aux variation des températures, au cours de la journée et les températures différentes auxquelles sont soumis les divers partie du boîtier.

**c) Résistance à la corrosion :**

La tôle galvanisée protège le coffre contre la corrosion due aux intempéries et impuretés se trouvant dans l'atmosphère.

**1.1.2 Couverture transparente :**

Le rôle de la couverture transparente est double :

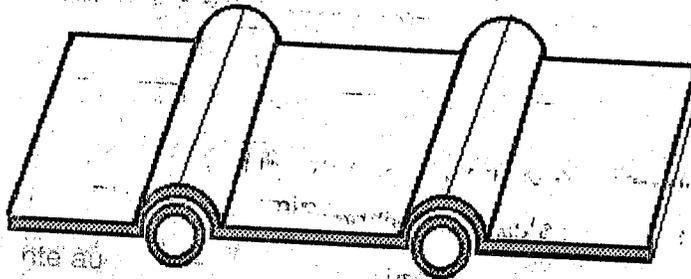
- \* Provoquer l'effet de serre et réduire les pertes par connexion; ce qui permet d'améliorer le rendement du capteur.
- \* Assurer l'étanchéité du capteur à l'eau ou à l'air, en liaison avec le boîtier et les joints.

### Matériau utilisé :

La couverture transparente est constituée par une lame de verre ordinaire de 4mm d'épaisseur. Ce matériau rempli des conditions satisfaisantes le double rôle cité précédemment. Il présente aussi des propriétés de rigidité et de dureté.

### **1.1 .3. L'absorbeur :**

L'absorbeur a pour rôle de recevoir le rayonnement solaire, de le transformer en chaleur et de transmettre celle-ci au fluide caloporteur. L'absorbeur utilisé est de type tube-ailette. L'eau circule dans un réseau de tubes jointifs en circuit parallèle vers lesquelles la chaleur solaire captée est entraînée par un système d'ailettes conductrices de la chaleur ( voir fig 4) Ce type d'absorbeur possède une bonne résistance à la pression et présente une inertie thermique faible grâce à la limitation de leur capacité en eau.

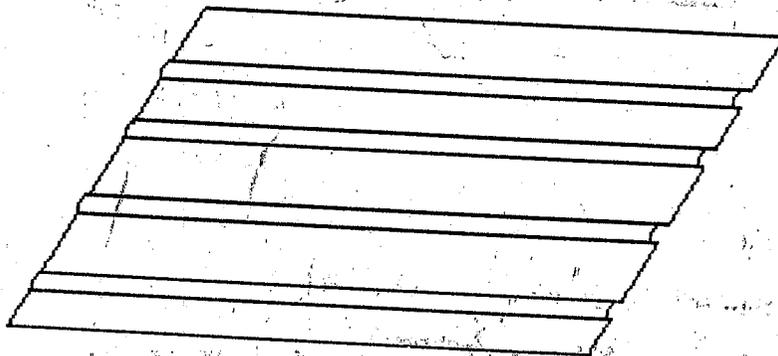


**Fig 4 : l'absorbeur tube ailette.**

### Matériaux utilisés :

#### **\* Plaque en Aluminium :**

Ce matériau est le plus couramment utilisé vue sa disponibilité en feuilles minces, à sa bonne tenue mécanique et possède une conductivité thermique généralement bonne.



**Fig 5 : Plaque d'aluminium**

#### **\* Radiateur :**

Le radiateur est un réseau de 9 tubes en cuivres parallèles de diamètre 12/14, reliés par 2 collecteurs de diamètre 20/22 (fig 6).

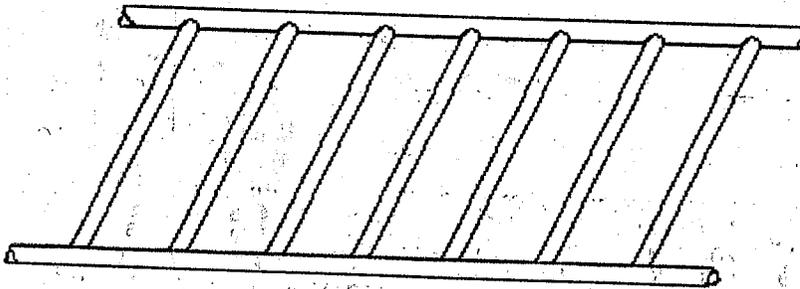


Fig 6 : Radiateur du capteur .

### \* Revêtement de la plaque absorbante :

La plaque absorbante est revêtue d'une couche de peinture « Noir mat ». Cette couche est suffisamment mince pour assurer, malgré sa faible conductivité thermique, un passage convenable des calories produites vers l'absorbeur. Les peintures « Noir mat » du commerce permettent d'obtenir facilement des coefficients d'absorption élevés ( $0,9 < \alpha < 0,95$ ).

### 1.1.4 Isolation thermique:

L'absorbeur est protégé contre les pertes thermiques, par l'utilisation de la mousse polyuréthane comme isolant thermique, cette dernière a une bonne tenue en température. En effet, la partie de l'isolation en contact avec l'absorbeur est celle qui est la plus sollicitée en température. Par contre, celle qui est contre la paroi extérieure du boîtier reste toujours froide.

### 1.2 La cuve de stockage :

La cuve de stockage est un réservoir cylindrique de 0,4 m de diamètre et de 1,75 m de longueur. L'isolation thermique de la cuve de stockage est assurée par la mousse polyuréthane injectée sous pression.

L'ensemble cuve-isolant est couvert par une tôle en zinc en forme carré. Elle est munie de quatre orifices sur le même côté qui servent à :

- L'alimentation en eau froide du réseau ( Orifice N°1).
- L'utilisation de l'eau chaude (Orifice N°2).
- La sortie de l'eau froide dirigé vers l'entrée du capteur ( Orifice N°3).
- L'entrée de l'eau chaude provenant de la sortie du capteur (Orifice N°4)

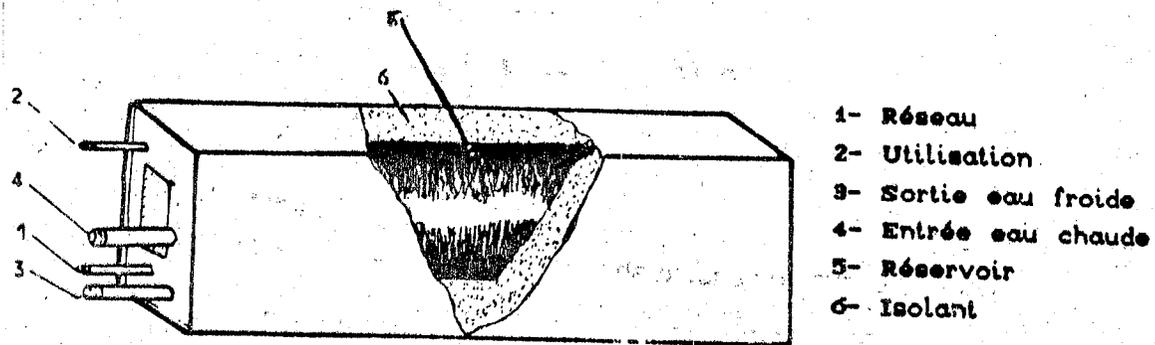


Fig 7 : Cuve de stockage

**1.3 Tubes de raccords :**

Le capteur et la cuve de stockage sont reliés par deux tubes en cuivre de mêmes diamètres (20/22 mm) et de longueurs différentes.

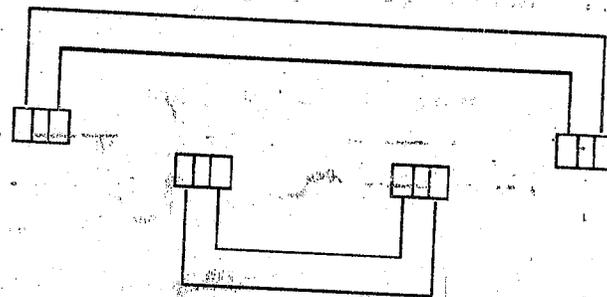


Fig 8 : Les tubes de raccords

**CHAPITRE III**

**MODELISATION MATHEMATIQUE**

**Dans ce chapitre nous présentons un modèle  
mathématique du chauffe-eau solaire**

I. CALCUL OPTIQUE

Les différentes composantes du rayonnement solaire qui arrivent au niveau de la plaque transparente (vitrage) sont le rayonnement direct, le rayonnement réfléchi par le sol et le rayonnement diffus par le ciel. [6]

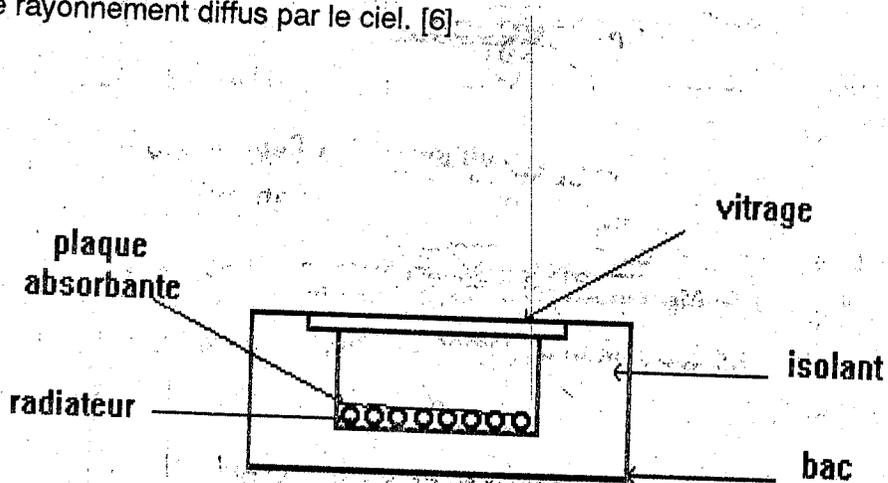


fig3.1 Schéma du capteur

Nous considérons deux milieux transparents (exemple le verre et l'air). Un rayonnement incident dans le premier milieu d'indice  $n_1$  fait un angle  $\theta_1$  avec la normale à la surface qui sépare le second milieu d'indice  $n_2$ . Une partie du rayonnement est réfléchi dans le premier milieu, l'autre est réfractée dans le second milieu en faisant un angle  $\theta_2$  avec la normale. (voir figure ci-dessous).

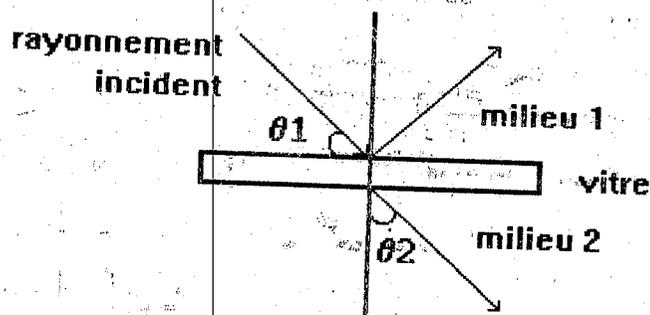


fig3.2 reflexion et refraction

Les angles  $\theta_1$  et  $\theta_2$  sont liés par la loi de Descartes : [6]

$$n_1 \cdot \sin \theta_1 = n_2 \cdot \sin \theta_2$$

La réflectivité parallèle au plan d'incidence est donnée par [7] :

$$\rho_{||} = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (3.1)$$

La réflectivité perpendiculaire au plan d'incidence est donnée par [7] :

$$\rho_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (3.2)$$

La transmittance du vitrage présente la moyenne arithmétique des transmittances dues aux deux composantes  $\rho_{||}$  et  $\rho_{\perp}$  telle que : [6]

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[ \frac{1 - \rho_{||}}{1 + \rho_{||}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right] \quad (3.3)$$

L'absorption du rayonnement par la surface du verre est exprimée par la loi de Bonguer's : [7].

$$\tau_{\alpha} = \exp(-k \cdot e / \cos(\theta_2)) \quad (3.4)$$

avec :

$k$  : est le coefficient d'extinction du verre. Sa valeur varie entre 4 et 32  $m^{-1}$ .

$e$  : est l'épaisseur de la vitre [m]

La transmittance totale est égale au produit de la transmittance due à la réflexion et la transmittance due à l'absorption par le vitrage :

$$\tau = \frac{1}{2} \exp(-k \cdot e / \cos(\theta_2)) \cdot \left[ \frac{1 - \rho_{||}}{1 + \rho_{||}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right] \quad (3.5)$$

L'expression du produit transmittance-absorptance est donnée par :

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau \cdot \alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho_d} \quad (3.6)$$

$\alpha$  : est le coefficient d'absorption de la plaque donné par l'expression suivante : [7]

$$\alpha = \alpha_n \cdot (\cos(\theta_1))^{0.25} \quad (3.7)$$

$\alpha_n$  : est le coefficient d'absorption pour un rayonnement incident normal à la surface, il est donnée par les tables.

$\rho_d$  : est le coefficient de réflexion diffus, il est calculé pour une incidence de 60°

$$\rho_d = \tau_{\alpha} \cdot (1 - \tau_r) \quad (3.8)$$

Le produit effectif transmittance-absorption  $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$  dépend de  $(\tau\alpha)$  relatif au rayonnement direct,  $(\tau\alpha)$  relatif au rayonnement diffus par le ciel et  $(\tau\alpha)$  relatif au rayonnement réfléchi par le sol.

Les trois coefficients sont calculés de la même manière, respectivement pour les angles incidences  $\theta_z$  (angle zénithal)  $\theta_o$  et  $\theta_c$ . Le rayonnement diffus par le ciel et réfléchi par le sol est considéré anisotrope dans les calculs. Nous supposons que le faisceau des rayons diffus est incident sur la vitre avec un angle approximé par les deux expressions suivantes :

- Pour la radiation diffuse par le ciel  $\theta_c$  est calculée par : [7]

$$\theta_c = 59.68 - 0.1388 \cdot \beta + 0.001497 \cdot \beta^2 \quad (3.9)$$

- Pour la radiation réfléchie par le sol  $\theta_o$  est calculée par : [7]

$$\theta_o = 90 - 0.5788 \cdot \beta + 0.002693 \cdot \beta^2 \quad (3.10)$$

Finalement le produit transmittance-absorption global effectif est calculé par la relation suivante :

$$(\tau\alpha)_{\text{eff}} = \left[ (\tau\alpha)_{\text{direct}} \cdot (I - ID) \cdot R_b \cdot \cos\beta + ID \cdot (\tau\alpha)_{\text{ciel}} \cdot \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + I \cdot (\tau\alpha)_{\text{sol}} \cdot a_1 b \cdot \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \right]$$

## II. MODELISATION DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE A CIRCULATION NATURELLE :

### II.1 Introduction :

La modélisation des phénomènes de transfert dans un chauffe-eau solaire à circulation naturelle reste un phénomène difficile et complexe, pour simplifier le problème, le chauffe-eau est divisé en deux sous systèmes , à savoir le sous système de captage et le sous système de stockage et nous avons écrit le bilan de chaque sous système.

## II.2 Modélisation du capteur plan :

Le bilan thermique d'un capteur par unité de surface s'écrit comme suit :

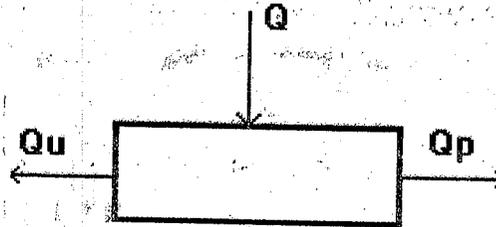


fig 3.3 : Bilan thermique du capteur

$$Q = Q_u + Q_p \quad (3.12)$$

$Q$  = puissance thermique absorbée par l'absorbeur.

$Q_p$  = puissance thermique perdue vers l'extérieur

$Q_u$  = puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur.

$$Q = E_g (\tau \alpha) A_c \quad (3.13)$$

$$Q_p = A_c U_L (T_p - T_a) \quad (3.14)$$

$E_g$  : Flux incident sur une surface inclinée.

$A_c$  : Surface de captation

$\tau \alpha$  : est un paramètre caractérisant la fonction d'énergie absorbée par la plaque de l'énergie solaire incidente.

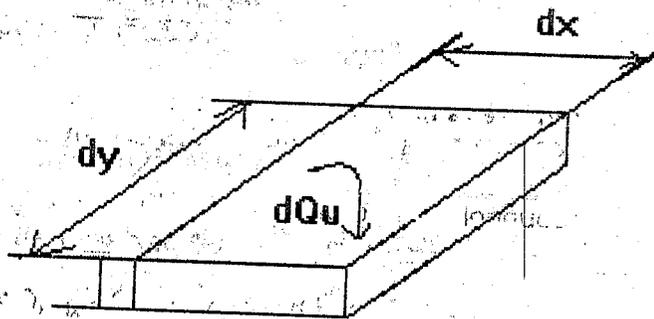
**Les hypothèses que l'on posera sont les suivantes :**

- Le régime est permanent.
- La température ambiante près du capteur est uniforme.
- Les caractéristiques des matériaux peuvent être considérées constantes dans la plage d'utilisation.
- L'effet d'ombre est négligeable.
- Le couvert est net de toute poussière ou saleté.
- La construction du capteur est uniforme.

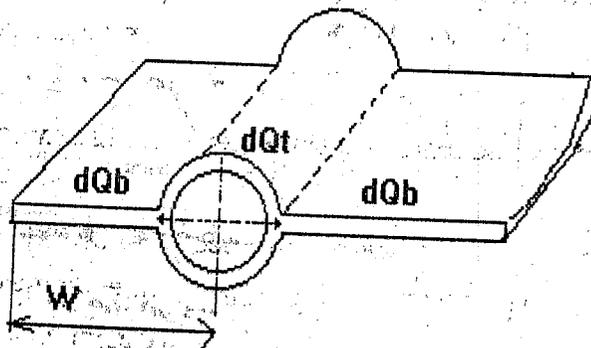
Vu la difficulté de la mesure de la température de la plaque absorbante  $T_p$ , la puissance utile récupérée par le fluide a été reportée à la température d'entrée en passant par les étapes suivantes :

**II.2.1 : Puissance thermique utile recueillie à la surface externe du Tube:**

Nous supposons que l'absorbeur est suffisamment mince et un bon conducteur de chaleur pour que la température soit uniforme.



**Fig 3.4 : Element de surface pris sur l'ailette du capteur.**



**Fig 3.5 : Configuration de l'absorbeur**

Le bilan thermique d'un petit élément d'absorbeur de longueur  $0 \leq x \leq (W-D) / 2$  s'écrit comme suit :

$$dQ_{x+dx} = dQ_x + dQ_u \quad (3.15)$$

On pose  $Q_a = (\tau\alpha) E_g$

$$Q_a dx dy - UL (T_p - T_a) dx dy - K\delta \left( \frac{dT_p}{dx} \right)_x dy = -K\delta \left( \frac{dT_p}{dy} \right)_{x+dx} dy \quad (3.16)$$

$$Q_a dx dy - UL(T_p - T_a) dx dy - k\delta \left[ \frac{dT_p}{dx} \right]_x dy + k\delta \left[ \frac{dT_p}{dx} \right]_x dy + k\delta \left[ \frac{d^2 T_p}{dx^2} \right] dx dy = 0$$

$$Q_a dx dy - UL(T_p - T_a) dx dy + K\delta dx dy \left( \frac{d^2 T_p}{dx^2} \right) = 0$$

$$Q_a - UL(T_p - T_a) + K\delta \left( \frac{d^2 T_p}{dx^2} \right) = 0$$

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \left[ T_p - T_a - \frac{Q_a}{UL} \right] \frac{UL}{k\delta} \quad (3.17)$$

On pose :  $b^2 = \frac{UL}{k\delta}$

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \left[ T_p - T_a - \frac{Q_a}{UL} \right] b^2 \quad (3.18)$$

La solution générale s'écrit sous forme :

$$T_p = C_1 e^{bx} + C_2 e^{-bx} + \left( T_a + \frac{Q_a}{UL} \right) \quad (3.19)$$

Les conditions aux limites :

$$\frac{dT_p}{dx} = 0 \quad \text{Pour } x = 0 \qquad T_p = T_b \quad \text{Pour } x = \frac{w-d}{2}$$

$T_b$  : La température de la paroi externe du tube

La solution générale de l'équation (3.19) est :

$$T_p = T_b \left( \frac{\cosh bx}{\cosh b \frac{W-d}{2}} \right) + \left( T_a + \frac{Q_a}{UL} \right) \left( 1 - \frac{\cosh bx}{\cosh b \frac{W-d}{2}} \right) \quad (3.20)$$

$$dQ_u = dQ_t + dQ_b$$

$dQ_u$  = Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur

$dQ_t$  = Puissance thermique transmise directement par la paroi externe

$dQ_b$  = Puissance thermique transmise à travers l'ailette jusqu'à la paroi externe du tube.

$$dQ_b = -2k\delta \left( \frac{dT_p}{dx} \right)_{x=\frac{w-d}{2}} dy \quad (3.21)$$

L'équation (3.21) devient :

$$dQ_b = \frac{\tanh\left(\frac{W-D}{2}\right)}{b\left(\frac{W-D}{2}\right)} [Q_a - UL(T_b - T_a)](W-D).dy \quad (3.22)$$

$$F = \frac{\tanh b\left(\frac{W-D}{2}\right)}{b\left(\frac{W-D}{2}\right)} \quad (3.23)$$

F: le rendement de l'ailette.

La puissance transmise directement par la paroi externe du Tube est donnée par l'équation suivante :

$$dQ_t = (Q_a - UL(T_b - T_a)).D.dy \quad (3.24)$$

$$dQ_u = [F(W-D) + D][Q_a - UL(T_b - T_a)]dy \quad (3.25)$$

**II.2.2 : puissance thermique en fonction de la température du fluide :**

La puissance thermique récupérée par la paroi externe du tube est ensuite transférée au fluide caloporteur par conduction à travers la paroi du tube et par convection vers le fluide caloporteur.

$$dQ_t = (Q_a - UL(T_b - T_a)).D.dy$$

Transférée au fluide :

$$dQ_f = [F(W-D) + D][Q_a - UL(T_b - T_a)]dy$$

ou

$$dQ_f = hc\pi Di(T_b - T_f)dy \quad (3.26)$$

$$T_b = T_f + \frac{dQ_f}{hc\pi Di dy} \quad (3.27)$$

$$dQ_f = [F(W - D) + D] \left[ Q_a - UL(T_f + \frac{dQ_f}{hc\pi D_i dy} - T_a) \right] dy$$

$$dQ_f + [(W - D)F + D] \left[ UL \cdot \frac{dQ_f}{hc\pi D_i dy} \right] = [(W - D)F + D] [Q_a - UL(T_f - T_a)] dy$$

$$dQ_f = \frac{[(W - D)F + D] [Q_a - UL(T_f - T_a)] dy}{1 + [(W - D)F + D] \frac{(UL)}{hc\pi D_i dy}}$$

$$dQ_f = \frac{1}{\frac{1}{(W - D)F + D} + \frac{UL}{hc\pi D_i}} [Q_a - UL(T_f - T_a)] dy$$

$$dQ_f = WF' [Q_a - UL(T_f - T_a)] dy$$

(3.29)

$$F' = \frac{1/UL}{\frac{1}{(W - D)F + D} + \frac{UL}{hc\pi D_i}}$$

(3.30)

F' : l'efficacité de l'absorbeur

### II.2.3 : puissance thermique en fonction de la température d'entrée du fluide :

La température moyenne du fluide étant difficile à mesurer, l'équation de la puissance thermique utile récupérée a été ramenée à la température d'entrée du fluide caloporteur  $T_c$ .

Le bilan d'énergie fait sur un élément du fluide fig (3.6) permet d'écrire.

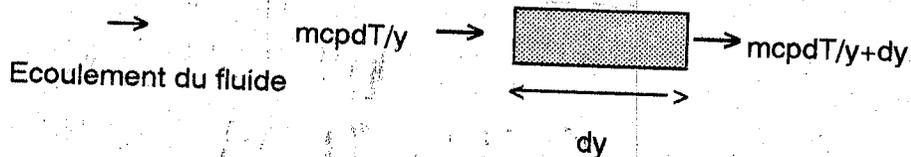


fig 3.6 bilan sur élément du fluide caloporteur

La conservation de l'énergie dans un élément de fluide de longueur s'écrit comme suit :

$$\dot{m}cp [T_f(y + dy) - T_f(y)] = dQ_u$$

$$Tf(y+dy) - Tf(y) = \frac{dTf}{dy} dy$$

$$dQ_u = WF' [Q_a - UL(Tf - Ta)] dy$$

$$\dot{m}cp \frac{dTf}{dy} = WF' [Q_a - UL(Tf - Ta)]$$

Nous posons :  $= \left( Tf - Ta - \frac{Q_a}{UL} \right)$

$$\frac{dV}{dy} = \frac{dTf}{dy}$$

$$\frac{dV}{dy} = - \frac{WF'}{\dot{m}cp} \cdot UL \cdot V \quad (3.31)$$

En intégrant l'équation (3.31) nous aurons :

$$\frac{V}{V_0} = \exp\left(-\frac{WF' UL}{\dot{m}cp} \cdot y\right)$$

$V_0$  : est la valeur à l'entrée du tube pour  $y=0$ .

$Tf = Te$  pour  $y = 0$

A la sortie du tube pour  $y=L$  on a  $V=V_s$

$$\frac{V_s}{V_0} = \exp\left(-\frac{WF' UL}{\dot{m}cp} \cdot L\right)$$

$$V_s = V_0 \cdot \exp\left(-\frac{WF' UL}{\dot{m}cp} \cdot L\right)$$

$$Q_u = \dot{m}cp \left[ \frac{dTf}{dy} \right] = \dot{m}cp (V_s - V_0) \quad (3.32)$$

$$Q_u = \dot{m}cp \cdot V_0 \left[ \exp\left(-\frac{WF' UL}{\dot{m}cp} \cdot L\right) - 1 \right]$$

On pose :  $G = \frac{\dot{m}}{WL}$

$$Q_u = Gcp.W.L.V_0 \left[ \exp\left(-\frac{WF'UL}{mcp} - 1\right) \right]$$

S'il y'a pour l'absorbeur n tubes en parallèles, la chaleur totale extraite du capteur est:

$$Q_u = nQ_u$$

$$A_c = nWL$$

$$Q_u = A_c Fr [Q_u - UL(T_e - T_a)] \quad (3.33)$$

Fr: Le facteur de conductance.

C'est la formule classique de Hottel, Whillier et Bliss : [12]

$$Fr = \frac{Gcp}{UL} \left( 1 - \exp\left(-\frac{F'UL}{Gcp}\right) \right) \quad (3.34)$$

**Rendement instantané :**

Le rendement instantané est défini comme le rapport entre la puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur et la puissance solaire arrivant sur le plan incliné du capteur.

