

REPUBLIQUE DU SENEGAL



Gm. 0232

Ecole Polytechnique de Thies

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

EN GENIE MECANIQUE

**TITRE:** CONCEPTION D'UN NOUVEAU  
MODELE DE CAPTEUR  
DE CHAUFFE-EAU SOLAIRE

**AUTEUR :** Youssou MBODJ

**DIRECTEUR :** Mamadou SARR

**CO-DIRECTEUR :** Thomas AQUIN

JUIN 89

\*\*\*\*\*

-A route ma famille;

-A tous mes amis;

-Et spécialement à mon regretté père.

\*\*\*\*\*

## REMERCIEMENTS

Ces mots se veulent l'expression de mes remerciements et de ma profonde gratitude aux directeurs de ce projet de fin d'étude qui m'ont honoré, neuf mois durant, de leur disponibilité, de leur considération, de leur compétence, de leurs conseils éclairés et surtout de leur soutien constant et sans limite qu'ils n'ont cessé d'apporter. C'est pourquoi, je voudrais m'acquitter d'un devoir premier: dire combien j'ai été privilégié, tout au long de cette année, d'avoir été encadré par les deux illustres professeurs monsieur Mamadou SARR et monsieur Thomas AQUIN.

Mes remerciements vont aussi à tous ceux qui m'ont aidé à réaliser ce projet en particulier les techniciens tels que monsieur Touba FALL pour sa disponibilité, son expérience, bref tout son savoir-faire qu'il n'a cessé d'apporter pour la bonne marche du projet, monsieur Salif GAYE pour ses conseils et pour tout le matériel qu'il a bien voulu mettre à notre disposition et monsieur Lamine LO au laboratoire de béton pour sa contribution appréciée.

En terminant, je ne saurais taire les noms de Vieux FAYE du laboratoire d'atelier et de l'élève-ingénieur BENGON de la 15<sup>ème</sup> promotion pour tous les travaux qu'ils ont eus à effectuer dans le cadre de ce projet.

## SOMMAIRE

Ce projet consiste à mettre au point un nouveau modèle de capteur solaire (insolateur plan) de chauffe-eau solaire domestique d'une construction facile avec des matériaux locaux et avec des outils standards et universels. En effet, l'objectif principal de ce travail est non seulement la mise au point de capteur tout à fait original, mais aussi d'arriver à maintenir à un niveau satisfaisant l'efficacité thermique du système en dépit de son prix de revient relativement bas.

En termes clairs, il s'agit de substituer la feuille métallique des capteurs habituels ou dits conventionnels, généralement en tôle métallique peinte en noir mat ou à revêtement sélectif dont le prix est habituellement exorbitant et qu'on trouve sur le marché, par un moule formé d'une première couche en béton et qui sert de support à la deuxième couche. Cette dernière, quant à elle, est formée d'un mélange de mortier de ciment et de petits filaments d'acier (25%) et qui entre en contact thermique indirect avec le serpentin de cuivre destiné à l'écoulement du fluide caloporteur (eau).

Démonstration a été faite dans ce projet de ce que l'application des lois de transfert de chaleur permet de faire pour estimer les pertes thermiques et ainsi prévoir les performances des trois modèles mis au point qui diffèrent par l'espacement tubulaire du serpentin de cuivre et comment ces performances peuvent être affectées par cette caractéristique de conception.

# TABLE DES MATIERES I

	<u>Page</u>
Dédicaces_ _ _ _ _	I
Remerciements_ _ _ _ _	II
Sommaire_ _ _ _ _	III
Notation_ _ _ _ _	VII
Liste des figures_ _ _ _ _	X
<b><u>CHAPITRE 1:Introduction</u></b> _ _ _ _ _	<b>1</b>
<b><u>CHAPITRE 2:Etudes théoriques</u></b> _ _ _ _ _	<b>4</b>
2.1-Rappels de quelques lois d'échange thermique_ _ _ _ _	4
2.1.1-Conduction thermique_ _ _ _ _	4
2.1.2-Convection thermique_ _ _ _ _	6
2.1.3-Rayonnement thermique_ _ _ _ _	10
2.1.4-Rayonnement solaire_ _ _ _ _	11
2.1.5-Effet de serre_ _ _ _ _	14
2.2-Etudes du bilan thermique_ _ _ _ _	16
2.2.1-Mécanisme des pertes thermiques_ _ _ _ _	16
2.2.1.1-Pertes par conduction thermique_ _ _ _ _	16
2.2.1.1.1-Face arrière de l'isolateur_ _ _ _ _	16
2.2.1.1.2-Côtés de l'isolateur_ _ _ _ _	18
2.2.1.2-Pertes par convection thermique_ _ _ _ _	19
2.2.1.2.1-Entre l'absorbeur et le vitrage_ _ _ _ _	19
2.2.1.2.2-Par convection extérieure Au-dessus	
du vitrage_ _ _ _ _	20
2.2.1.3-Pertes par réémission thermique_ _ _ _ _	22
2.2.1.4-Pertes par réflexion_ _ _ _ _	23
2.2.1.5-Pertes totales_ _ _ _ _	23

2.2.2-Rendement du capteur_ _ _ _ _	24
2.2.2.1-Première approche de calcul du rendement_ _ _	24
2.2.2.2-Deuxième approche de calcul du rendement_ _ _	25
<b>CHAPITRE 3:Réalisation du capteur_ _ _ _ _</b>	<b>26</b>
3.1-Principe de fonctionnement_ _ _ _ _	26
3.2-Insolateur ou capteur solaire_ _ _ _ _	26
3.2.1-Cadre_ _ _ _ _	28
3.2.2-Isolation_ _ _ _ _	29
3.2.2.1-Sur la face arrière du capteur_ _ _ _ _	29
3.2.2.2-Sur les côtés_ _ _ _ _	29
3.2.3-Epaisseur de l'air confiné_ _ _ _ _	31
3.2.4-Serpentin d'eau_ _ _ _ _	31
3.2.5-Couverture de verre ou vitrage_ _ _ _ _	32
3.2.6-Plaque absorbante_ _ _ _ _	32
3.2.6.1-Première couche de la plaque absorbante_ _	34
3.2.6.2-Deuxième couche de la plaque absorbante_ _	37
3.2.6.2.1-Mesures de la conductivité thermique_ _	38
3.2.6.2.2-Discussions_ _ _ _ _	47
3.2.6.2.3-Conclusion partielle_ _ _ _ _	47
<b>CHAPITRE 4:Tests sur les capteurs solaires_ _ _ _ _</b>	<b>50</b>
4.1-Description_ _ _ _ _	50
4.2-But_ _ _ _ _	50
4.3-Schéma de montage_ _ _ _ _	52
4.4-Matériel utilisé_ _ _ _ _	52
4.5-Essai sur le modèle à espacement $W=100$ mm_ _ _ _ _	53
4.5.1-Tableau de mesures_ _ _ _ _	53
4.5.2-tableau des résultats_ _ _ _ _	54

4.6-Essai sur le modèle à espacement $W=125$ mm_ _ _ _ _	55
4.6.1-Tableau de mesure_ _ _ _ _	55
4.6.2-Tableau des résultats_ _ _ _ _	56
4.7-Essai sur le modèle à espacement $W=145$ mm_ _ _ _ _	57
4.7.1-Tableau de mesure_ _ _ _ _	57
4.7.2-Tableau des résultats_ _ _ _ _	58
4.8-Exemples de calculs_ _ _ _ _	59
4.9-Courbes des caractéristiques des capteurs solaires_ _	61
4.10-Discussions_ _ _ _ _	61
4.11-Problèmes rencontrés_ _ _ _ _	64
4.12-Conclusion partielle_ _ _ _ _	64
<b>CHAPITRE 5:Etudes économiques_ _ _ _ _</b>	<b>72</b>
<b>CHAPITRE 6:Conclusion et recommandations_ _ _ _ _</b>	<b>76</b>
Annexe I_ _ _ _ _	79
Annexe II_ _ _ _ _	83
Références_ _ _ _ _	84

## NOTATION

(m): mètre

(h): heure

(s): seconde

(t): temps

(J): joule

(W): watt

(°): degré

(°C): degré Celsius

A: aire de la plaque absorbante en  $m^2$

T: température en °C

$\Delta T$ : différence de température en °C

$T_1$ : température de la surface de la plaque absorbante en °C

$T_2$ : température de la paroi intérieure du vitrage en °C

$T_3$ : température de la paroi extérieure du cadre en °C

$T_{c moy}$ : température moyenne de la couverture extérieure en °C

$T_a$ : température de l'air ambiant en °C

$T_{c1}$ : température lue au thermocouple 1 en °C

$T_{c2}$ : température lue au thermocouple 2 en °C

$T_{e1}$ : température d'entrée de l'eau en °C

$T_{e2}$ : température de sortie de l'eau en °C

$T_{ac}$ : température de l'air confiné en °C

X: épaisseur en m

L: distance entre l'absorbeur et le vitrage en m

K: conductivité thermique en  $W/m \cdot ^\circ C$

$h_{ev}$ : coefficient de transfert de chaleur par convection  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$K_0$ : coefficient global de transmission de chaleur en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$



$K_{1c1}$ :conductivité thermique de la première couche de la plaque absorbante en béton d'épaisseur  $X_{1c1}$ (m) en W/m.°C

$K_{1c2}$ :conductivité thermique de la deuxième couche de la plaque absorbante en mortier de ciment et d'acier d'épaisseur  $X_{1c2}$ (m) en W/m.°C

$K_a$ :conductivité thermique de l'air en W/m.°C

$dm/dt$ :débit d'eau en Kg/s

$C_p$ :chaleur spécifique de l'eau en KJ/Kg.°C

$V$ :vitesse du vent en m/s

$\epsilon$ :facteur d'émission ou degré de noirceur

$\sigma_0$ :constante de STEPHAN-BOLTZMANN

$Q_k$ :quantité de chaleur transmise par conduction en W

$Q_c$ :quantité de chaleur transmise par convection en W

$Q_g$ :quantité de chaleur globale transmise par conduction et convection en W

$Q_r$ :chaleur rayonnée en W

$G_0$ :constante solaire en W/m<sup>2</sup>

$G_n$ :flux de chaleur ou irradiation d'une surface orientée normalement par rapport aux rayons solaires en W/m<sup>2</sup>

$G_1$ :flux effectivement reçu par une surface en W/m<sup>2</sup>

$Q_1$ :pertes par conduction sur la face arrière de l'insolateur W

$Q_2$ :pertes par conduction dans les côtés de l'insolateur en W

$Q_3$ :pertes par convection intérieure en W

$Q_4$ :pertes par convection extérieure en W

$Q_5$ :pertes par réémission thermique en W

$Q_6$ :pertes par réflexion en W

$Q_t$ :pertes totales au niveau de l'insolateur en W

$I$ : intensité de l'ensoleillement lue au solarimètre en  $W/m^2$   
 $\tau_a$ : facteur de transmission de l'air  
 $i$ : angle entre la normale d'une surface et la direction des rayons solaires (angle d'incidence) en ( $^\circ$ )  
 $Z$ : angle entre la direction des rayons solaires et ceux des rayons si le soleil se trouvait au zénith en ( $^\circ$ )  
 $n$ : rapport entre la distance effectivement couverte par les rayons solaires à travers l'atmosphère et la distance parcourue quand le soleil est au zénith  
 $\phi$ : diamètre des agrégats en m  
 $d$ : diamètre des échantillons en m  
 $l$ : longueur des barres d'échantillons en m  
 $\Delta l$ : distance entre le logement de deux thermocouples dans les échantillons en m  
 $w$ : espacement tubulaire du serpentin de l'absorbeur en m  
 $\tau$ : facteur de transmission du verre  
 $\rho$ : facteur de réflexion du verre  
 $\alpha$ : facteur d'absorption du verre  
 $C$ : coût en Fcfa

## LISTE DES FIGURES

	<u>PAGE</u>
Fig1:conduction thermique à travers un mur plan_ _ _ _ _	5
Fig2:conduction thermique à travers plusieurs couches composites_ _ _ _ _	9
Fig3:spectre du rayonnement solaire_ _ _ _ _	12
Fig4:rayonnement solaire sur une surface normale aux rayons solaires_ _ _ _ _	15
Fig5:rayonnement solaire sur une surface plane dont la normale fait un angle $i$ avec les rayons solaires_ _ _ _ _	15
Fig6:mécanisme des pertes thermiques_ _ _ _ _	17
Fig7:face arrière de l'insolateur_ _ _ _ _	17
Fig8:convection entre absorbeur et vitrage_ _ _ _ _	21
Fig9:convection extérieure_ _ _ _ _	21
Fig10:schéma de montage_ _ _ _ _	27
Fig11:cadre de l'insolateur_ _ _ _ _	30
Fig12:la couverture de verre ou vitrage_ _ _ _ _	32
Fig13:plaque absorbante du modèle de capteur_ _ _ _ _	35
Fig14:schéma de montage des mesures de conductivités _ _ _ _ _	40
Fig15:courbe de $K_{102} = f(\% \text{ d'acier})$ _ _ _ _ _	48
Fig16:schéma des trois modèles de capteur_ _ _ _ _	51
Fig17a:courbe de $I = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w = 100 \text{ nm}$ _ _ _	66
Fig17b:courbe de $I = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w = 125 \text{ nm}$ _ _ _	66
Fig17c:courbe de $I = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w = 145 \text{ nm}$ _ _ _	67
Fig18a:courbe de $T_{\text{ce}} = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=100 \text{ nm}$ _ _ _	67

Fig18b: courbe de $T_{ac} = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=125$ mm_ _ _	58
Fig18c: courbe de $T_{ac} = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=145$ mm_ _ _	58
Fig19a: courbe de $T_1 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=100$ mm_ _ _	59
Fig19b: courbe de $T_1 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=125$ mm_ _ _	59
Fig19c: courbe de $T_1 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=145$ mm_ _ _	70
Fig20a: courbe de $T_2 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=100$ mm_ _ _	70
Fig20b: courbe de $T_2 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=125$ mm_ _ _	71
Fig20c: courbe de $T_2 = f(\text{temps})$ pour le modèle à $w=145$ mm_ _ _	71
Fig2.2.a: apport d'un vitrage ordinaire non protégé_ _ _ _ _	82
Fig2.2.b: variations des facteurs de réflexion, de transmission, et d'absorption du verre ordinaire en fonction de l'incidence du flux solaire_ _ _ _ _	83

## CHAPITRE I

### INTRODUCTION

Plusieurs ressources trouvent leur origine dans les différents flux énergétiques naturels incidents à la surface de la terre (le rayonnement solaire, la chaleur interne terrestre: géothermie, le travail des forces de gravitation).

Face aux problèmes énergétiques émanant des énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz naturel, uranium, lignite etc...) qui sont épuisables et de la consommation de plus en plus importante de ces formes d'énergies, l'utilisation d'autres formes d'énergies appelées énergies renouvelables qui sont par définition, contrairement aux énergies fossiles, inépuisables à l'échelle humaine, plus économiques à long terme, d'utilisation plus facile et partout disponible, s'avère nécessaire. Ces énergies sont en revanche peu concentrées, d'une intensité aléatoire et non garantie.

L'énergie solaire faisant partie de ces énergies renouvelables dites énergies "douces" représente une énorme ressource énergétique surtout dans les pays en voie de développement, pays confrontés à d'énormes problèmes énergétiques. Les applications de cette forme d'énergie sont multiples et très variées (chauffage des habitations, des piscines, production d'eau chaude sanitaire, production d'électricité soit directement par conversion photovoltaïque, grâce aux cellules solaires, ou soit indirectement par conversion thermodynamique comme dans les centrales solaires en cours d'expérimentation, activation de la croissance des végétaux, chargement des accumulateurs des satellites, séchage de grains et fourrages etc...).

Parmi toutes ces utilisations possibles de l'énergie solaire, le chauffage de l'eau chaude sanitaire par l'intermédiaire d'un capteur solaire est l'une des plus fréquentes et des plus simples.

Les capteurs sont en effet des appareils qui ont essentiellement comme but de transformer l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique. Ils sont d'un principe très simple et sont composés:

- d'une plaque noire exposée au soleil qui convertit l'énergie solaire en énergie thermique

- d'une plaque de verre qui recouvre l'absorbeur pour réduire les pertes de chaleur et créer l'effet de serre.

- d'une couche d'isolant à la face de dessous et sur les côtés de l'insolateur pour diminuer considérablement les pertes par conduction.

- d'une canalisation d'eau appelée l'échangeur et qui adhère à la plaque absorbante.

Face aux problèmes énergétiques ce travail de recherche a essentiellement comme objectifs:

- de concevoir un nouveau type de capteur solaire dont la plaque absorbante sera faite d'un matériau disponible localement (mortier de ciment mélangé avec de l'acier dans notre cas) avec un pourcentage adéquat de filaments d'acier dans le mélange et cela pour une utilisation future par exemple dans un chauffe-eau solaire domestique.

- de concevoir un cadre en bois pour supporter l'absorbeur contenir l'isolant et limiter les pertes par conduction thermique

au niveau du capteur solaire.

-de mettre une plaque de verre qui a pour rôle la produire l'effet de serre au niveau du capteur.

-d'étudier expérimentalement les caractéristiques du capteur solaire (température, pertes thermiques, rendement...etc).

-d'évaluer le coût du modèle de capteur solaire au mètre carré ( $m^2$ ) de surface de capteur.

## CHAPITRE 2

### ETUDES THEORIQUES

#### 2.1-RAPPELS DE QUELQUES LOIS D'ECHANGE THERMIQUE :

La transmission ou échange de chaleur est la science sur les processus spontanés et irréversibles de propagation de la chaleur dans l'espace. La transmission de chaleur est l'échange d'énergie interne entre différents éléments et entre différentes zones du milieu étudié. Elle s'effectue sous trois formes principales: la conduction, la convection, et le rayonnement.

##### 2.1.1-Conduction thermique:

La conductivité thermique est le transfert moléculaire de la chaleur dans un milieu continu. En effet, elle est le seul mécanisme au moyen duquel la chaleur peut s'écouler dans les corps solides. Ce processus apparaît dans un milieu à distribution irrégulière de la température (cf figure 1).

La loi fondamentale de la conduction thermique a été trouvée par FOURIER en 1822 et elle stipule que la quantité de chaleur traversant une surface isothermique ( $A$ ) par unité de temps

est proportionnelle au gradient de température ( $\frac{dT}{dx}$ ).

$$Q_k = -K.A. \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

où  $Q_k$ : quantité de chaleur transmise par conduction dans le matériau par unité de temps (W).

$K$ : conductivité thermique du matériau (W/m.°C).



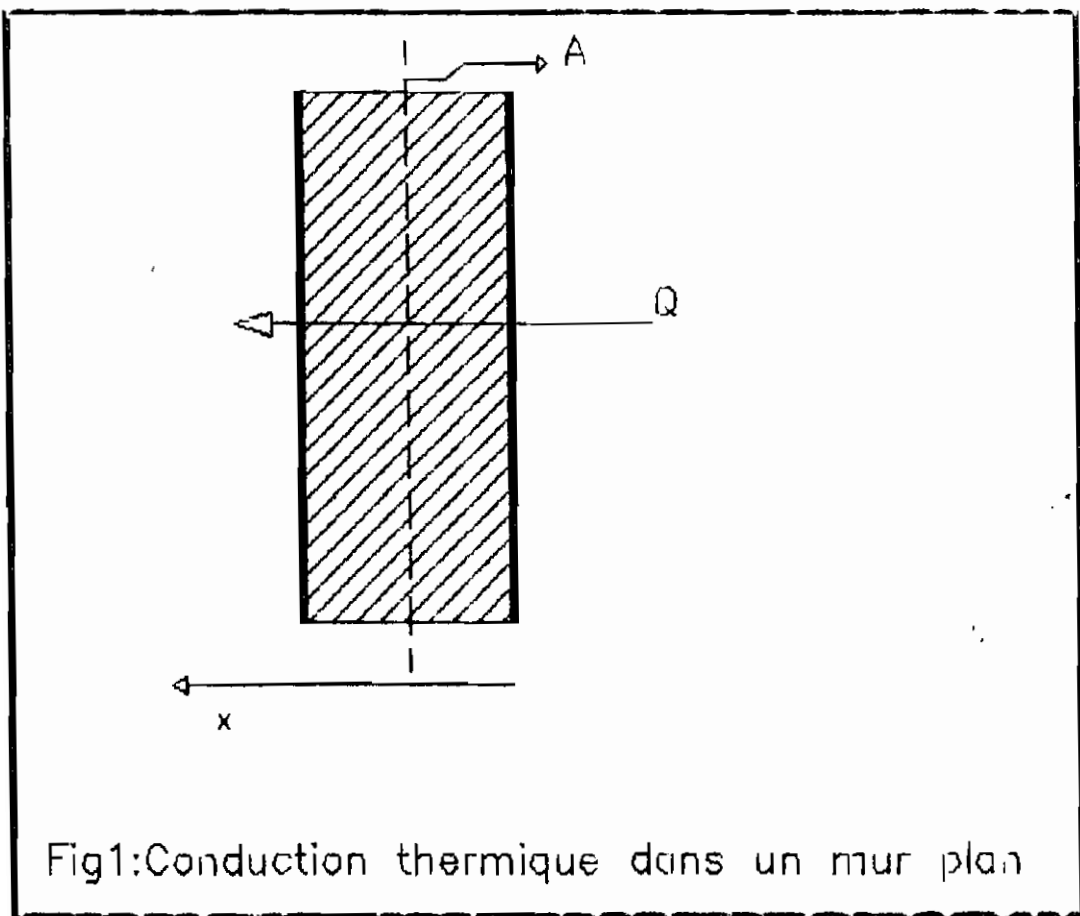


Fig1:Conduction thermique dans un mur plan

Area de la section à travers laquelle s'écoule de la chaleur par conduction et qui est mesurée perpendiculairement à la direction du flux thermique ( $m^2$ ).

$\frac{dT}{dx}$   
-----: gradient de température dans la section ou le rapport  
dx

de la variation de la température avec la distance parcourue par le flux thermique ( $^{\circ}C/m$ ).