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot E_g} \quad (3.35)$$

$$\eta = \frac{A_c Fr [Q_u - UL(T_e - T_a)]}{A_c E_g} \quad (3.36)$$

$$Q_u = E_g (\tau\alpha)$$

$$\eta_1 = F_r (\tau\alpha) - UL F_r x_1 \text{ avec } X_1 = T_e - T_a / E_g$$

Le rendement instantané rapporté à la température moyenne du fluide .

$$\eta_2 = F''(\sigma\alpha) - F'ULx_2 \quad (3.38) \text{ Avec } X_2 = T_f - T_a / E_g$$

Le rendement instantané peut être exprimé en fonction d'une abscisse adimensionnelle  $X_3$  relié à l'abscisse  $X_1$  par la relation :

$$X_3 = \frac{U_o}{2} \left[ \frac{T_s - T_a}{E_g} - X_1 \right] \quad (3.39)$$

$$U_o = 10W / m^2 k$$

**II.3 Calcul du coefficient de pertes thermiques global  $es_{TL}$  :**

Les pertes thermiques globales sont présentés en analogie électrique par le schéma suivant :

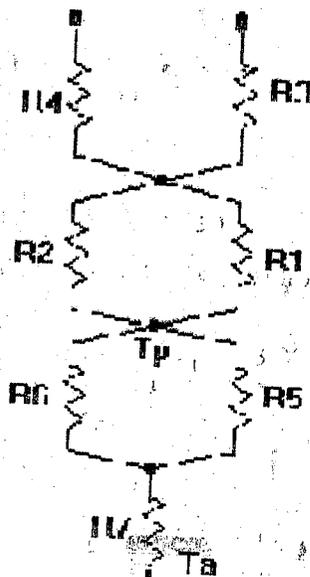


Fig 3.7 : Schéma électrique équivalent des échanges thermiques entre les différentes composantes du capteur et l'environnement

Tel que :

- R1 et R2 : résistances au flux par convection et rayonnement entre l'absorbeur et la vitre.
- R3 : Résistance au flux par rayonnement entre la vitre et le ciel.
- R4 : Résistance au flux par convection entre la vitre et l'air ambiant.
- R5 et R6 : Résistance au flux par conduction à travers la face arrière et les faces latérales du capteur.
- R7 : Résistance au flux par convection vers l'arrière et les faces latérales.

Le coefficient de pertes globales est calculé comme suit :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad (3.40)$$

Tels que :

$U_{av}$  : Coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$U_{ar}$  : Coefficient de perte thermique vers l'arrière du capteur [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

$U_{lat}$  : Coefficient de perte thermique vers les surfaces latérales du capteur [ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ]

En considérant le schéma électrique équivalent en Fig 3.7, le coefficient de perte thermique vers la partie avant du capteur est donné par :

$$U_{av} = \left[ \frac{1}{h_{rpv} + h_{cpv}} + \frac{1}{h_{rvc} + h_w} \right]^{-1} \quad (3.41)$$

Les coefficients de pertes thermiques arrières et latérales sont respectivement donnés par :

$$U_{ar} = \left[ \frac{1}{h_{rpi} + h_{cpi}} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{rba} + h_{w2}} \right]^{-1} \quad (3.42)$$

et

$$U_{lat} = \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{rba} + h_{w2}} \right]^{-1} \quad (3.43)$$

Cette dernière relation repose sur l'hypothèse que la surface interne de l'isolant est à la température de la plaque.

- Le coefficient de perte thermique par rayonnement entre deux plaques i et j s'écrit :

$$h_{rj} = \frac{\sigma(T_i^2 + T_j^2)(T_i + T_j)}{1/\xi_i + 1/\xi_j - 1} \dots (3.44)$$

- Expression permettant le calcul des coefficients  $h_{rpv}$ ,  $h_{rpi}$  et  $h_{rba}$ .

En supposant le ciel comme un corps noir dont l'émissivité est égale à 1.

L'expression de  $h_{rcv}$  s'écrit alors :

$$h_{rj} = \xi_c \cdot \sigma \cdot \frac{(T_v^4 - T_p^4)}{(T_v - T_p)} \quad (3.45)$$

**Calcul du coefficient de perte vers l'avant :**

Pour calculer le coefficient de pertes avant  $U_{av}$ , il faut donc procéder par itération. Cette procédure est assez lourde pour s'en affranchir, Duffie et Beckman (1980) [8] ont donné une relation empirique due à Klein [3] pour le calcul de  $U_{av}$  pour des températures de l'absorbeur comprise entre 0 et 200 ° avec une erreur inférieure ou égale à 0,3 w/m<sup>2</sup>.

$$U_{av} = S1 + S2 \quad (3.46)$$

$$S1 = \left[ \frac{N}{\left[ \frac{Tp - Ta}{N + f} \right] \frac{\epsilon}{Tp}} \right] + \frac{1}{hc, v}$$

$$S2 = \left[ \frac{\sigma(Tp + Ta) \cdot (Tp^2 + Ta^2)}{(\epsilon p + 0.0591 hc, v \cdot N)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \epsilon p}{\epsilon p} - N} \right]$$

N = Nombre de vitres.

$$f = (1 + 0.089 hc, v - 0.1166 hc, v \cdot \epsilon p)(1 + 0.07866 \cdot N)$$

$$c = \begin{cases} 520(1 - 0.000051\beta^2) & 0^\circ \leq \beta < 70^\circ \\ c(70^\circ) & \beta > 70^\circ \end{cases}$$

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{Tp} \right)$$

$$hc, v = 5,7 + 3,8 \cdot V \quad V: \text{Vitesse du vent}$$

**Calcul du coefficient de perte thermique vers l'arrière :**

Les pertes vers l'arrière sont beaucoup plus facile à évaluer, l'absorbeur est en général bien isolé, la résistance thermique correspondante R7 est bien supérieure aux résistances R5 et R6 associées aux échanges thermique par rayonnement et conduction-convection. Le coefficient de perte arrière s'écrit donc simplement :

$$U_{ar} = \frac{\lambda_{is}}{e_{par}} \quad (3.47)$$

$\lambda_{is}$  : conductivité thermique de l'isolant [W/m°C].

$e_{par}$  : épaisseur de l'isolant arrière [m].

**Calcul du coefficient de perte thermique vers les surfaces latérales :**

Dans les capteurs bien conçus on néglige les pertes par les parois latérales du capteur, Il est possible de les estimer en supposant que le transfert de chaleur est unidirectionnel, le coefficient de pertes correspondant est donc :

$$lat = \frac{\lambda_{is}.Alat}{eplat.Ac} = \frac{\lambda_{islat}}{eplat} \cdot \frac{2L_3(L_1 + L_2)}{L_1.L_2} \quad (3.48)$$

$L_1, L_2, L_3$  sont respectivement la longueur, la largeur et la hauteur du capteur.

eplat : épaisseur de l'isolant latéral [m]

Alat : Surface de l'isolant [m<sup>2</sup>]

**II.4 Modélisation de la cuve de stockage :**

La cuve de stockage permet de stocker une importante quantité d'eau qui sera utilisée pendant les périodes non ensoleillées. Elle est de type horizontale. Ceci favorise le brassage de l'eau à l'intérieur (Absence du phénomène de stratification).

Pour le calcul de la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé a été adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme,

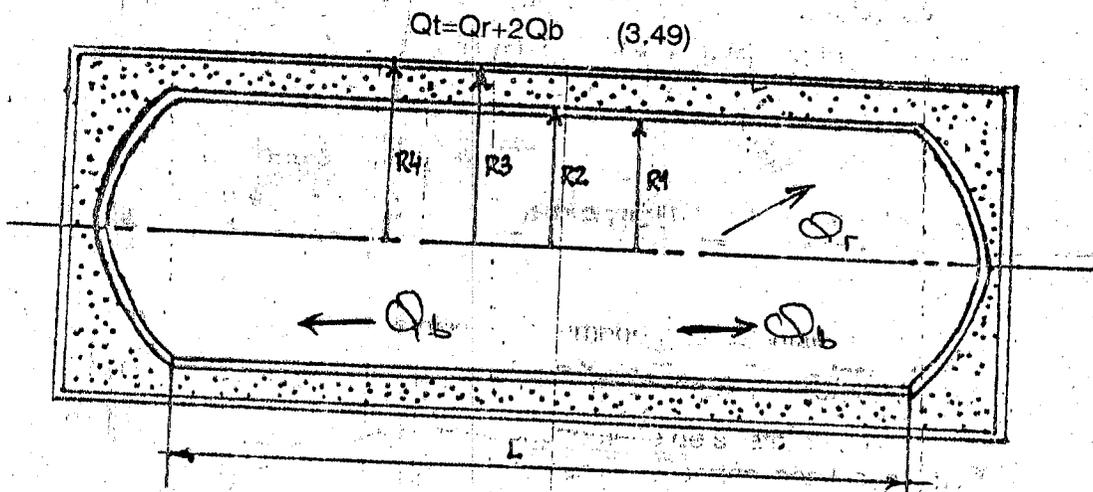


Fig 3.8 Schéma de la cuve de stockage.

$$Q_r = U_r \cdot A_r \cdot [T_b - T_a]$$

$$Q_b = U_b \cdot A_b \cdot [T_b - T_a]$$

$$A_r = \left[ \frac{R1}{\lambda_{ac}} \cdot \text{Ln} \left( \frac{R1}{R2} \right) + \frac{R1}{\lambda_{iso}} \cdot \text{Ln} \left( \frac{R3}{R2} \right) + \frac{R1}{\lambda_{zinc}} \cdot \text{Ln} \left( \frac{R4}{R3} \right) + \frac{1}{hf} \right]^{-1} \quad (3.50)$$

$$A_r = 2\pi R1 \cdot L$$

$$\varphi_b = \frac{1}{hf} + \frac{ep_{aci}}{\lambda_{aci}} + \frac{ep_{iso}}{\lambda_{iso}} + \frac{ep_{zin}}{\lambda_{zin}} \quad (3.51)$$

$$A_b = \pi R1^2$$

$$Q_s = (UA)_s (T_s - T_a) \quad (3.52)$$

$$(UA)_s = \left[ \frac{1}{2\pi L} \left[ \frac{1}{\lambda_{aci}} \text{Ln} \left( \frac{R2}{R1} \right) + \frac{1}{\lambda_{iso}} \text{Ln} \left( \frac{R3}{R2} \right) + \frac{1}{\lambda_{zin}} \text{Ln} \left( \frac{R4}{R3} \right) + \frac{1}{hf \cdot R1} \right] \right]^{-1}$$

$$+ \left[ \frac{1}{\pi R1^2} \left[ \frac{1}{hf} + \frac{1}{R1} \frac{1}{\lambda_{aci}} + \frac{1}{R3} \frac{1}{\lambda_{iso}} + \frac{1}{R4} \frac{1}{\lambda_{zin}} \right] \right]^{-1} \quad (3.53)$$

Le bilan thermique de la cuve de stockage s'écrit comme suit : La variation de l'énergie stockée dans la cuve est l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue vers l'espace d'environnement et l'énergie puisée (vers l'utilisation).

$$(M \cdot Cp)_s \cdot \frac{dT_s}{dt} = \dot{m} \cdot Cp (T_{out} - T_s) - (UA)_s (T_s - T_a) - \dot{m}_{sou} \cdot Cp (T_s - T_f) \quad (3.54)$$

On peut l'écrire sous une autre forme :

$$(M \cdot Cp)_s \cdot \frac{dT_s}{dt} = Ac \cdot Fr [Eg - UL \cdot (T_s - T_a) - (UA)_s ((T_s - T_a) - \dot{m}_{sou} \cdot Cp (T_s - T_f))] \quad (3.55)$$

L'énergie différentielle obtenue pour les deux formulations est :

$$\frac{dT_s}{dt} + T_s = T_{bra}$$

Tels que nous avons dans la première équation :

$$t_{bra} = \frac{(M \cdot Cp) s}{\dot{m} \cdot Cp + (U \cdot A) s + \dot{m}_{sou} \cdot Cp} \quad (3.57)$$

$$T_{bra} = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot T_{out} + (U \cdot A) s \cdot T_a + \dot{m}_{sou} \cdot Cp \cdot T_{ef}}{\dot{m} \cdot Cp + (Ua) s + \dot{m}_{sou} \cdot Cp} \quad (3.58)$$

Nous avons dans la deuxième équation :

$$t_{bra} = \frac{(M \cdot Cp) s}{Ac \cdot Fr \cdot UL + (U \cdot A) s + \dot{m}_{sou} \cdot Cp} \quad (3.59)$$

$$T_{bra} = \frac{Ac \cdot Fr \cdot s + Ac \cdot Fr \cdot UL \cdot T_a + \dot{m}_{sou} \cdot Cp \cdot T_{ef}}{\dot{m} \cdot Cp + (Ua) s + \dot{m}_{sou} \cdot Cp} \quad (3.60)$$

La solution générale de l'équation différentielle est de la forme :

$$[T_s - T_{s,i}] = [T_{bra} - T_{s,i}] \cdot [1 - \exp(-t/t_{bra})] \quad (3.61)$$

Tel que :

$T_{s,i}$  : est la température de l'eau dans la cuve à l'instant initial.

### Rendement du chauffe-eau :

Le rendement du chauffe-eau solaire définit par le rapport entre l'énergie journalière récupérée par le système et l'énergie totale incidente sur la surface de captation.

$$\eta = \frac{M_c \cdot Cp (T_{ef} - T_{ci})}{Ac \cdot E_g} \quad (3.62)$$

Tels que :

$M_c$  : Masse d'eau contenue dans la cuve de stockage.

$C_p$  : La chaleur spécifique de l'eau.

$T_{ci}$  : La température initiale de l'eau dans la cuve.

$T_{cf}$  : La température finale de l'eau dans la cuve.

## 1. ETUDE DE LA CIRCULATION DE L'EAU DANS LE SYSTEME :

La circulation de l'eau dans les chauffe-eau se fait naturellement (principe de la thermocirculation), le capteur solaire chauffe l'eau circulant dans l'absorbeur donnant ainsi naissance à une force permettant le mouvement ascensionnel du fluide, mais ceci ne peut avoir que lorsque cette pression est supérieure à la pression totale due aux différentes pertes de charges dans le circuit.

### III.1 Estimation du débit massiques :

Le débit massique d'eau est un paramètre très important dans l'estimation des performances thermiques du chauffe-eau solaire.

La connaissance de ce paramètre présente un grand intérêt pour cela nous avons établi un modèle théorique basé sur l'étude de close [10] et ONG [11] aux quelles on a posé les hypothèses suivantes :

- Régime permanent.
- Fluide peu compressible.
- La variation de la masse volumique avec la température suit une forme polynomiale et elle varie linéairement avec les hauteurs dans le capteur et dans la cuve de stockage.

L'écoulement du fluide dans le système en coordonnées curvilignes est régit par l'équation d'Euler suivante [12]:

$$\frac{1}{\rho g} \frac{\delta p}{\delta g} + \frac{U}{g} \frac{\delta U}{\delta s} + \frac{1}{g} \frac{\delta U}{\delta t} + \frac{\delta U}{\delta s} + \frac{HF}{\delta s} = 0 \quad (3.63)$$

L'équation de continuité est donnée par :

$$\frac{\delta(\rho.U)}{\delta s} = 0 \quad (3.64)$$

Avec :

S: est l'abscisse curviligne (m)

h : est la hauteur (m)

L'intégration de l'équation se fait le long du circuit comme :

$$\int \frac{\delta p}{\rho g} ds + \int \frac{\delta h}{\delta s} ds + \int \frac{\delta HF}{\delta s} = 0 \quad (3.64)$$

$$\int \frac{\delta p}{g} + HF = 0 \quad (3.65)$$

Les figures (3.9) et (3.10) montrent les hauteurs et les longueurs des différents éléments du chauffe-eau.

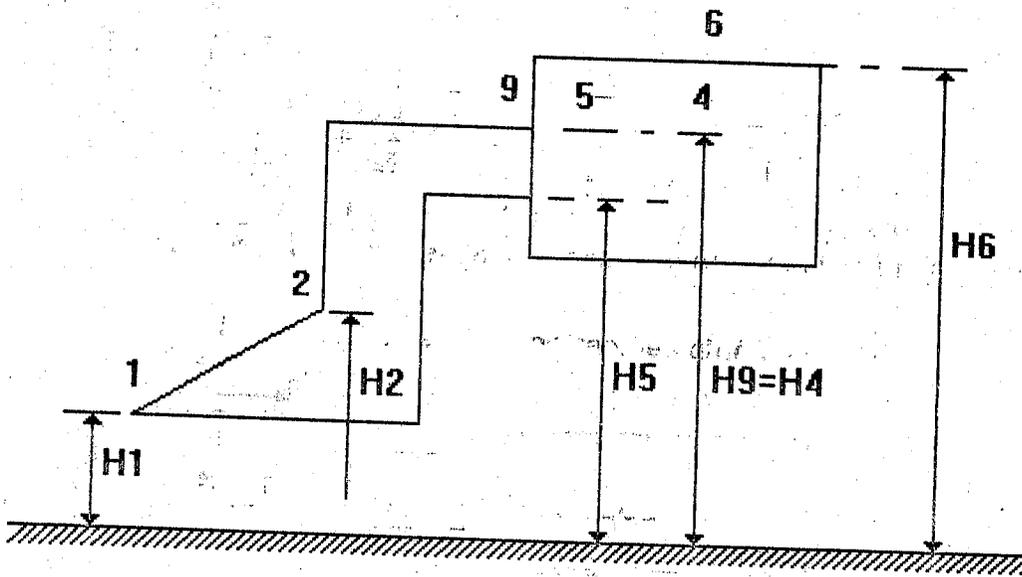


Fig 3.9 Schéma du chauffe-eau montrant les différentes hauteurs

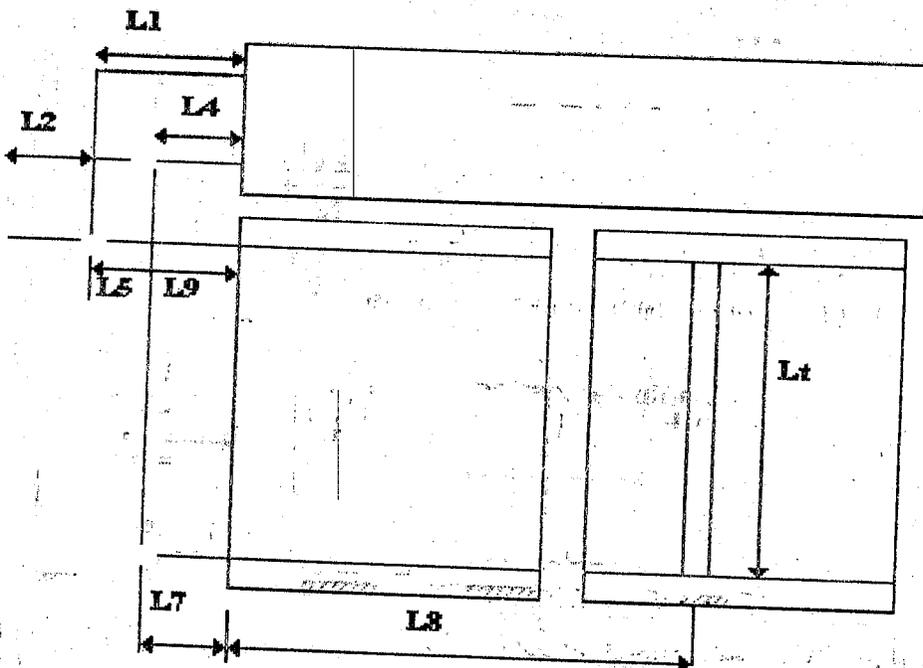


Fig 3.10 Schéma du chauffe-eau montrant les différentes longueurs

## CHAPITRE III : MODELISATION MATHEMATIQUE

A l'équilibre, la force motrice générée par le capteur est égale à la somme des pertes de charge dans le circuit.

$H_p$  | Est la force totale due au perte de charge dans le système.

$H_m$  | Est la force motrice de l'eau dans le système.

### Calcul des pertes de charges totales :

Les pertes totales dans le circuit sont égales aux pertes de charge singulières plus les pertes de charge linéaires. Les premières sont dues aux accidents de parcours : (Coudes, raccordement de tubes, Te, etc ...), Les secondes sont dues aux frottements de l'eau sur la paroi interne de la tuyauterie.

L'utilisation de la tuyauterie lisse permet d'atténuer ces frottement :

$$\text{Donc : } (H_p) = (H_p)_{\text{lin}} + (H_p)_{\text{sing}} \quad (3.66)$$

Les pertes de charge s'expriment par la relation de Dacy-Werboch [20] :

$$\sum_{i=1}^n \lambda \rho_n V^2 \frac{L_i}{2gD} + \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{V^2}{2gD} \quad (3.67)$$

$$\text{on a : } \dot{m} = \rho_n V^2 \pi \frac{D^2}{4} \Rightarrow V = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \rho_n} \quad (3.69)$$

Où V: vitesse d'écoulement de l'eau dans les tubes.

L'expression (3.67) devient :

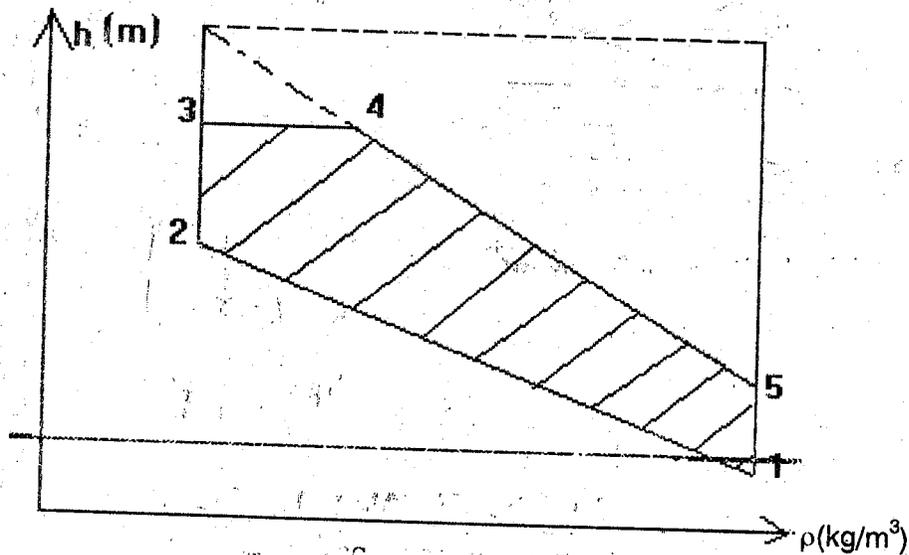
$$H_p = \frac{1}{\rho_n} \left[ \frac{128 V_n}{\pi g D^2} \sum L_i \right] \dot{m}^2 + \left[ \frac{8 \sum \xi_i}{\rho_n g D^2} \right] \dot{m}^3 \quad (3.70)$$

### Détermination de la pression motrice :

- La pression motrice de l'eau est calculée par l'intégration suivante [20] :

$$H_m = \oint \frac{\partial p}{\rho_n g} = \oint \frac{\alpha dh}{\rho_n} = \frac{1}{\rho_n} \oint \rho \alpha dh \quad (3.71)$$

Le digramme ci-dessous donnant la variation de masse volumique avec les différentes hauteurs est présenté par la figure suivante :



**Fig 3.11 : Variation de la masse volumique de l'eau dans plusieurs positions du chauffe-eau.**

Dans le capteur , nous avons :

$$\begin{aligned} \rho_1 &= AH_1 + B \\ \rho_2 &= AH_2 + B \end{aligned}$$

Les deux équations permettent de déterminer l'évolution de la masse volumique de l'eau à une hauteur quelconque dans le capteur .

$$\rho(h) = \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} (h - H_1) + \rho_1 \quad (3.72)$$

Dans la cuve de stockage, nous avons :

$$\begin{aligned} \rho_1 &= CH_5 + D \\ \rho_2 &= CH_6 + D \end{aligned}$$

Donc :

Pour calculer l'intégration de  $H_m$  le long du circuit, nous avons décomposé celui-ci en plusieurs tronçons de la façon suivante :

$$H_m = \frac{1}{\rho_m} \left[ \int_{H_1}^{H_2} \rho dh + \int_{H_2}^{H_3} \rho dh + \int_{H_3}^{H_4} \rho dh + \int_{H_4}^{H_5} \rho dh + \int_{H_5}^{H_1} \rho dh \right] \quad (3.73)$$

## CHAPITRE III : MODELISATION MATHÉMATIQUE

Le calcul de  $H_m$  peut se faire par deux méthodes ; le méthode analytique ou la méthode des aires.

### METHODE ANALYTIQUE :

#### A - Dans le capteur :

$$\int_{h_1}^{h_2} \rho dh = \int_{H_1}^{H_2} (Ah + B) dh$$

$$\int_{H_1}^{H_2} (Ah + B) dh = \frac{-\rho_1 - \rho_2}{1} (H_1 + H_2) + \rho_1 (H_2 - H_1) + (\rho_1 - \rho_2)$$

avec :

$$A = \frac{-\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} \text{ et } B = \rho_1 - \frac{-\rho_1 - \rho_2}{H_1 - H_2} H_1$$

$$\int_{h_2}^{h_3} \rho dh = \int_{H_2}^{H_3} dh = \rho_2 (H_3 + H_2)$$

$$\int_{H_3}^{H_4} \rho dh = 0 \text{ avec : } H_3 = H_4$$

#### B - Dans la cuve :

$$\int_{H_3}^{H_5} \rho dh = \int_{H_3}^{H_5} (Ch + D) dh$$

$$= \frac{\rho_1 - \rho_2}{2(H_5 - H_6)} \cdot (H_5 - H_3) + \left[ \rho_1 - \frac{\rho_1 - \rho_2}{H_5 - H_6} \right] \cdot (H_5 - H_3)$$

avec :

$$C = \rho_1 - \rho_2 \text{ et } D = \rho_1 - \frac{-\rho_1 - \rho_5}{H_5 - H_6} H_5$$

$$\int_{h_5}^{h_1} dh = \rho_1 \int_{H_5}^{H_1} dh = \rho_1 (H_1 - H_5)$$

$$H_m = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} \left[ 2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5} \right]$$

$$H_m = \frac{\rho_1 - \rho_2}{2} F(H)$$

avec :

$$F(H) = 2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_5)^2}{H_6 - H_5} \quad (3.74)$$

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{2} F(H) = \left[ \frac{128 v_m \sum L_i}{\pi g D^2} \right] \dot{m}^2 + \left[ \frac{8 \sum N_i \xi_i}{\rho \pi g^2 D^2} \right] \dot{m}^3 \quad (3.75)$$

Puisque la variation de la masse volumique avec la température est de la forme suivante :

$$\rho(T) = C_1 T + C_2 T^2 + C_3 \quad (3.76)$$

avec :

$$C_1 = -0,00405 \quad C_2 = -0,039 \quad \text{et} \quad C_3 = 1000$$

Expérimentalement, il a été constaté que l'écoulement du fluide est toujours laminaire :

Le terme  $(T_2 - T_1)$  peut être obtenu à partir de l'analyse de Whillier et Bliss [ 12 ]:

$$Qu = AcF' [Eg(\tau\alpha) - UL(T_m - T_a)] = \dot{m}cp(T_2 - T_1)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{AcF' [Eg(\tau\alpha) - UL(T_m - T_a)]}{\dot{m}cp} \dots (3.77)$$

En combinant les équations ( 3.70 ) et (3.77) on arrive à établir l'équation du débit engendré par la thermo-circulation.

$$\left[ \frac{128 v_m \sum_{i=1}^n L_i}{\pi D^2 g} \right] \dot{m}^2 + \left[ \frac{8 \sum_{i=1}^n \xi_i}{\rho \pi g^2 D^2} \right] \dot{m}^3 = \frac{AcF'}{2cp} [Eg(\tau\alpha) - UL(T_m - T_a) + (2C_1 T_m + C_2) \cdot f(H)] \quad (3.78)$$

La résolution numérique de l'équation ( 3.78 ) permet de calculer le débit engendré par le thermosiphon.

**CHAPITRE IV**

**SIMULATION**

**La simulation est faite par un logiciel établi selon le modèle cité dans le chapitre III, en vue de la prédiction des performances du chauffe-eau solaire en fonction de divers paramètres**

## I. INTRODUCTION :

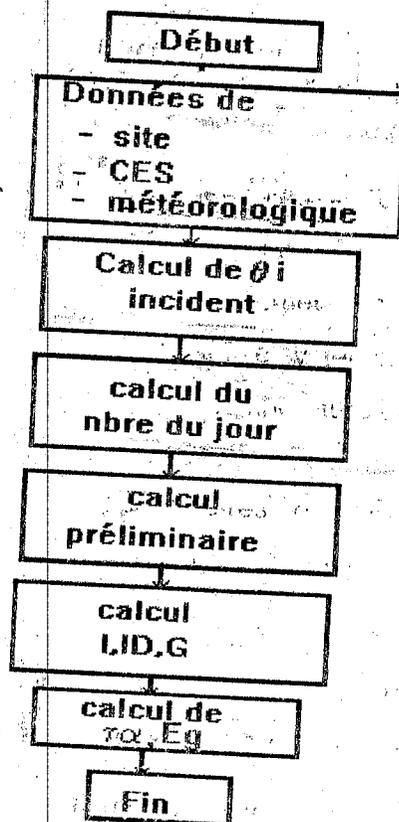
- La simulation est faite, par un logiciel en langage Pascal(Turbo) établi dans le laboratoire d'informatique de l'université de Tlemcen, selon le modèle théorique présenté dans le chapitre III. Le logiciel a été développé, en vue de la prédiction des performances du Chauffe-eau solaire en fonction de divers paramètres.

Les différents fichiers et sous-programmes constituant le logiciel ainsi que la fonction de chacun sont donnés ci-dessous :

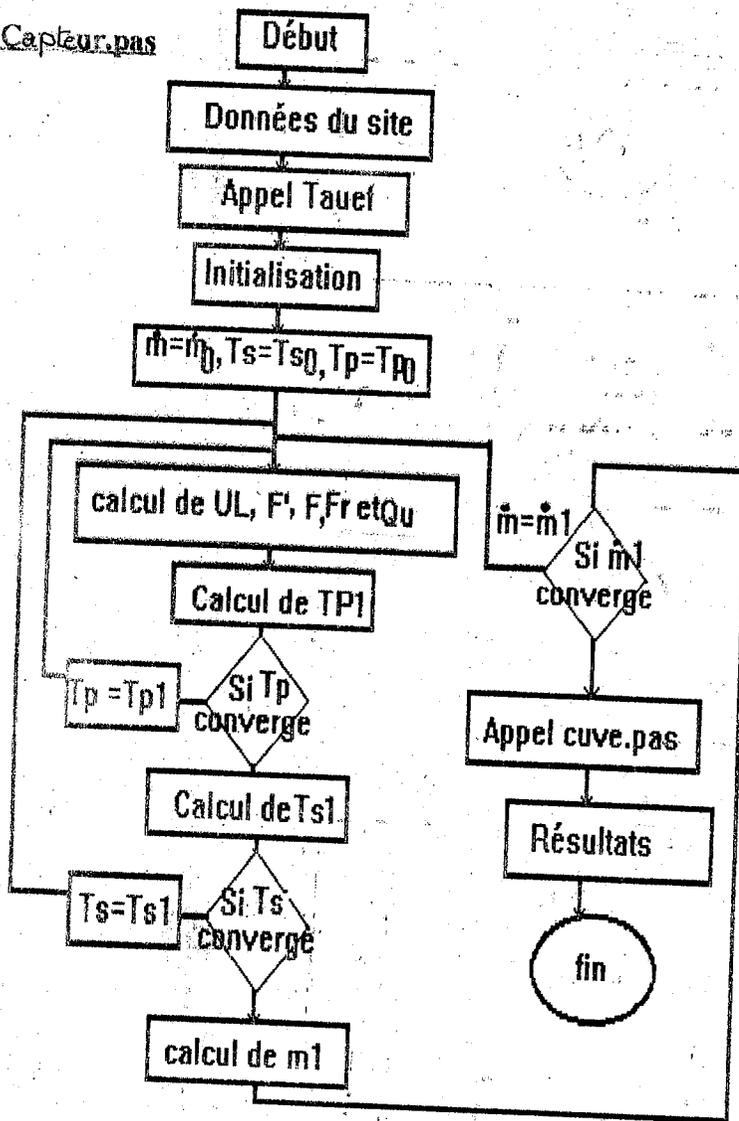
- Tauf.pas : Est une procédure qui calcule le produit  $(\tau\alpha)$ eff transmittance-absorbance effectif et l'éclairement solaire global sur une surface inclinée.
- Capteur.pas : est le programme principal qui permet de calculer les paramètres du capteur et le débit de l'eau dans le système.
- Cuve.pas : est une procédure qui calcule la température de l'eau dans la cuve de stockage.
- Données.dat: est le fichier relatif aux paramètres géométriques du système.
- Meteo.dat : est le fichier météorologique du site considéré.

## II. ORGANISATION :

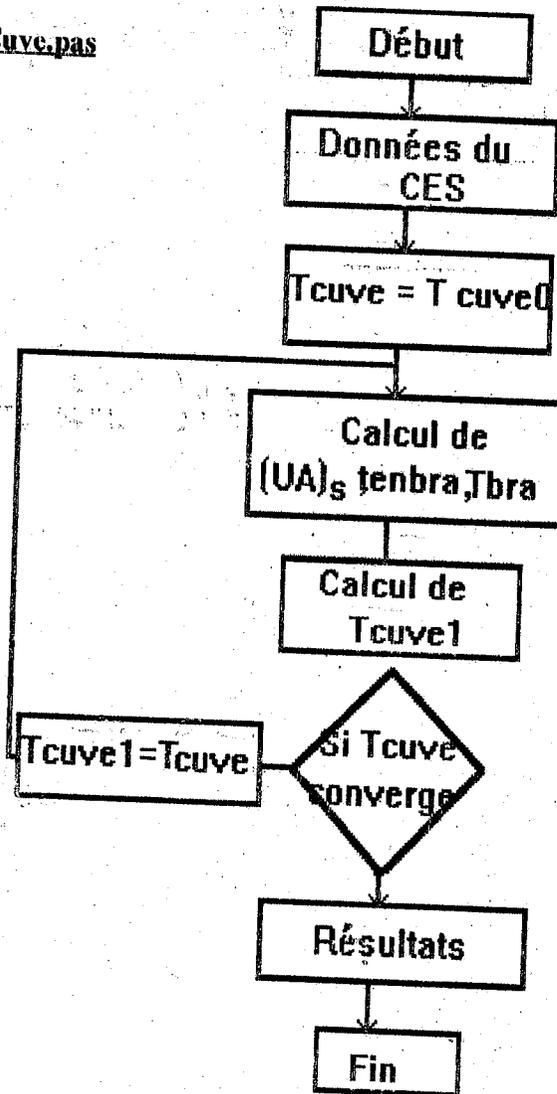
Tauf.pas



Capteur.pas



Cuve.pas



### III. METHODOLOGIE :

La méthode utilisée dans le cadre de cette étude consiste à la simulation du fonctionnement du chauffe-eau solaire aux différents points recommandés par les standards Ashrae et recommandations européennes [ 14,15 ], en faisant varier tous les paramètres constituant le capteur plan et la cuve de stockage.

Les données délivrées par la simulation sont traitées à l'aide de la méthode des moindres carrés.

### IV. RESULTATS ET CONCLUSIONS :

#### *. Influence sur le facteur ( $\tau\alpha$ ) :*

Les différentes influences enregistrées sur le facteur ( $\tau\alpha$ ) sont dues aux caractéristiques du couvert transparent.

- Sur **les graphes 1,2** sont portées les évolutions respectives du facteur ( $\tau\alpha$ ) en fonction de l'épaisseur du couvert et son coefficient d'extinction (K).

Le facteur ( $\tau\alpha$ ) diminue lorsque le coefficient K augmente suivant l'équation (3-4).

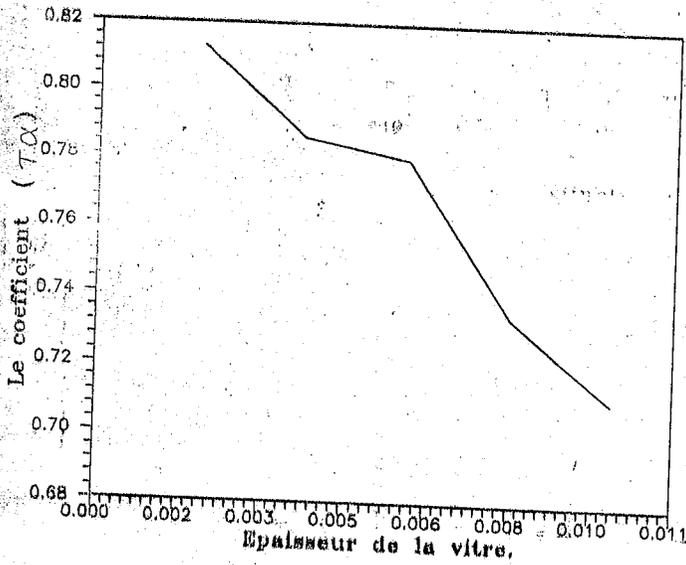
Le couvert du capteur plan national a un coefficient d'extinction de  $16m^{-1}$ , l'utilisation d'un verre blanc (coefficient d'extinction de  $4m^{-1}$ ) permet une amélioration intéressante des performances.

L'augmentation de l'épaisseur du couvert entraîne une diminution du facteur ( $\tau\alpha$ ) suivant la formule exponentielle de l'équation (3,4). L'épaisseur du couvert utilisé par UDES est de 4mm.

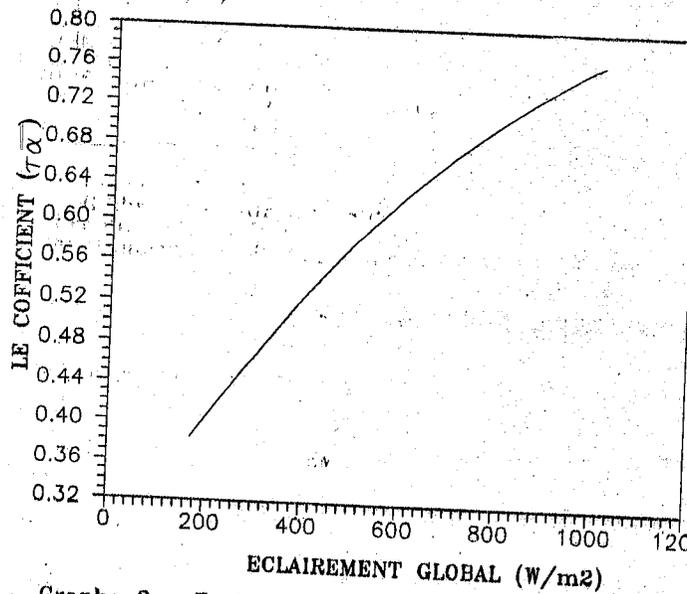
- Sur **le graphe3** est portée l'évolution du coefficient ( $\tau\alpha$ ) en fonction de l'éclairement, nous remarquons qu'il augmente avec ce dernier suivant l'équation (3.12).

- **Le graphe4** montre l'évolution de l'éclairement global sur une surface inclinée avant et après vitrage, la courbe a l'allure d'une parabole, son maximum est atteint à 12h TSV.

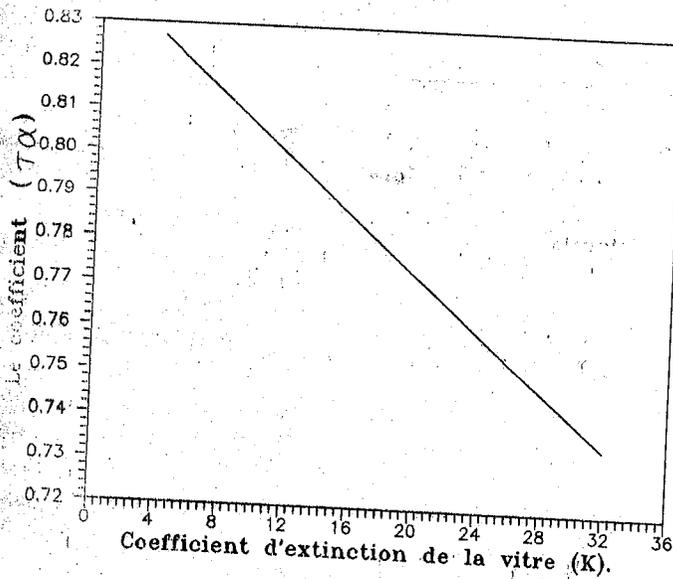
L'éclairement global reçu après vitrage est atténué par le coefficient ( $\tau\alpha$ ).



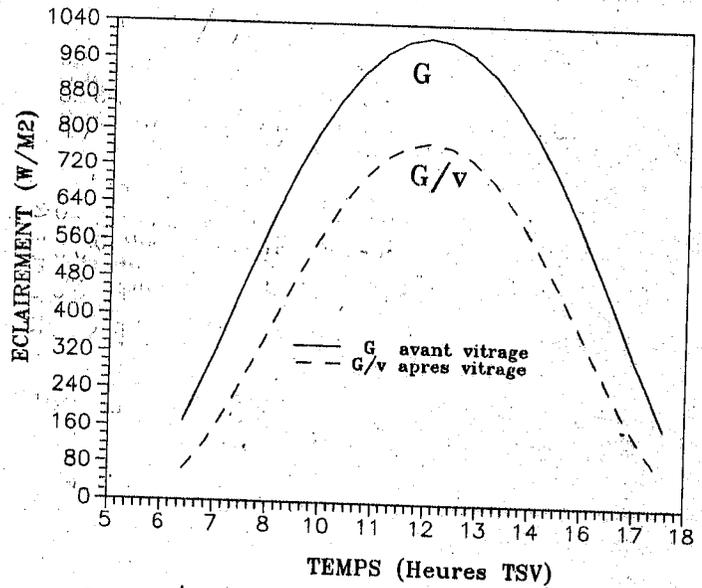
Graph 1 Influence de l'épaisseur de la vitre sur le coefficient ( $T\alpha$ ).



Graph 3 Evolution du coefficient ( $T\alpha$ ) en fonction de l'éclairage Global.



Graph 2 Influence du coefficient d'extinction de la vitre (K) sur le coefficient ( $T\alpha$ ).



Graph 4 Evolution de l'éclairage Globale (G) sur une surface inclinée.

### . Influence sur le coefficient de pertes globales :

- Sur le **graphe 5** est portée l'évolution du coefficient de pertes globales du capteur en fonction de la conductivité thermique de l'isolation.

Nous remarquons que le coefficient de pertes globales (UL) augmente linéairement en fonction de la conductivité ( $\lambda$ ).

Le calorifuge utilisé pour l'isolation du capteur fabriqué par UDES est une mousse polyurethane, ce produit rentre dans la famille des polymères et présente les avantages suivants :

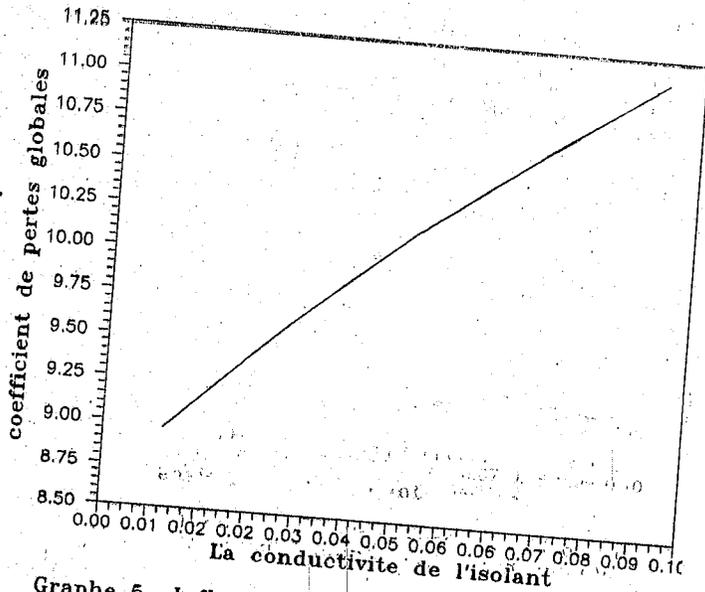
- \* Une bonne adhérence à la paroi de contact sans utiliser un produit collant .
- \* Un coefficient de conductivité thermique très faible de l'ordre de  $0,22\text{W/m}^\circ\text{c}$ .
- \* Une bonne teneur aux températures d'emploi.
- \* Une absence totale de réaction chimique avec les matériaux de contact.

- Les **graphes 6 et 7** montrent l'évolution du coefficient de pertes globales en fonction des épaisseurs de l'isolation arrière et latérale.

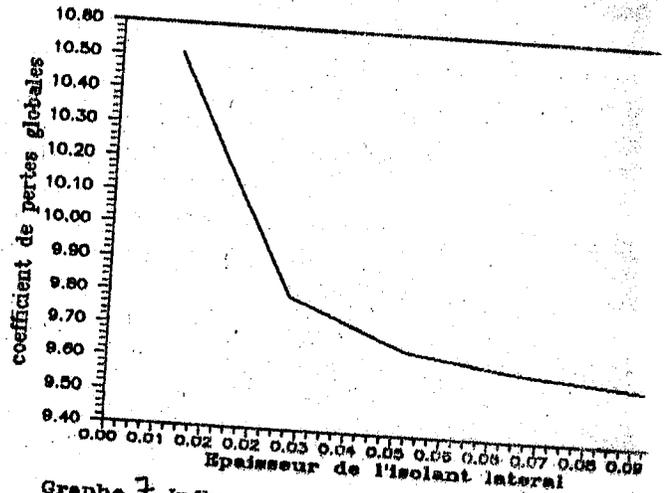
A travers ces figures nous remarquons que dans la gamme  $0+30\text{cm}$ , l'influence de l'épaisseur arrière sur le coefficient UL est plus lisible que celle de l'épaisseur latérale, il serait donc intéressant de diminuer l'épaisseur latérale au profit de l'épaisseur arrière.

La distance entre l'absorbeur et le vitrage joue un rôle prépondérant sur les performances des capteurs, ce phénomène est montré à travers le **graphe 8**, nous déduisons que l'augmentation de la lame d'air permet de diminuer les pertes thermiques, pour les basses températures (TP de l'ordre de  $60^\circ$ ) d'après SCHENBEL [16] une épaisseur de 15 à 20mm est suffisante, l'épaisseur de la lame d'air dans le capteur fabriqué par UDES est de 47,2mm.

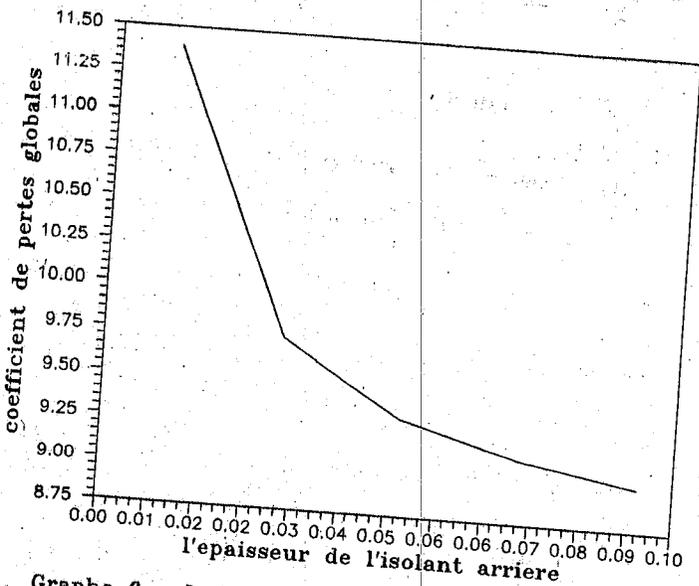
# CHAPITRE IV : SIMULATION



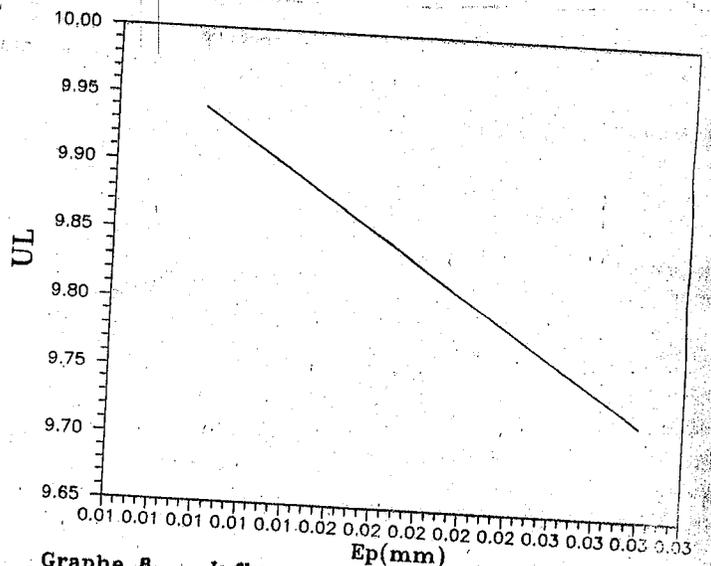
Graph 5 Influence de la conductivite de l'isolant sur le coefficient de pertes globales.



Graph 7 Influence de l'epaisseur de l'isolant lateral sur le coefficient de pertes globales.



Graph 6 Influence de l'epaisseur de l'isolant arriere sur le coefficient des pertes globales.



Graph 8 Influence de l'epaisseur de la lame d'air entre le couvert et l'absorbeur (Ep) sur le coefficient de pertes globales (UL).

### **. Influence sur le rendement de l'ailette :**

- Le rendement de l'ailette dépend essentiellement de la conductivité de la plaque et la longueur de l'ailette, sur **les graphes 9 et 10** sont rapportés les effets de ces dernières sur le rendement. La nature du matériau constituant la plaque absorbante influe beaucoup sur les performances, généralement les absorbeurs en métal sont les plus utilisés.

( cuivre  $\lambda = 377$ , Aluminium  $\lambda = 206$  et acier  $\lambda = 45 \text{ W / m}^2\text{k}$  )

Ce choix est dû essentiellement aux bonne conductivités de ces matériaux.

A travers le **graphe 9** nous remarquons que le rendement de l'ailette augmente avec la conductivité maximale pour une valeur voisine de  $220 \text{ w/m}^2\text{.K}$ , cette dernière est proche de la conductivité de l'aluminium ( $\lambda = 206 \text{ W / m}^2\text{k}$  )

La nature du matériau de l'absorbeur de UDES est l'alluminium, car c'est le matériau le plus léger.

- **Le graphe 10** montre l'évolution du rendement de l'ailette en fonction de la largeur de l'ailette, le rendement augmente l'orsque la largeur diminue.

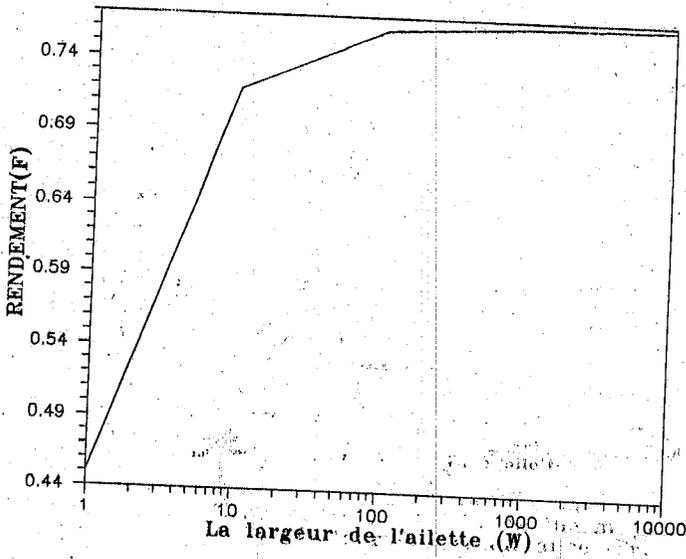
### **.Influence sur facteur de conductance :**

Les paramètres caractérisant la qualité de la conductance de l'absorbeur sont essentiellement la conductivité de l'absorbeur et la résistance de contact tube-ailette.

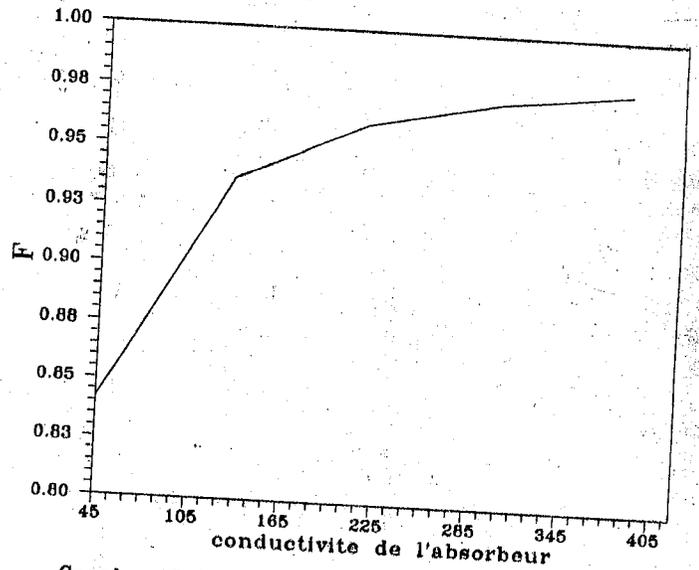
A travers **les graphes 11 et 12**, nous remarquons que les deux courbes ont des allures exponentielles avec des asymptotes voisines de  $100 \text{ Km}^2/\text{w}$  pour  $C_b$  et  $140 \text{ w/m}^2\text{k}$  pour la conductivité.