#### REMARQUE:

Le signe (-) vient du fait que le sens positif de l'axe des x est le même que celui du flux thermique, or la chaleur s'écoule des points les plus chauds vers les plus froids, ce qui fait que le flux est positif lorsque le gradient de température est négatif.

#### 2.1.2-Convection thermique:

la convection est par définition le transfert de chaleur par les volumes de gaz ou de liquide se déplaçant d'une zone à température déterminée vers une autre de température différente. En d'autres termes, c'est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation et du mouvement du fluide. C'est essentiellement le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide. Le phénomène de convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui est en contact avec cette même surface s'effectue en plusieurs étapes.

D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface

aux particules fluides adjacentes qui, en se mélangeant avec d'autres particules situées dans une région à plus basse température, vont leur transférer une partie de leur énergie. Ainsi, l'énergie emmagasinée dans les particules fluides est transportée sous l'effet de leur mobilité.

L'échange de chaleur par convection lors du mouvement d'un fluide sous l'action d'un champ inhomogène des forces massiques (gravifique, magnétique, électrique) s'appelle CONVECTION NATURELLE OU LIBRE. Elle a lieu lorsqu'il y a création au sein du fluide de courants dus aux différences de densité résultant des gradients de température.

Par contre, on parle de CONVECTION FORCEE lorsque l'échange de chaleur par convection se fait par un mouvement du fluide sous l'action de forces extérieures appliquées à la frontière du système, ou d'un champ homogène de forces massiques appliquées au fluide à l'intérieur du système, ou encore au dépens de l'énergie cinétique communiquée au fluide hors du système.

La quantité de chaleur par unité de temps transmise par convection entre une surface et un fluide a été trouvée par NEWTON et RIEHMANN avec la formule suivante:

$$Q_c = h_{cv} \cdot A \cdot \Delta T \quad (2)$$

où  $Q_c$ : quantité de chaleur transmise par convection entre une surface et un fluide (W).

$h_{cv}$ : coefficient de transfert de chaleur par convection ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$\Delta T$ : différence de température entre la surface du solide et le fluide ( $^{\circ}C$ ).

A: aire de la surface de transfert de chaleur ( $m^2$ ).

REMARQUE:

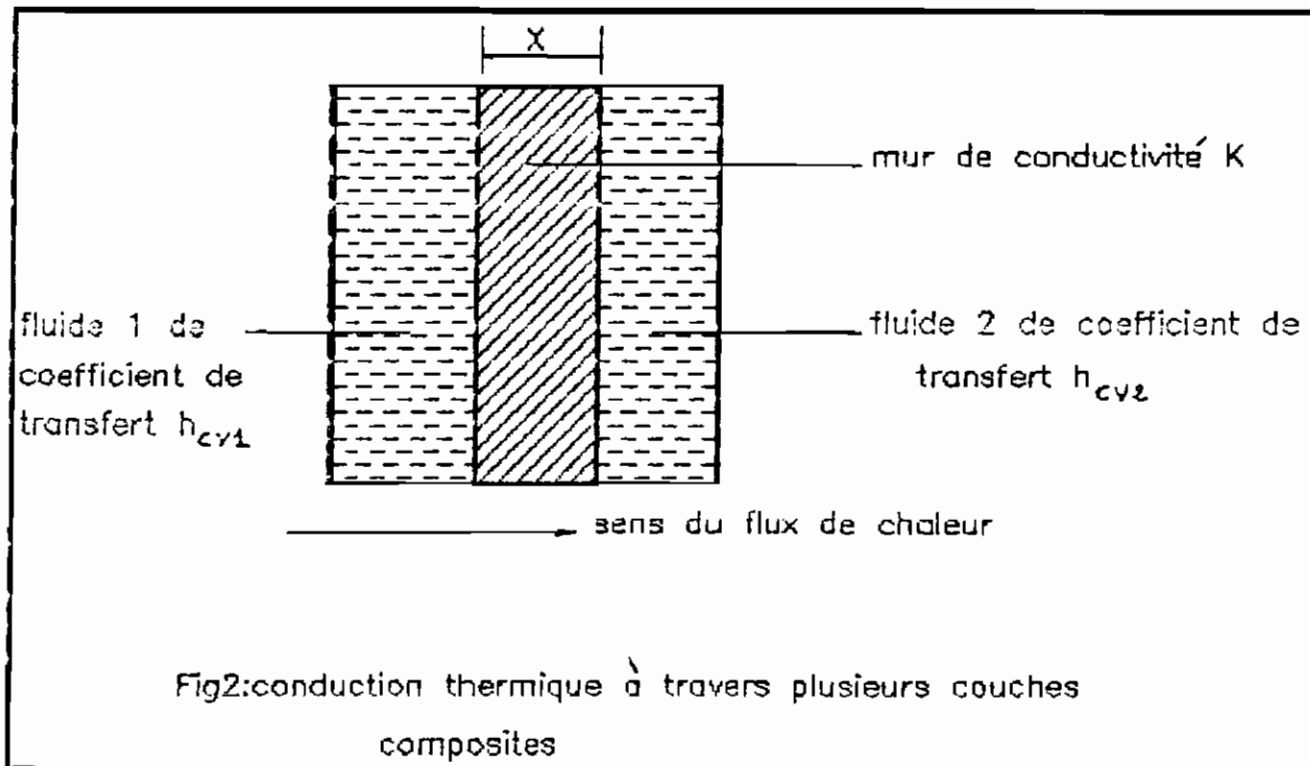
Ce cas de transfert de chaleur par convection est valable seulement entre une paroi (surface) et un fluide. Dans la pratique, le flux de chaleur aura à traverser différentes couches composites (cf figure 2), on aura alors les deux phénomènes de conduction et de convection qui agissent ensemble. Dans ce cas, on définit un autre coefficient qui tient compte des deux phénomènes, appelé coefficient global de transmission de chaleur.

$$Q_g = K_g \cdot A \cdot \Delta T \quad (3)$$

$Q_g$ : quantité de chaleur globale transmise par conduction et par convection (W).

$K_g$ : coefficient global de transmission de chaleur qui est l'inverse de la somme de la résistance thermique au transfert de chaleur d'un fluide plus chaud vers la paroi externe ( $1/h_{cv1}$ ), de la résistance thermique à la conduction à travers les différents corps solides ( $X/K$ ), et celle de l'autre paroi externe vers le fluide moins chaud ( $1/h_{cv2}$ ). Ce qui s'écrit comme suit:

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{h_{cv1}} + \frac{X}{K} + \frac{1}{h_{cv2}}} \quad (4)$$



### 2.1.3-Le rayonnement thermique:

A la différence de la conduction et de la convection où les éléments structuraux du milieu participent au processus de transfert de chaleur, le rayonnement thermique se caractérise par le fait que le milieu peut ne pas participer au transfert de chaleur.

C'est le processus de propagation de chaleur par les ondes électromagnétiques émises par un corps rayonnant. Il ne dépend que de la température et des propriétés optiques du corps émetteur de rayonnement.

L'énergie transmise par rayonnement est désignée sous le nom de chaleur rayonnée ou quantité de chaleur émise par rayonnement. Cette quantité d'énergie émise par unité de temps par une surface d'un corps noir se détermine par la formule de STEPHAN-BOLTZMANN:

$$Q_r = \sigma_0 \cdot A \cdot T^4 \quad (5)$$

$Q_r$ : chaleur rayonnée (W)

A: aire de la surface ( $m^2$ )

T: température absolue ( $^{\circ}K$ )

$\sigma_0 = 5.6697 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot (^{\circ}K)^4$ : constante de STEPHAN-BOLTZMANN

Cette loi de STEPHAN-BOLTZMANN peut être appliquée aux corps gris. A cet effet, on introduit la notion de facteur d'émission du corps gris (degré de noirceur) qui se définit comme étant le rapport entre la valeur du flux rayonnant d'un corps gris et de la valeur du flux rayonnant d'un corps noir à la même

température.

Dans le cas où un corps noir à la température  $T_1$  est entouré par un corps gris à la température  $T_2$ , la quantité de chaleur effectivement transmise de l'un à l'autre est:

$$Q_r = \frac{\sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (6)$$

où  $\epsilon_1$ : facteur d'émission du corps noir

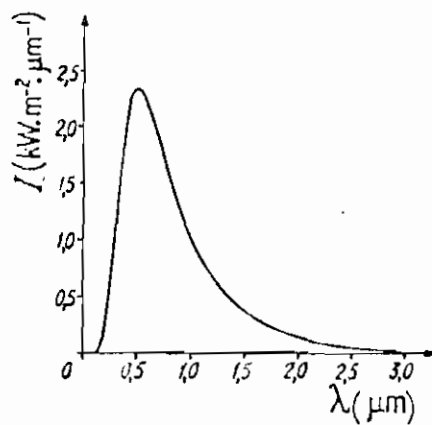
$\epsilon_2$ : facteur d'émission du corps gris

#### 2.1.4-Rayonnement solaire:

Le rayonnement solaire est un rayonnement électromagnétique assimilé à celui d'un corps noir à 5770°K. Le spectre énergétique de ce rayonnement est à 98% compris dans l'intervalle 0.25 à 4.0 $\mu$ m (cf figure 3 ).

L'apport énergétique solaire dépend de plusieurs facteurs tels que l'heure, la saison, la latitude du lieu considéré, l'altitude de ce lieu, mais aussi de l'état atmosphérique, etc...

On appelle constante solaire ou puissance du rayonnement au niveau du soleil la valeur du flux de chaleur provenant du rayonnement solaire qui toucherait 1 m<sup>2</sup> de la surface de la terre si cette dernière était dépourvue d'atmosphère. Cette constante solaire, notée  $G_0$ , est estimée à environ 1370 W/m<sup>2</sup>. Cependant, il n'arrivera pratiquement au sol qu'environ plus de 1000 W/m<sup>2</sup> en moyenne du rayonnement solaire dans les conditions de réception. Ceci est



L'intensité énergétique  $I$  est exprimée par unité de surface et par unité de longueur d'onde ( $\text{kW.m}^{-2}.\lambda^{-1}$ ); la longueur d'onde  $\lambda$  est donnée en micromètres ( $\mu\text{m}$ ).

Fig. 3 - Spectre solaire.



dû au fait premièrement qu'une partie du rayonnement solaire est absorbée ou réfléchi par la couche atmosphérique qui contient différents gaz et deuxièmement de l'influence du lieu, du temps, de l'heure, de la période de l'année et de l'inclinaison de la surface terrestre.

Le rayonnement solaire global peut être mesuré sur un plan horizontal ou incliné à l'aide d'un solarimètre. Dans ce rayonnement, on distingue :

-Le rayonnement direct qui nous vient directement en ligne droite du soleil. Il varie en intensité et en direction et est mesuré à incidence normale à l'aide d'un appareil appelé pychéliomètre.

-Le rayonnement diffus qui nous provient de l'atmosphère après avoir été dévié. Il peut être mesuré par un appareil appelé diffusomètre

#### REMARQUE:

Dans ce projet, nous avons besoin d'un solarimètre pour la valeur du flux de chaleur. C'est cette valeur du rayonnement solaire que nous allons utiliser pour la mesure de la performance de notre capteur solaire.

Le flux de chaleur dépend de la longueur des parcours des rayons dans l'atmosphère et est donné par la relation:

$$G_s = G_0 \cdot \cos^2 \theta \quad (7)$$

où  $G_s$ : flux de chaleur ou irradiation d'une surface

orientée normalement par rapport aux rayons solaires ( $W/m^2$ ).

$G_0$ : constante solaire ( $W/m^2$ ).

$\tau_a$ : facteur de transmission de l'air (0.8 par temps clair et 0.6 par temps couvert ).

$n$ : rapport entre la distance effectivement couverte par les rayons solaires à travers l'atmosphère et la distance parcourue quand le soleil est au zénith:  $n=1/\cos Z$  (cf figure 4).

Lorsque la surface n'est pas normale aux rayons solaires et avec un angle  $i$  entre la normale de la surface et la direction des rayons solaires, on a:

$$G_1 = G_0 \cdot \tau_a^n \cdot \cos i \quad (8)$$

où  $G_1$  est le flux qui est effectivement reçu par la surface ( $W/m^2$ ) (cf figure 5).

#### 2.1.5-Effet de serre:

Le verre est transparent seulement au visible et au proche infrarouge. Si on entoure un corps noir d'une cage en verre, le soleil émettant du visible, cette lumière va traverser le verre, chauffant ainsi le corps noir et le porte à une température de 30 à 100 °C environ. Ce corps noir faiblement chauffé, va donc émettre dans l'infrarouge pour lequel le verre est opaque, l'infrarouge piégé dans la cage va retourner au corps noir, contribuant ainsi à son échauffement: c'est l'effet de serre.

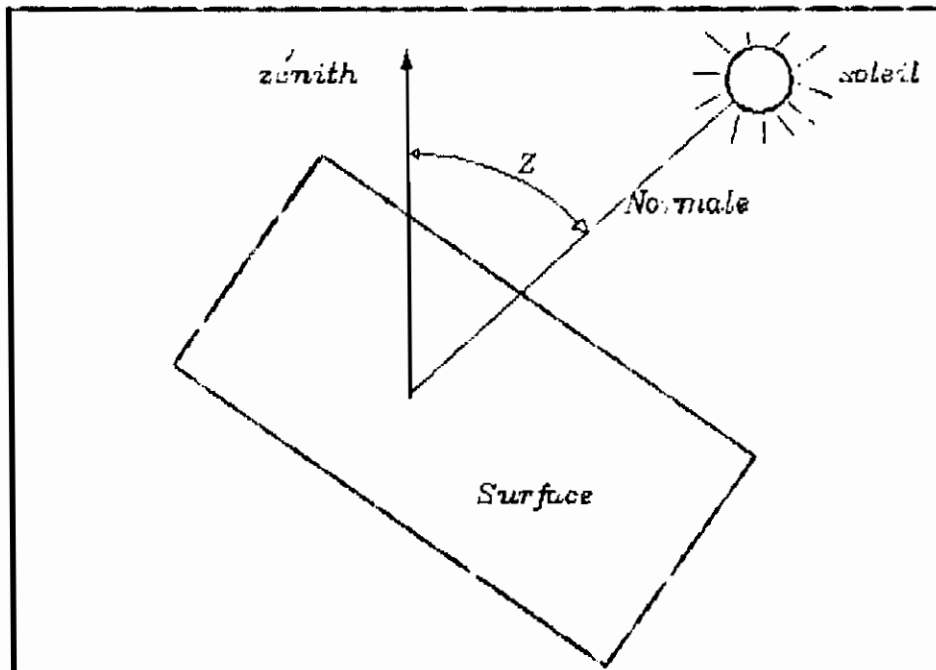


Fig4: rayonnement solaire sur une surface normale  
aux rayons solaires

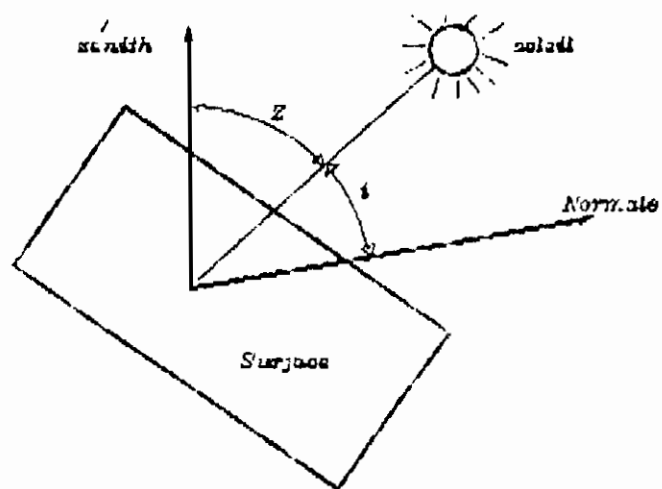


Fig5: Rayonnement solaire sur une surface dont la normale fait  
un angle  $i$  avec la direction des rayons solaires

## 2.2. ETUDES DU BILAN THERMIQUE:

### 2.2.1-Mécanisme des pertes thermiques:

L'énergie thermique disponible à partir d'un capteur solaire est égale à l'énergie incidente diminuée des pertes. Ces pertes sont dues aux phénomènes de réflexion, de la réémission de rayonnement, de la transpiration par les fissures, de la conduction et de la convection, comme indiqués dans la figure 6.

#### 2.2.1.1-Pertes par conduction:

##### 2.2.1.1.1-Face arrière de l'isolateur:

En examinant la figure 7, et en négligeant les pertes lorsque la chaleur traverse par conduction la deuxième couche de la plaque absorbante de mortier de ciment et d'acier, la première couche en béton, l'isolant en laine de verre et le cadre en bois, les pertes par conduction (chaleur traversant les trois couches) sont données par:

$$Q_1 = A \cdot \frac{T_1 - T_3}{\frac{X_{1c1}}{K_{1c1}} + \frac{X_{1c2}}{K_{1c2}} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3}} \quad (9)$$

où  $Q_1$ : pertes par conduction (W)

$K_{1c1}$ : conductivité thermique de la première couche de la plaque absorbante en béton et d'épaisseur  $X_{1c1}$  (m) en (W/m.°C).

$K_{1c2}$ : conductivité thermique de la deuxième couche de la

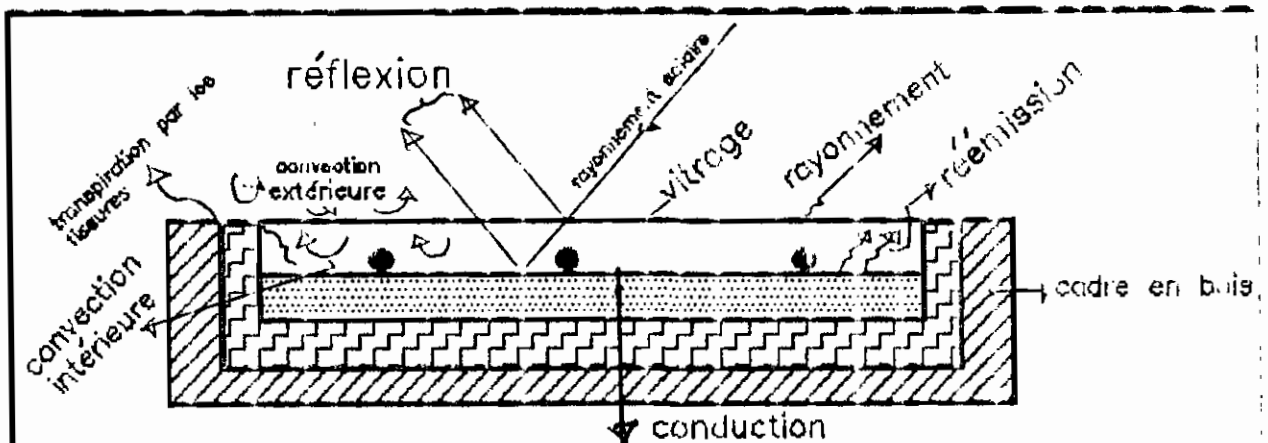


Fig6: Mécanisme des pertes thermiques

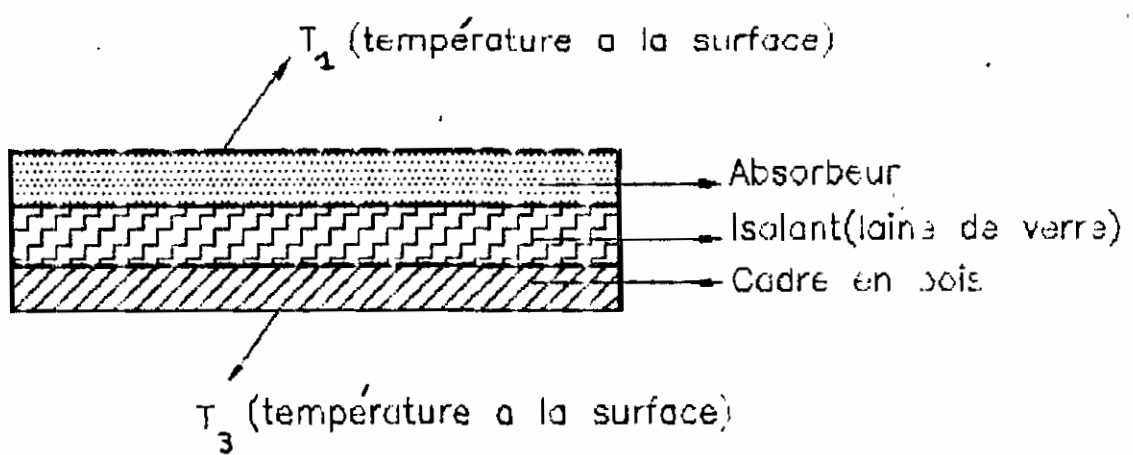


Fig7: face arrière de l'isolateur

plaque absorbante et d'épaisseur  $X_{1c2}$  (m) ( $W/m \cdot ^\circ C$ ).

$K_2$ : conductivité thermique de l'isolant (laine de verre) d'épaisseur  $X_2$  (m) ( $W/m \cdot ^\circ C$ ).

$K_3$ : conductivité thermique du cadre en bois d'épaisseur  $X_3$  (m) ( $W/m \cdot ^\circ C$ ).

$T_1$ : température à la surface de la plaque absorbante ( $^\circ C$ )

$T_3$ : température extérieure du cadre en bois ( $^\circ C$ )

#### 2.2.1.1.2-Côtés de l'insolateur:

De la même façon, les pertes totales sur les côtés sont données par la formule suivante:

$$Q_2 = A_{côtés} \frac{T_1 - T_3}{\frac{X_{1c1}}{K_{1c1}} + \frac{X_{1c2}}{K_{1c2}} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3}} \quad (10)$$

avec  $A_{côtés} = 2 \cdot A_{côtés \text{ latéraux}} + 2 \cdot A_{côtés \text{ longitudinaux}}$

$A_{côtés \text{ latéraux}} = \text{Longueur insolateur} \times \text{épaisseur insolateur}$

$A_{côtés \text{ longitudinaux}} = \text{largeur insolateur} \times \text{épaisseur insolateur}$

Les variables suivantes:

$(Q_2, T_1, T_3, X_{1c1}, X_{1c2}, X_2, X_3, K_{1c1}, K_{1c2}, K_2, K_3)$  sont les mêmes que celles définies dans la section 2.2.1.1.1.

#### Remarque:

La formule (10) est valable si on a le même isolant sur les côtés latéraux et longitudinaux. si les isolants sont différents comme dans le présent projet (pour les besoins des

tests uniquement) il va falloir décomposer la formule 10 comme montrée à la section 4.8 page 59.

#### 2.2.1.2-Pertes par convection:

##### 2.2.1.2.1-Entre absorbeur et couverture de verre:

On rappelle que la convection est le transfert de chaleur occasionné par un fluide (air) en mouvement. Le couvercle en verre ralentit le mouvement de l'air au dessus de l'absorbeur et réduit ainsi les pertes par convection. Cependant l'espace compris entre l'absorbeur et le couvercle de verre n'étant pas hermétiquement fermé, fait que des fuites d'air vont inévitablement se produire. Ces fuites, appelées transpiration, sont dues au fait que l'air chaud quitte l'espace absorbeur-vitrage et est remplacé par l'air ambiant plus froid.

Ces pertes par convection dues à la présence de l'air entre les deux parois ne sont en fait que la chaleur transmise par conduction dans l'air confiné entre l'absorbeur et le vitrage (cf figure 8).

$$Q_3 = K_a \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_{\text{moy}}}{L} \quad (11)$$

où  $Q_3$ : pertes par convection (W)

$K_a = 0.0283 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$  : conductivité thermique de l'air.

$T_1$ : température à la surface de la plaque absorbante ( $^\circ\text{C}$ ).

$T_{\text{moy}}$ : température de la surface extérieure du vitrage ( $^\circ\text{C}$ ).

$A$ : aire de la surface absorbante ( $\text{m}^2$ ).

La distance entre l'absorbant et le vitrage (m).

### 2.2.1.2.2-Par convection extérieure au-dessus du vitrage:

Une certaine convection naturelle se produit au dessus du vitrage, et si le vent souffle, il refroidit sans délai le vitrage, ce qui crée des pertes de chaleur du système.

Ces pertes sont dues à la présence de l'air extérieur plus précisément du vent qui est en contact avec la paroi externe du vitrage (cf figure 9).

Pour les isolateurs à effet de serre à base de rayonnement (un seul vitrage), nous trouvons des formules empiriques pour le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle à la surface extérieure de la couverture d'un capteur solaire.

$$h_{\text{ext}} = 2.2(T_{\text{moy}} - T_a)^{0.25} + 0.9 \quad \text{si } V < 4 \text{ m/s} \quad (12)$$

$$h_{\text{ext}} = 7.5V^{0.69} \quad \text{si } 4 < V < 10 \text{ m/s} \quad (13)$$

où  $h_{\text{ext}}$ : coefficient de transfert de chaleur par convection à la surface extérieure de la couverture ( $\text{W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$ ).

$T_{\text{moy}}$ : température moyenne de la couverture extérieure ( $^\circ\text{C}$ ).

$T_a$ : température de l'air ambiant ( $^\circ\text{C}$ ).

Les pertes par convection extérieures naturelles sont donc:

$$Q_c = h_{\text{ext}} \cdot A \cdot (T_{\text{moy}} - T_a) \quad (14)$$



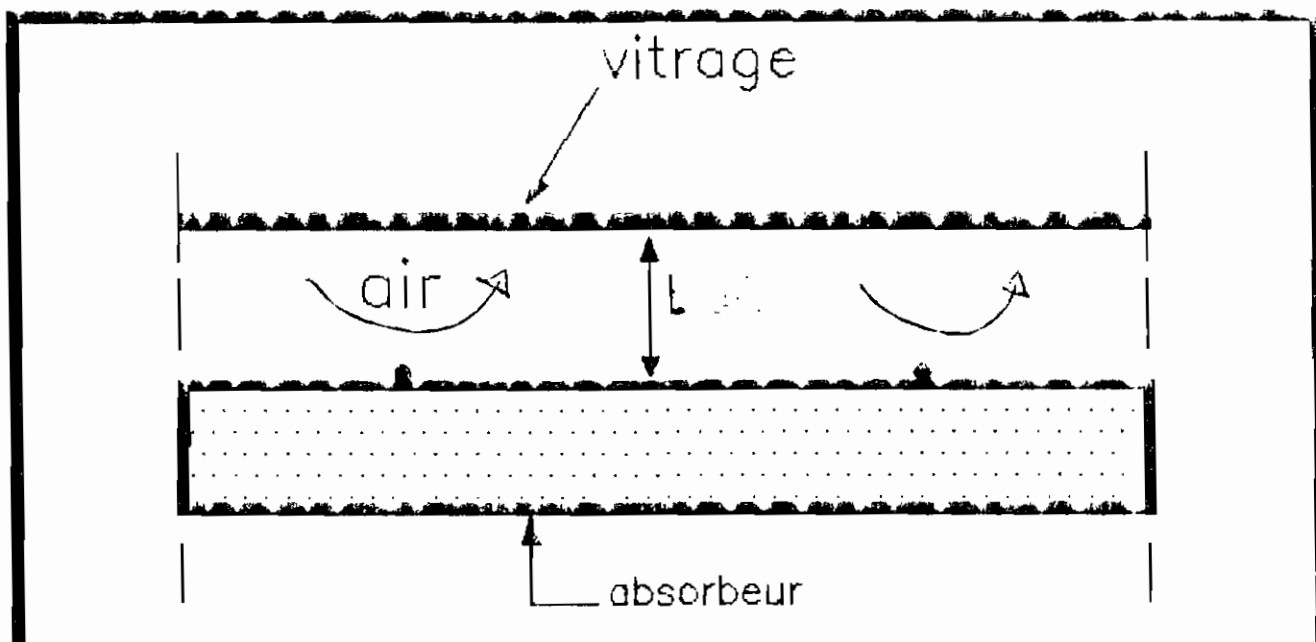


Fig8:convection entre absorbeur et vitrage

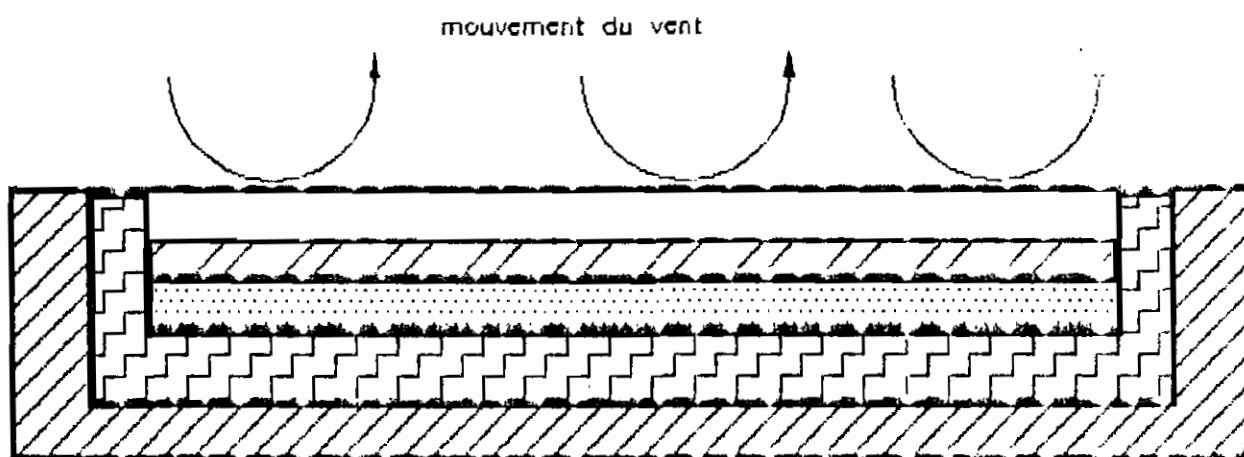


Fig9:convection extérieure

A: aire de la couverture (aire de la plaque absorbante) (m<sup>2</sup>)

REMARQUE:

Les formules empiriques (12) et (13) sont données dans la référence 2 à la page 81.

2.2.1.3-Pertes par réémission thermique:

Si l'absorbteur est à la température T<sub>1</sub> (°K) avec une émittance infrarouge de ε<sub>1</sub> et le vitrage à la température T<sub>cover</sub> (°K) avec une émittance infrarouge de ε<sub>2</sub>, les pertes thermiques de l'absorbteur vers le vitrage seront:

$$Q_3 = \frac{\sigma_0 \cdot A \cdot (T_1^4 - T_{cover}^4)}{\frac{(1-\epsilon_1)}{\epsilon_1} + \frac{(1-\epsilon_2)}{\epsilon_2} + 1}$$

qui peuvent se simplifier pour donner:

$$Q_3 = \frac{\sigma_0 \cdot A \cdot (T_1^4 - T_{cover}^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (15)$$

où σ<sub>0</sub>=5.6697 10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup>.°K<sup>4</sup> : constante de STEPHAN-BOLTZMANN.

REMARQUE:

Les valeurs courantes de ε<sub>1</sub> et ε<sub>2</sub> sont respectivement 0.9 et 0.8 et qui tiennent du fait que la plaque absorbante est considérée plus noire que la couverture qui est en verre (cf référence 1 à la page 27).

#### 2.2.1.4-Pertes par réflexions:

Les réflexions au niveau du capteur se produisent sur le vitrage et sur l'absorbeur (cf figure 6). Le verre ordinaire réfléchit 7 à 8% du rayonnement incident, et la peinture noire en réfléchit de 2 à 6% (cf Référence 1 page 22).

Les pertes par réflexion peuvent être évaluées comme suit:

-Pour le verre (cf annexe 1):

$$Q_{\text{réflexion verre}} = (\rho + 0.61\alpha) I.A \quad (16)$$

-Pour la peinture noire:

$$Q_{\text{réflexion peinture noire}} = 0.06 I.A \quad (17)$$

D'où, on a:

$$Q_{\rho} = (\rho + 0.61\alpha) I.A + 0.06 I.A$$

$$\text{donc } Q_{\rho} = (\rho + 0.61\alpha + 0.06) I.A \quad (18)$$

Pour  $i=15^\circ$  (latitude du lieu), la figure 2.2.f de l'annexe donne:

$$\rho = 0.08$$

$$\alpha = 0.06$$

$$\text{d'où } Q_{\rho} = 0.1766 I.A \quad (19)$$

#### 2.2.1.5-Pertes totales:

Les pertes totales sont en fait la somme des pertes par conduction, par convection, par réflexion et par réémission thermique. Donc, nous avons:

$$Q_t = Q_c + Q_{\rho} + Q_{\alpha} + Q_{\tau} + Q_{\text{em}} + Q_{\text{tr}} \quad (20)$$

où  $Q_t$ : pertes totales (W)

### Remarque:

Les pertes par transpiration par les fissures sont négligeables et sont difficilement estimables et ne sont pas considérées.

### 2.2.2-Rendement du capteur:

Le rendement atteint par un capteur donné, dépend surtout de l'intensité du rayonnement et de la différence de température entre l'absorbeur et l'air ambiant.

On peut mesurer ce rendement du capteur en ne tenant compte que de l'énergie transmise au fluide par rapport à l'énergie totale recueillie du soleil, ou bien en ne tenant compte que des pertes totales estimées par rapport à l'énergie totale captée du rayonnement solaire.

#### 2.2.2.1-Première approche de calcul du rendement:

L'une des mesures de performance d'un capteur solaire est la mesure du rendement instantané. La première approche de calcul du rendement tient uniquement en compte l'énergie reçue par le fluide de travail (eau) et l'énergie solaire globale incidente. Ce rendement se définit comme étant le rapport entre l'énergie thermique effectivement transmise au fluide de travail (c'est-à-dire l'eau et l'énergie thermique reçue du soleil (quantité de chaleur reçue par la surface effective du capteur).

$$\eta_{11} = \frac{d_m}{dT} \cdot \frac{C_p \cdot \Delta T}{A \cdot I} \quad (21)$$

où A:aire de la plaque absorbante (m<sup>2</sup>)

I:intensité de l'ensoleillement solaire lue au solarimètre (W/m<sup>2</sup>)

ΔT:différence de température de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur (°C).

$\frac{da}{dt}$  :debit d'eau (Kg/s).

C<sub>p</sub>:chaleur spécifique de l'eau (4.20 KJ/kg.°C).

### 2.2.2.2-Deuxième approche de calcul du rendement:

Cette deuxième approche fait uniquement intervenir les différentes pertes au niveau du capteur solaire: l'énergie solaire incidente.

Ce rendement est défini par le rapport suivant.

$$\eta_2 = \frac{A \cdot I - Q_t}{A \cdot I} = 1 - \frac{Q_t}{A \cdot I} \quad (2)$$

où Q<sub>t</sub>:pertes totales au niveau du capteur solaire (W).

I:intensité de l'ensoleillement lue au solarimètre (W/m<sup>2</sup>).

A:aire de l'insolateur (m<sup>2</sup>).

#### REMARQUES:

-Quand la température de l'absorbeur est élevée, les pertes de chaleur sont importantes et le rendement est faible.

-Le rendement instantané n'est valable que pour un instant donné et pour un rendement réel, il faut faire plusieurs mesures étalées sur une journée et faire la moyenne.

## CHAPITRE 3

### REALISATION DU CAPTEUR

Le montage expérimental est composé essentiellement:

-d'un insolateur qui a pour rôle de capter l'énergie solaire.

-d'une conduite d'arrivée d'eau en PVC (vert tuyau d'arrosage) branchée en bas, à l'entrée de l'insolateur.

-d'une conduite de refoulement en PVC vert d'eau branchée en haut, à la sortie de l'insolateur.

(cf figure 10).

#### 3.1-PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.

Le fluide caloporteur (cf figure 10) ou l'eau du robinet est refoulée jusqu'au tuyau d'entrée du distributeur (échangeur) par la pression qui règne au niveau des robinets. L'eau s'écoule ainsi, arrive dans le capteur par les différentes voies au niveau des noeuds (points de raccordement ou de rencontre de plusieurs tuyaux: par exemple les tets), et monte le long de l'absorbeur en échangeant de la chaleur avec celui-ci qui a capté l'énergie solaire auparavant et de ce fait est plus chaud.

Cette eau est recueillie en haut de l'insolateur par le tuyau de refoulement qui la déverse en dehors du modèle.

#### 3.2-INSOLATEUR DU CAPTEUR SOLAIRE:

Le modèle de l'insolateur que nous avons réalisé comprend:

-un cadre en bois qui supporte le reste de l'insolateur et

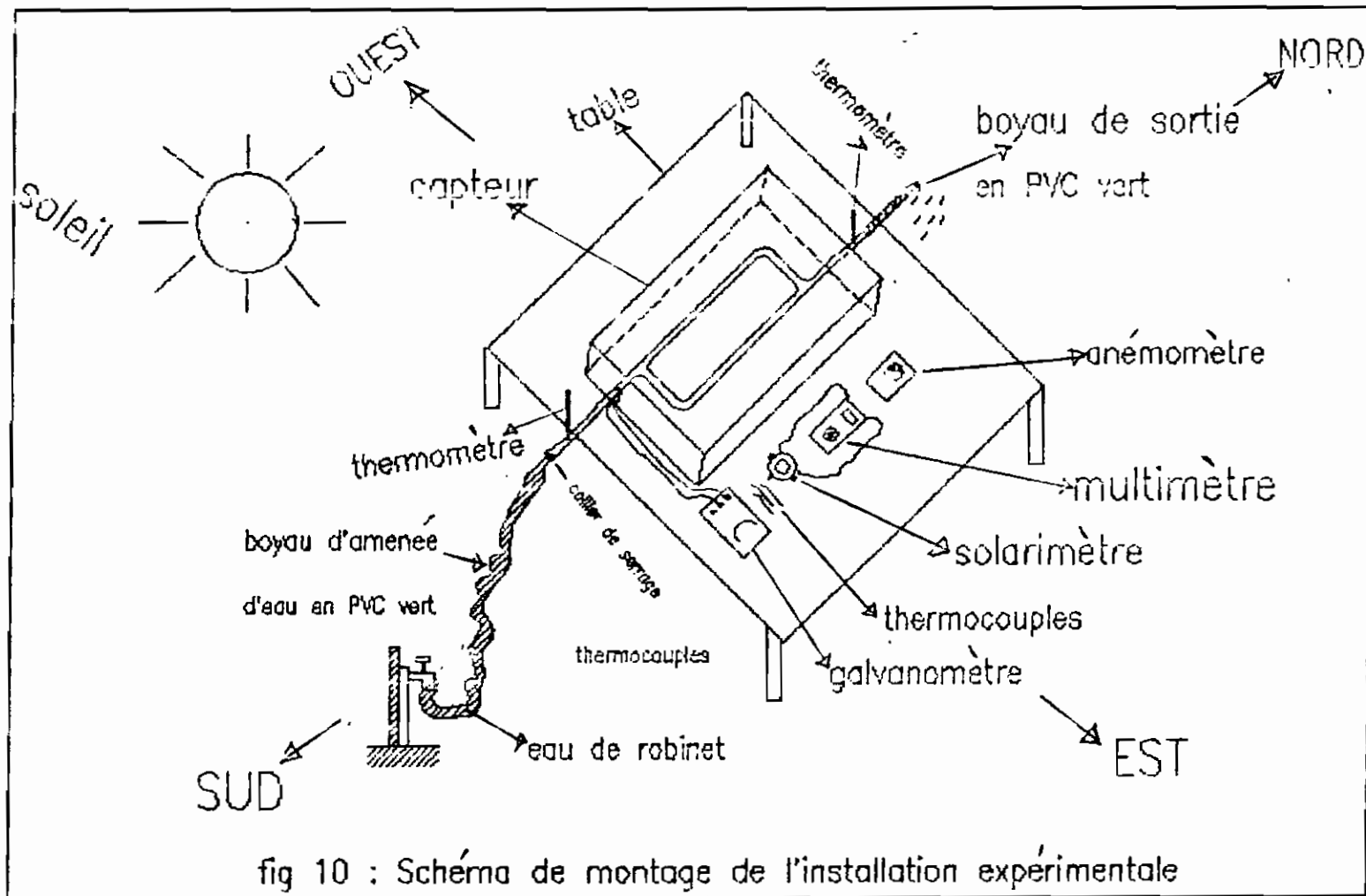


fig 10 : Schéma de montage de l'installation expérimentale

participe à la limitation des pertes thermiques.

-une isolation sur la face arrière et sur les côtés de l'insolateur.

-une tuyauterie en cuivre appelée serpentín ou encore distributeur peinte en noir grâce à un colorant noir (tota color) placée dans l'insolateur et reposant sur la plaque absorbante.

-une couverture de verre appelée vitrage pour produire l'effet de serre et limiter les pertes par convection et par réémission thermique.

-une plaque absorbante peinte aussi en noir et faite en deux couches, une première couche en béton et une deuxième couche qui adhère sur la première et sur laquelle repose la tuyauterie d'eau, elle est constituée d'un mélange de mortier de ciment et d'un pourcentage donné d'acier en petits filaments.

#### REMARQUE:

Pour de plus amples informations, revoir la figure 6.

#### 3.2.1-Cadre:

Les dimensions du prototype ont été choisies à partir de ce que nous avons comme disponibilités en matériaux.

Le choix du bois comme cadre est essentiellement guidé:

-par sa faible conductivité thermique ( $k=0.047$  à  $0.066$  W/m.°C)

-par son faible coût par rapport aux autres matériaux qu'on pouvait utiliser, l'acier par exemple.

-par son faible poids.



les dimensions sont:

longueur = 135 cm

largeur = 35 cm

hauteur = 13 cm

épaisseur du bois = 2 cm

(cf figure 11)

### 3.2.2-Isolation:

Les critères de choix d'un bon isolant sont:

- une faible conductivité thermique
- une grande température maximale d'utilisation
- une bonne résistance à la corrosion
- une faible masse volumique
- une faible chaleur massique
- l'isolant ne doit pas absorber l'humidité
- il ne se tasse pas facilement

#### 3.2.2.1-Sur la face arrière du capteur:

L'isolant que nous avons en notre possession et qui répond mieux à ces critères est de la laine de verre.