A partir de ces courbes, nous constatons que l'influence de ces paramètres sur le facteur de conductance ( $Fr$ ) est pratiquement nulle, le passage d'un absorbeur en acier à un absorbeur en alluminium nous donne qu'un gain de 7%.

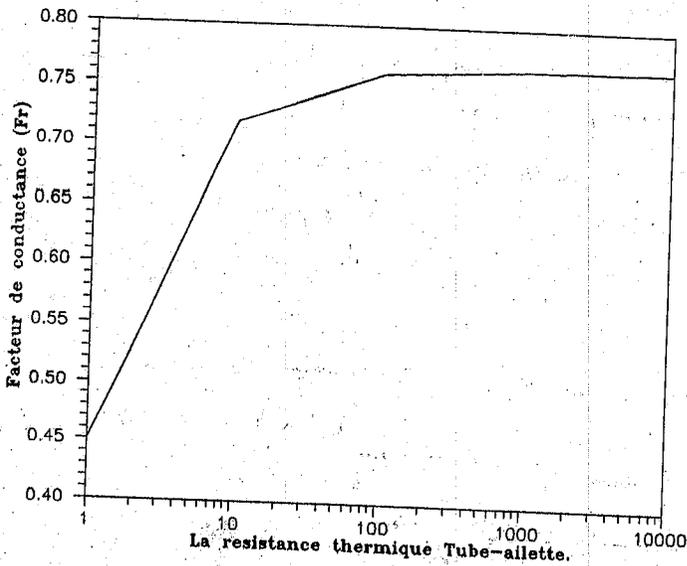
DBF 6



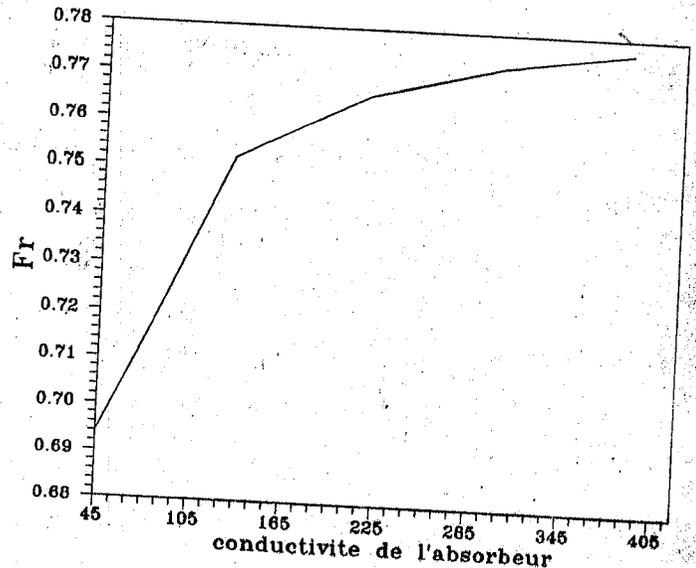
Graphe 9 Influence de la largeur de l'ailette sur son rendement.



Graphe 10 Influence de la conductivite de l'absorbeur sur le rendement de l'ailette.



Graphe 11 Influence de la resistance thermique tube-ailette sur le facteur de conductance (Fr).



Graphe 12 Influence de la conductivite de l'absorbeur sur le facteur de conductance Fr

### *.Influence sur le rendement instantané du capteur :*

- La nature du vitrage influe beaucoup sur le rendement du capteur, supposons que la surface captante est située sous  $n$  couvertures assurant « l'effet de serre », les pertes par convection et rayonnement sont approximativement divisé par  $(n+1)$ , d'après Beckman [8] le nombre est limité à deux (Parfois trois) car au delà la diminution de la transmission du rayonnement est très importante.

Le **graphe 13** montre les courbes du rendement de capteurs dotés de 0,1 et 2 vitrages. Nous remarquons que le capteur doté de deux vitrages est le plus performant.

- A travers les **graphes 14 et 15** nous remarquons que ces courbes ont le même rendement optique, qui implique que l'influence de l'émissivité de l'absorbeur et la conductivité thermique de l'isolant se limite au seul coefficient de pertes thermiques globales du capteur.

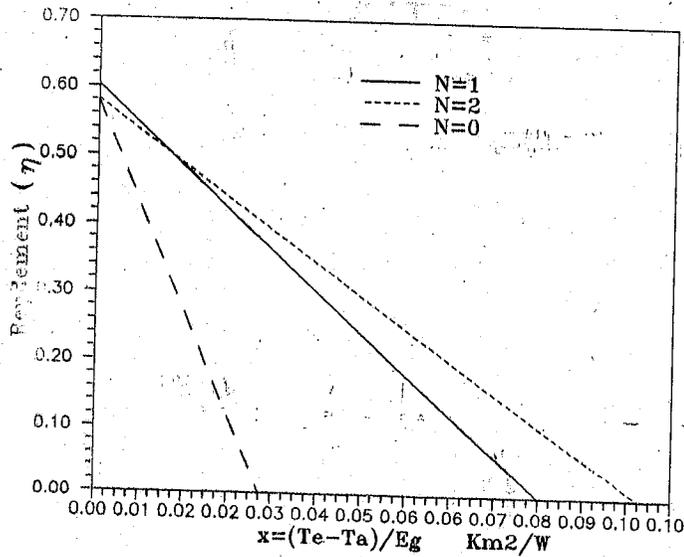
- Les **graphes 19, 20** nous donnent la variation du rendement en fonction du coefficient d'extinction et l'épaisseur du couvert, nous remarquons que les courbes sont parallèles, l'influence de ces paramètres se limite donc au seul rendement optique.

### *. Influence de l'épaisseur de l'isolation de la cuve de stockage*

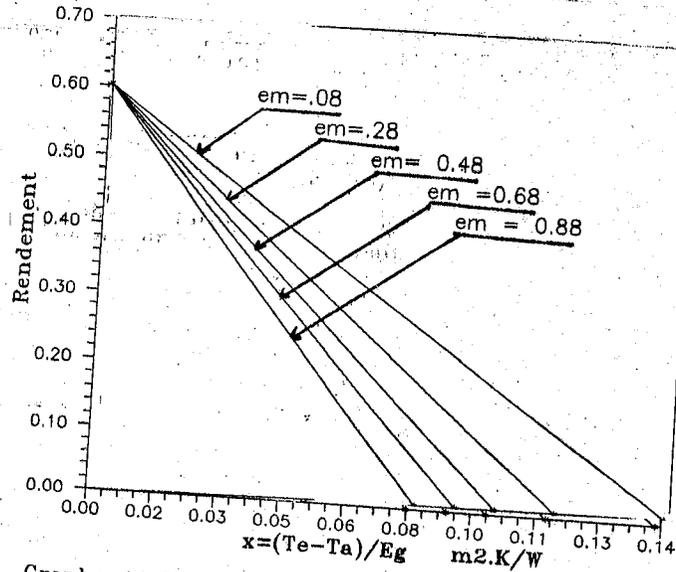
- L'épaisseur de l'isolation de la cuve de stockage est un paramètre important dont nous devons tenir compte lors de la conception des du chauffe-eau solaire.

Sur le **graphe 21** nous avons présenté l'évolution de la température moyenne de la cuve de stockage pour les épaisseurs suivantes: 10mm; 20mm; 30mm; 50mm et 60mm pour une durée de 24heures.

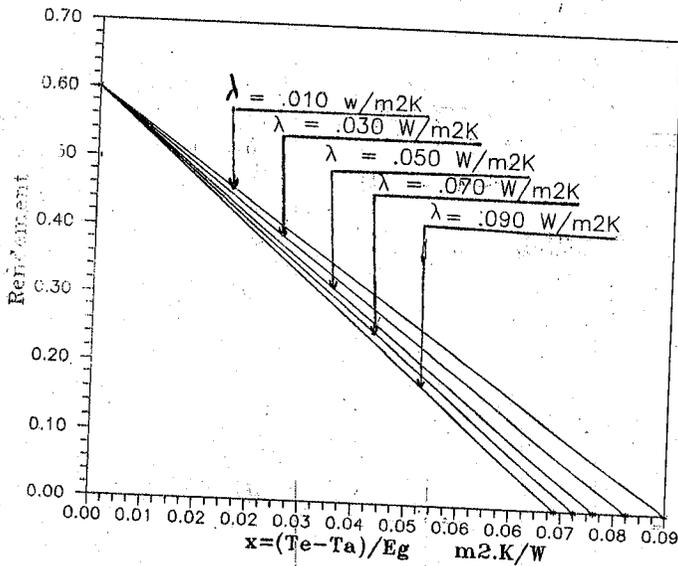
Les constatations qui ressort des résultats obtenues montrent que le gain thermique est le plus important durant la nuit entre 10mm et 20mm ( ceci s'explique par le fait que la différence de température est très importante, par contre au delà de 50mm l'évolution de la température de la cuve de stockage ne varie pas beaucoup et que toute augmentation de l'épaisseur entraîne un surcoût inutile



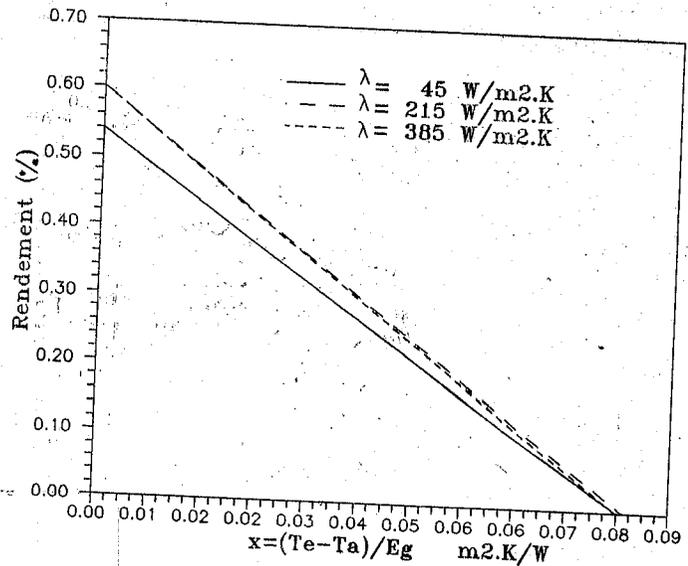
Graph 13 Influence du nombre de couverts sur le rendement du capteur plan



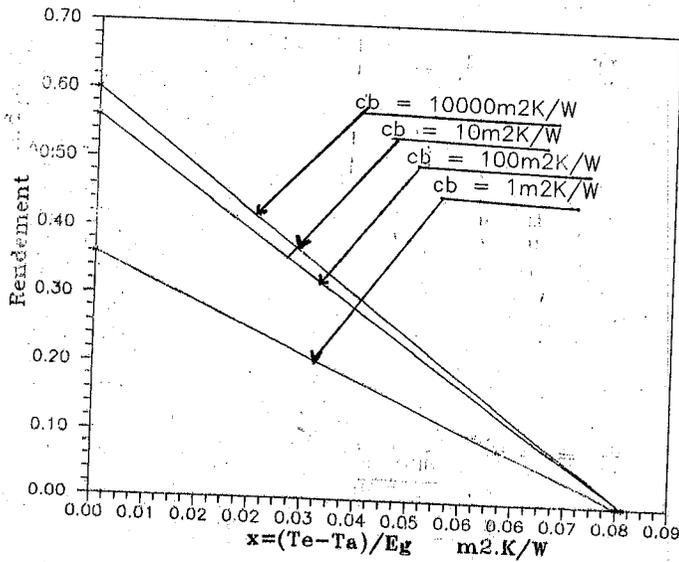
Graph 14 Influence de l'emissivite de l'absorbeur sur le rendement du capteur plan



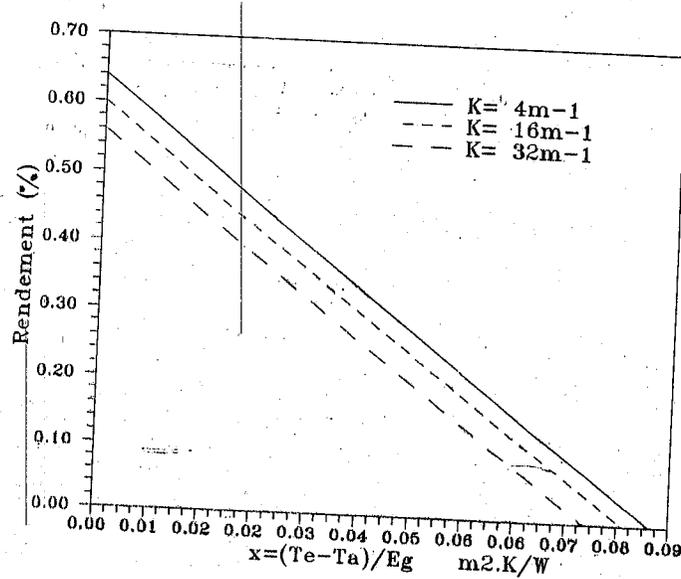
Graph 15 Influence de la conductivite thermique de l'isolant sur le rendement du capteur plan



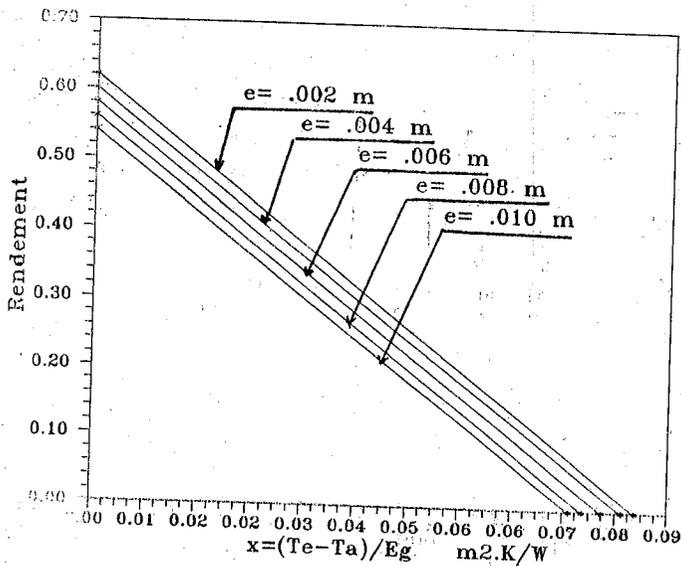
Graph 16 Influence de la conductivite thermique de l'absorbeur sur le rendement du capteur plan



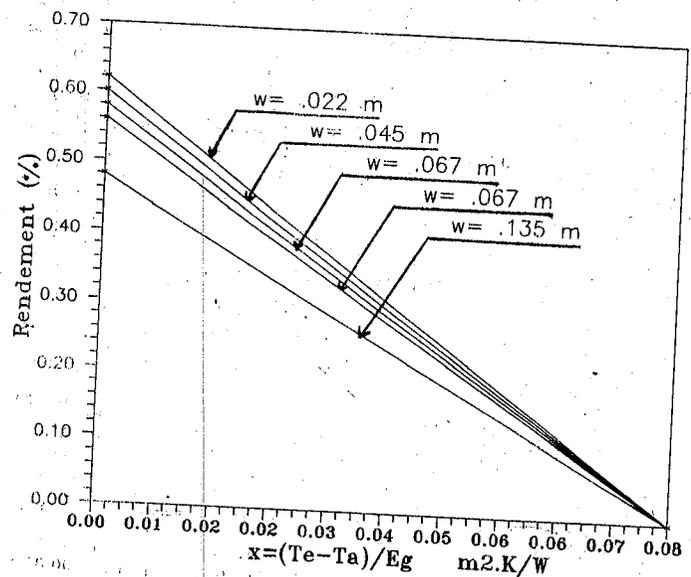
Graph 17 Influence de la resistance thermique tube-ailette sur le rendement du capteur plan



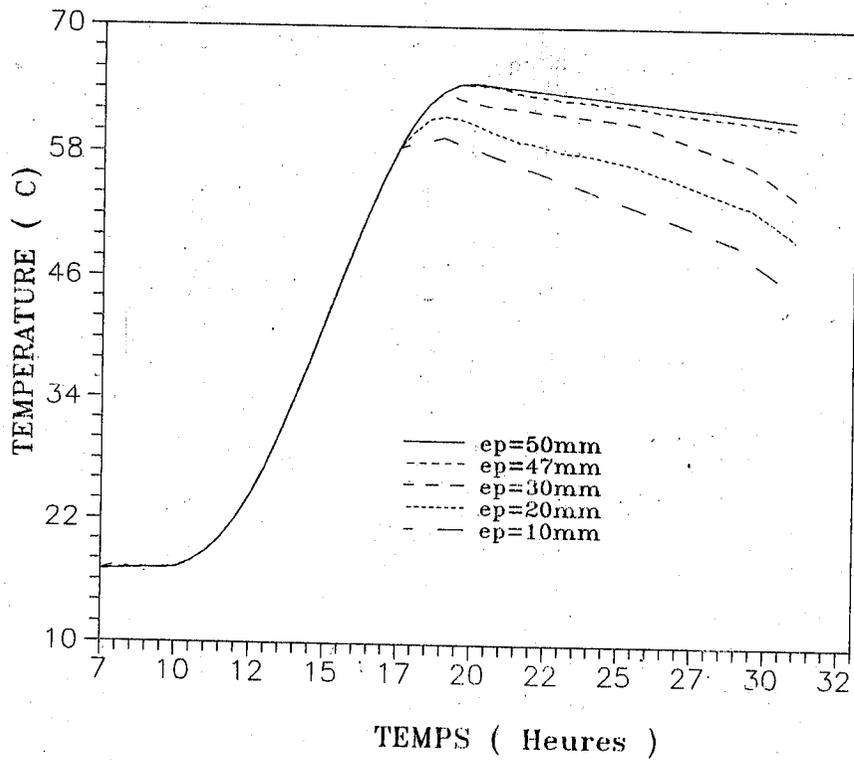
Graph 18 Influence du coefficient d'extinction du vitrage sur le rendement du capteur plan



Graph 19 Influence de l'epaisseur du couvert sur le rendement du capteur plan



Graph 20 Influence de la largeur de l'ailette sur le rendement du capteur plan



Graphe 21 Evolution de la Temperature de l'eau dans la cuve pour differentes epaisseurs de l'isolant.

### CONCLUSION :

D'après les résultats obtenus, nous pouvons conclure que le chauffe-eau national est performant , par conséquent :

Vu l'intégration du pays dans l'économie internationale et ses applications en matière de concurrence commerciale, il est utile d'améliorer les performances du chauffe-eau solaire en procédant, essentiellement à deux petits changement dans la conception actuelle :

- \* Choisir un verre blanc comme couvert.
- \* Munir l'absorbeur d'une surface sélective.

**CHAPITRE V**

**EXPERIMENTATION**

**L'étude expérimentale de ce chapitre est faite  
sur le site de Bouzareah.**

### I. INTRODUCTION :

Nous avons effectué des mesures sur le chauffe-eau solaire réalisé par l'unité de développement des équipements solaires (U.D.E.S) de Cherrhell sur le site de Bouzareah ( latitude de  $36^{\circ}8$ , longitude de  $3^{\circ}12$  Est et Altitude de 345 m).

Les mesures ont été prises chaque demi-heure durant toute la journée du 15 Juin.

### II. DESCRIPTION DU BANC D'EXPERIMENTATION :

Le banc d'essai étudié, a pour but de comprendre le fonctionnement du chauffe-eau solaire à travers les évaluations de certains paramètres physiques dans le temps.

Le montage expérimental comprend l'ensemble des éléments rapportés sur les figures 5.1 et 5.2 .

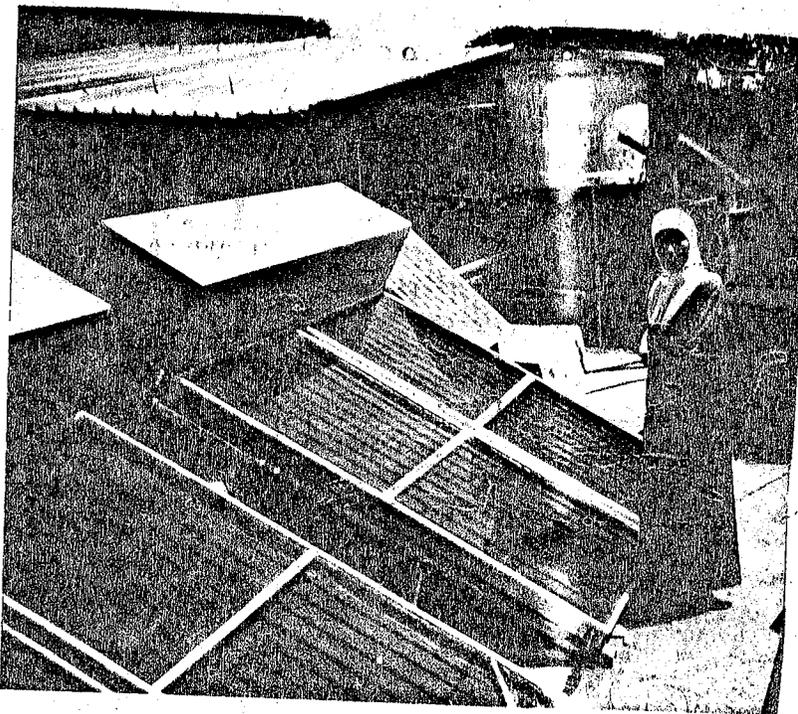


Fig 5.1 : Schéma du chauffe-eau solaire

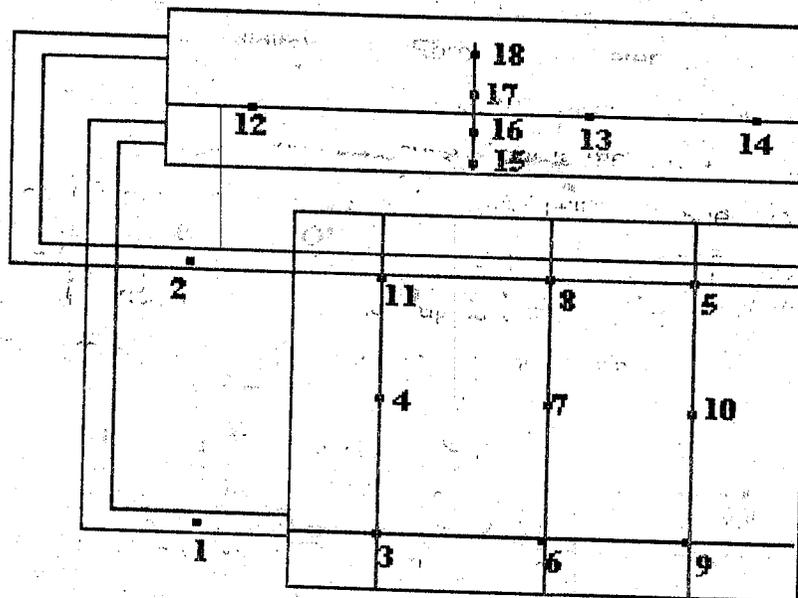


Fig 5.2 : Schéma d'implantation des thermocouples

### III. MESURES DES DIFFERENTS PARAMETRES :

#### III.1 Les températures:

Pour les mesures des températures, nous avons utilisé des thermocouples de type K (Chromel-Alumel), la soudure des jonctions est faite au chalumeau au niveau de l'atelier du centre. Après cela, nous avons procédé à l'opération de l'étalonnage en utilisant un thermomètre digitale type Ebro comme référence. Pour la mesure de la température de l'eau dans la cuve, nous avons utilisé 7 thermocouples disposés en croix sur une tige allant au long de la cuve. Pour la mesure de températures dans les capteurs, les thermocouples sont montés en doigt de gant et collés à la surface de la plaque absorbante, protégés par un isolant (liège) pour que le flux de chaleur converge sur le point de jonction. Les thermocouples sont disposés suivant le schéma de la figure 5.2.

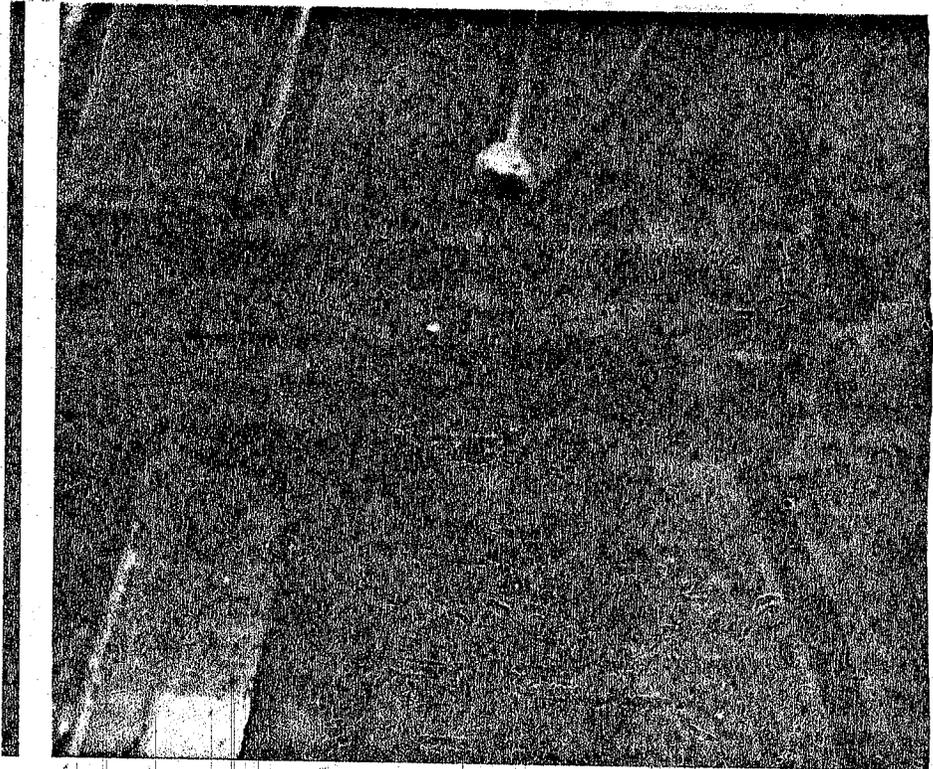


Fig 5.3 : Photo montrant l'implantation du thermocouple

### III.2 Débit d'eau :

Les débits-mètres de type ultrason, électromagnétique sont des instruments de mesures très coûteux, ne sont pas disponible au niveau du centre (CDER).