##### Laine de verre

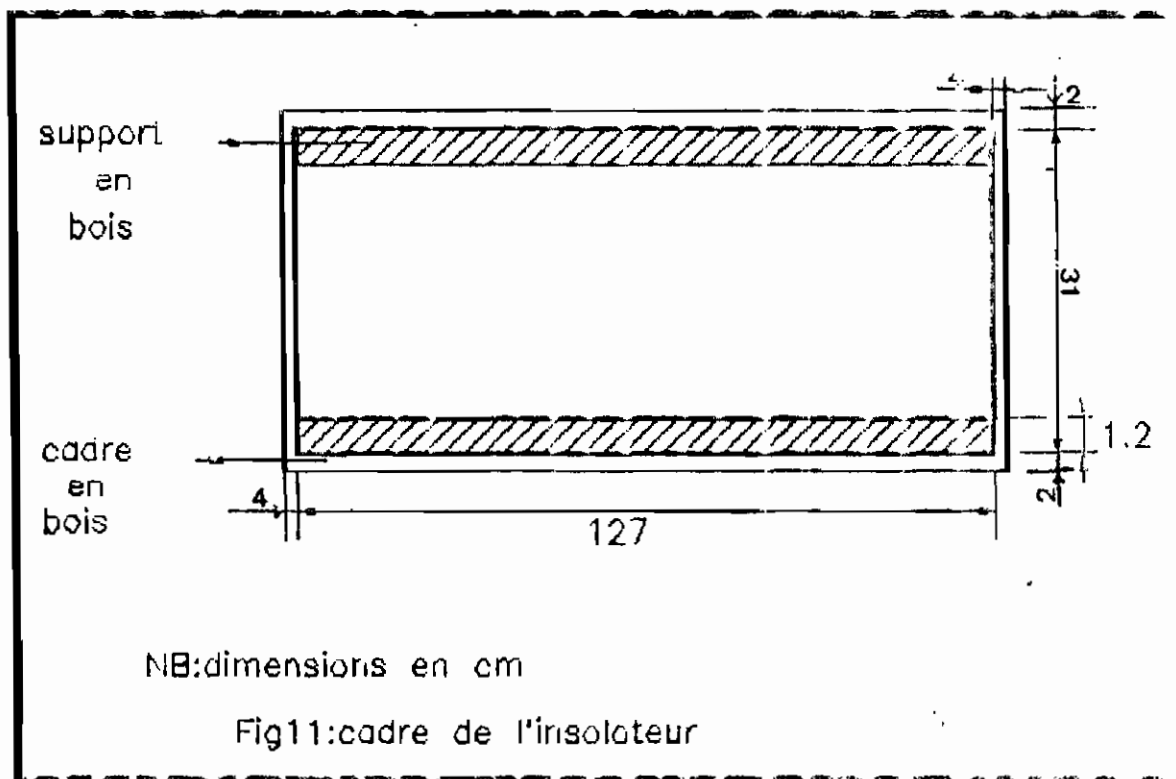
K = 0.035 W/m.°C

Température maximale d'utilisation > 150 °C

épaisseur = 4.5 cm

#### 3.2.2.2-Sur les côtés:

Il faut ajouter aux critères cités plus haut le critère de



rigidité important en ce sens que l'isolant sur les côtés, une fois placé, ne doit pas bouger de sa position au cas où on retire l'absorbeur (car on a un capteur expérimental où on aura à enlever constamment l'absorbeur et le remplacer par un autre pour faire différentes mesures).

Ainsi, pour les côtés longitudinaux, le polystyrène a été choisi pour les besoins des tests parce que présentant en plus des critères fondamentaux une grande rigidité par rapport à la laine de verre.

#### Polystyrène

K = 0.028 W/m. °C

Température maximale d'utilisation = 93 °C

épaisseur sur les côtés = 1.2 cm

En plus de ces critères, le polystyrène présente:

- une bonne résistance à la putréfaction
- une non-mouillabilité

#### 3.2.3-Epaisseur de l'air confiné:

D'après la référence 4 cette épaisseur doit être comprise entre 20 à 40 mm pour les capteurs fonctionnant de la température ambiante à 60 °C c'est pourquoi notre choix a été de 25 mm.

Epaisseur de l'air confiné = 25 mm

#### 3.2.4-Serpentin d'eau:

Les critères de choix sont :

- que la tuyauterie doit supporter des températures de l'ordre de 120 °C environ (température qui peut être atteinte dans

l'isolateur)

-qu'elle soit capable de récupérer de la chaleur et aussi de la transmettre à l'eau (une bonne conductivité thermique)

-qu'elle soit facilement usinable (perçage ,forage , etc...)

choix et disponibilité:

Tuyau en CUIVRE

diamètre intérieur = 13.5 mm

diamètre extérieur = 16.0 mm

$K = 386 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

### 3.2.5-Couverture de verre:

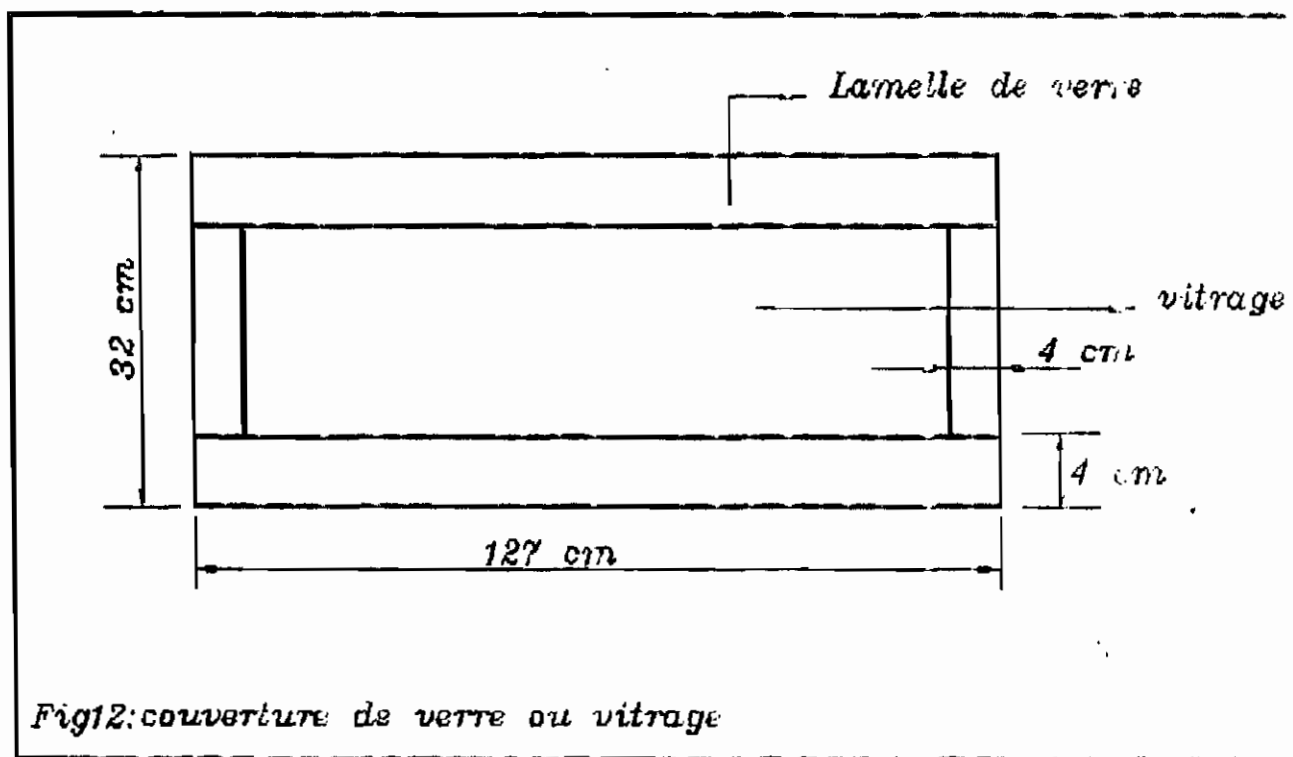
Cette couverture est en verre transparent de 2 mm d'épaisseur et de dimensions 127 x 39 cm.

Pour que la couverture soit plus rigide, pour prévenir les éventuels débuts de fissures et pour augmenter son moment d'inertie, des lamelles de ce même verre larges de 4 cm ont été collées aux extrémités de la couverture avec de la résine de polyester (cf figure 12).

### 3.2.6-Plaque absorbante:

Le principe de la captation solaire étant l'absorption des rayons lumineux, l'élément fondamental d'un capteur solaire est une surface constituée d'un corps noir appelée plaque absorbante.

Les dimensions de cette plaque absorbante appelée encore plaque de liaison ont été déduites à partir de celles du cadre ,des épaisseurs d'isolant (sur la face arrière et sur les côtés) et de l'épaisseur de l'air confiné.



Ainsi, les dimensions sont:

$$\begin{aligned} \text{longueur (plaque)} &= \text{Longueur (cadre)} - 2 \times \text{Epais. (bois)} - 2 \times \text{Epais. isolant (côté latéral)} \\ &= 135 \quad - 2 \times 2 \quad - 2 \times 4.5 \\ &= 122 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Largeur (plaque)} &= \text{Largeur (cadre)} - 2 \times \text{Epais. (bois)} - 2 \times \text{Epais. isolant (côté longitudinal)} \\ &= 35 \quad - 2 \times 2 \quad - 2 \times 1.2 \\ &= 28.6 \quad \text{soit } 29 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Hauteur (plaque)} &= \text{Hauteur (cadre)} - \text{Epais. (bois)} - \text{Epais. air (confiné)} - \text{Epais. isolant (f. ar.)} \\ &= 13 \quad - 2 \quad - 2.5 \quad - 4.5 \\ &= 4.0 \text{ cm} \end{aligned}$$

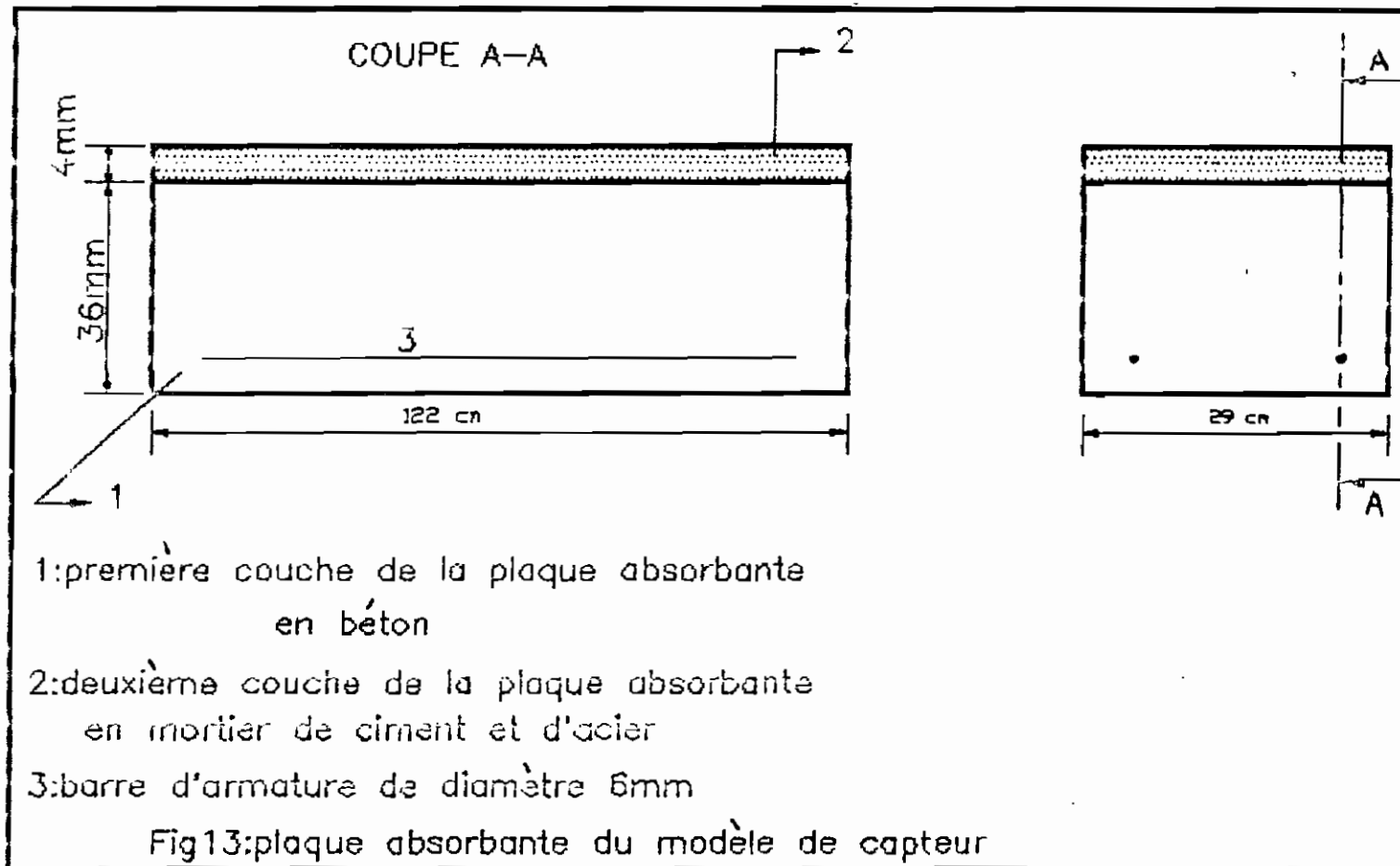
L'épaisseur a été choisie à cette valeur (40 mm) car en dessous de cette valeur, la plaque, constituée d'une première couche en béton et d'une deuxième couche en mortier de ciment (cf figure 13) avec un pourcentage donné d'acier en filaments, risque de ne pas résister aux efforts de compression, sa rigidité étant faible.

#### 3.2.6.1- Première couche de la plaque absorbante:

Le prix de l'acier étant très élevé, ainsi, pour réduire les coûts d'investissement, cette première couche de 36 mm d'épaisseur (sur les 40 mm que mesure l'épaisseur totale de la plaque) est entièrement faite en béton [ciment + sable + agrégats ( $\varphi > 5\text{mm}$ ) + eau] dans la proportion 1/3/3 (c'est à dire 1 volume de ciment pour 3 volumes de sable et 3 volumes d'agrégats).

Pour renforcer cette couche en béton, deux barres d'armature espacées environ de 20 cm ont été placées à la partie inférieure de cette couche et ceci pour permettre:

-de reprendre les composants de traction des efforts inter-



nes (flexion, cisaillement, torsion);

-d'aider le béton à reprendre les composantes de compression;

-de répartir les efforts internes et de diminuer la taille des fissures (retrait, variation de température).

Ainsi, les aciers d'armature apportent leur ductilité à l'ensemble, car on sait que le béton tout seul est fragile.

Le coulage de la première couche a été effectué au laboratoire de béton dans un moule fait en tôle d'acier, qui lui, a été fabriqué au laboratoire d'atelier mécanique et a comme dimensions intérieures celles de la première couche de béton d'estimodine:

122 x 29 x 3.6 cm

Le problème essentiel rencontré au cours des travaux de coulage est le problème de ressuage. En fait, lorsqu'on prépare du béton, le rapport eau/ciment est l'une des données à surveiller de très près.

-Lorsque ce rapport est très faible, le béton est difficilement maniable.

-Lorsqu'il est élevé, le béton devient fluide et l'on se heurte à divers problèmes parmi lesquels le ressuage que l'on a constaté après le coulage de la première couche de notre plaque.

En fait, une partie de l'eau de gâchage s'est séparée de la pâte de ciment pour venir former une couche d'eau libre (par rapport à la pâte) qui surnage la surface de l'ouvrage.

Les conséquences de ce ressuage peuvent être:

-qu'en temps chaud, cette eau s'évapore rapidement. Ceci augmente la quantité d'eau qui devait normalement s'évaporer lors



du mûrissement du béton mis en place. On observe alors un séchage précoce de la surface de l'ouvrage (première couche de la plaque), ce qui entraîne l'apparition de fissures plus ou moins grandes sur cette surface. Ces fissures proviennent du retrait au séchage.

-qu'en temps froid, après l'évaporation de cette eau, on remarque que la surface ainsi obtenue résiste mal à l'abrasion (usure par frottement ou par grattage), la surface est très poussiéreuse. Dans le dernier cas, comme traitement, on peut mouler la surface jusqu'à l'obtention d'une bonne surface.

#### Remarque:

Les mesures de la résistance en 28 jours et de l'affaissement du béton n'ont pas été mesurées pour la simple raison que notre moule n'est pas un béton structural, de ce fait, on n'a donc pas besoin de faire ces mesures.

La référence 3 nous donne la conductivité thermique du béton (première couche de la plaque absorbante):

$$K_{10,3}=1.4 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$$

#### 3.2.6.2-Deuxième couche de la plaque absorbante:

La deuxième couche d'une épaisseur de 4 mm qui adhère sur la première, est faite en un mélange de mortier de ciment (ciment + eau + sable ( $\phi < 5\text{mm}$ )) avec un pourcentage donné de filaments d'acier longs de 1 cm.

L'objectif principal de ce projet consiste à tester plusieurs absorbeurs différenciés par l'espacement tubulaire du serpentin de cuivre (w).

Pour chaque absorbeur à espacement tubulaire (a) du serpentin de cuivre avec un pourcentage donné d'acier dans du mortier de ciment, il faudra d'abord connaître sa conductivité thermique (en raison du fait qu'on ne trouve pas dans la littérature les valeurs de ces conductivités) pour pouvoir estimer les différentes pertes thermiques.

### 3.2.6.2.1-Mesures de la conductivité thermique:

#### a)-description:

C'est une première expérience de mesures de conductivités thermiques de mortier de ciment avec différents pourcentages d'acier en filaments de 1 cm de long (matériaux composants la deuxième couche de la plaque absorbante).

#### b)-But:

Le but essentiel de ces essais est de trouver la conductivité thermique du matériau constituant la deuxième couche de la plaque absorbante ( $K_{102}$ ) pour pouvoir évaluer les pertes thermiques et d'en déduire le rendement de notre prototype. Pour cela, il s'agit de trouver le pourcentage maximal d'acier dans le mortier de ciment où l'on a une bonne liaison entre les particules métalliques et le mortier et donnant la conductivité la plus grande.

#### c)-Matériel utilisé:

-L'appareil utilisé pour ces mesures s'appelle:

CUISON'S THERMAL CONDUCTIVITY APPARATUS

-2 thermomètres Silber Band

-2 thermocouples chromel-allumel HONEYWELL

Modèle SW2P16 made in USA

-1 galvanomètre avec rhéostat pour lire les températures données par les thermocouples directement en °C.

Type P6 .

-1 débitmètre

#### d)-Schéma de montage:

(cf figure 14)

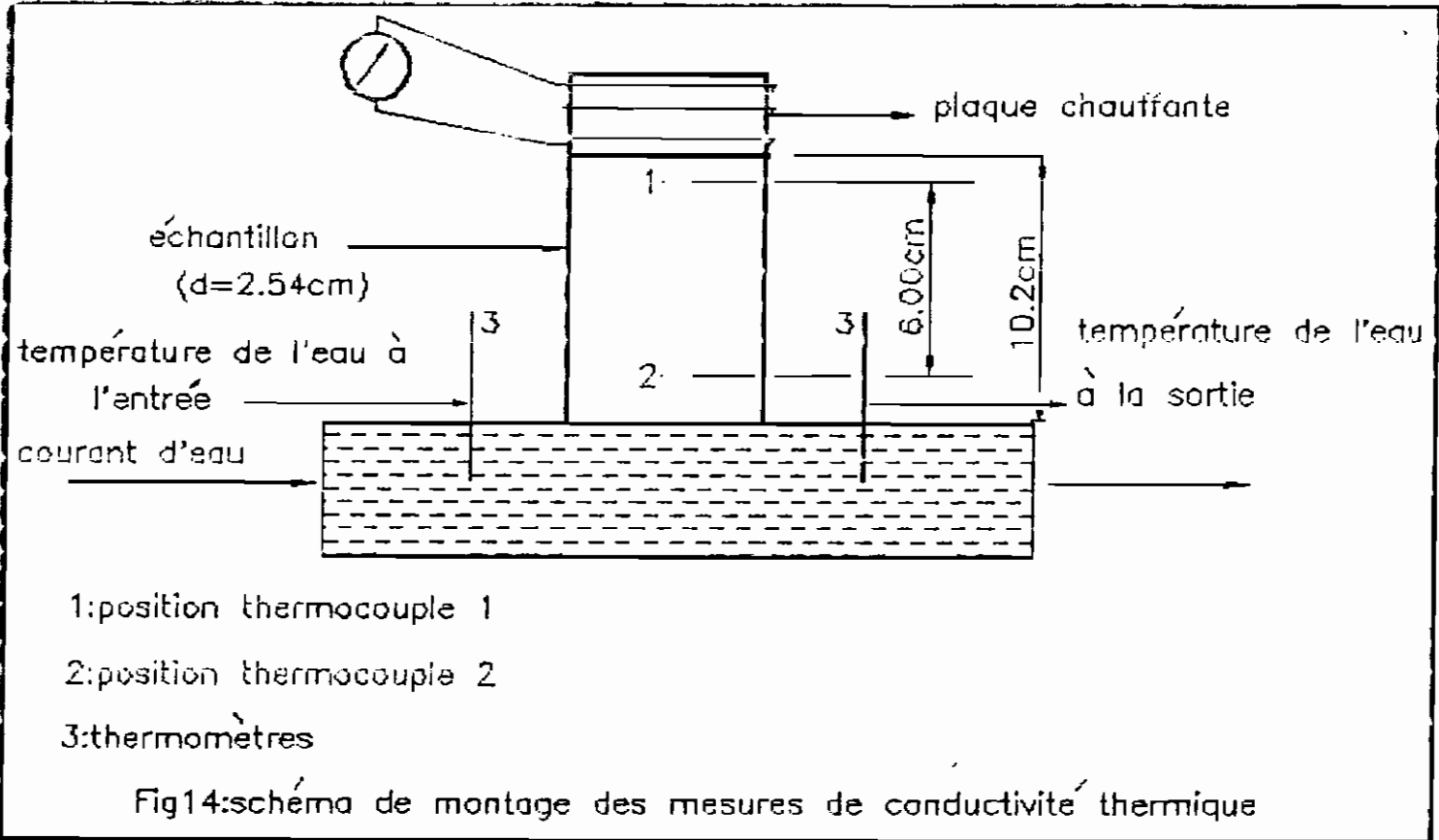
Chaque échantillon est une barre ( $c=2.54$  cm,  $l=10.2$  cm) et est chauffé électriquement à son extrémité et logé dans un tube qui sert d'isolation avec l'extérieur. La chaleur traverse la barre par conduction thermique et est dégagée à un courant d'eau à travers l'autre extrémité de la barre.

Deux thermocouples chromel-allumel sont installés comme montré à la figure 14 pour mesurer les températures de deux positions distante de  $\Delta l=6.0$  cm :  $T_{e1}, T_{e2}$ . Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie sont mesurées à l'aide de deux thermomètres  $T_{-1}, T_{-2}$ .

#### e)-Mise en marche et fonctionnement de l'appareil:

1. Ouvrir lentement le robinet d'eau de refroidissement et maintenir un débit moyen.

2. Tourner légèrement le bouton qui contrôle la puissance reçue par l'élément chauffant jusqu'à environ 80% de l'ouverture maximale. Attendre jusqu'à ce que la température indiquée atteigne une valeur assez grande (environ 20 mn).



3. Réduire la puissance électrique, ouverture à 50% et attendre le régime permanent (20 mn environ).

**f) Mesures et résultats:**

-mesurer les températures indiquées par les thermocouples  $T_{e1}, T_{e2}$ , celles de l'eau à l'entrée et à la sortie  $T_{w1}, T_{w2}$  ainsi que le débit d'eau  $dm/dt$ .

-Calculer les conductivités thermiques des échantillons à partir des résultats expérimentaux obtenus.

**RAPPEL THEORIQUE :**

Comme hypothèse, on considère que les pertes sont négligées.

De ce fait, on a:

$$Q_{dissipée} = Q_{cond. \text{ échant.}} = Q_{reçue \text{ par l'eau}}$$

$$= K_{102} \cdot A \cdot \frac{T_{e1} - T_{e2}}{\Delta l} = \frac{dm}{dt} \cdot C_p \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad (23)$$

où  $\frac{dm}{dt}$  : débit massique de l'eau de refroidissement (Kg/s)

$C_p$ : chaleur spécifique de l'eau

donc on a:

$$K_{102} = \frac{\frac{dm}{dt} \cdot C_p \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \cdot \Delta l}{A \cdot (T_{e1} - T_{e2})} \quad (24)$$

Plusieurs séries de lectures doivent être prises pour chaque échantillon (4 dans notre cas avec des débits différents) pour

vérifier le régime permanent du transfert de chaleur.

$C_{\text{moy}} \text{ de l'eau (dans l'intervalle } 15 \text{ à } 30^\circ\text{C)} = 4.177 \text{ KJ/Kg. }^\circ\text{C}$

$\Delta l = 6.0 \text{ cm}$

REMARQUE:

Pour avoir des contacts intimes entre l'extrémité supérieure de l'échantillon avec l'élément chauffant (plaque chauffante) et l'extrémité inférieure avec le support inférieur (plaque circulaire de même diamètre que l'échantillon et qui est aussi en contact avec l'eau de refroidissement), on a mis de la gelée de pétrole blanche (vaseline) aux bouts de chaque échantillon.

Tableau des mesures et résultats:

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	$T_{e1}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{e2}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{c1}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{c2}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$K_{102}$ ( $\text{W/m.}^\circ\text{C}$ )
	1	30	25.8	25.9	176	67	3.78
1	2	20	25.8	26.0	164	70	4.32
(0% acier)	3	15	25.8	26.0	158	74	3.51
	4	10	25.8	26.0	150	76	2.11

$k_{\text{moy}} = 3.66 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

REMARQUE:

Se référer à l'annexe II pour un exemple de calcul de la conductivité thermique.

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
	1	30	25.8	25.9	146	58	4.68
2	2	20	25.8	25.9	160	62	2.80
(2% acier)	3	15	25.8	26.0	167	64	4.00
	4	10	25.8	26.1	174	68	3.89

$k_{102\text{moy}} = 3.84 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
	1	30	25.5	25.6	140	62	5.28
3	2	20	25.5	25.7	158	68	3.05
(4% acier)	3	15	25.5	25.7	160	70	4.57
	4	10	25.5	25.8	166	74	4.48

$k_{102\text{moy}} = 4.35 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
	1	30	25.5	25.6	180	76	3.96
4	2	20	25.5	25.7	182	78	5.28
(6% acier)	3	15	25.5	25.8	184	82	6.06
	4	10	25.5	25.8	190	84	3.89

$k_{102\text{moy}} = 4.79 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
5 (8% acier)	1	30	26.0	26.1	127	54	5.65
	2	20	26.0	26.2	140	58	6.70
	3	15	26.0	26.2	148	60	4.68
	4	10	26.0	26.3	150	62	4.68

$k_{102moy} = 5.43 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
6 (10% acier)	1	30	26.0	26.4	168	66	5.39
	2	20	26.0	26.4	170	69	8.16
	3	15	26.0	26.3	173	69	7.93
	4	10	26.0	26.2	172	70	8.08

$k_{102moy} = 7.39 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
7 (12% acier)	1	30	26.0	26.2	130	52	10.57
	2	20	26.0	26.3	140	60	10.30
	3	15	26.0	26.4	150	64	9.58
	4	10	26.0	26.4	161	70	8.04

$k_{102moy} = 9.12 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$



numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
8 (15% acier)	1	30	25.8	26.0	130	56	11.14
	2	20	25.8	26.1	144	62	10.05
	3	15	25.8	26.2	160	70	9.16
	4	10	25.8	26.3	170	74	7.16

$k_{102\text{moy}} = 9.38 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
9 (20% acier)	1	30	25.8	25.9	111	54	7.23
	2	20	25.8	26.0	120	60	9.16
	3	15	25.8	26.2	131	67	12.88
	4	10	25.8	26.3	139	71	10.10

$k_{102\text{moy}} = 9.84 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>o1</sub> (°C)	T <sub>o2</sub> (°C)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	K <sub>102</sub> (W/m.°C)
10 (25% acier)	1	30	25.2	25.4	124	60	12.88
	2	20	25.2	25.5	130	64	12.49
	3	15	25.2	25.7	138	68	14.72
	4	10	25.2	25.8	142	72	11.71

$k_{102\text{moy}} = 12.97 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

numéro de l'échantillon	numéro d'essai	débit d'eau (Kg/h)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	T <sub>c1</sub> (°C)	T <sub>c2</sub> (°C)	K <sub>1c2</sub> (W/m.°C)
	1	30	26.2	26.4	116	64	15.85
11	2	20	26.2	26.5	134	70	12.88
(40% acier)	3	15	26.2	26.6	137	74	13.06
	4	10	26.2	26.8	140	79	13.51

$$K_{1c2} = 13.83 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

Tableau récapitulatif:

Echant.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
% acier	0	2	4	6	8	10	12	15	20	25	40
K <sub>1c2</sub> (W/m.°C)	3.66	3.94	4.35	4.79	5.43	7.39	9.12	9.38	9.84	12.97	13.83

Remarques:

- L'échantillon 11 avait à sa surface des trous, trous d'air qui dépassaient parfois une profondeur allant jusqu'au rayon de l'échantillon. Ainsi, on a été obligé de remplir ces poches vides d'air avec du mortier de ciment pour pouvoir faire les mesures de conductivité thermique.

- Le perçage des deux trous de logement des thermocouples sur l'échantillon s'est avéré difficile. Ceci s'explique par une mauvaise prise entre les filaments d'acier et le mortier de ciment.

### 3.2.6.2.2) - Discussions:

D'après la figure 15 de la page suivante:

-on remarque que la fluctuation n'est pas régulière et fait apparaître en même temps des difficultés pour tirer la bonne conclusion quant à l'allure de cette courbe de la conductivité thermique ( $K_{102}$ ) en fonction du pourcentage d'acier en filaments dans le mélange.

-on n'atteint pas le pourcentage de saturation (pour les échantillons qu'on a pu fabriquer), pourcentage au delà duquel la conductivité ne change plus avec ce dernier ce qui devrait correspondre, en fait, à un palier sur la courbe.

-néanmoins, on peut voir que la conductivité thermique a tendance à augmenter au fur et à mesure que le pourcentage d'acier augmente.

Cette progression irrégulière des résultats peut s'expliquer de plusieurs manières:

- impossibilité d'avoir le régime permanent
- présence de bulles d'air dans la tuyauterie d'eau lors des mesures pouvant probablement affecter les résultats.
- lectures approximatives des températures  $T_{01}$ ,  $T_{02}$

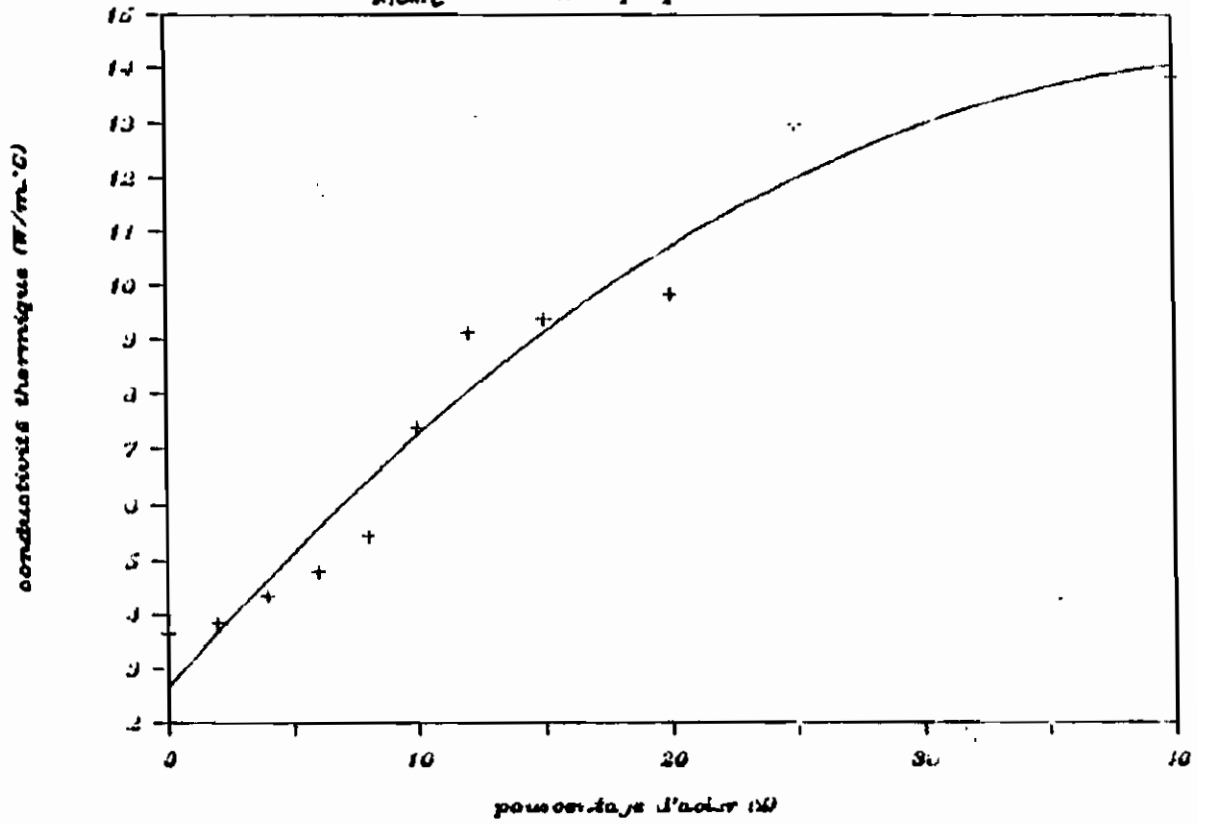
### 3.2.6.2.3) - Conclusion partielle:

Vu que:

-Plus le coefficient de conductivité thermique de la plaque absorbante est élevé, plus la température maximale voulue est atteinte plus rapidement.

-Le maximum physique d'échantillons qu'on peut fabriquer

Fig15:conductivité thermique de la deuxième couche de la plaque abouit.ansu



sans la présence de trous d'air (l'air étant un bon isolant) est l'échantillon 10 c'est-à-dire 25% d'acier.

-La saturation du mélange n'est atteinte ni à 25%, ni même à 40%:pourcentage à partir duquel la conductivité thermique de l'échantillon n'augmente plus.

L'échantillon qui donne la plus grande conductivité thermique tout en permettant une bonne prise entre les filaments d'acier et le mortier sans trous d'air en profondeur dans l'échantillon est donc:

Echantillon 10: 25% d'acier

$$K_{102} = 12.97 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

Donc, la deuxième couche de la plaque absorbante est composée de mortier de ciment avec 25% de filaments d'acier.

Deuxième couche:

Matériau : mortier de ciment + 25% d'acier

Épaisseur = 4 mm

$$K_{102} = 12.97 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

## CHAPITRE 4

### TESTS SUR LES CAPTEURS

Pour étudier l'effet de l'espacement des tubes sur le rendement, trois types d'absorbeur (ensemble plaque absorbante et tuyauterie de cuivre) ont été construits.

Ces trois absorbeurs diffèrent par l'espacement des tubes:

- w = 100 mm
- w = 125 mm
- w = 145 mm

les essais effectués sont les suivants:

-essai sur le modèle à absorbeur avec espacement tubulaire du serpentin w = 100 mm

-essai sur le modèle à absorbeur avec espacement tubulaire du serpentin w = 125 mm

-essai sur le modèle à absorbeur avec espacement tubulaire du serpentin w = 145 mm

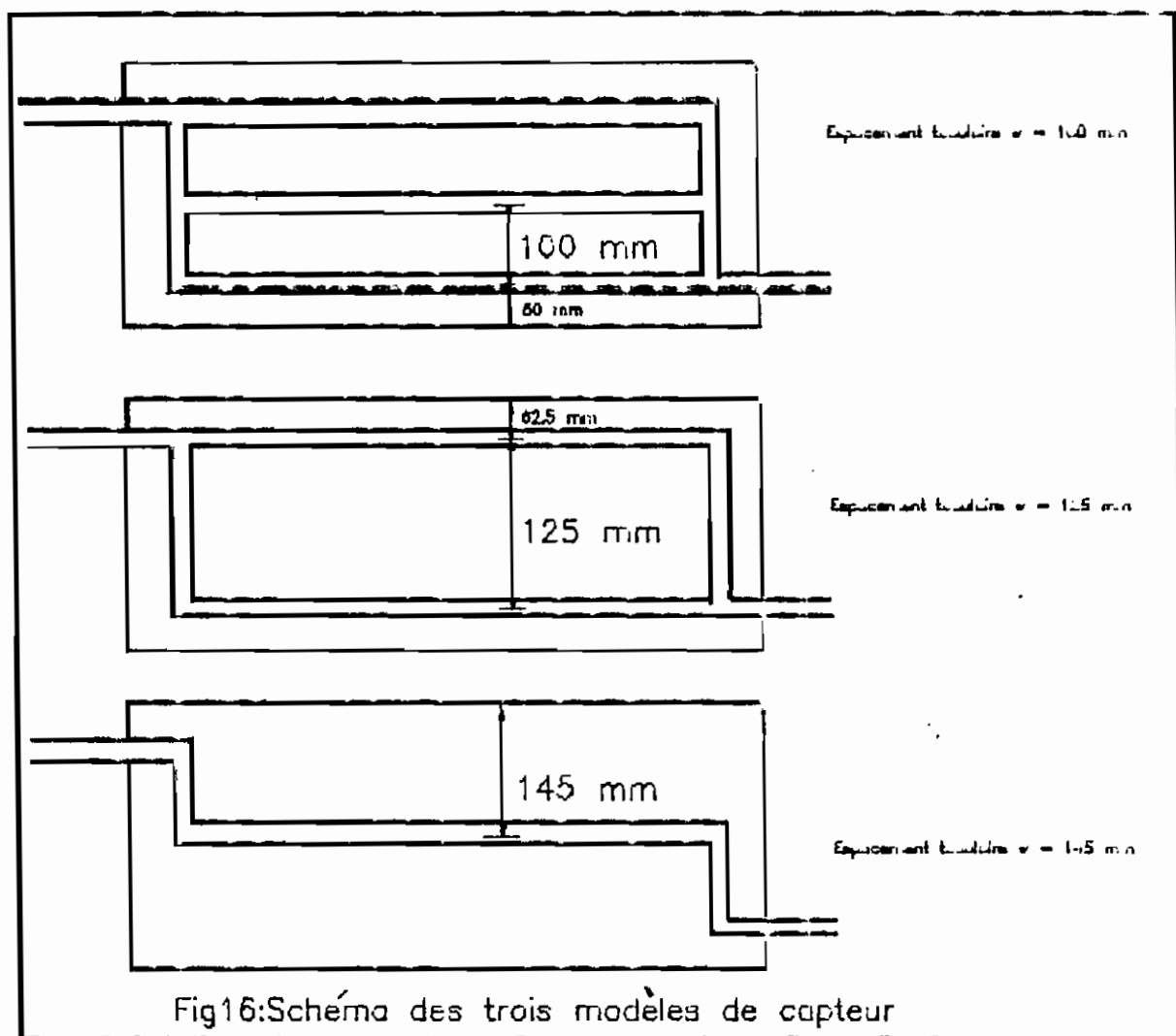
(cf figure 16)

#### 4.1-DESCRIPTION:

C'est une série d'expériences sur les trois modèles d'insolateur à espacement tubulaire du serpentin différent. Ces mesures ont été faites sur trois jours différents pour les trois modèles de capteur solaire.

#### 4.2-BUT:

Ces essais ont pour principal objectif de tester le proto-



types en utilisant les trois types d'absorbant (espacement  $w = 100$  mm,  $w = 125$  mm,  $w = 145$  mm) afin de pouvoir déterminer les pertes thermiques au niveau de chaque modèle de capteur et son rendement (calculé de deux façons comme indiquées au paragraphe 2.2.2 (au chapitre 2)).

#### 4.3-SCHEMA DE MONTAGE:

(cf figure 10 page 27)

#### 4.4-MATERIEL UTILISE:

-1 solarimètre division of R-H-NICHOLS CO.LTD

4344 DIFFERIN ST LOUISVIEW-OUT

Calibre:  $0.105 \text{ V} \rightarrow 10000 \text{ W/m}^2$

-1 multimètre type PP 2510 NC 9447 825 1001 PHILIPS

No.FY 00002.021

Echelle: 200 mV

-1 anémomètre AIR FLOW INSTRUMENTATION

LCA 6000

-1 chronomètre type JOPEL

-1 bécber de 1000 ml de capacité EIMAX USA

No.140000

-1 galvanomètre avec rhéostat pour lire les températures données par les thermocouples directement en °C.

Thermocouple potentiometer type F6

-4 thermocouples chromel-allumel HONEYWELL

Modèle 502F16 made in USA

-3 thermomètres silver brand



#### 4.5-ESSAI SUR LE MODELE à w = 100 mm:

Date: Mercredi 3 Mai 1989

Lieu: Derrière le laboratoire d'atelier (phase II)

##### 4.5.1-Tableau de mesures:

Heure	Débit (Kg/s)	Ensoleil. lement mV	V(vent) (m/s)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> moy (°C)	T <sub>0.1</sub> (°C)	T <sub>0.2</sub> (°C)	T <sub>0.3</sub> (°C)
11h15	0.0210	9.8	1.34	24	45	40	30	28	29.5	31.0	37
11h45	0.0188	10.4	1.37	24	48	40	28	28	29.5	32.0	40
12h15	0.0185	11.1	1.59	24	48	42	26	27	30.5	33.0	42
12h45	0.0158	11.3	1.77	24	50	42	28	26	30.5	34.5	44
13h15	0.0167	11.4	1.98	24	52	40	26	26.5	30.5	34.5	48
13h45	0.0164	11.1	1.07	25	52	40	26	26	31.0	34.5	50
14h15	0.0161	10.7	0.99	25	53	40	27	26	31.0	34.5	50
14h45	0.0153	10.1	2.46	24	50	40	24	26	31.0	34.5	50
15h15	0.0133	9.2	2.42	24	50	40	24	26	31.0	34.5	48
15h45	0.0145	8.4	1.44	24	50	41	21	26	31.0	34.0	47
16h15	0.0148	7.4	3.05	22	46	36	22	25	31.0	33.5	45
16h45	0.0136	6.0	2.65	22	46	40	23	24	30.5	32.0	38
17h15	0.0134	4.7	2.15	22	42	38	22	25	30.5	31.5	36

L'ensoleillement (l) moyen est :

$$l_{\text{moy}} = 9.35 \text{ mV}$$

ou :

$$l_{\text{moy}} = 890.84 \text{ W/m}^2$$

#### 4.5.2-Tableau des résultats:

Heure	Débit (Kg/s)	Ensoleil (W/m <sup>2</sup> )	h <sub>cv</sub> (W/m <sup>2</sup> .°C)	Q <sub>1</sub> (W)	Q <sub>2</sub> (W)	Q <sub>3</sub> (W)	Q <sub>4</sub> (W)	Q <sub>5</sub> (W)	Q <sub>6</sub> (W)	Q <sub>7</sub> (J)	η <sub>1</sub> (%)	η <sub>2</sub> (%)
11h15	0.0210	933.33	8.47	3.29	8.93	6.81	11.99	29.78	58.32	119.12	40.07	63.93
11h45	0.0188	990.45	8.59	4.38	11.96	8.01	12.16	35.55	61.80	133.89	56.33	61.79
12h15	0.0155	1057.14	9.25	4.82	13.10	8.41	9.82	37.15	66.05	109.35	43.51	62.74
12h45	0.0158	1076.19	9.70	4.82	13.10	9.61	6.86	42.63	67.24	144.31	69.71	62.10
13h15	0.0160	1085.71	10.69	5.70	15.48	10.21	9.46	45.91	67.84	154.60	69.98	59.75
13h45	0.0160	1057.14	8.48	5.70	15.48	10.41	2.29	46.70	66.06	145.60	62.88	60.80
14h15	0.0161	1019.05	6.16	5.70	15.48	10.81	2.16	46.73	63.67	145.57	65.64	59.35
14h45	0.0153	961.90	12.46	5.70	15.48	9.61	8.82	42.63	60.10	142.35	66.09	56.10
15h15	0.0143	876.19	12.30	5.70	15.48	9.61	8.70	41.63	54.75	105.91	67.81	58.80
15h45	0.0135	800.00	8.38	6.35	17.26	9.61	5.93	42.63	49.96	111.81	60.10	53.43
16h15	0.0138	704.76	15.10	5.26	14.29	8.41	16.03	36.44	44.03	114.48	58.11	50.09
16h45	0.0136	571.43	13.22	5.04	13.69	8.81	9.35	36.00	35.70	110.59	42.38	45.30
17h15	0.0134	447.62	11.50	4.38	11.91	6.81	12.21	26.92	27.97	42.20	35.54	41.76

Les rendements moyens sont:

$$\eta_{1\text{moy}} = 57\%$$

$$\eta_{2\text{moy}} = 56\%$$

D'où le rendement moyen réel de ce capteur est:

$$\eta_{\text{moy}} = 57\%$$

#### Remarque:

Le rendement  $\eta_2$ , calculé à partir de l'estimation des pertes thermiques (en négligeant les transpirations par les fissures), est moins précis que le rendement  $\eta_1$  basé sur l'énergie effectivement reçue par le fluide de travail par rapport à l'apport global solaire. Ainsi, le rendement réel est égal à  $\eta_1$ .