Pour la mesure du débit massique, nous avons eu recours à une méthode artisanale qui a été utilisée par K.S. ONG en 1962[11], elle consiste à mesurer le temps parcouru par un front de ligne de courant sur une longueur de 40 cm transparente en verre (pyrex). Nous injectons un colorant à l'aide d'une seringue, Ce dernier est dilué dans l'eau afin que la viscosité soit proche de celle de l'eau. Le débit massique  $\dot{m}$  du fluide dans le système est mesuré indirectement.

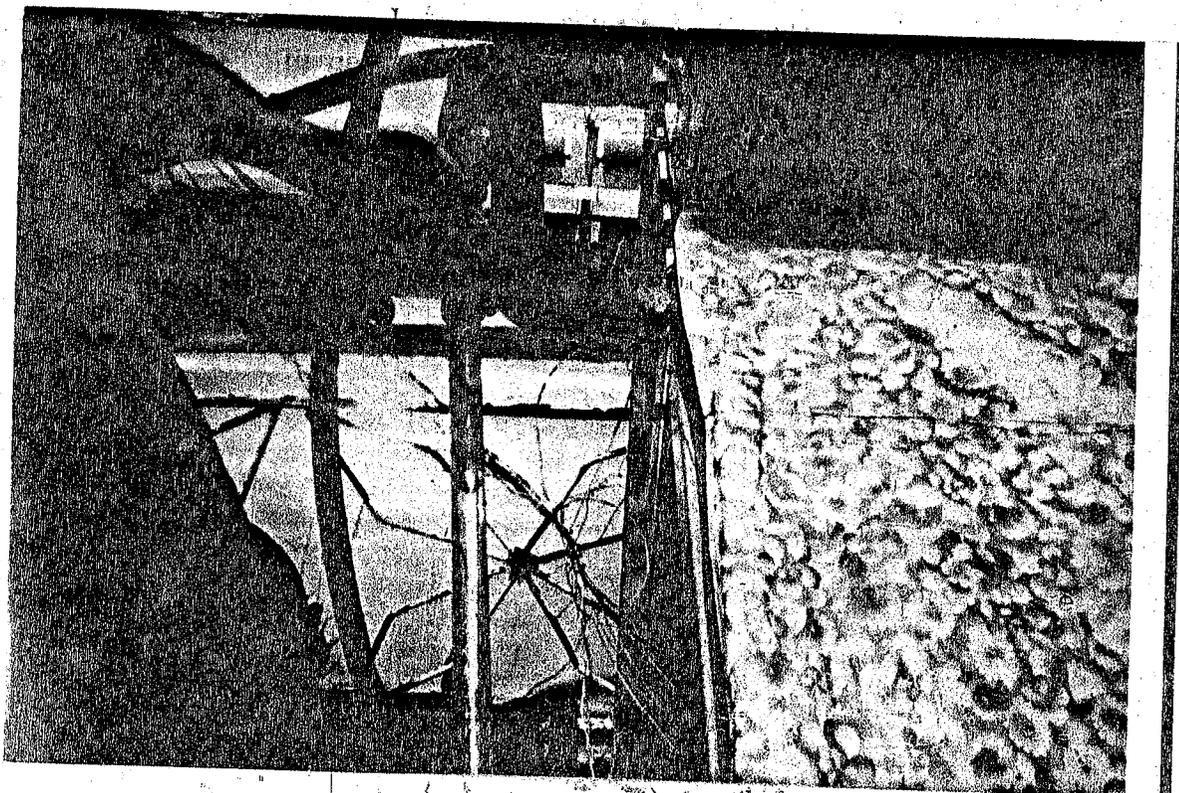


Fig 5.4 : Dispositif de mesure du débit

### III.3 L'éclairement solaire :

L'éclairement solaire global sur une surface horizontale est mesuré par l'intermédiaire d'un pyranomètre de type KYPP et zonnen (CMS) ayant une précision de 1%, l'éclairement diffus est mesuré avec l'appareil muni d'une bande pare-soleil afin de cacher le rayonnement direct.

L'éclairement solaire global sur face inclinée est mesuré par l'intermédiaire d'un solarimètre, ce dernier a été étalonné par l'intermédiaire d'un pyranomètre de type KYPP et Zonnen.



Fig 5.5 : Photo du solarimètre et pyranomètre

#### III.4 La température ambiante :

La température ambiante est mesurée par un thermo-hygraphe de type Richard et Peckly ayant une précision de 1%.

#### IV. APPAREIL DE MESURE UTILISE :

##### IV.1 Le pyranomètre :

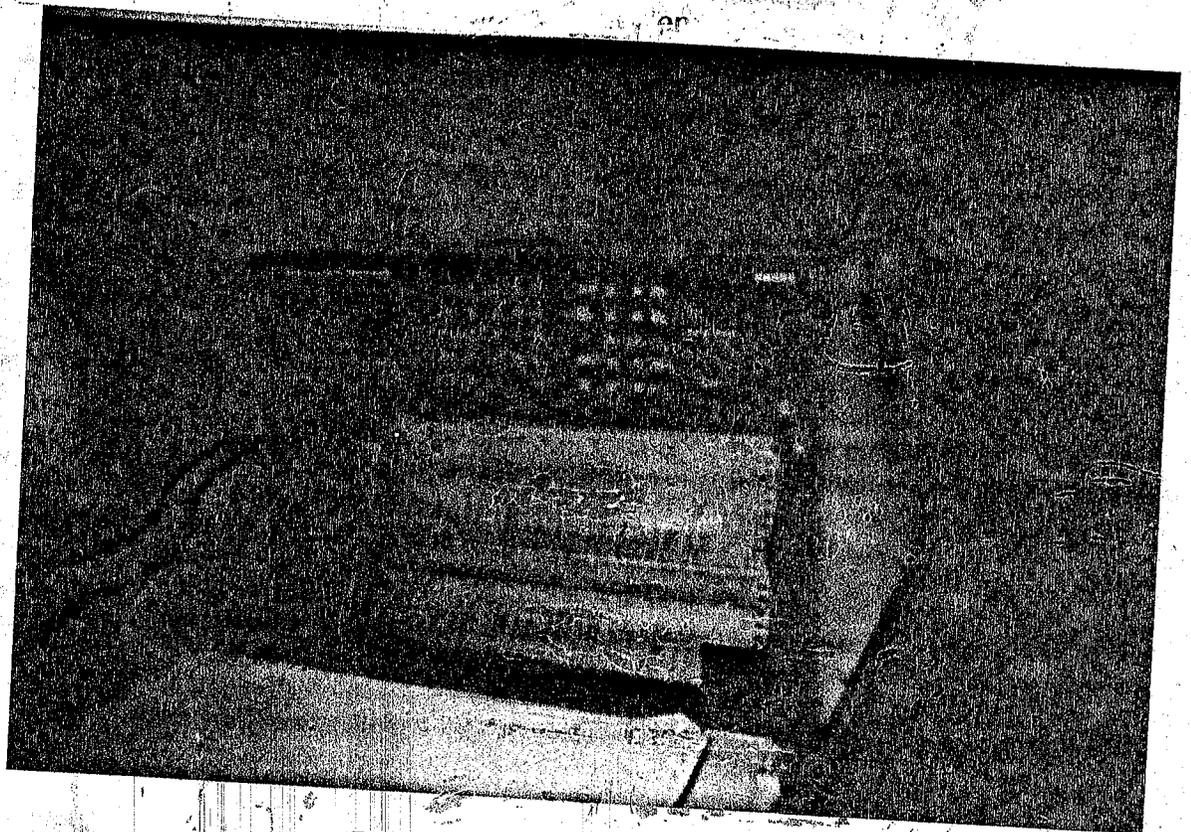
Le pyranomètre mesure le rayonnement global, le récepteur de cet instrument est une thermopile cette dernière est constituée de plusieurs lamelles métalliques, une moitié de la longueur de chaque lamelle est en manganite, l'autre en constantan, la face supérieure des lamelles est peinte en noir mâte, les extrémités des lamelles sont fixées sur des rondelles en laiton qui assurent un contact électrique et thermique sous l'effet du rayonnement solaire.

La température de la thermopile s'élève et la faible section ainsi que la faible conductivité thermique des lamelles font apparaître une différence de température entre le centre des lamelles et leurs extrémités, cette variation de température entraîne une force électromotrice que l'on mesure à l'aide de l'enregistreur.

Les différents thermocouples et pyranomètre sont connectés à un enregistreur de type Philips programmable à affichage digital et à trace continu ou discontinu équipé de 30 voies.

### **IV.2 Enregistreur :**

Les thermocouples et le pyranomètre sont connectés à un enregistreur à 30 voies type philips (PM8238 à multi-point data recorder) placé dans une chambre éloignée des bancs d'expérimentation, pour que les fils des thermocouples puissent arriver à l'enregistreur nous avons ajouté des fils de compensation.



**Fig 5.6 : Photo de l'enregistreur**

### **Principe de fonctionnement :**

L'instrument est commandé par microprocesseur, son programme est consigné dans une mémoire morte. Les réglages sont consignés dans un module de programmation alimenté par batterie. Au cours d'un cycle de mesure des voies sélectionnées, les signaux d'entrée sont échantillonnés c'est à dire connectés à l'entrée du convertisseur analogique numérique par l'intermédiaire du relais de convertisseur analogique-numérique convertit les signaux d'entrée analogique en code numérique. La position de la tête d'impression est commandée par un moteur pas à pas.

## CHAPITRE V : EXPERIMENTATION

L'enregistreur est programmé pour les mesures des températures de  $-50^{\circ}\text{C}$  à  $300^{\circ}\text{C}$  sur un papier digramme (Papier thermo-sensible). L'enregistrement des valeurs sont données sous forme chiffrée dans les tableaux à 4 chiffres, les données d'impression sur le papier sont : Heure, date, numéro de voie et intervalle du temps d'impression

### V. DEROULEMENT DE L'EXPERIMENTATION :

Avant de commencer les mesures en debut de journée , nous préparons le banc d'experimentation comme suit:

le chauffe-eau solaire est vidé complètement , puis rempli de nouveau à 8h du matin, une fois tout est prêt nous programmons l'enregistreur.

Les résultats de l'experimentation pour la journée du 15 juin sont rapportées sur le tableau N°1 :

Temps Local	Te ( $^{\circ}\text{C}$ )	Ts ( $^{\circ}\text{C}$ )	I ( $\text{W}/\text{m}^2$ )	Eg ( $\text{w}/\text{m}^2$ )	m (kg/s)
9 <sup>h</sup> 00	30,2	30,6	610	552	0,0090
9 <sup>h</sup> 30	31,3	36,1	702	672	0,0101
10 <sup>h</sup> 00	32,5	41	797	780	0,0114
10 <sup>h</sup> 30	33	41,6	730	732	0,0123
11 <sup>h</sup> 00	34,7	45,9	816	816	0,0126
11 <sup>h</sup> 30	36,7	49,3	944	984	0,0127
12 <sup>h</sup> 00	37,6	54,2	973	1014	0,0129
12 <sup>h</sup> 30	32,1	56,9	992	1020	0,0132
13 <sup>h</sup> 00	34,8	58,5	993	1020	0,0132
13 <sup>h</sup> 30	39	60,3	986	1008	0,0126
14 <sup>h</sup> 00	42,9	61,1	961	972	0,0129
14 <sup>h</sup> 30	45,1	60,2	919	900	0,0123
15 <sup>h</sup> 00	47,4	60,5	842	834	0,0118
15 <sup>h</sup> 30	42,6	62,1	789	756	0,0116
16 <sup>h</sup> 00	43,1	59,8	727	648	0,0099
16 <sup>h</sup> 30	40,9	58,2	637	516	0,0084
17 <sup>h</sup> 00	45,5	54,5	540	396	0,0061
17 <sup>h</sup> 30	41,7	50,5	450	264	0,0038
18 <sup>h</sup> 00	44,3	48,4	331	144	0,0006
18 <sup>h</sup> 30	46,7	46,4	227	54	0,0002
19 <sup>h</sup> 00	45	48,4	76	6	0
19 <sup>h</sup> 30	45,8	47,2	27	0	0

Tableau N°1

## V.1 Calcul des incertitudes :

Les différents paramètres mesurés directement ou indirectement sont affectés par des erreurs qui sont dues à la précision des appareils de mesure ou à la lecture. Les calculs des incertitudes relatives des paramètres mesurés sont présentés ci-dessous.

### a) Débit massique :

Le débit massique  $\dot{m}$  du fluide dans le système est mesuré indirectement. Le temps  $t$  effectué par la masse fluide pour traverser une conduite de longueur  $L=40$  cm et de diamètre  $d=20$  cm est mesuré par un chronomètre digital on néglige l'incertitude relative de cet instrument et on estime une incertitude absolue due à la lecture.

$\Delta t = 0,5$  seconde

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot S = \rho \cdot \frac{L}{t} \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

D'après le théorème des incertitudes relatives nous avons :

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta t}{t}$$

La masse volumique est fonction de la température qui est mesurée par des thermocouples dont l'incertitude absolue  $\Delta T = 0,1$  °C.

$$\rho = AT^2 + BT + C$$

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{(2AT + B)\Delta T}{AT^2 + BT + C}$$

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \frac{(2AT + B)\Delta T}{AT^2 + BT + C} + \frac{\Delta t}{t}$$

### b) Eclairage Global sur une surface inclinée :

Les éclairagements Global et diffus sur une surface horizontale sont mesurés par des pyranomètres avec une précision  $p=10\%$ . L'éclairage global sur une surface inclinée est donnée par :

$$E_g = (I - ID) \cdot R_n b + ID \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \cdot Alb \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

Tels que Alb est l'albedo du sol.

$$\Delta E_g = \left[ Rb.I + RbID + \frac{1 + \cos\beta}{0,0372} ID + \frac{1 - \cos\beta}{2} I.Alb \right] P$$

$$\frac{\Delta E_g}{E_g} = \left[ 1 + \frac{2Rb.ID}{E_g} \right] P$$

**c) Rendement instantané du capteur :**

L'expression du rendement instantané du capteur est donnée par :

$$\eta_0 = \frac{\dot{m}c_p(T_s - T_e)}{Ac.E_g}$$

L'incertitude relative du rendement est calculée par :

$$\frac{\Delta \eta_0}{\eta_0} = \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta E_c}{E_c} + \frac{2\Delta T}{(T_s - T_e)}$$

Les résultats des incertitudes relatives de différents paramètres relatifs sont illustrés dans le tableau suivant :

Heures	$\frac{\Delta \rho}{\rho}$	$\frac{\Delta t}{t}$	$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}$	$\frac{\Delta E_c}{E_c}$	$\frac{\Delta \eta_0}{\eta_0}$
10 <sup>hoo</sup>	0,000042	0,090900	0,062530	0,011423	0,109943
11 <sup>hoo</sup>	0,000042	0,100000	0,075497	0,011554	0,109837
12 <sup>hoo</sup>	0,000037	0,103090	0,080257	0,011519	0,104666
13 <sup>hoo</sup>	0,000039	0,105260	0,092740	0,011518	0,116343
14 <sup>hoo</sup>	0,000038	0,103090	0,078730	0,011510	0,099491
15 <sup>hoo</sup>	0,000047	0,093800	0,077036	0,011547	0,113946
16 <sup>hoo</sup>	0,000050	0,078740	0,066130	0,011632	0,099251
17 <sup>hoo</sup>	0,000051	0,048402	0,054060	0,011855	0,091550

**Tableau N°2**

### V.2. RESULTATS ET CONCLUSIONS :

- Les variations de l'éclairement solaire pour la journée du 15 Juin sont présentées par les graphes 22 et 23. Pendant la journée le ciel est très clair, les évolutions de l'éclairement solaire présentent des paraboles, avec un maximum à ( 12 TSV)  
L'éclairement solaire reçue sur une surface horizontale ou inclinée à une répartition sinusoidale en fonction du temps selon l'équation suivante :

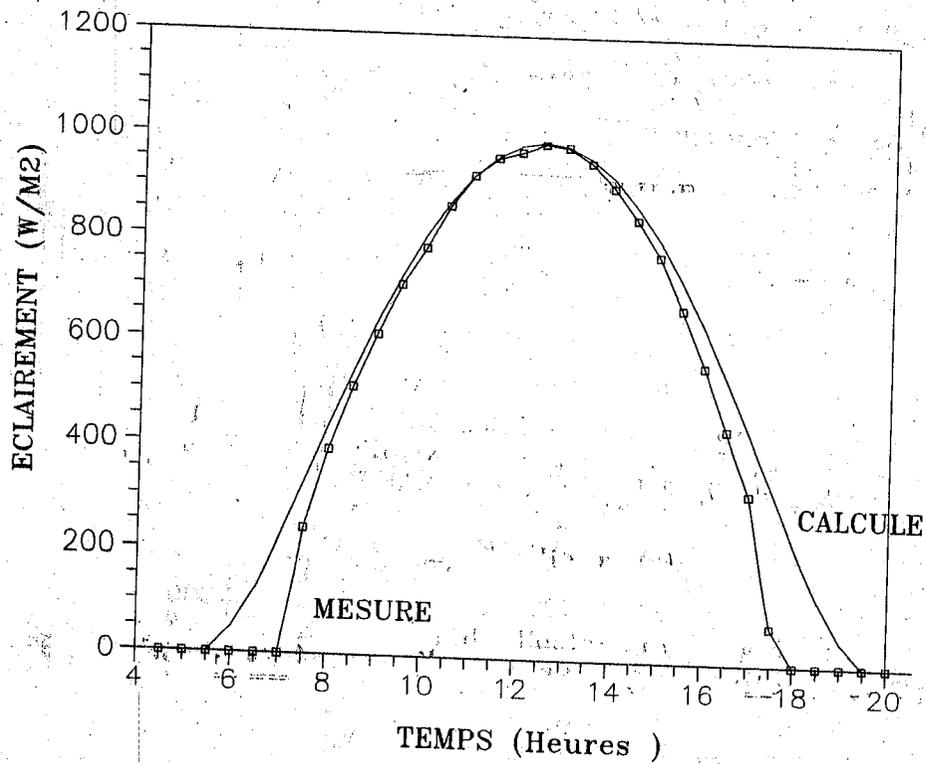
$$I = I_{\max} \sin \frac{\pi t}{\Delta t}$$

$I_{\max}$  : désigne l'éclairement énergétique maximum à midi vrai sur un plan horizontal.

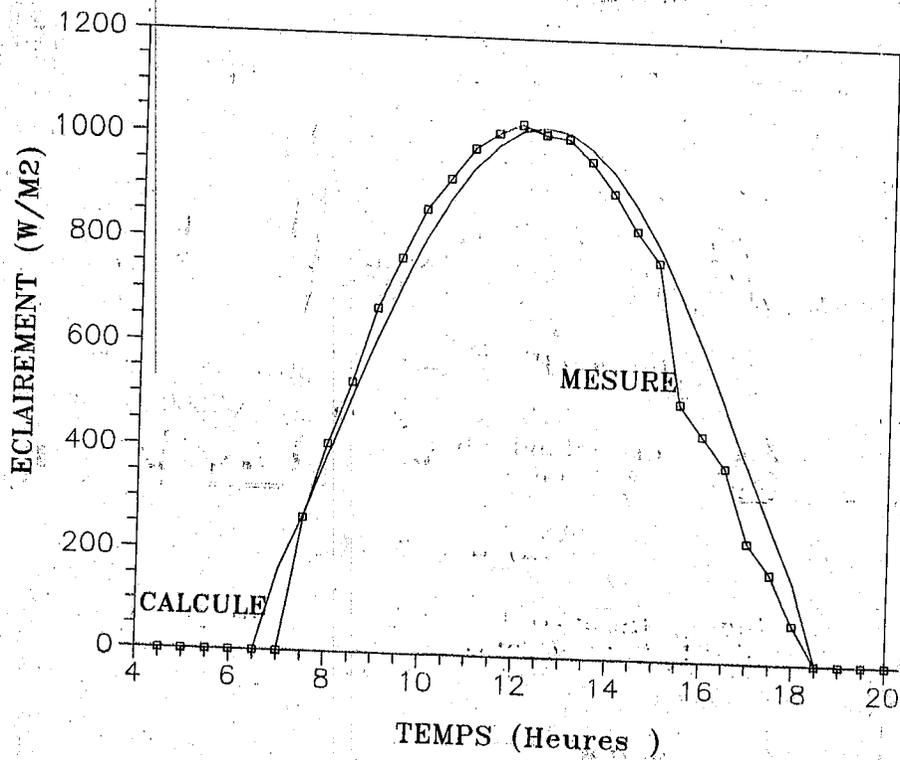
$\Delta t$  : est la durée du jour.

Nous remarquons que les résultats théoriques et expérimentaux sont en bonne concordance notamment en milieu de la journée et qu'il y a un écart relativement important entre les valeurs en matinée, l'écart est relativement important entre les valeurs en matinées et du au faite que la calcul de l'éclairement est en regime transitoire avec un pas de 05mw.

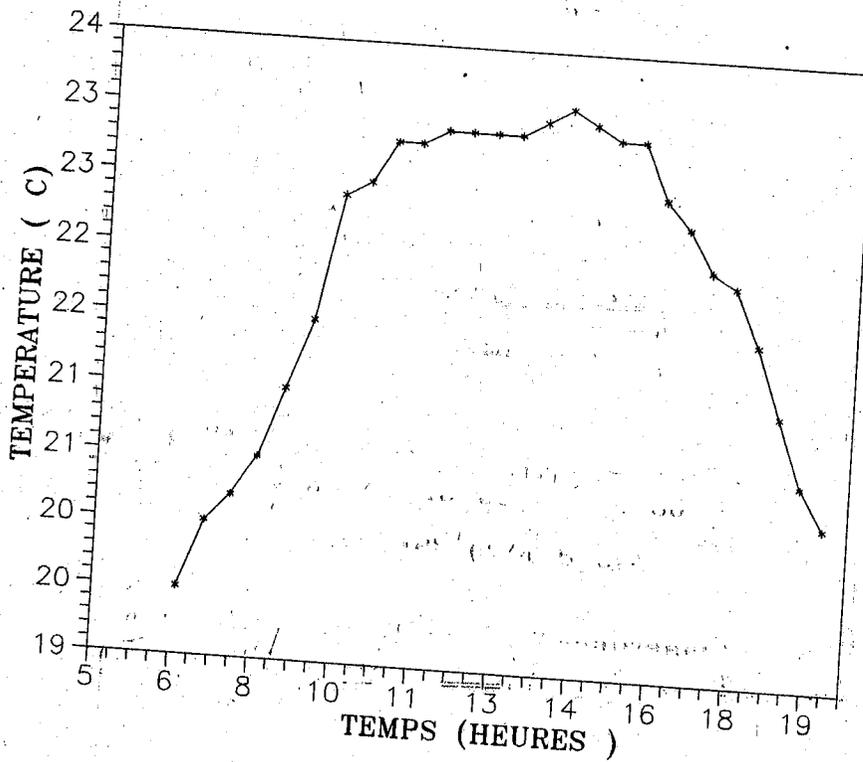
- La température ambiante oscille entre 19°C et 23 °C, son évolution est représenté par le graphe 24.



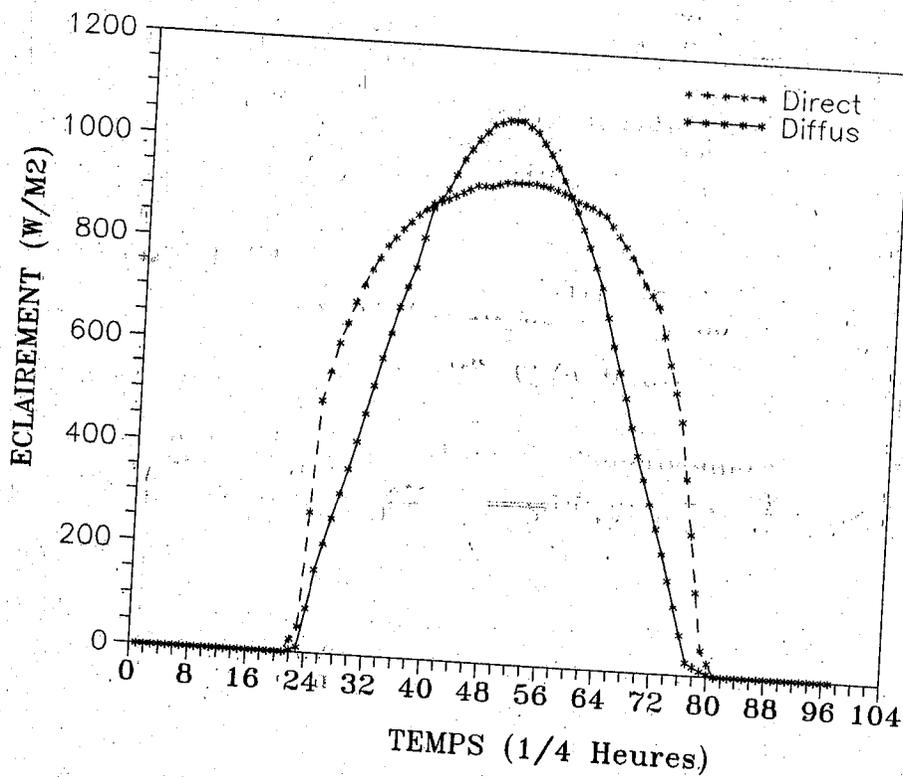
Graphe 22 Evolution de l'eclaircement global sur une surface horizontale pour le 15 juin



Graphe 23 Evolution de l'eclaircement global sur une surface inclinee pou le 15 juin.



Graphe 24 Evolution de la température ambiante pour le 15 Juin.



Graphe 25 Evolution de l'éclairement Global horizontal pour le mois de juin.

- **Le graphe 26** donne les évolutions des températures d'entrée et de sortie du capteur, ces dernières croient avec l'éclairement, la circulation de l'eau dans le chauffe-eau solaire de production nationale se fait naturellement ( principe de thermosiphon), lorsque l'eau séchauffe dans le capteur plan monte tandis que l'eau froide du réservoir descend au capteur . La température de sortie maximale que peut atteindre ce chauffe-eau solaire rempli le matin à 8h, est de  $60,5^{\circ}\text{C}$ , l'écart entre les deux températures est très visible, important entre 12h et 16h.