4.6-ESSAI SUR LE MODELE A W= 125 mm:

Date: Jeudi 4 Mai 1989

Lieu: Derrière le laboratoire d'atelier (ou phase II):

4.6.1-Tableau des mesures:

Heure	Debit (Kg/s)	Ensoleillement mV	V(vent) (m/s)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>mo</sub> (°C)	T <sub>e1</sub> (°C)	T <sub>e2</sub> (°C)	T <sub>e3</sub> (°C)
9h45	0.0222	4.3	1.12	24	38	33	26	26	27.5	28.0	37
10h15	0.0222	5.2	1.24	24	38	33	26	27	27.0	27.0	33
10h45	0.0209	9.5	1.11	24	42	38	28	28	29.0	30.0	40
11h15	0.0134	9.9	1.15	24	43	38	28	27.5	30.5	33.0	42
11h45	0.0118	10.7	1.56	24	48	36	29	27	32.0	34.0	45
12h15	0.0117	11.4	1.15	24	47	38	27	27	32.5	36.0	47
12h45	0.0100	11.5	1.02	25	52	42	26	27	33.0	37.0	51
13h15	0.0100	11.1	1.08	26	51	44	28	28	34.0	38.0	50
13h45	0.0141	10.9	1.50	28	50	40	27	29	33.0	36.0	50
14h15	0.0132	7.3	2.59	28	48	38	26	30	33.0	36.0	50
14h45	0.0125	10.0	2.12	28	48	40	28	30	34.0	37.0	50
15h15	0.0123	8.1	1.19	28	47	38	25	30	34.0	37.0	45
15h45	0.0129	6.2	2.19	24	45	38	24	28	33.0	35.0	44
16h15	0.0180	4.0	3.78	24	44	36	24	28	33.0	34.0	40

L'ensoleillement (1) moyen est :

$$I_{moy} = 8.65 \text{ mV}$$

ou :

$$I_{moy} = 823.81 \text{ W/m}^2$$

4.5.2-Tableau des résultats:

Heure	Débit (Kg/s)	Ensoleil (W/m <sup>2</sup> )	h <sub>cv</sub> (W/m <sup>2</sup> .°C)	Q <sub>1</sub> (W)	Q <sub>2</sub> (W)	Q <sub>3</sub> (W)	Q <sub>4</sub> (W)	Q <sub>5</sub> (W)	Q <sub>6</sub> (W)	Q <sub>e</sub> (W)	η <sub>1</sub> (%)	η <sub>2</sub> (%)
9h45	0.0222	469.52	7.10	2.63	7.14	4.61	5.02	10.11	25.29	65.36	32.13	41.31
10h15	0.0222	590.48	7.86	2.63	7.14	4.41	8.34	18.52	36.89	77.93	22.31	41.01
10h45	0.0209	904.76	7.55	3.06	8.33	5.61	10.68	24.16	56.53	105.37	27.4	51.51
11h15	0.0134	942.86	7.61	3.29	8.93	6.21	9.42	16.32	58.91	113.56	42.13	51.51
11h45	0.0116	1019.05	9.14	4.16	9.53	8.41	9.70	17.15	63.67	132.62	34.37	51.21
12h15	0.0117	1065.71	7.50	4.38	11.91	8.61	7.96	15.21	67.84	135.31	44.47	47.71
12h45	0.0100	1095.24	6.70	5.70	15.48	10.61	4.74	15.11	68.43	149.47	43.35	41.31
13h15	0.0100	1057.14	6.94	5.04	13.69	9.21	4.91	11.49	66.05	146.39	41.91	41.61
13h45	0.0141	1038.10	8.20	5.04	13.69	8.41	2.90	17.88	64.86	132.78	46.37	51.51
14h15	0.0132	695.24	12.98	4.82	13.10	8.61	9.18	16.24	43.44	114.79	67.61	31.31
14h45	0.0125	952.38	11.10	4.38	11.91	8.61	7.85	16.24	59.51	127.70	46.71	41.41
15h15	0.0123	771.43	7.38	4.82	13.10	6.61	5.22	10.36	48.20	108.51	50.71	41.41
15h45	0.0122	590.48	11.87	4.60	12.50	6.61	16.80	29.78	36.89	107.38	61.31	31.01
16h15	0.0180	380.95	18.23	4.38	11.91	6.41	25.80	27.89	23.80	100.19	56.07	13.61

Le rendement moyen est:

$$\eta_{1\text{moy}} = 45\%$$

$$\eta_{2\text{moy}} = 58\%$$

D'où le rendement moyen réel est:

$$\eta = 45\%$$

4.7-ESSAI SUR LE MODELE à w= 145 mm:

Date: Vendredi 5 Mai 1989

Lieu: Derrière le laboratoire d'atelier (ou phase II)

4.7.1-Tableau de mesures:

Heure	Débit (Kg/s)	Ensoleillement mV	V(vent) (m/s)	T <sub>a</sub> (°C)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>cmoy</sub> (°C)	T <sub>w1</sub> (°C)	T <sub>w2</sub> (°C)	T <sub>ac</sub> (°C)
10h15	0.0087	7.6	1.02	24	47	38	26	16	29.0	31.0	45
10h45	0.0078	8.9	1.13	24	47	39	26	16	30.0	32.0	45
11h15	0.0095	10.1	1.31	24	52	39	26	18	30.0	32.5	46
11h45	0.0095	6.4	1.32	25	49	38	29	20	31.0	33.5	46
12h15	0.0091	10.5	2.37	24	56	44	28	28	33.0	36.0	51
12h45	0.0073	10.9	1.29	24	55	42	28	28	34.0	38.0	52
13h15	0.0068	10.7	1.25	24	60	46	28	29	35.0	39.0	53
13h45	0.0113	10.6	2.81	24	60	43	27	28	34.0	37.5	53
14h15	0.0102	10.2	2.37	24	60	46	26	17	34.0	37.0	53
14h45	0.0100	9.7	2.14	25	59	43	27	28	34.5	37.5	53
15h15	0.0097	9.0	2.52	23	60	45	25	26	35.0	39.0	53
15h45	0.0094	8.7	1.67	23	58	43	24	28	35.5	39.0	53
16h15	0.0088	6.9	2.41	23	57	44	24	28	34.0	36.5	50

L'ensoleillement (I) moyen est:

$$I_{moy} = 9.25 \text{ mV}$$

ou :

$$I_{moy} = 880.59 \text{ W/m}^2$$

#### 4.7.2-Tableau des résultats:

Heure	Débit (kg/s)	Ensoleil (W/m <sup>2</sup> )	h <sub>év</sub> (W/m <sup>2</sup> .°C)	Q <sub>1</sub> (W)	Q <sub>2</sub> (W)	Q <sub>3</sub> (W)	Q <sub>4</sub> (W)	Q <sub>5</sub> (W)	Q <sub>6</sub> (W)	Q <sub>7</sub> (W)	η <sub>1</sub> (%)	η <sub>2</sub> (%)
10h15	0.0087	723.81	6.70	4.60	12.50	8.41	4.74	36.80	45.22	111.27	28.54	36.16
10h45	0.0078	847.62	7.14	4.60	12.50	8.41	5.05	36.80	52.96	120.32	27.31	39.38
11h15	0.0095	961.90	8.35	5.70	15.48	9.61	11.82	43.51	60.10	140.22	17.59	37.03
11h45	0.0095	609.52	8.57	4.38	11.91	7.21	15.16	34.26	38.08	111.00	46.56	38.53
12h15	0.0091	1000.00	12.59	6.13	16.67	11.21	17.82	51.77	62.48	160.08	32.41	33.36
12h45	0.0073	1030.10	8.27	5.92	16.07	10.81	11.70	49.67	64.86	157.03	33.59	36.38
13h15	0.0068	1019.05	8.29	7.01	19.05	12.42	14.67	58.71	63.67	170.53	31.89	31.31
13h45	0.0113	1009.52	14.35	7.23	19.65	12.82	20.31	60.33	63.08	183.42	26.87	38.65
14h15	0.0102	971.43	12.38	7.45	20.24	13.22	13.14	61.93	60.70	170.68	37.39	31.65
14h45	0.0100	923.81	11.46	7.01	19.05	12.41	12.16	58.16	57.72	160.51	38.55	49.96
15h15	0.0097	857.14	12.98	7.67	20.84	13.62	13.78	63.52	53.56	170.99	53.74	42.76
15h45	0.0094	820.57	9.97	7.45	20.24	12.02	17.64	56.01	51.77	160.13	47.14	43.57
16h15	0.0088	657.14	12.93	7.23	19.65	11.61	22.87	53.88	41.06	150.30	39.74	42.77

Les rendements moyens pour ce type de capteur sont:

$$\eta_{1\text{moy}} = 38\%$$

$$\eta_{2\text{moy}} = 50\%$$

D'où le rendement moyen réel de ce capteur est:

$$\eta = 38\%$$

#### 4.8-EXEMPLES DE CALCULS:

Exemple: Essai sur le modèle à  $w = 100 \text{ mm}$

Heure : 11h15

Débit : 0.0210 kg/s

$$T_{\infty} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta = 0.3538 \text{ m}^2$$

$$V = 1.34 \text{ m/s}$$

$$K_{101} = 1.4 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_{101} = 0.036 \text{ m}$$

$$T_2 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_{102} = 12.97 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_{103} = 0.004 \text{ m}$$

$$T_{\text{moy}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_2 = 0.035 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$$

$$T_{e1} = 29.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_3 = 0.045 \text{ m}$$

$$T_{e2} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_3 = 0.066 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C}$$

$$T_{e3} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$r_3 = 0.020 \text{ m}$$

$$\text{Aire latérale} = 0.0455 \text{ m}^2$$

$$\text{Aire longitudinale} = 0.1755 \text{ m}^2$$

-Pertes par conduction:

La formule 9 donne:

$$Q_1 = \frac{0.3538(45 - 30)}{\frac{0.036}{1.4} + \frac{0.004}{12.97} + \frac{0.045}{0.035} + \frac{0.020}{0.066}} = 3.29 \text{ W}$$

La formule 10(modifiée) donne:

$$Q_2 = \frac{2 \times 0.13 \times 0.35(45 - 30)}{\frac{0.036}{1.4} + \frac{0.004}{12.97} + \frac{0.002}{0.035} + \frac{0.040}{0.066}} + \frac{2 \times 1.35 \times 0.13(45 - 30)}{\frac{0.036}{1.4} + \frac{0.004}{12.97} + \frac{0.012}{0.018} + \frac{0.002}{0.066}} = 1.4 \text{ W}$$

-Pertes par convection:

La formule 11 donne:

$$Q_3 = \frac{0.0283 \times 0.3538(45 - 28)}{0.025} = 6.61$$

$V = 1.34 \text{ m/s} < 4 \text{ m/s}$ , donc la formule 12 donne:

$$h_{\text{conv}} = 2.2(28 - 24)^{0.75} + 4 \times 1.34 = 8.47 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

D'où la formule 14 donne:

$$Q_4 = 8.47 \times 0.3538(28 - 24) = 11.99 \text{ W}$$

-Pertes par réémission thermique:

La formule 15 donne:

$$Q_5 = \frac{5.6697 \cdot 10^{-9} \times 0.3538((45 + 273.15)^4 - (40 + 273.15)^4)}{\frac{1}{0.9} + \frac{1}{0.8}}$$
$$= 29.78 \text{ W}$$

-Pertes par réflexion:

La formule 18 donne:

$$Q_6 = 0.1766 \times 0.3538 \times 933.33 = 58.32 \text{ W}$$

-Pertes totales:

La formule 20 donne:

$$Q_L = 3.29 + 8.93 + 6.81 + 11.99 + 29.78 + 58.32 = 119.12 \text{ W}$$

-Rendements:

Les formules 21 et 22 donnent:

$$\eta_1 = 0.0210 \times 4200 \times \frac{31.0 - 29.5}{0.3538 \times 933.33} = 0.4007 \text{ soit } 40.07\%$$

$$\eta_2 = 1 - \frac{119.12}{0.3538 \times 933.33} = 0.6393 \text{ soit } 63.93\%$$



#### 4.9-Courbes caractéristiques des capteurs:

Les courbes caractéristiques c'est-à-dire la température de la plaque absorbante  $T_1$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), la température de l'air confiné  $T_{\text{air}}$ , la température de la paroi intérieure de verre  $T_2$ , de même que l'ensoleillement  $I$  ( $\text{W/m}^2$ ) ou en ( $\mu\text{V}$ ) seront tracées en fonction du temps pour les trois types de capteur en guise de comparaison et pour mieux faire ressortir les résultats pour chaque type de capteur.

Even que la différence de l'ensoleillement pour les trois jours de mesures ne soit pas grande, la comparaison des trois types de capteurs sur la base des résultats expérimentaux ne se fait pas pour autant rigoureuse.

-Fig17a, Fig18a, Fig19a, Fig20a: courbes se rapportant au capteur à  $w = 100$  mm, mesures effectuées le 3 mai 1989.

Fig17b, Fig18b, Fig19b, Fig20b: courbes se rapportant au capteur à  $w = 125$  mm, mesures effectuées le 4 mai 1989.

-Fig17c, Fig18c, Fig19c, Fig20c: courbes se rapportant au capteur à  $w = 145$  mm, mesures effectuées le 5 mai 1989.

#### 4.10-Discussions:

##### 4.10.1-Courbes de l'ensoleillement en fonction du temps:

Les figures 17a, 17b et 17c ( $I = f(\text{temps})$ ) nous montrent que l'ensoleillement diffère d'un jour à l'autre, mais on peut dire que la variation de celui-ci en fonction du temps est sensiblement la même, à part quelques baisses brusques de l'ensoleillement (aux environs de 10h45 pour la deuxième journée et de 11h15 pour la

troisième journée) dûes à des passages nuageux au dessus de la zone où ont été faites les mesures. Il y a seulement à noter que l'ensoleillement maximal est obtenu dans les trois jours entre 12h15 et 13h15 environ.

#### 4.10.2-Température de l'air confiné en fonction du temps:

Sur les figures 18a, 18b et 18c ( $T_{ac} = f(\text{temps})$ ), les trois courbes des capteurs ont été représentées, et il apparaît bien que les comportements des espaces confinés des trois capteurs sont approximativement les mêmes.

Ces comportements se décrivent ainsi:

- montée progressive de la température de l'air confiné ;
- température qui atteint son maximum et devient constante à partir de 13h15 environ jusqu'à 14h45 environ.
- ensuite, baisse de la température

on peut dire à première vue que ces comportements suivent ceux de l'ensoleillement durant les mesures. Ils peuvent être expliqués aussi comme suit:

- Au début, l'air confiné étant à une basse température, il bénéficie de l'apport d'énergie solaire transmis à travers le verre. Cet apport d'énergie augmente sensiblement sa température avant qu'il ne commence à céder une partie de cette énergie vers la plaque absorbante par transfert par convection ou, vers l'extérieur comme pertes. Ce qui est en accord avec le principe de la thermodynamique qui dit "que la chaleur s'écoule toujours d'un corps plus chaud vers un corps plus froid".

- Dès qu'il y a un équilibre qui commence à s'établir dans le

capteur , une partie de l'énergie qui servait à élever la température de l'air confiné est perdue sous différentes formes, ce qui fait que la température de l'air devient constante bien que cette constance ne soit pas respectée parfois dans l'intervalle spécifié ci-haut du fait que les pertes thermiques vers l'extérieur dépendent de plusieurs facteurs dont l'ensoleillement et la vitesse du vent qui fluctuent d'un moment à l'autre.

-l'espace confiné étant à une température élevée par rapport à celle de l'air ambiant qui diminue avec l'ensoleillement, fait que sa température diminue aussi.

#### 4.10.3-Variation de la température de la plaque absorbante en fonction du temps:

Ces courbes sont représentées aux figures 19a, 19b et 19c. On peut constater que l'allure de ces courbes ( $T_1 = f(\text{temps})$ ) est la même que celle des figures 18 déjà décrites ( $T_{\text{air}} = f(\text{temps})$ ). Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que la plaque absorbante, étant en contact direct avec l'air confiné, ne peut que subir toutes les variations de ce dernier. Ceci, pour dire que tout ce qui a été dit dans le paragraphe 4.10.2 reste valable pour ce cas.

#### 4.10.4-Variation de la température intérieure du verre en fonction du temps:

Ces courbes sont représentées aux figures 20a, 20b et 20c ( $T_2 = f(\text{temps})$ ) et l'on peut toujours voir la même allure que celles des figures 18 et 19. Ceci s'explique par les mêmes raisons évoquées pour les figures 18.

Mais, il y a à remarquer ici que les points expérimentaux sont un peu dispersés et certains s'éloignent de la courbe qui est approximée grâce à un logiciel disponible au centre de calcul de l'ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS (MATHIRKS du professeur J.C. SIBI). Cette Fluctuation peut s'expliquer par les rafales intermittentes de vent, qui, par convection extérieure, refroidissent instantanément le verre à sa surface extérieure et ce dernier, par conduction (bien que la conductivité du verre soit faible), refroidit de façon instantanée aussi la paroi intérieure du verre, soit le phénomène combiné de la conduction et convection (cf Remarque du paragraphe 2.1.9).

#### 4.11- Problèmes rencontrés:

Le problème essentiel auquel on a eu à faire face est la condensation en dessous du vitrage. Cette condensation suivait la trajectoire des serpentes.

Même que cela n'empêche pas le fonctionnement de l'appareil, il peut diminuer les performances de l'isolateur. Cette condensation peut provenir du fait de la différence de température qui existe entre le fluide caloporteur et la paroi intérieure du verre, ou bien du manque d'étanchéité non constaté lors des mesures, ou bien de l'eau que contient le béton de la plaque d'adhésion.

#### 4.12- Conclusion partielle:

Parce nous est de constater que l'étude comparative de ces trois modèles aurait eu plus de poids si les tests sur les modèles

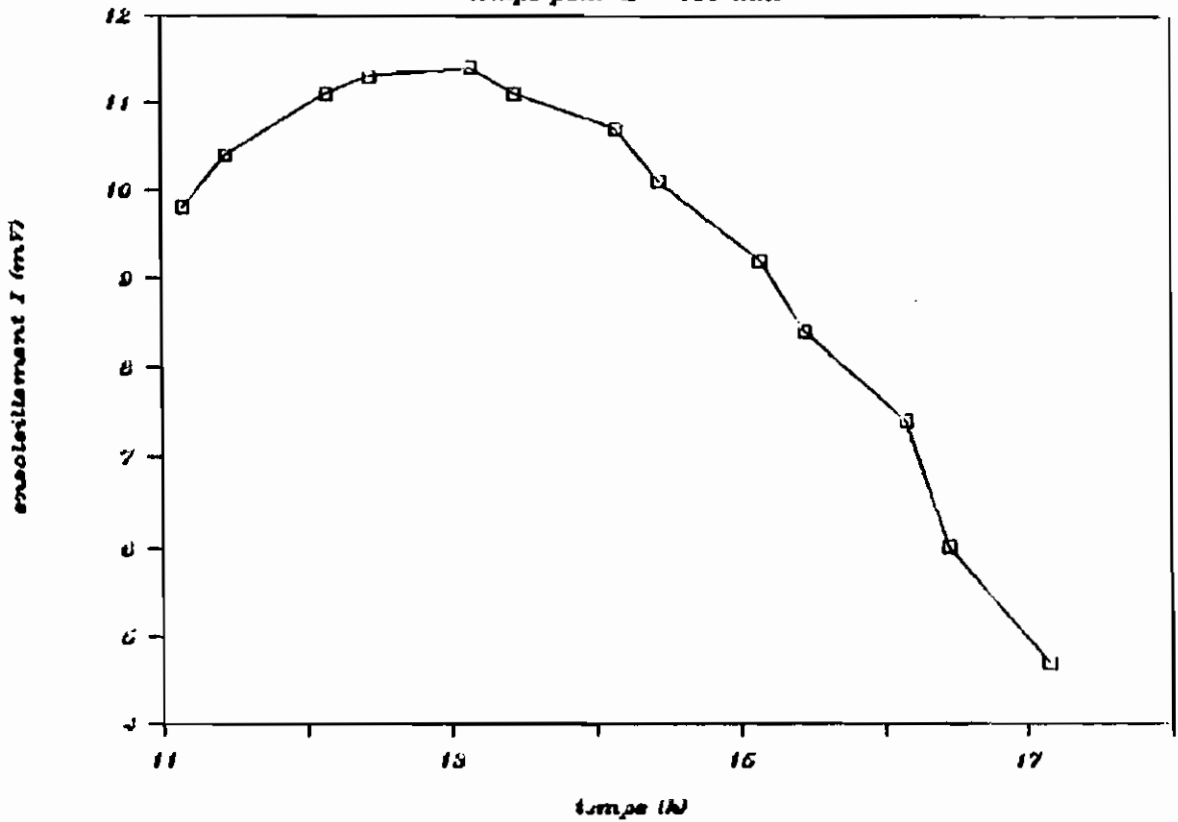
avaient été faits en même temps dans la même journée.

Concernant les rendements calculés, il faut dire que le rendement  $\eta_1$  estimé sur la base de la partie de l'énergie solaire incidente transmise au fluide (eau) par rapport à l'énergie incidente totale est plus fiable que l'autre ( $\eta_2$ ) qui nous a servi de critère de vérification et qui est calculé sur la base des pertes thermiques au niveau du capteur estimées selon des modèles théoriques. L'écart peut s'expliquer par une faible sous-évaluation des pertes à partir des modèles.

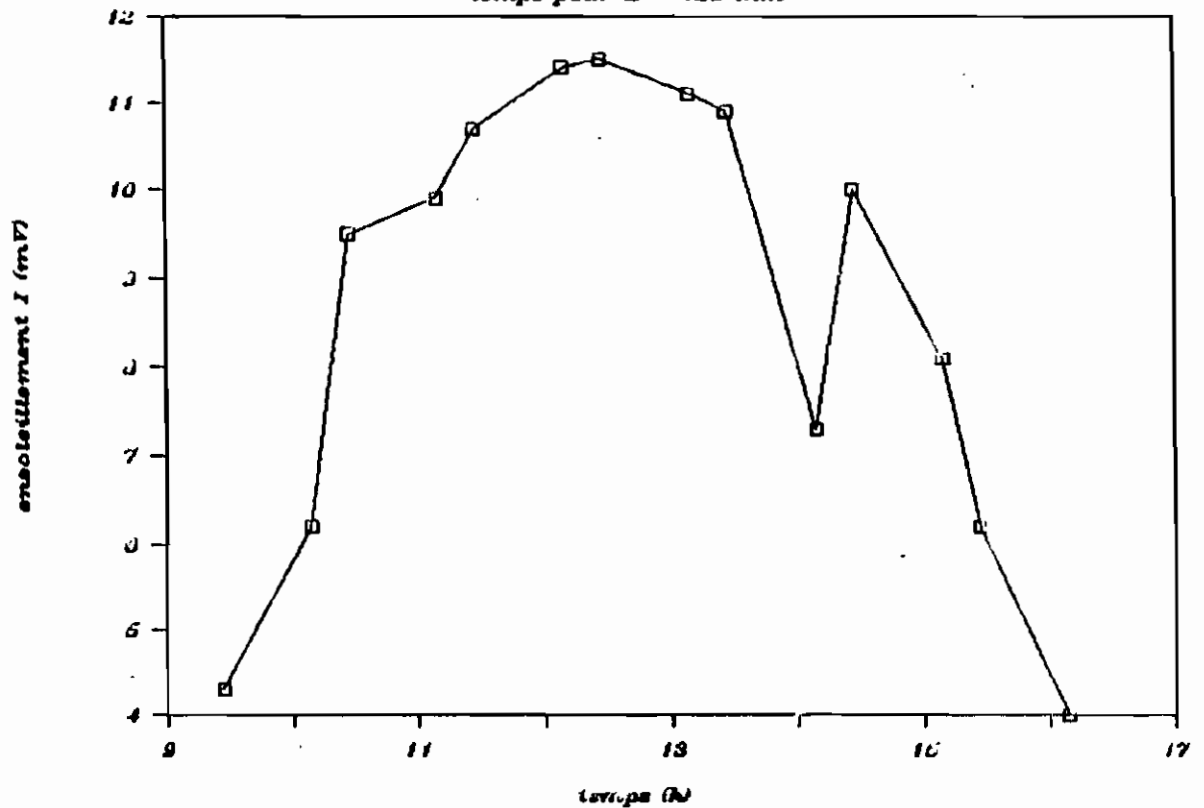
C'est pourquoi pour la suite, on va considérer les rendements  $\eta_1$  comme étant ceux des prototypes c'est-à-dire:

<u>Modèle à</u>	<u>Rendement (<math>\eta</math>)</u>
w = 100 mm	57%
w = 125 mm	45%
w = 145 mm	36%

**Fig17a: ensoleillement en fonction du**  
**temps pour  $w = 100$  mm**

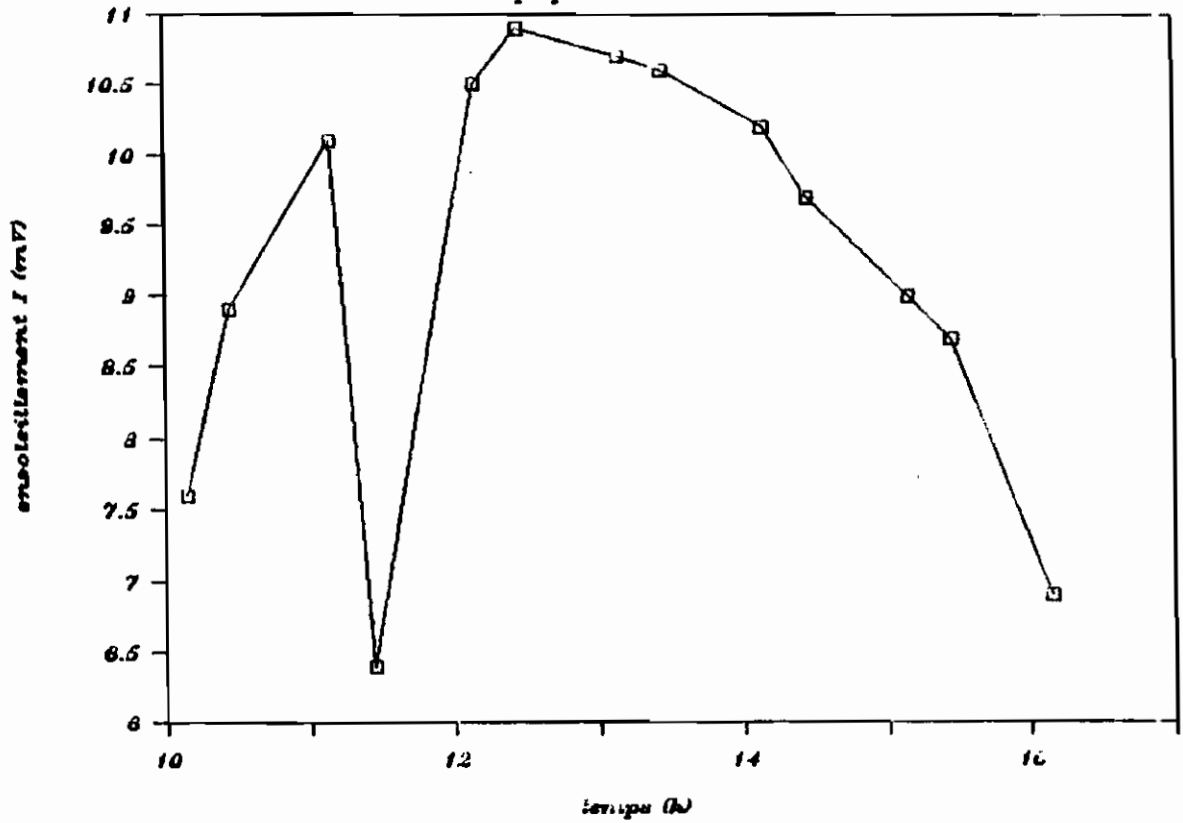


**Fig17b: ensoleillement en fonction du**  
**temps pour  $w = 125$  mm**



**Fig17c: ensoleillement en fonction du**

temps pour  $w = 145 \text{ mm}$



**fig18a: température air confiné en fonction du temps**

pour  $w = 100 \text{ mm}$

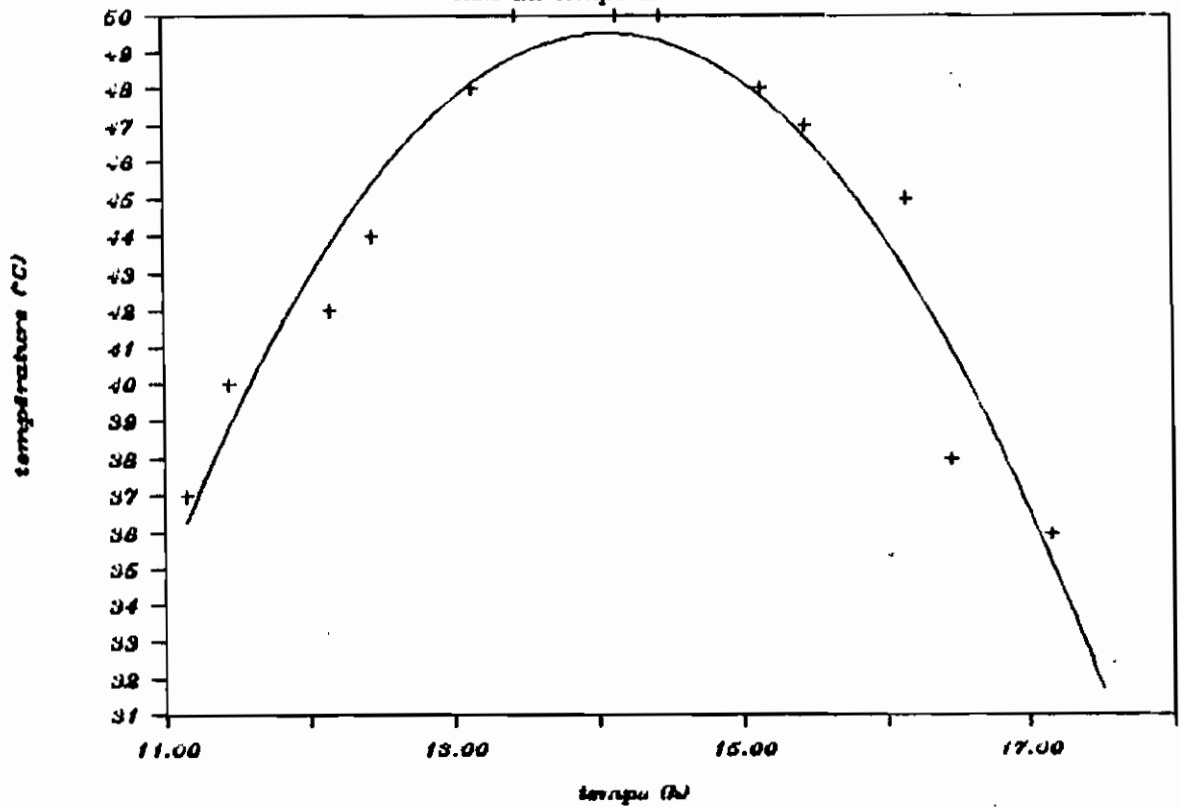


Fig18b: température air confiné en fonction du temps  $w = 125$  mm.

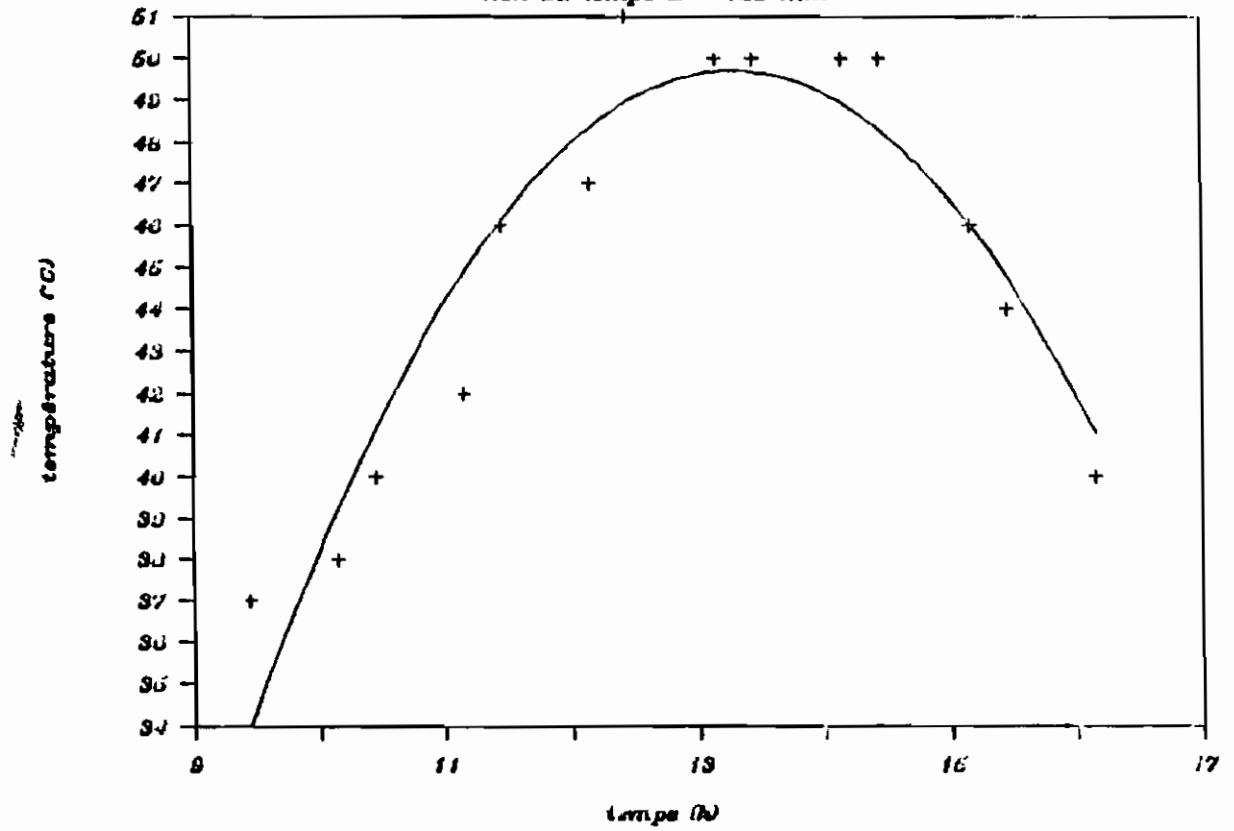
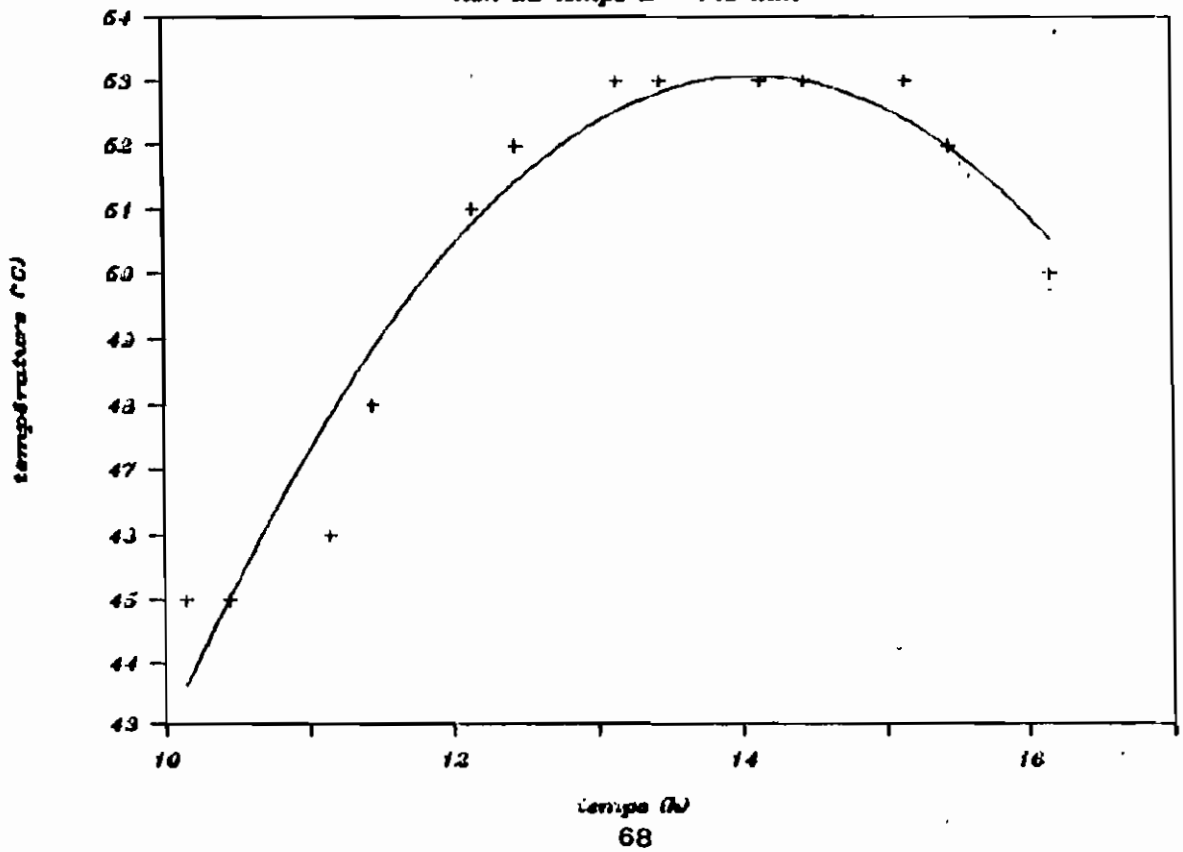
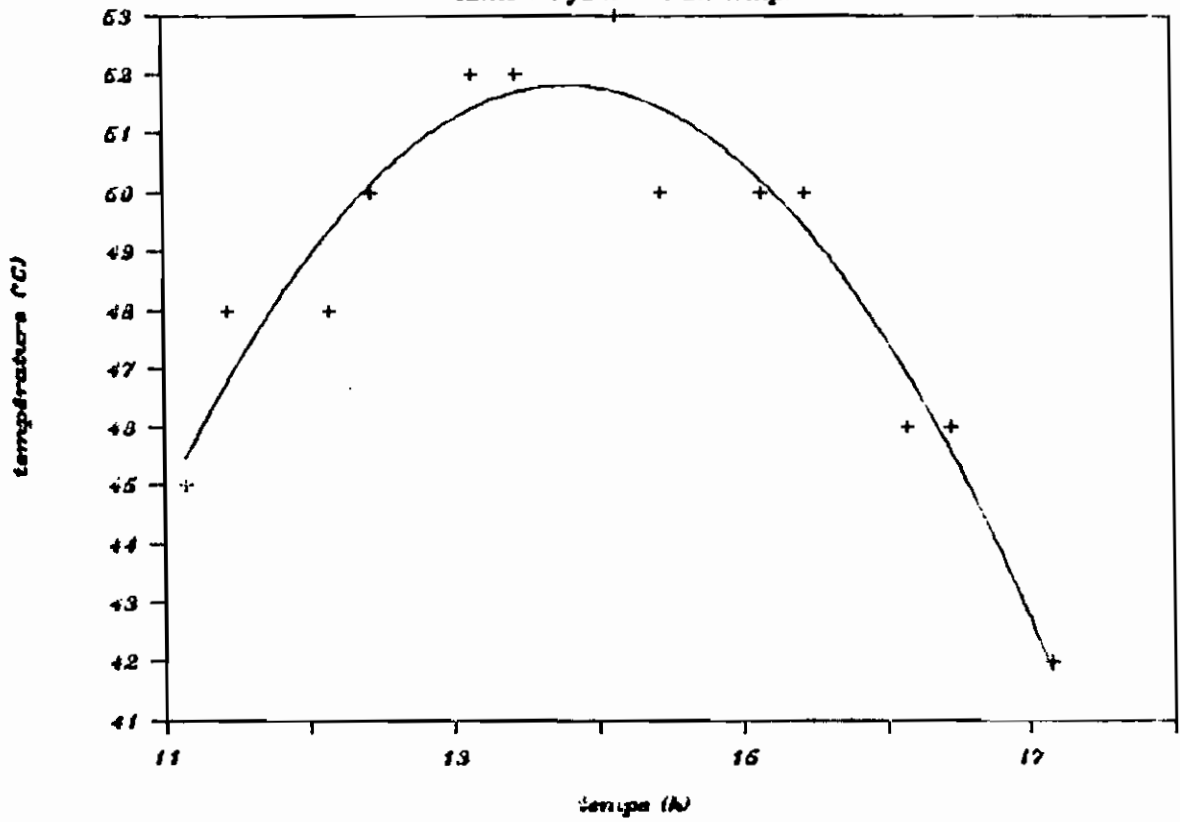


Fig18c: température air confiné en fonction du temps  $w = 145$  mm.