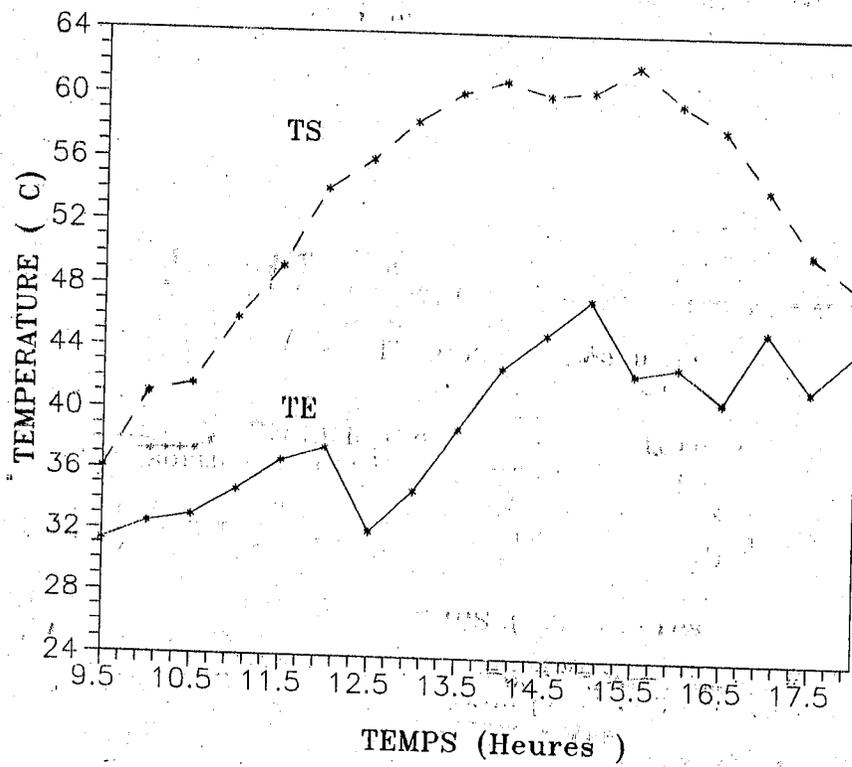
Les deux températures commence à chuter à partir de 15h, la courbe de  $T_s$  décroît rapidement par rapport à celle de  $T_e$ .

- **Le graphe 27** nous montre le profil de température dans la cuve de stockage, à l'échelle de la journée la courbe présente deux phases :

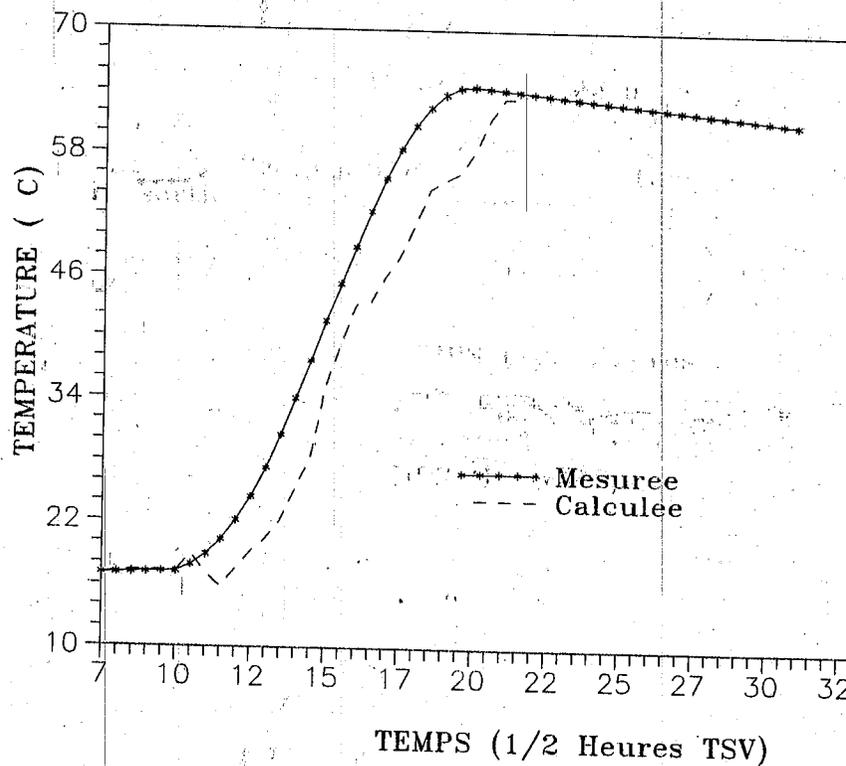
\* **Phase de stockage** : Correspondant à une augmentation de la température pendant la journée, cette phase nécessite un éclairage relativement important pour amorcer la circulation de l'eau dans le système.

\* **Phase de déstockage** : Correspondant à une diminution de la température dues aux pertes thermiques pendant la période nocturne.

Nous constatons aussi que durant la nuit l'évolution de la température est presque constante ce qui permet de conclure que les pertes thermiques de la cuve sont faibles, ce qui prouve que la cuve est bien isolée thermiquement.



Graphe 26 Evolution de la température d'entrée et de sortie du capteur pour le 15 juin.



Graphe 27 Evolution de la Temperature dans la cuve confrontation mesure-calcul pour le 15 juin.

- A travers le **graphe 28** nous remarquons que l'évolution du débit massique est similaire à l'éclairement solaire, croît et décroît avec ce dernier.

La confrontation des résultats théoriques et ceux issus de l'expérimentation montre une concordance relativement acceptable avec un faible écart d'une part aux erreurs expérimentales et à la précision des différents coefficients d'échange thermique que nous avons utilisé dans le modèle.

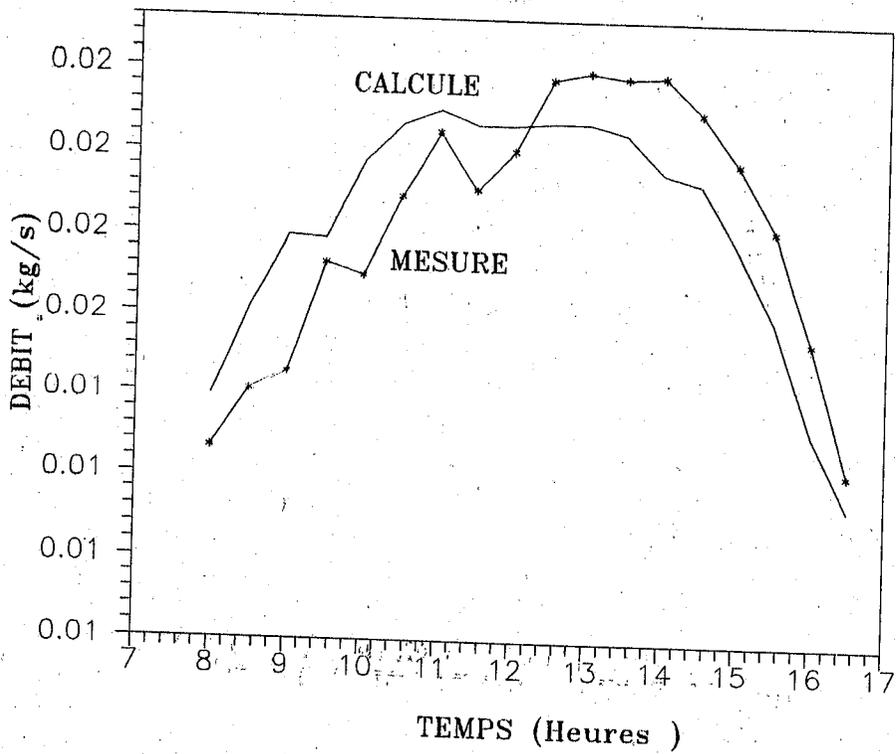
- Le **graphe 29** nous informe sur la variation de la température dans le radiateur. Pendant la journée nous remarquons que les écarts sont importants ceci semble s'expliquer par le fait que la distribution du débit est non uniforme.

La masse total du fluide  $\dot{m}$  à l'entrée du capteur rencontre le 1<sup>er</sup> tube du radiateur sera ramifiée, une partie  $\dot{m}_1$  dans ce tube, le reste  $\dot{m} - \dot{m}_1$  continue le trajet jusqu'au 18<sup>ème</sup> tube, le trajet parcouru par la masse  $\dot{m}_1$  est le plus court, donc les pertes de charges sont les plus faibles, par contre la vitesse de déplacement est grande, au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée du capteur, le trajet du fluide devient long donc les pertes de charge sont importantes ce qui donne une circulation plus lente, la vitesse est faible donc l'extraction de la chaleur est aussi faible ce qui entraîne une augmentation de chaleur dans ces zones.

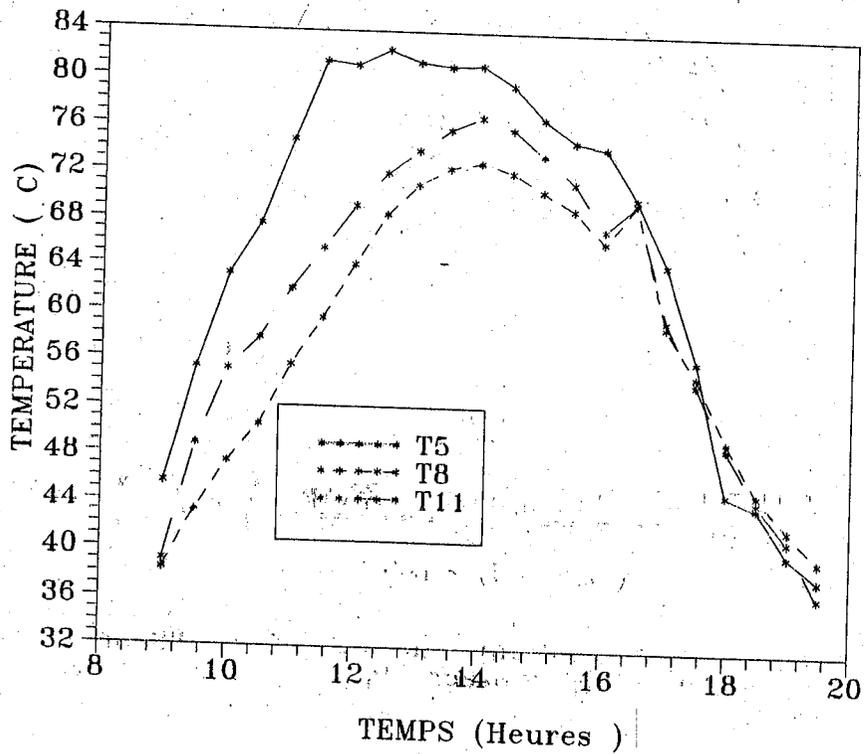
On peut conclure que la température au niveau des tubes les plus éloignés de l'entrée est la plus élevée.

- Les variations des températures de l'eau dans le capteur respectivement au points 5,8,11 sont représentés par le graphe 26. Pendant la journée la température au point 11 est la plus chaude puis celle qui correspond au point 8, cet ordre s'inverse après l'arrêt de la thermocirculation, le point 5 est le plus chaud car il est le plus proche de la cuve qui contient l'eau chaude.

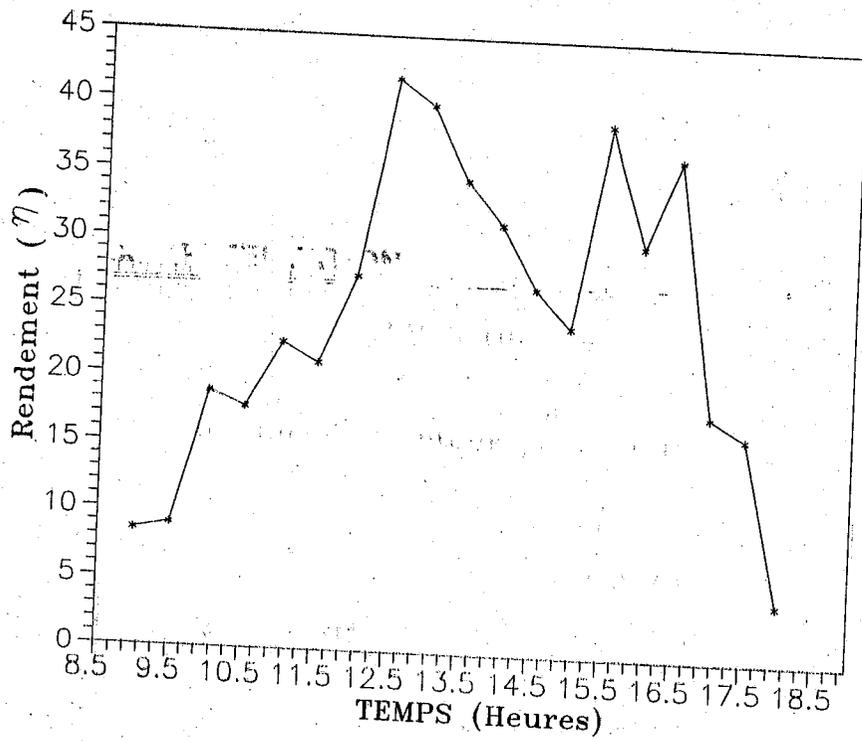
- Le **graphe 30** nous montre la variation du rendement instantané du capteur, son évolution croît avec l'éclairement, la valeur maximale est de 42%.



Graphe 28 Confrontation mesure-calcul de l'évolution du débit massique pour le 15 juin



Graphe 29 Evolution des températures pour plusieurs points du capteur pour le 15 juin.



Graphe 30 Evolution du Rendement instantane du capteur pour le 15 juin.

### **CONCLUSION :**

La comparaison des résultats théoriques et expérimentaux des températures et débit a montré une bonne concordance avec un faible écart, ces écarts sont dus d'une part aux erreurs expérimentales et d'autre part à la précision de différents coefficients d'échanges thermiques que nous avons utilisé dans le modèle.

Nous pouvons conclure que la modèle théorique établi est satisfaisant.

DEUXIEME PARTIE

CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME  
DU  
CHAUFFE-EAU SOLAIRE NATIONAL

**CHAPITRE VI**

**Méthodes de calcul des performances à long  
terme**

**Dans ce chapitre nous étudions les différentes méthodes de test  
des chauffe-eau solaire, ces méthodes ont pour objectifs de  
prédire à partir d'essais réalisés sur une courte période  
les performances à long terme**

**I. INTRODUCTION :**

Il existe plusieurs méthodes d'estimation des performances à long terme des chauffe-eau solaire, ces méthodes ont pour objectifs de prédire à partir d'essais réalisés sur une courte période, les performances thermiques sur une longue période, parmi ces méthodes nous pouvons citer :

- \* La méthode EDF.
- \* La méthode F-chart.
- \* La méthode Entrée/ Sortie.

**II. Méthodes de tests des chauffe-eau solaire :**

**II.1 Méthode EDF :**

Cette méthode a été développée en 1977 par P.CHOUARD, H.MICHEL et M.F SIMON de la direction des études et de recherche de l'Electricité de FRANCE (EDF). [ 17 ]

La méthode est composée en deux parties :

**a) Calcul de l'énergie récupérée par le capteurs :**

Le calcul se fait pour chaque mois de l'année en supposant que la température  $T_a$  est constante.

L'énergie moyenne récupérée par unité de surface des capteurs calculée pour chaque température de stockage  $T_s$  est donnée par l'équation suivante [7] :

$$\bar{H}_u = \sigma \cdot \bar{H}_{u \max} + (1 - \sigma) \bar{H}_{u \min} \quad (5.1)$$

*Ts.coucher*

$$\bar{H}_{u \max} = F_R \int_{Ts.coucher}^{Ts.lever} \left[ \eta_0(i) I_{bc}(t) + 0,9 \eta_0(0) I_{dc}(t) - u(T_s - T_a) + dT(s) \right] dt \quad (5.2)$$

$$\bar{H}_{u \min} = F_R \int_{Ts.lever}^{Ts.coucher} \left[ 0,9 \eta_0(0) I_d(t) - u(T_s - T_a) + dT(s) \right] dt$$

$\eta_0(i)$ : est le rendement optique en fonction de l'angle d'incidence.

$\eta_0(0)$ : est le rendement optique pour le flux normal du capteur

$I_{bc}$  et  $I_{dc}$  : Les flux directs et diffus par ciel clair.

$I_d$  : Flux diffus par ciel couvert.

$i$  : l'angle d'incidence.

## CHAPITRE VI : METHODES DE CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME

Les résultats sont représentés graphiquement mois par mois sous forme  $H_u$  en fonction de  $(T_s - T_a)$ .

### b) Calcul des besoins et de l'énergie distribuée :

Les besoins moyens en w/h par jour s'écrivent :

$$Bes = 24 \cdot G_v \cdot (T_{nc} - T_a) + EecS. \quad (5.4)$$

$G_v$  : Le coefficient de déperdition volumique de l'habitation en  $w/m^3C$

$V$  : Volume de l'habitat.

$T_{nc}$  : Temps de non chauffage.

$EecS$  : Les besoins en eau chaude sanitaire.

L'énergie moyenne que peut céder le stockage en wh/j s'écrit :

$$Ed = Ed1 + Ed2 \quad (5.5)$$

$$Ed1 = 24 \cdot k'(T_s - T_e)$$

$$Ed2 = EecS(T_s - T_r) / (G_o - T_r) \quad T_s < 60^\circ C$$

$$Ed2 = EecS$$

$T_e$  = Temps de l'espace chauffé

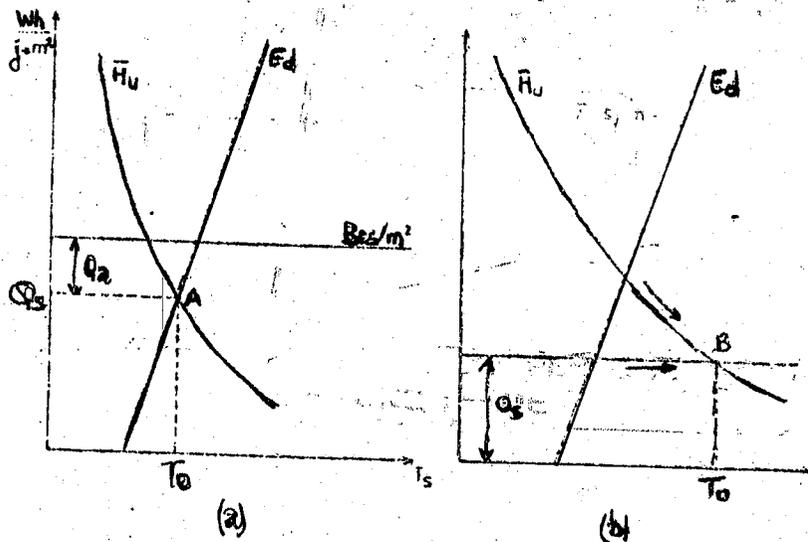
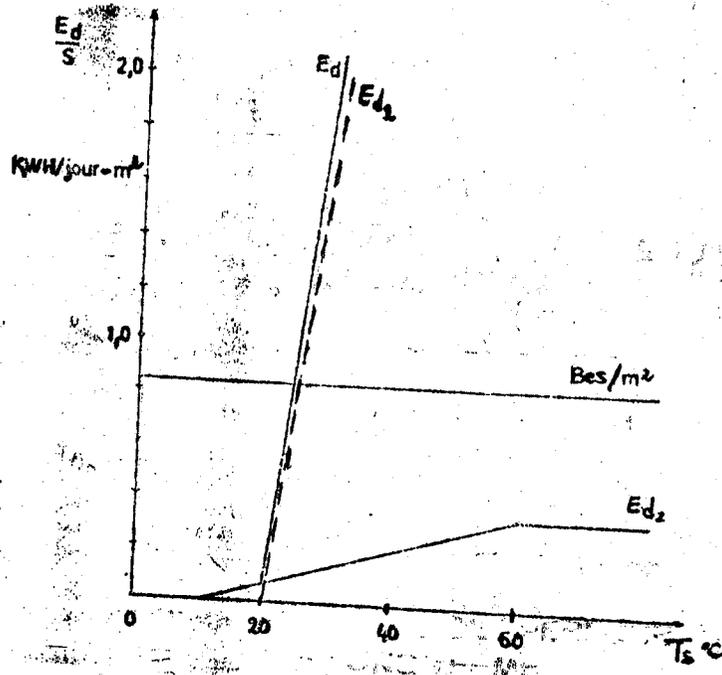
$T_r$  = Temps de l'eau du réseau

$K'$  = Conductance entre le stockage et l'espace chauffé.

La caractéristique de distribution  $Ed = Ed1 + Ed2$  varie linéairement en fonction de la température de stockage. On trace ces caractéristiques pour chaque mois de l'année, la méthode consiste à tracer les courbes de la fig 5.1, l'intersection entre la courbe d'énergie récupérée  $\bar{H}_u$  et  $Ed$  est au-dessous de la droite des besoins, toute cette énergie sera distribuée et une certaine énergie d'appoint sera nécessaire.  $A$  est le point de fonctionnement de l'installation,  $T_o$  la température moyenne du stockage.  $Q_s$  l'énergie solaire utilisée et  $Q_a$ , l'énergie d'appoint nécessaire.

Lorsque l'intersection des courbes  $\bar{H}_u$  et  $Ed$  se trouve être au dessus de la droite des besoins, l'énergie solaire récupérée est supérieure aux besoins, ceci entraînera une surchauffe de stockage.

# CHAPITRE VI : METHODES DE CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME



**II.2 Méthode de F.Chart :**

La méthode F.Chart a été développée par S.Klein, W.Bekman et J.Duffie de l'université de Wisconsin [18].

Le bilan énergétique mensuel donne l'équation suivante :

$$Q_s + Q_a = B_{es} \quad (5.6)$$

La part des apports solaires sur le mois est donnée par :

$$f = Q_s / B_{es}$$

Etant donné que  $Q_s$  est une valeur quasi-aléatoire sur le mois, les auteurs ont calculés  $f$  à partir de simulation numérique, d'autre part pour rendre les résultats applicables dans différents cas,  $f$  est déterminé en fonction de paramètres adimensionnels  $X$  et  $Y$  définis comme suit :

$$x = 24 \text{ bs } (100 - T_a) / B_{es} \quad (5.7)$$

$$y = a \left[ \eta_0(\bar{i}) / \eta_0(0) \right] H_{hi} \cdot S / B_{es} \quad (5.8)$$

$S$  : La surface totale des capteurs.

$B_{es}$  : Les besoins énergétiques moyens par jour du mois.

$H_{hi}$  : L'irradiation ou l'énergie incidente sur le plan des capteurs.

$a$  et  $b$  : Les constantes de la droite de rendements des capteurs.

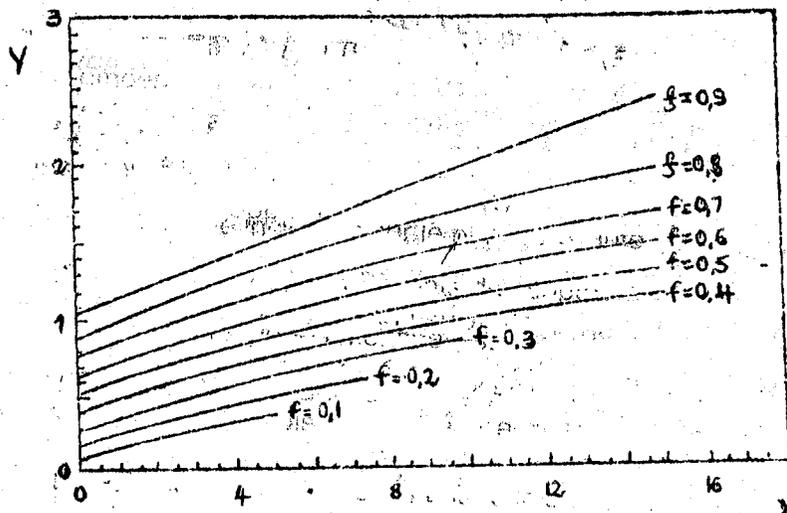
$x$  : représente les pertes thermiques mensuelles.

$y$  : représente l'énergie absorbée en moyenne par jour.

Ainsi connaissant  $X$  et  $Y$  pour chaque mois,  $f$  est définie par la fonction polynomiale suivante :

$$f = 1,0294 - 0,065 x - 0,25 y^2 + 0,0018 x^2 + 0,0215 y^3 \quad (5.9)$$

$0 < x < 18$  et  $0 < y < 3$



### II.3 Méthode Entrée - Sortie :

Dans le travail que nous présentons on a choisi la méthode d'extrapolation jour par jour proposé par D.Gilliard du Jrc Ispra [4].

#### A) Introduction :

La production d'eau chaude sanitaire est encore l'application majeure de l'énergie solaire dans le domaine thermique.

Pour aider le consommateur à choisir entre différents systèmes solaires, le GSTG (collecteur and system testing group) a mis au point une méthode de test court terme pour chauffe-eau solaires individuels désigné sous le nom «Méthode Entrée/Sortie».

Cette méthode est applicable à tous les chauffe-eau solaires (Actifs à circulation forcée,thermosiphon etc ....)

#### B) Présentation de la méthode :

##### Le principe est le suivant :

Le chauffe-eau solaire est rempli d'eau à la température  $T_c$  uniforme. Le matin (avant 6h Tsv). on le laisse fonctionner pendant la journée en relevant les paramètres météorologiques (température ambiante moyenne journalière ( $T_a$ ), l'irradiation solaire journalière ( $H$ )), le soir le contenu du chauffe-eau est vidé et l'énergie extraite ( $Q_{ext}$ ) est mesurée (de même que le profil de soutirage).

L'opération est renouvelée plusieurs jours de suite, de manière à observer des conditions variées.

Les résultats sont analysés à l'aide du modèle linéaire suivants :

$$Q_{ext} = \alpha_1 H + \alpha_2 (T_a - T_c) + \alpha_3 \quad (5.10)$$

Une simple analyse des performances d'un système d'eau chaude sanitaire a permis de donner une interprétation physiques aux coefficient  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  et  $\alpha_3$ .

## CHAPITRE VI : METHODES DE CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME

---

Le coefficient  $\alpha_1$  peut être donné par l'expression approximative suivante :

$$\alpha_1 = \frac{2\eta_0 \cdot AM_s C_s}{2M_s C_s + U' \Delta t} \quad (5.11)$$

Où :

$\eta_0$  : rendement optique.

$M_s$  : masse d'eau contenue dans la cuve.

$C_s$  : capacité thermique de la cuve incluant son contenu.

$A$  : surface de captation.

$U'$  : coefficient global des pertes thermiques du système.

$\Delta t$  : intervalle de temps ( durée de jour, en seconde )

Le coefficient  $\alpha_2$  est relatif aux déperditions thermiques du système, il peut être évalué à l'aide de la relation :

$$\alpha_2 = \frac{2M_s C_s \cdot u' \Delta t}{2M_s C_s + u' \Delta t} \quad (5.12)$$

Cependant, ne prend pas en considération les effets dus au système de contrôle qui est utilisé pour réduire l'énergie extraite.

Le paramètre  $\alpha_3$  tient en compte des effets liés au système de contrôle.

Pendant la nuit, les pertes nocturnes sont estimées à partir du coefficient de déperdition thermique qui a fait également l'objet d'un essai spécifique. Ce coefficient désigné par  $U_t$  peut être estimé par la formule suivante :

$$U_t = \frac{C_s}{\Delta t} \cdot \log \frac{T_i - T_{as,av}}{T_f - T_{as,av}} \quad (5.13)$$

Où  $T_i$  et  $T_f$  sont respectivement les températures initiales et finales de l'eau dans la cuve et  $T_{as,av}$  est la température ambiante moyenne au niveau de la cuve.  $\Delta t$  est la période nocturne.

Cette procédure est recommencée pour chaque jour de la période considérée.

Dans ce qui suit, nous allons présenter la procédure de calcul de la méthode jour par jour.

**Note sur la procédure de calcul :**

Dans ce qui suit nous allons présenter les étapes de calcul pour la détermination des performances. Les profils de températures de puisage ainsi que celui du mélange sont désignés respectivement par  $f(v)$  et  $g(v)$ .

**Pour le premier jour :**

Nous allons désigné par :

$H(1)$  : irradiation solaire journalière.

$Ta(1)$  : température moyenne journalière.

$Tc(1)$  : température de l'eau du réseau d'alimentation.

si on impose un volume de puisage  $\Rightarrow Vc(1)$  = volume de puisage.

si on impose une température limite de puisage  $\Rightarrow Th(1)$ .

**Etape de calcul N°1 :**

L'énergie accumulée le soir  $Q(1)$  est calculée par l'intermédiaire de l'équation (5.10) avec  $Tc = Tc(1)$ ;  $Ta = Ta(1)$ ; et  $H(1) = H$ .

Nous allons avoir :

$$Q(1) = \alpha_1 H(1) + \alpha_2 (Ta(1) - Tc(1)) \quad (5.14)$$

**Etape de calcul N°2 :**

Cette étape est nécessaire que si il y a imposition de la température limite de puisage. Dans ce cas, le profil de température de puisage en fonction du volume peut être obtenu en établissant un bilan thermique dans un élément d'eau puisée.

On aura donc :

$$CP_w (Tout(v) - Tc(1)) dv = Q(1) \cdot f(v) dv \quad (5.15)$$

On déduit donc :

$$Tout(v) = Tc(1) + \frac{Q(1) \cdot f(v)}{P_w \cdot CP_w} \quad (5.16)$$

**Etape de calcul N°3 :**

L'énergie soutirée  $Q_c(1)$  contenue dans un volume de puisage  $V_c(1)$  est calculée en utilisant la fonction  $f(v)$  intégrée entre  $V = 0$  et  $V = V_c(1)$ ,

$$Q_c(1) = Q(1) \int_{v=0}^{V_c(1)} f(v) \cdot dv \quad (5.17)$$

**Etape de calcul N°4 :**

L'énergie restante dans la cuve de stockage ( $Q_R$ ) est calculée comme suit :

$$Q_R(1) = Q(1) - Q_c(1) \quad (5.18)$$

**Etape de calcul N°5 :**

L'énergie perdue par la cuve pendant la nuit se calcule en utilisant son coefficient de pertes globales.

On suppose que la cuve est à une température uniforme le matin. Cette température  $T_s(2)$  est déterminée par :

$$T_s(2) = T_c(1) + \frac{Q_R - \text{pertes nocturnes de la cuve}}{\text{capacité thermique de la cuve}} \quad (5.19)$$

Les pertes nocturnes de la cuve peuvent être déterminées par la relation suivante:

$$Q_{\text{pertes}} = V_s \cdot \rho_w \cdot C_{pw} \left[ (T_i - T_a) (1 - \exp(-U_s \Delta t / V_s \rho_w C_{pw})) \right] \quad (5.20)$$

La température  $T_i$  = température moyenne de la cuve au début de la nuit, elle peut être déterminée en utilisant la valeur de  $Q_R$  déterminée par l'équation (5.18).

$$T_i = \frac{Q_R(i)}{V_s \rho_w C_{pw}} + T_c(1) \quad (5.21a)$$

Le coefficient de déperdition de la cuve est déterminé en utilisant la relation :

$$U_s = \frac{Cs}{\Delta t} \cdot \log \frac{Ti - Tas,av}{Ts - Tas,av} \quad (5.21 b)$$

Tas,av = température au voisinage de la cuve.

**Pour le deuxième jour :**

Désignons par :

- H(2) = Irradiation journalière.
- Ta(2) = Température moyenne ambiante.
- Vc(2) = Volume de puisage et Th(2) = Température limite.

**Etape de calcul N°1:**

L'énergie récoltée peut être décomposée en deux parties:

**a) Partie 1 :** La cuve étant le matin à la température Ts(2)

$$Q(2,part1) = \alpha_1 H(2) + \alpha_2 (Ta(2) - Ts(2)) \quad (5.22)$$

**b) Partie 2 :**

$$Q(2,part2) = Vs \cdot \rho_w \cdot C_{pw} (Ts(2) - Tc(2)) \quad (5.23)$$

L'énergie récoltée est calculée de la façon suivante :

$$Q(2) = Q(2,part1) + Q(2,part2) \quad (5.24)$$

**Etape de calcul N°3 :**

Par un raisonnement analogue à celui de l'étape 1 jour n°2, on arrive à :

$$Q_c(2, part1) = Q(2, part1) \cdot \int f(v) dv$$
$$Q_c(2, part2) = Q(2, part2) \cdot \int g(v) dv \quad (5.26)$$

L'énergie récoltée est :

$$Q_c(2) = Q_c(2, part1) + Q_c(2, part2) \quad (5.27)$$

**Etape de calcul N°4 :**

L'énergie qui reste dans la cuve peut être obtenue en deux parties :

a)  $Q_R(2, part1) = Q(2, part1) - Q_c(2, part1) \quad (5.28)$

Les énergies calculées dans les étapes 1 et 3 correspondent aux énergies récoltées comme si la cuve est remplie avec de l'eau à une température  $T_s(2)$ . En réalité, on a utilisé l'eau à une température  $T_c(2)$ .

b)  $Q_R(2, part2) = Q(2, part2) - Q_c(2, part2) \quad (5.29)$

L'énergie totale qui reste à la fin du deuxième jour est :

$$Q_R(2, total) = Q_R(2, part1) + Q_R(2, part2) \quad (5.30)$$

$$Q_R(2, total) = Q(2) - Q_c(2) \quad (5.31)$$

**Etape de calcul N°5 :**

De la même manière que l'étape 5 (jour n°1)

$$Ts(3) = Tc(2) + \frac{Q_R(2) - \text{pertes nocturnes de la cuve}}{\text{capacité thermique de la cuve}} \quad (5.32)$$

$$Q_{\text{pertes}} = Vs \cdot \rho_w \cdot C_{pw} [(Ti - Ta)^{1.25} - \exp(-U_s \Delta t / Vs \rho_w C_{pw})] \quad (5.33)$$

$$Ti = \frac{Q_R(2)}{Vs \rho_w C_{pw}} + Tc(2) \quad (5.34)$$

*La procédure peut continuer ...*

**CONCLUSION :**

Les méthodes que nous avons résumées dans ce chapitre ont toutes des points communs, le but recherché par ces méthodes est l'optimisation de la gestion de l'apport solaire dans un souci d'économie d'énergie.

**CHAPITRE VII**

**CALCUL DES PERFORMANCES A  
LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE  
PAR LA METHODE  
**« Entrée / Sortie »****

**Dans ce chapitre nous avons étudiée  
l'effet du site et de la saison sur les  
performances à long terme.**

## **I. INTRODUCTION :**

En ce qui concerne l'estimation des performances à long terme plusieurs méthodes ont été proposées. Dans notre cas la méthode Entrée/Sortie a fait l'objet de notre étude.

L'objectif est de proposer une procédure de test de quelques jours et un format de présentation des résultats permettant au consommateur de déterminer l'apport énergétique de son climat et de sa consommation d'eau chaude.

## **II. EXPERIMENTATION :**

Les mesures ont été faites sur le site de Bouzareah étalé sur la période du 26/11 au 12/01.

### **II.1 DEROULEMENT DE L'EXPRIMENTATION :**

Le Chauffe-eau solaire est rempli d'eau à la température du réseau TC uniforme le matin à 6 heures TSV, nous le laissons fonctionner pendant la journée en relevant les paramètres météorologiques (Température ambiante moyenne journalière ( $T_a$ ), l'irradiation solaire journalière incidente sur le plan du capteur ( $H$ ).

Le soir, nous puisons du Chauffe-eau un volume de 50L, et nous mesurons l'énergie extraite  $Q_{ext}$ , l'opération est renouvelée plusieurs jours de suite, de manière à observer des conditions variées. Les résultats sont par la suite présentés à l'aide d'un modèle linéaire de l'énergie récoltée à la fin de la journée.

$$Q_{ext} = \alpha_1 H + \alpha_2 (T_a - T_c)$$

Les valeurs de  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  sont par la suite estimées à partir de la droite  $Q_{ext} = Q_{ext}(H)$

Pour obtenir des résultats à long terme, nous allons utiliser la méthode d'extrapolation jour par jour.

- Le banc d'essai est représenté par la figure 7.1

CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU  
CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'

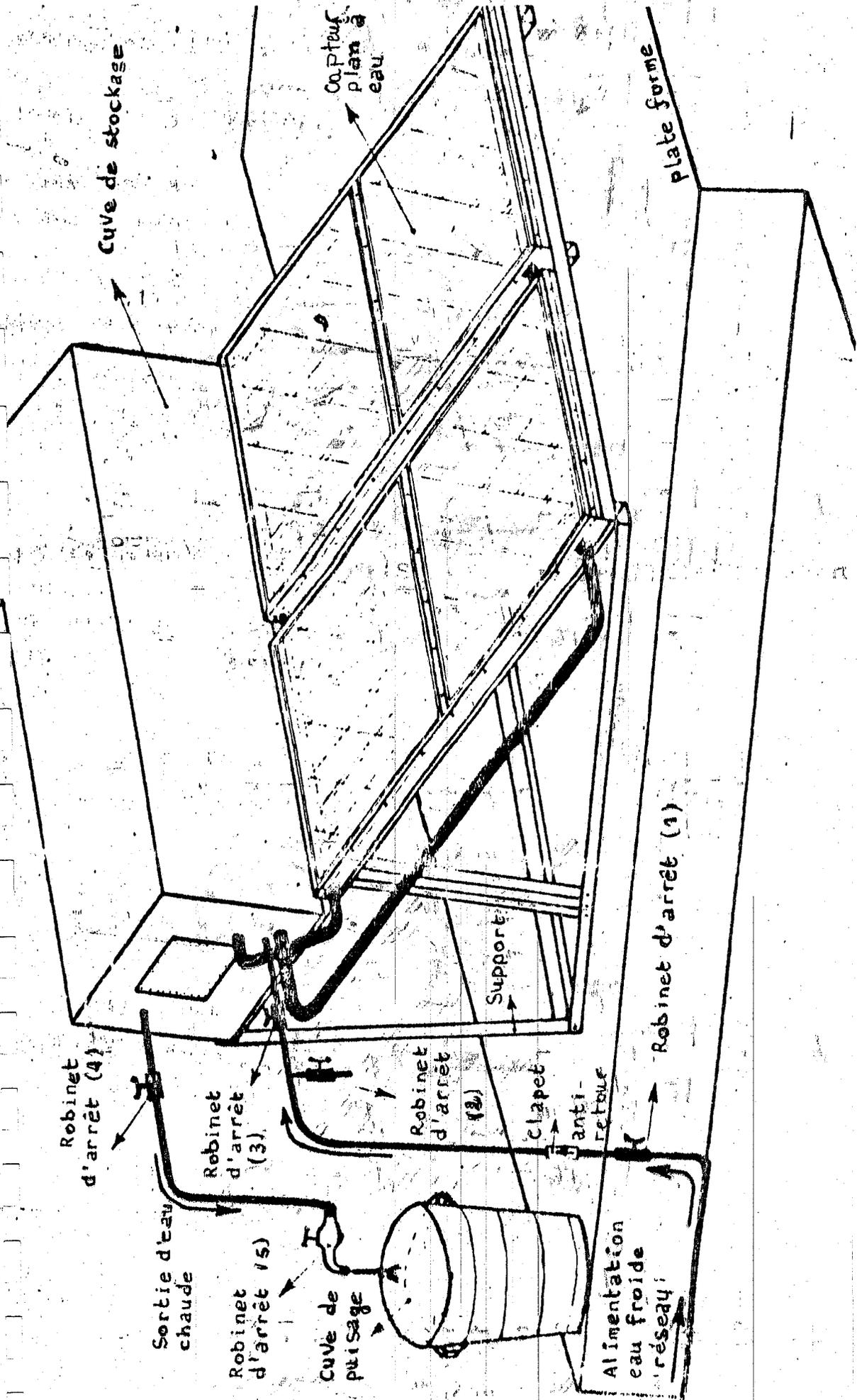


Fig 7.1. banc d'expérimentation

## **CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'**

---

### **II.2. LES PARAMETRES MESURES :**

#### ***La température ambiante :***

Mesurée à l'aide d'un thermographe à bilame de type NG 5484-Jule Richard et Pekly ayant une précision de 0,5 °C mesurant les températures de -15 °C à +90 °C se trouvant dans un abri météorologique.

#### ***Irradiation journalière :***

Est mesurée au laboratoire du gisement solaire où les appareils d'enregistrement sont disposés à cet effet.

Le rayonnement global journalier n'est pris que le lendemain après son enregistrement du levé au coucher du soleil.

#### ***La température d'eau du réseau d'alimentation :***

Nous avons fait un prélèvement dans un petit récipient, à l'aide d'un thermomètre digital la température est mesurée.

#### ***La température d'eau chaude :***

La valeur de la température d'eau chaude du Chauffe-eau Solaire est prise à chaque fin de journée à (16 heures).

Pour cela, il suffit d'ouvrir le robinet d'arrêt, puiser une quantité d'environ ½ litre et prendre le prélèvement de la température d'eau chaude dans le même récipient et thermomètre digital cité précédemment.

# CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'

## II.3. RESULTATS ET CONCLUSIONS :

Les résultats de l'expérimentation sont représentés sur la tableau VI.1

Date	T. du reseau	T. cuve matin	T cuve Soir	H kwh/m <sup>2</sup>	Ta	Qext Mj
26/11	16,5	21,4	34,8	4225	21,9	10,97
27/11	17,2	30	39,4	3604	20,2	7,70
28/11	17,8	28,8	35,3	2554	18,3	5,32
30/11	16,8	38,8	45,8	3665	18,2	5,734
1/12	15,8	30,4	29,2	1530	17,1	----
3/12	14,7	26,9	29,2	2701	15,2	2,294
4/12	14,5	22,8	22,3	1161	14,7	----
5/12	13,7	17,5	32,9	5430	16,2	12,61
6/12	14,5	24,1	32,8	3734	19,1	7,12
10/12	17,8	32,2	44,4	5582	17,4	9,99
11/12	14,5	30,8	40,5	4437	15,3	7,94
12/12	14,9	28	32,9	2846	17,1	4,01
13/12	14,5	24,6	45,6	5738	20,1	17,20
17/12	17,5	33,5	41,7	2997	20,1	6,71
18/12	15,8	29,8	42,3	3826	18,5	10,24
19/12	15,5	29,4	31,3	1380	17,3	1,55
20/12	17,5	26,4	27,3	1514	16,3	0,73
24/12	17	40,2	26,8	1837	15,2	----
25/12	14	24,5	37,6	3971	16,7	10,73
26/12	16,6	31,3	36,1	3190	23,3	3,93
27/12	17,1	27,3	26,4	1215	20,6	----
28/12	14	21,3	29,2	2076	15,7	6,47
29/12	15,3	21,7	35,5	5509	20,2	11,30
31/12	14,6	41,1	35	2426	14,2	----
02/01	14,5	23,5	33,8	5744	14,6	8,34
03/01	12,1	23,2	32,8	4265	15,2	7,86
04/01	12,1	22,3	24,5	1720	15	0,98
05/01	12	18,2	22,6	2232	14,3	3,604
07/01	12,3	30,4	32,4	3578	14,4	1,63
08/01	13,3	23,2	22,4	1420	13,7	----
09/01	11,8	22,3	29	1779	11,7	5,48
10/01	11,8	19,7	24,2	2167	13,7	3,68
11/01	11,3	22,4	36,4	5872	12,40	11,46

Tableau VI.1

## CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'

L'énergie solaire captée en fin de journée est calculée à partir de la formule suivante :

$$Q_{ext} = M_{cp} (T_s - T_e)$$

$Q_{ext}$  peut être aussi calculée par l'équation (5.10) :

$$Q_{ext} = \alpha_1 H + \alpha_2 (T_c - T_a)$$

- Le graphe 32 montre la présentation sur un diagramme Entrée/Sortie, les résultats des essais faites d'après Gilliaert [ 4 ] sur le site de Bouzareah pour la période du 26/11 au 11/01.

A travers ce graphe, nous remarquons l'existence d'une relation linéaire, entre l'énergie journalière captée et l'irradiation solaire incidente, la droite tracée a la forme suivante:

$$Q_{ext} = 0,506 H + 0,116 .$$

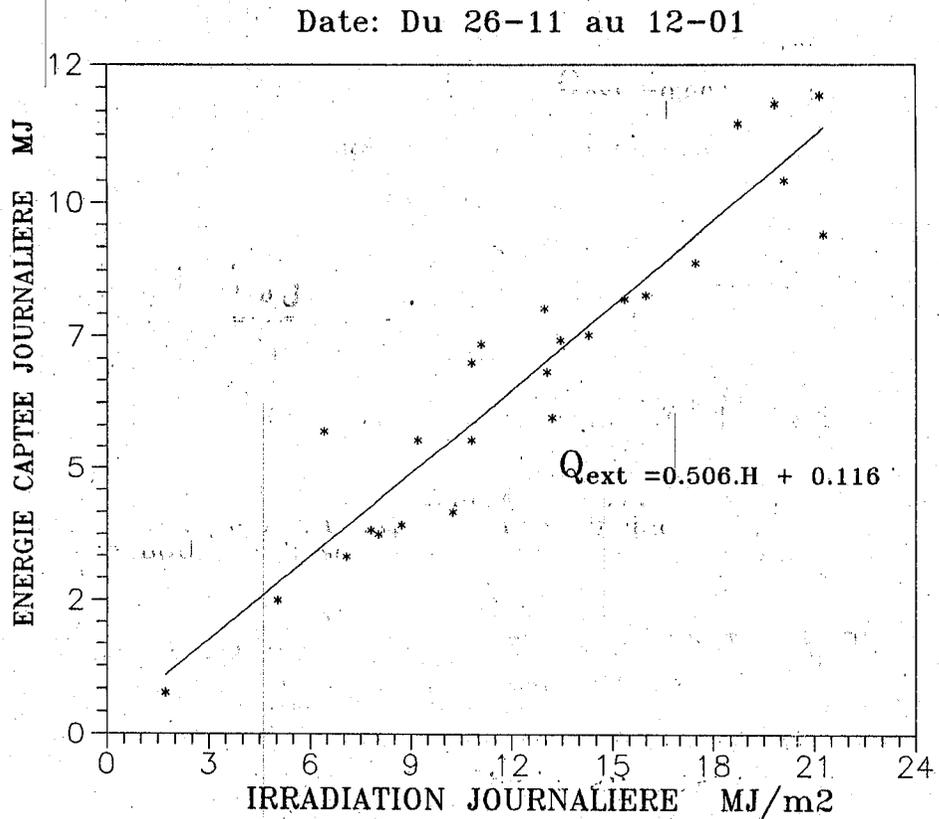
A partir des résultats du graphe 32, nous aurons  $\alpha_1 = 0,506$  et  $\alpha_2 (T_c - T_a) = 0,116$

La pente ( $\alpha_1$ ) de la droite dépend des caractéristiques du système et la durée de la période de fonctionnement du chauffe-eau solaire.

L'ordonnée à l'origine de la droite dépend des températures  $T_a$  et  $T_c$ .

Le modèle linéaire de présentation des résultats semble général à l'exception des faibles valeurs d'irradiation pour lesquelles apparaît un seuil journalier, en dessous d'une certaine valeur de l'irradiation, le système ne produit pas d'énergie une valeur de  $Q_{ext}$  négative est observée dans le tableau VI.1.

Les résultats de la méthode d'extrapolation jour par jour sont encourageante, cependant la formule pour le calcul de  $Q_{ext}$  n'est valable qu'au dessus du seuil.



Graphe 32 Evolution de L'energie journaliere captee en fonction de l'irradiation solaire incidente sur site de BOUZAREAH selon GILLIAERT.

### **III. SIMULATION :**

Pour la partie simulation (par la conception assistée par ordinateur) **C.A.O**, nous avons utilisé un logiciel fait par le « Group Europeen de Test de capteurs solaires et de système » en lui introduisant les données suivantes :

#### **Caractéristiques du chauffe-eau solaire :**

Le chauffe-eau solaire que nous allons simulé est à Thermosiphon, de production nationale et a les caractéristiques suivantes :

Volume de la cuve	[Litres]	: 210
Coefficient de déperdition de la cuve	[W/K]	: 8
Energie extraite quand H=0	Kj/m <sup>2</sup> [Kj]	: 3
Energie extraite quand H=25 Kj/m <sup>2</sup>	[Kj]	: 17
Valeur de référence pour ( Tc-Ta)	[K]	: 10

#### **Les données météorologiques :**

Les données météorologiques introduites sont respectivement, la température ambiante moyenne, l'irradiation journalière solaire incidente (H) ainsi que la température du réseau d'alimentation (Tc) du site de Bouzareah qui figurent dans le tableau VII.1.

**Le graphe 33**, nous donne les résultats de la simulation, la droite tracée à la forme suivante :

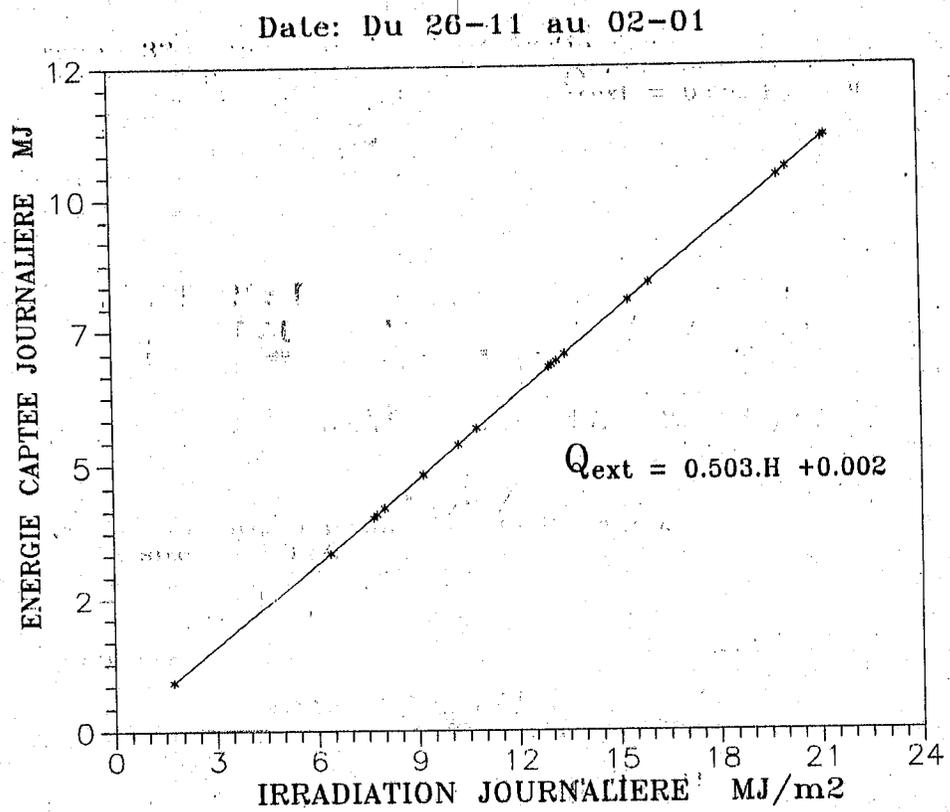
$$Q_{ext} = 0,503 H + 0,002.$$

**Le graphe 34**, nous montre la comparaison des résultats mesurés et ceux donnés par simulation.

La comparaison calcul-experience faite à partir de séquences réelles de quelques jours à Bouzareah est encourageante, elle est d'une différence inférieur de 10%.

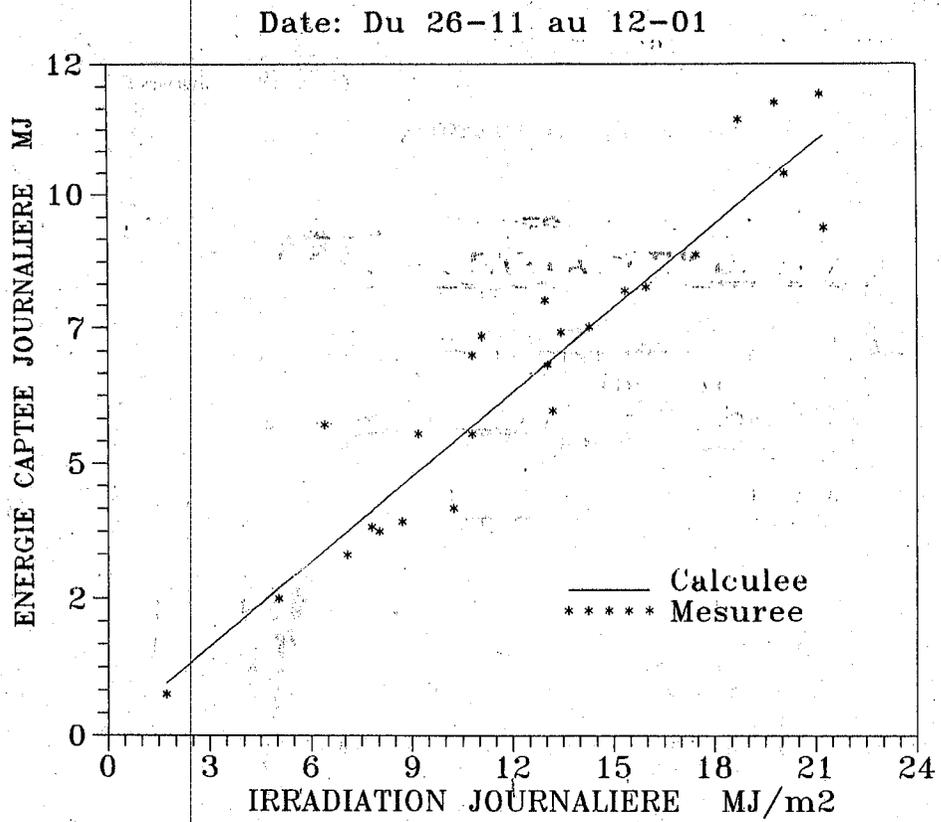
L'écart des deux droites est dû aux erreurs systématiques pendant les tests, ainsi que les erreurs aléatoires liées à la dispersion de la droite Entrée/Sortie.

# CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'



Graph 33 Diagramme Entrée/Sortie des résultats de la simulation (Energie captée en fonction de l'irradiation solaire incidente) sur le site de BOUZAREAH.

**CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU  
CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'**



Graphe 34 - Comparaison des resultats mesures au cours d'essai ENTREE/SORTIE a celle obtenue par Simulation.

## CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'

Le tableau VII.3 indique les caractéristiques des journées météorologiques utilisées pour la conception assisté par ordinateur.

		Mois	Irradiation solaire [Mj/M <sup>2</sup> ]	Température Ambiante moyenne [°c]
<b>Site de Tlemcen</b>		Janvier	10,71	10
		Février	12,67	11,35
		Mars	15,60	13,52
		Avril	20,06	14,71
		Mai	24,17	19,43
		Juin	25,46	22,43
		Juillet	26,55	28,15
		Août	24,37	27,78
		Septembre	19,56	22,20
		Octobre	15,28	19,40
		Novembre	11,06	15,54
		Décembre	9,72	11,53
<b>Site de Bouzareah</b>		Janvier	13,48	14,30
		Février	20,17	17,40
		Mars	16,56	16,90
		Avril	17,27	16,60
		Mai	18,22	20,70
		Juin	22,56	26,60
		Juillet	22,07	27,90
		Août	24,34	28,50
		Septembre	17,92	29,40
		Octobre	18,54	24,50
		Novembre	12,27	19,60
		Décembre	8,97	14
<b>Site de de Bechar</b>		Janvier	13,37	16,60
		Février	17,38	16,40
		Mars	15,08	22,60
		Avril	26,05	25,50
		Mai	27,72	31
		Juin	28,45	35,20
		Juillet	27,87	39,60
		Août	25,77	39,10
		Septembre	22,41	33,60
		Octobre	18,06	27,20
		Novembre	13,93	21,20
		Décembre	12,03	16,60

Tableau VII.3

## CHAPITRE VII : CALCUL DES PERFORMANCES A LONG TERME DU CHAUFFE-EAU SOLAIRE PAR LA METHODE 'Entrée/Sortie'

Les droites portées sur les diagrammes « Entrée/Sortie » relatives au climat pour les sites de Tlemcen, Bouzareah et Bechar sont reportées sur les graphes 38,39,40.

Les valeurs de  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  données par ces graphes sont illustrées dans le tableau VII.4

Paramètres site	$\alpha_1$	$\alpha_2 (T_c - T_a)$
Tlemcen	0,504	-0,013
Bouzareah	0,500	-0,012
Bechar	0,505	-0,011

Tableau VII.4

Nous constatons à travers ces graphes qu'il y'a une indépendance par rapport au climat.

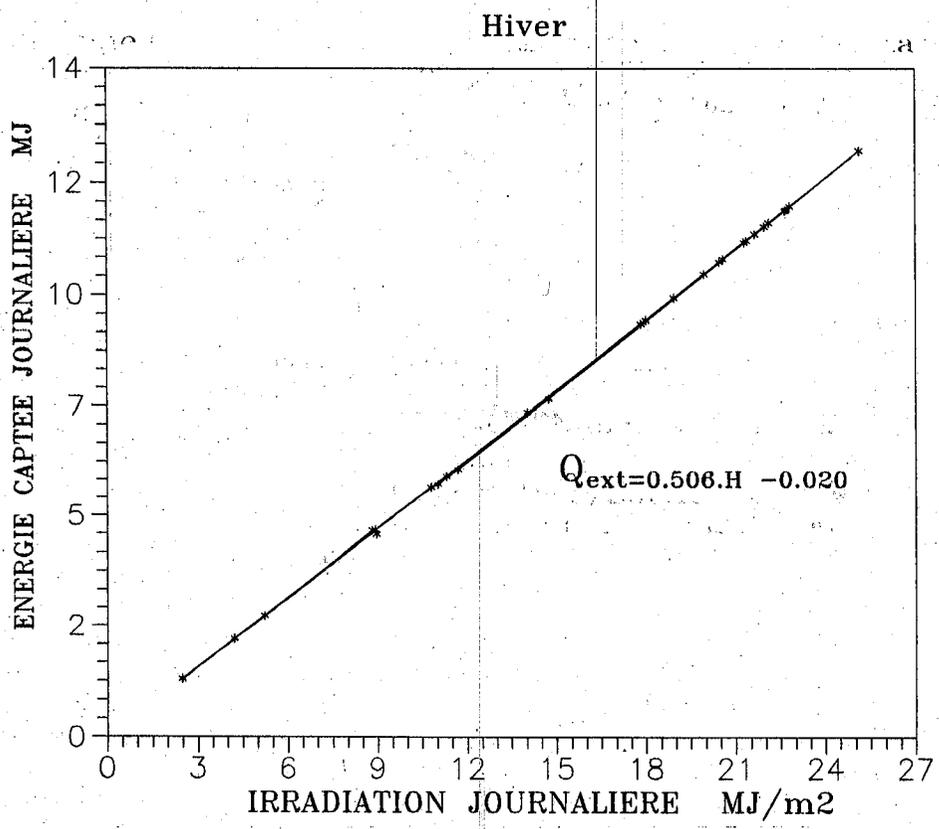
### CONCLUSION :

Les résultats de la méthode d'extrapolation jour par jour sont encourageants, à travers cette présente étude nous avons remarqué l'invariance des paramètres ( $\alpha_1, \alpha_2$ ) quelque soit le lieu et la saison des tests, nous pouvons conclure que le CES fabriqué par U.D.E.S peut être adapté à tous les sites du territoire national et pour toutes les périodes de l'année.

Connaissant l'irradiation journalière ( H ) d'un site donné, nous pouvons calculé l'énergie extraite le soir par la relation (5.10).

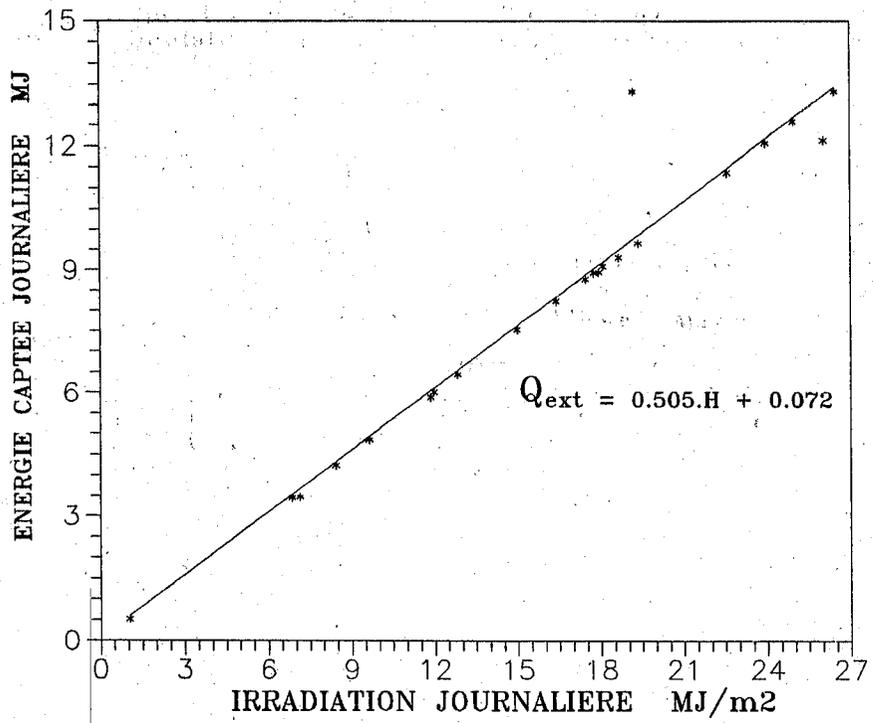
L'incertitude sur l'estimation des performances à long terme doit tout d'abord être précise, elle dépend en fait de trois facteurs :

- Erreurs de mesure systématique pendant les tests.
- Erreurs aléatoires liées à la dispersion de la droite Entrée/Sortie.
- Aux nombre de jours d'essais.



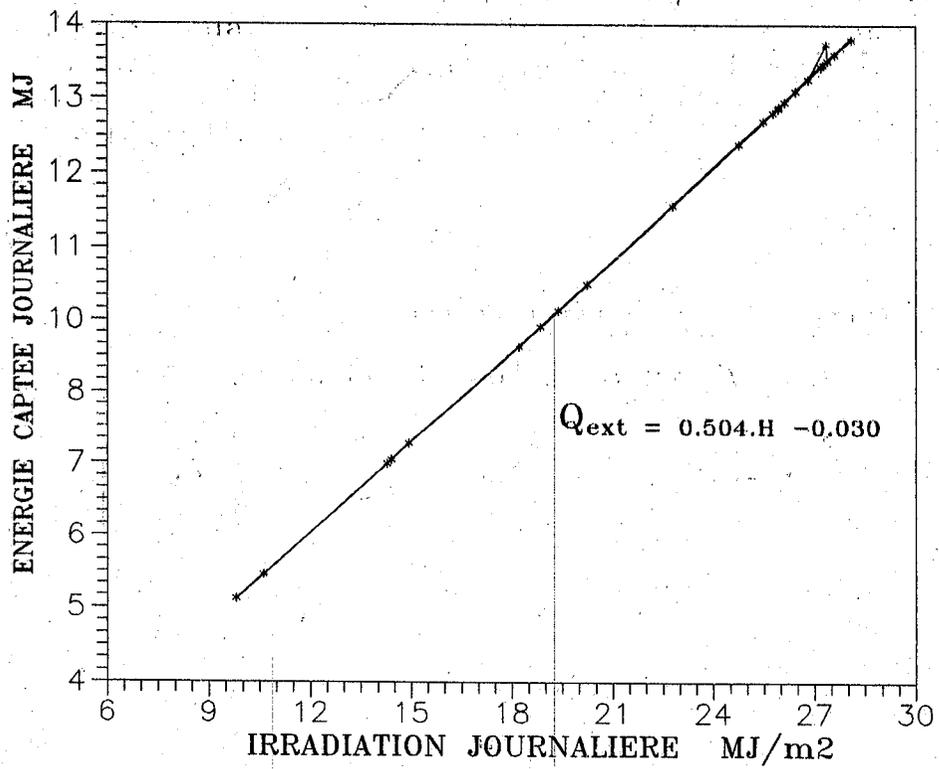
Grphe 35 Presentation Entree/Sortie des resultats de la simulation sur le site de BOUZAREAH pour la periode d'hiver.

Demi-Saison

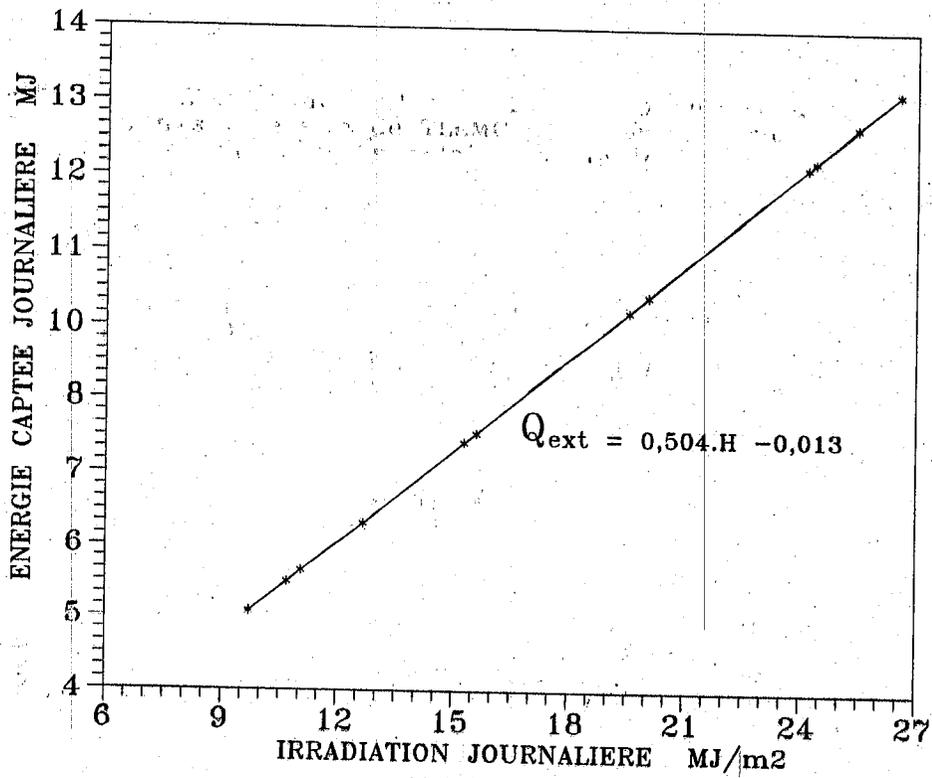


Grphe 36— Presentation Entree/Sortie des resultats de la simulation sur le site de BOUZAREAH pour la periode demi-saison.

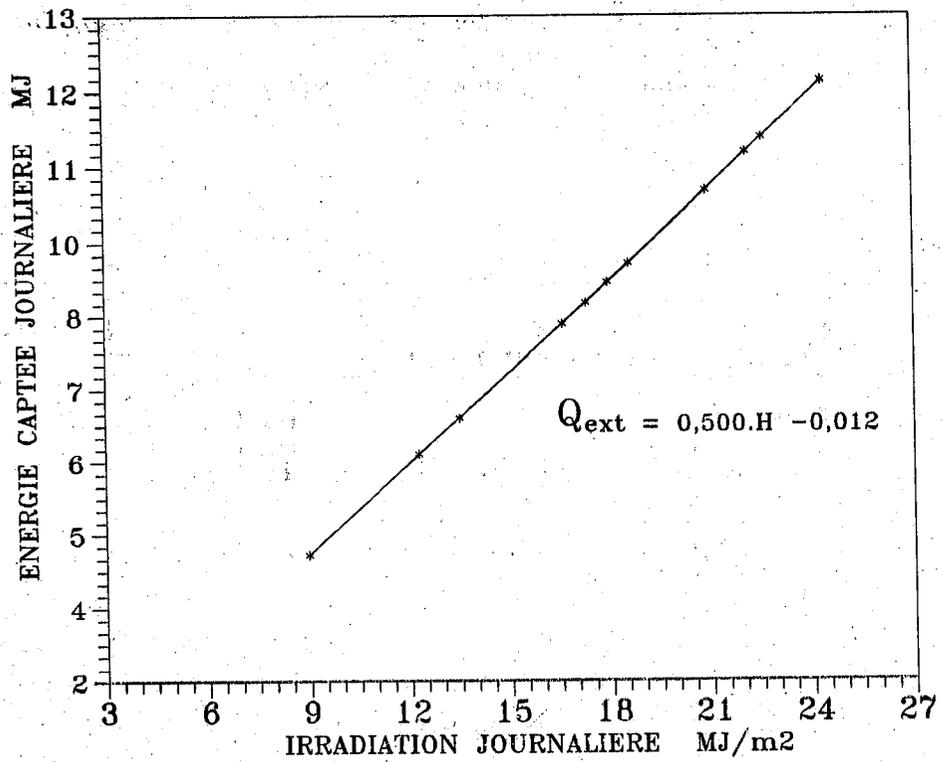
Ete



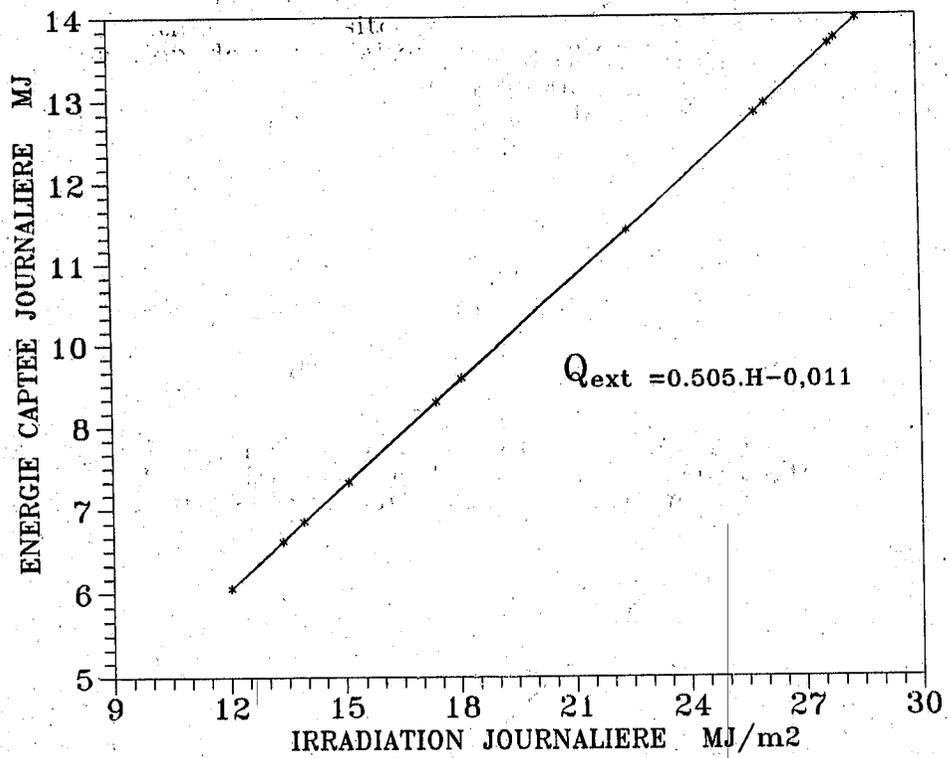
Graphe 37 Presentation Entree/Sortie des resultats de la simulation sur le site de BOUZAREAH pour priode d'ETE.



Graph 38 Diagramme Entree/Sortie des resultats de la simulation sur le site de TLEMEN ( Energie captee en fonction de l'irradiation solaire incidente )



Graph 39 Diagramme Entree/Sortie des resultats de de la simulation sur le site de BOUZAREAH.(Energie captee en fonction de l'irradiation solaire incidente ).



Grphe 40 Diagramme Entree/Sortie des resultats de la simulation sur le site de BECHAR (Energie captee en fonction de l'irradiation solaire incidente )

CONCLUSION GENERALE

### CONCLUSION GENERALE

La conception et l'optimisation des chauffe-eau solaires nécessitent l'estimation précise de leurs performances. La complexité de leur modélisation est due d'une part au caractère très variable et aléatoire des sollicitations météorologiques, et d'autre part aux effets qui découlent des interactions des composants du système.

La première partie de notre travail porte sur l'étude théorique et expérimentale du chauffe-eau solaire national, la comparaison des résultats théoriques et expérimentaux des éclairissements, températures et du débit a montré une bonne concordance avec un faible écart, cet écart est due d'une part aux erreurs expérimentales et d'autre part à la précision des différents coefficients d'échanges thermiques que nous avons utilisé dans le modèle. La confrontation des résultats calculés et mesurés ont montré la validité relative du modèle qui peut être utilisé comme un outil important pour la prévention de n'importe quel modèle du C.E.S.

La deuxième partie du rapport est une contribution à la mise au point d'une méthode de test des chauffe-eau solaires désignée sous le nom « Entrée/Sortie » cette méthode a pour objectif de prédire, à partir d'essais réalisés sur des courtes périodes les performances thermiques sur une longue période (dans des conditions conventionnelles de besoins et de climats).

La méthode d'extrapolation jour par jour nous a donné de bons résultats. L'incertitude sur l'estimation des performances à long terme dépend en fait de trois facteurs :

- \* Erreurs de mesure systématiques pendant les tests, erreurs aléatoires liées à la dispersion de la droite linéaire « ENTREE / SORTIE » et aux nombres de jours d'essais.

Cette étude nous a permis de déterminer des paramètres qui affectent réellement les performances des CES, ces dernières dépendent de trois groupes qui sont :

- \* Le système, Le climat et la charge.

## CONCLUSION

Ces paramètres sont cités ci-dessous :

### **1- Liés au système :**

#### **a) Le capteur :**

- La surface de captation.
- Le rendement optique.
- Le coefficient de perte.

#### **b) La cuve de stockage :**

- Le volume.
- Le coefficient de perte.
- Le mélange durant le puisage.

### **2- Liés au climat :**

- L'irradiation totale incidente.
- La durée du jour.
- La température ambiante.

### **3- Liés à la charge :**

- Le volume demandé.
- La température demandée.
- La température du réseau d'alimentation.

Le CES de production nationale a un principe de fonctionnement simple, peut être adapté à tous les sites du territoire national et pour toute les périodes de l'année comme il présente d'autres avantages :

\* Prix de revient bas, absence d'entretien, ne nécessite ni pompe ni système de régulation et le risque de panne et pratiquement exclu.

Vu l'intégration du pays dans l'économie internationale, il est utile d'améliorer les performances du chauffe-eau solaire en procédant à deux petits changements dans la conception actuelle :

- \* Choisir un verre blanc comme couvert.
- \* Munir l'absorbeur d'une surface sélective.

## BIBLIOGRAPHIE

- [ 1 ] : H.G Hottel et Woertz, « performance of Flat - Plat solar Heat collectors », vol .64, 1942.
- [ 2 ] : R.Bliss, « the derivations of sevral plat efficiency Factor Useful in the design of Flat-Plat Solar- Heat collectors », Solar Energy, Vol 3, 1955.
- [ 3 ] : S.A. Klein, « calculations of Flat collector load coefficients », solar Energy .Vol 17, 1976.
- [ 4 ] : D. Gillieart « Analysis of long-term performance Measurment on solar Domestic Hot Water Systems, EEC conference, Amsterdam ( 1984).
- [ 5 ] : R. Bernard G. Menguy M. Schwartz le rayonnement solaire conversion thermique te applications.
- [ 6 ] : AA sfir G.Guarracino « Ingenierie des systemes solaires application à l'habitat ».
- [ 7 ] : J.M chasseriaux « conversion thermique du rayonnement solaire Paris 84.
- [ 8 ] : J.A Duffie and W.A Beckman, « Solar Energy Thermal Process », Editions J.Wiley, 1974.
- [ 9 ] : I.Kadi calcul analytique des performances des systèmes solaires actifs de productions d'eau chaude : Modèles et méthodes simplifiées. Thèses de Docteur-école centrale de Paris ( 1989).
- [ 10 ] : D.J close- The performance of solar water Heaters with naturel circulation,common weath scientific and Industriel Research organisation section, Heggert, Vitoria, Australia, Vol 6, 1962.
- [ 11 ] : K.S ONG, « A finite difference method to evaluate the termal performance of solar water heather », solar Energy .
- [ 12 ] : Hottel, H.c and Willier, A, transaction of the conference on the use of solar energy,2 , part I,74, university of Arizona prés, 1958. « Evaluation of flat-plate collector performance ».
- [ 13 ] : Afnor, norme P50-501. capteur solaire à circulation de liquide : détermination de la performance thermique 1980.
- [ 14 ] : ASHRA Standard 93-77, « Method of testing to Determinate Thermal performance of solar collectors », 1977.
- [ 15 ] : Recommendations for European Solar collectors Test methods liquid heatingcollectors, 1980.
- [ 16 ] : K. Gicquel comportement des insolateurs plans en regime transitoire. Revue générale de thermique
- [ 17 ] : F. Chouard , H. Michel et MF. Simon « Bilan thermique d'une maison soliare collection de la direction des études et recherches d'électricité de France Eyrolles 1977.
- [ 19 ] : Michel Capderou « Atlas Solaire de l'Algerie ».
- [ 20 ] : A. Zerrouki, M. Ouzzane and A. Hamid, « Analysis of naturel circulation water heather », 4 th Wokshop Transparent insulation, Birmingham ( UK),1991.

- [ 21 ] : M. Ouzzane, A. Hamid and A. Zerrouki, « Experimental and theoretical Studies on naturel circulation Solar Water Heating » 2<sup>nd</sup> International Symposium on renewable Energy Sources, 1-4 Cairo 1990.
- [ 22 ] : M.F Young and J.B Bergman, « Performance Characteristics of a thermo-siphon solar Domestic Hot Water System Circulation » *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol 103, n°3, PP193-200.
- [ 23 ] : C.L Gupta and H.P. Garg, « System Design in solar water Heaters with natural circulation », *Solar Energy*, Vol 12, PP 163-182, 1968.
- [ 24 ] : J.A Duffie and Al, « Solar Engineering of thermal process », John wiley, New York, 1980.
- [ 25 ] : M. Daguinet, « les sechaires solaires : Theorie et pratique UNESCO, Paris, 1985.
- [ 26 ] : B.Y.H Liu et R.C Jordan, « Arational procedure for predicting the long term average performance of Flat- Plat Solar energy collectors », *Solar Energy*.
- [ 27 ] : H. Garg « Absorber Plate configuration and optimisation », centre of enrgy studius, Indian Institute of technology, New Delhi, 1986.
- [ 28 ] : « An introduction of a flat-plat solar heat collector », sun work, connecticut, 1974
- [ 29 ] : A.I kudish, p.beaufort, « Direct Measurment and analysis of thermosiphon flow », *Solar Energy*, vol 35<sup>e</sup>, pp 167-173, 1985
- [ 30 ] : J. Adnot . contribution à l'étude théorique et expérimentale des boucles de captage thermique de l'énergie solaire. thèse de docteur Ingénieur école des mines de Paris (1981).
- [ 31 ] : J. Adnot, B bourges, L Kadi. « the Input / Output method for SDHWS caractérisation ». « Advances in Star energy Thechnology, Vol.1, P 868, pergamon press ( 1987).
- [ 32 ] : D. Bienfait « A simple method for performance evaluation of solar domestic hot water systems. »  
« 1<sup>er</sup> european conference on solar space Heating »
- [ 33 ] : N. Kesbadji . Etude théorique et experimentale des performances instantanées de trois capteurs solaires plans à eau  
« Thèse de Magister 1986».
- [ 34 ] : Abdel- Khalik S/I heat removal factor for flat-plat solar collector with serpentun tube solar energy, Vol 18, 1976
- [ 35 ] : S.A.Daradji « Modélisation d'un système énergétique Solaire »  
« Thèse de magister 1983. »