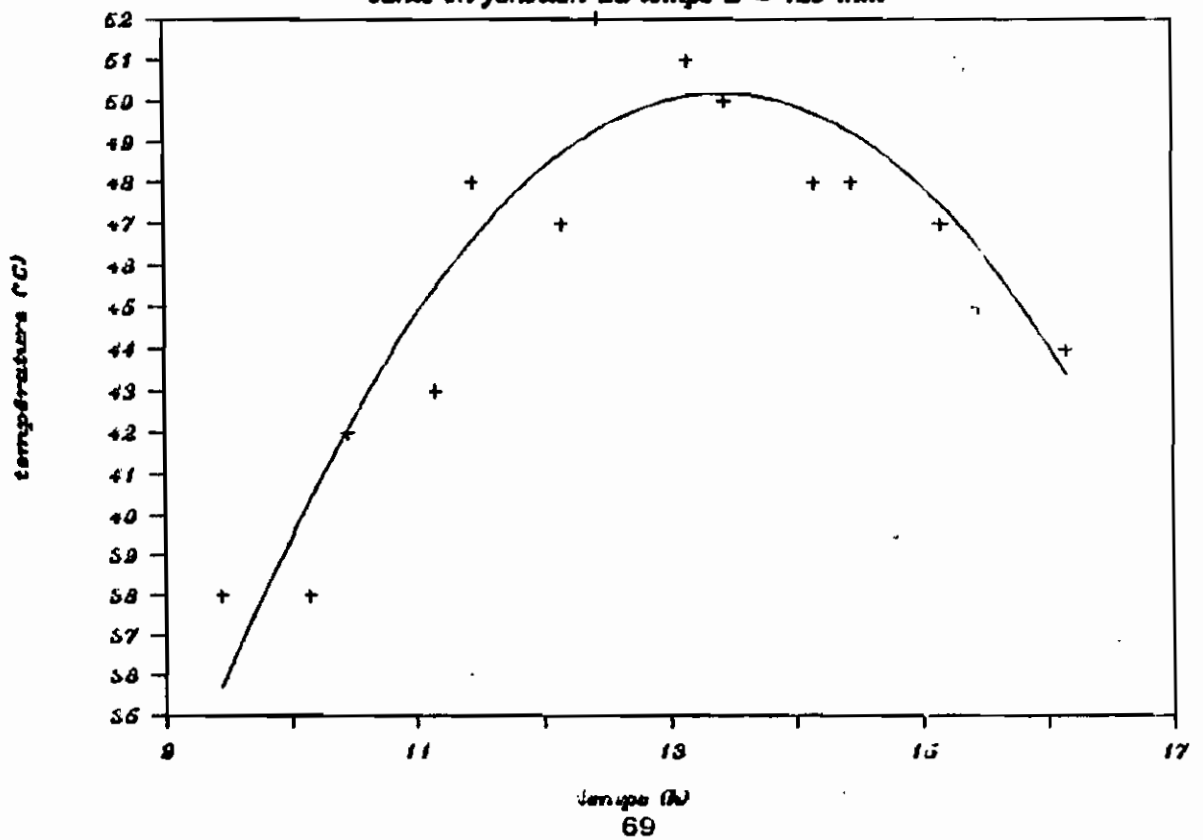




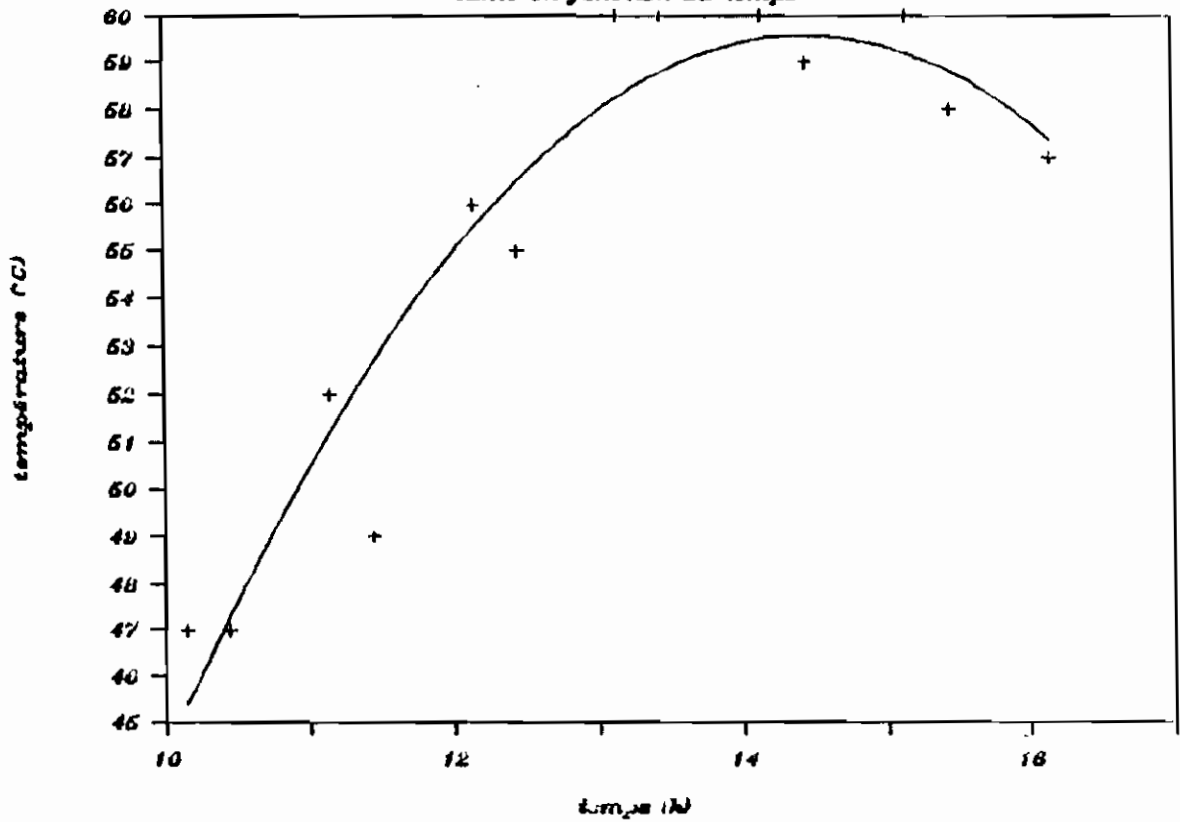
**Fig19a: température de la plaque absor-**  
bante en fonction du temps



**Fig19b: température de la plaque absor-**  
bante en fonction du temps  $w = 125 \text{ mm}$



**Fig19c: température de la plaque absor-**  
*lante en fonction du temps*



**Fig20a: température int. verre en fonc-**  
*tion du temps w = 100 mm.*

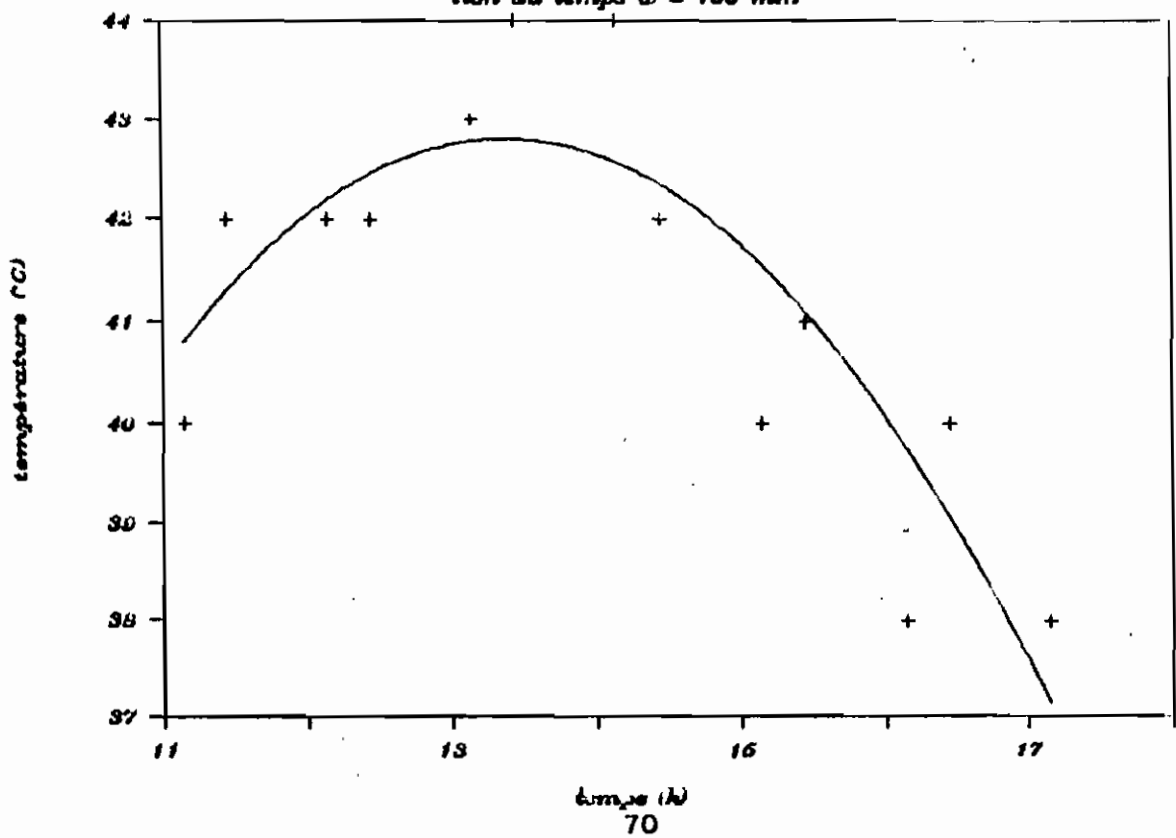


Fig20b: température int. verre en fonction du temps  $w = 125$  min

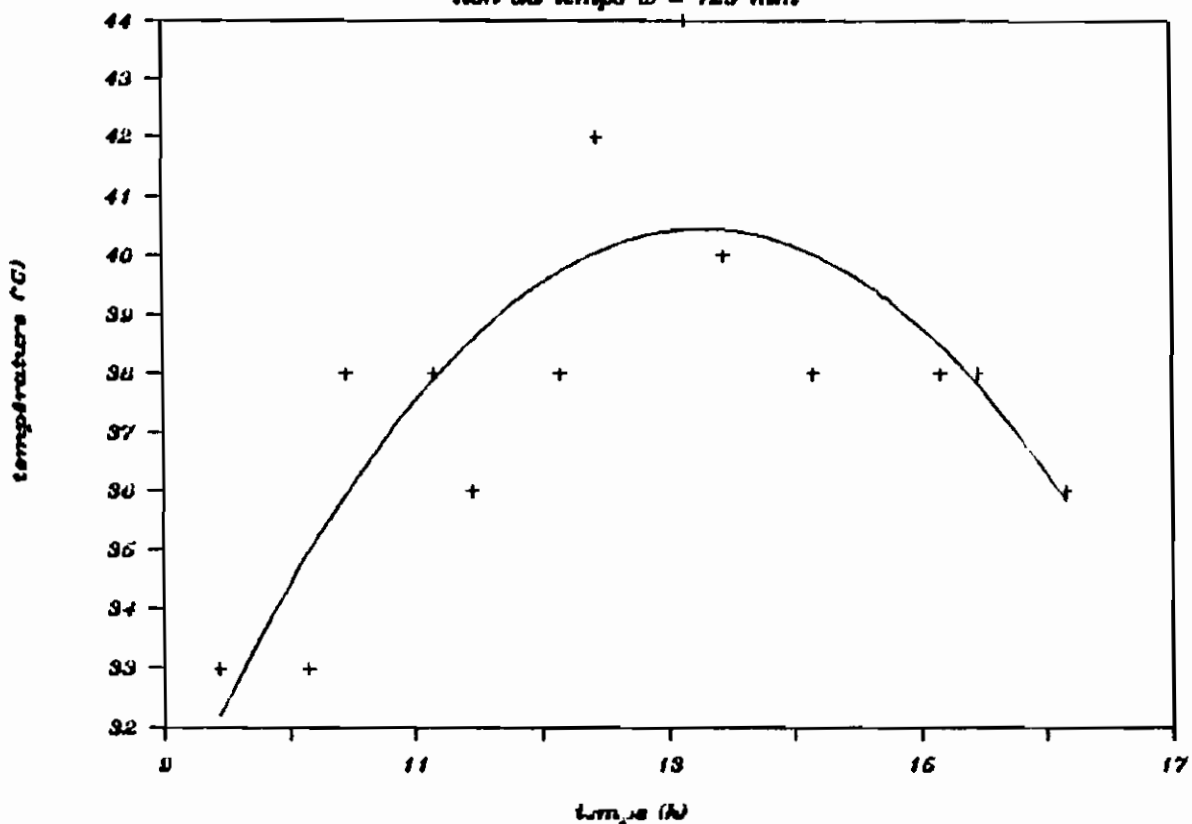
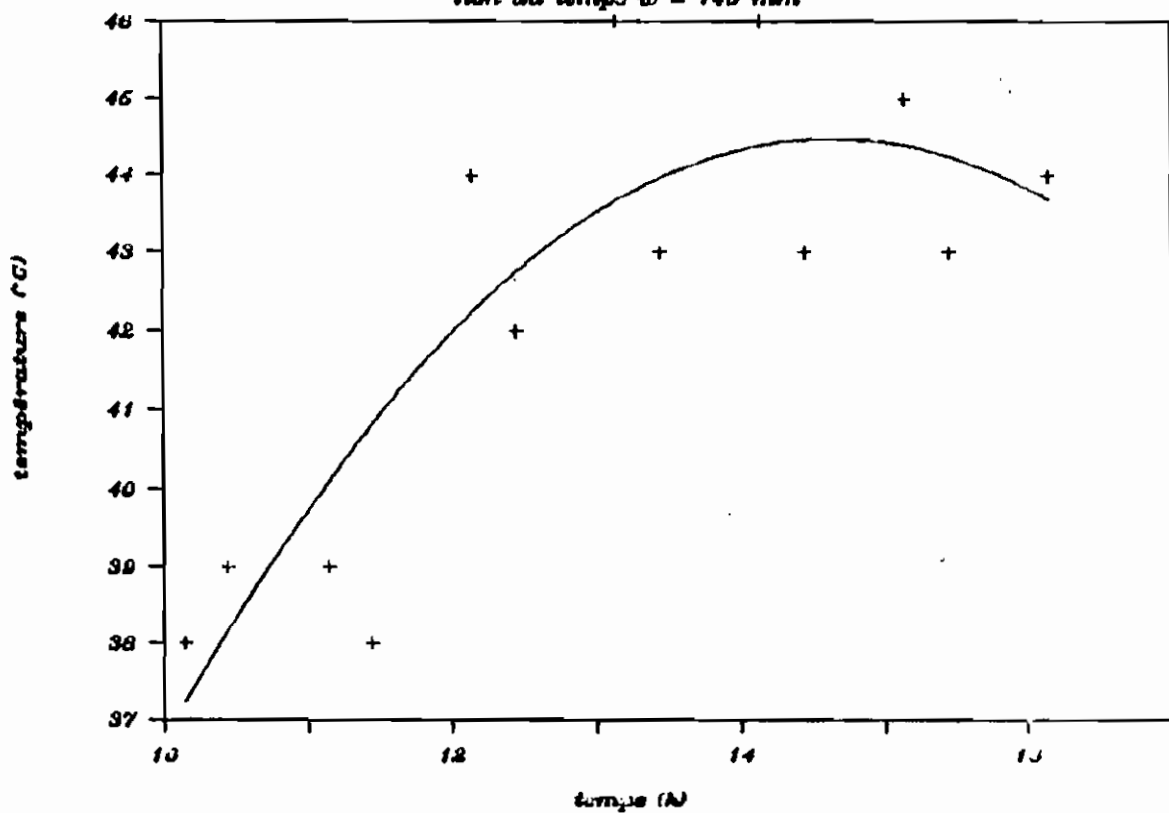


Fig20c: température int. verre en fonction du temps  $w = 145$  min



## CHAPITRE 5

### ETUDE ECONOMIQUE

Cette partie consiste en une estimation approximative des coûts de chaque modèle de capteur solaire. Donc, tous les coûts de matériaux sont calculés au mètre carré ( $m^2$ ) de surface de capteur, ceci, en vue d'avoir une idée sur le coût d'investissement que nécessiterait un insolateur de ce type à  $1 m^2$  de surface absorbante et de pouvoir comparer le prix de ces types de capteur au  $m^2$  avec ceux des capteurs dits conventionnels et qu'on rencontre dans le marché.

Cette étude économique va aussi nous permettre de comparer les trois modèles que nous avons construits en nous basant sur le rapport qualité/prix des trois modèles.

#### Remarques:

- Les coûts de main d'oeuvre ne seront pas tenus en compte, faute de pouvoir les estimer convenablement;
- Les coûts de la première couche de la plaque absorbante (béton) seront calculés en tenant compte des armatures (1000 Fcfa/12m) de 2.772 m de long, du ciment (2175 Fcfa/50 Kg), du sable de dune à 1000 Fcfa/ $m^3$ , et des agrégats ou gravillons de basalte 16/25 à 10000 Fcfa/ $m^3$ , le rapport ciment/sable/agrégats étant de 1/3/3;
- Pour la deuxième couche de la plaque absorbante, les calculs sont faits sur 3.47 kg de filaments d'acier à 700 Fcfa/kg, 0.1 Kg de sable de dune et d'environ 1 Kg de ciment;
- Pour le verre, l'aire totale est  $0.5272 m^2$  en tenant compte des lamelles de 4 mm d'épaisseur (cf figure 12 page 32) et à 1300 Fcfa par mètre linéique;

-Pour le bois, l'aire totale est de 0.9145 m<sup>2</sup> pour une longueur de 1.35 m (cf fig11 page 30) et Le prix sur le marché est de 1300 Fcfa par mètre linéique pour une largeur de planche de 21 cm;

-Le colorant utilisé comme peinture noire est disponible en bouteille de 100 ml à 800 Fcfa pour les trois modèles.

-L'aire totale de la laine de verre (faces arrière, latérales et longitudinales) est de 0.5345 m<sup>2</sup> (cf paragraphe 3.2.2) avec un prix d'environ 1300 Fcfa/m<sup>2</sup>.

-Pour rassembler les coûts en m<sup>2</sup> de surface, il suffit de diviser le coût calculé en Fcfa par l'aire du modèle (A = 0.3536 m<sup>2</sup>);

Constituants	Modèle de capteur à espacement tubulaire avec une largeur w = 100 mm	Modèle de capteur à espacement tubulaire avec une largeur w = 125 mm	Modèle de capteur à espacement tubulaire avec une largeur w = 141 mm
Tuyau de cuivre (1500 Fcfa/m)	18150 Fcfa/m <sup>2</sup>	13910 Fcfa/m <sup>2</sup>	7750 Fcfa/m <sup>2</sup>
Première couche de la plaque absorbante (béton)	1600 Fcfa/m <sup>2</sup>	1600 Fcfa/m <sup>2</sup>	1600 Fcfa/m <sup>2</sup>
Deuxième couche de la plaque absorbante (mélange de mortier de ciment et d'acier)	2450 Fcfa/m <sup>2</sup>	2450 Fcfa/m <sup>2</sup>	2450 Fcfa/m <sup>2</sup>
Verre (2mm)	8450 Fcfa/m <sup>2</sup>	8450 Fcfa/m <sup>2</sup>	8450 Fcfa/m <sup>2</sup>
Peinture noire (colorant)	800 Fcfa/m <sup>2</sup>	800 Fcfa/m <sup>2</sup>	800 Fcfa/m <sup>2</sup>
Isolant (laine de verre)	2000 Fcfa/m <sup>2</sup>	2000 Fcfa/m <sup>2</sup>	2000 Fcfa/m <sup>2</sup>
Bois	5000 Fcfa/m <sup>2</sup>	5000 Fcfa/m <sup>2</sup>	5000 Fcfa/m <sup>2</sup>
<b>Coût total</b>	<b>38450 Fcfa/m<sup>2</sup></b>	<b>33250 Fcfa/m<sup>2</sup></b>	<b>28050 Fcfa/m<sup>2</sup></b>

L'étude économique a pour finalité de pouvoir comparer les trois modèles de capteurs solaires que nous avons construits. Il s'agit d'une optimisation qui se base sur les paramètres de conception à savoir l'espacement tubulaire du serpentin ( $w$ ) pour aboutir à un rapport coût-avantage minimal c'est-à-dire un rapport coût sur rendement ( $\eta$ ) minimal.

D'après l'étude du chapitre précédent, on voit que si l'on augmente  $w$ , le rendement  $\eta$  diminue. Cependant, la longueur totale du conduit est moindre, ce qui diminue son coût.

L'optimisation consiste donc à calculer le rapport coût sur rendement ( $C/\eta$ ) pour les différents modèles et de trouver l'espacement qui donne un rapport minimal.

	Modèle à espacement ciment $w = 100$ mm	Modèle à espacement ciment $w = 125$ mm	Modèle à espacement ciment $w = 145$ mm
Coût (C)	38450 Fcfa	33250 Fcfa	28050 Fcfa
$\eta$ (%)	57	45	38
$C/\eta$	674	739	738

#### Conclusion partielle:

Le paramètre de rentabilité ( $C/\eta$ ) étant plus faible pour le premier modèle (à  $w = 100$  mm). Ce dernier est par conséquent meilleur du point de vue rapport qualité/prix ( $C/\eta = 674$ ) et du point de vue rendement ( $\eta = 57\%$ ) que les autres types de capteurs pour une épaisseur totale d'absorbeur de 40 mm bien que son prix de revient soit plus élevé.

Cette comparaison aurait été plus juste si les tests avaient

été faits en même temps c'est-à-dire dans les mêmes conditions d'ensoleillement .

Il y a à remarquer que cette étude basée sur ces trois modèles ne nous permet pas de trouver l'espacement optimal ( $\lambda_{opt}$ ). Pour cela , il faut faire des tests sur un échantillon plus représentatif de modèles de capteur à espacement tubulaire différent et d'en déduire le paramètre optimal de rentabilité.

## CHAPITRE 6

### CONCLUSION

#### ET

### RECOMMANDATIONS

Force nous est de constater qu'en définitive, ce nouveau type de capteur à base de mortier de ciment et de filaments d'acier, tel que conçu, peut être avantageux dans les pays comme les nôtres confrontés à des problèmes d'ordre économique où les besoins réels en chauffe-eau domestique ne cessent de croître (une étude récente au SÉNÉGAL menée par la SINASS révèle un besoin réel et immédiat d'environ 40000 chauffe-eau domestiques si les appareils étaient à la portée des intéressés):

Nous pensons que ce nouveau type de capteur, s'il est bien étudié, exploité et donc en poursuivant les recherches, permettra d'ouvrir de nouvelles perspectives dans le développement des systèmes solaires à insolateurs plans.

Malgré la facilité de construction et le coût assez faible au mètre carré de ce type d'insolateur, il présente un inconvénient majeur qui est celui de son poids important à cause de la plaque en béton comparativement aux capteurs habituels à tôles métalliques où l'épaisseur de la plaque de liaison ne dépasse guère 1 cm.

Les rendements assez élevés des trois modèles (57%, 45%, 38%) malgré la construction "artisanale" de ces derniers, donc comportant des défauts certains quant à la conception nous incitent à espérer que certaines améliorations pourraient y être apportées.

Ainsi, en poursuivant les recherches, il est possible



d'améliorer ces rendements surtout pour le modèle à espacement tubulaire  $w = 100$  mm pour le rapprocher davantage de celui des capteurs à surface absorbante en tôles métalliques et à revêtement sélectif (70%). A ce propos, il serait auparavant plus utile de faire une étude plus détaillée d'optimisation de l'espacement tubulaire des serpentins pour déterminer à partir de plusieurs modèles de capteurs à espacement  $w$  différent l'espacement optimal pointu du serpentin et de trouver l'épaisseur optimale minimale de la plaque de liaison c'est-à-dire l'épaisseur en dessous de laquelle la plaque perd sa rigidité et ceci pour diminuer le poids de l'insolateur. Pour cela, il s'agit de faire un dimensionnement correct de la plaque absorbante. Ainsi, en termes clairs, nous proposons:

-de faire d'abord des études d'optimisation de l'espacement tubulaire du serpentin et de l'épaisseur de la plaque de liaison, Ce qui donnera sûrement un rendement meilleur et permettra de trouver le paramètre de rentabilité optimal. Ce qui va permettre même si cet optimum ne sera pas particulièrement pointu, à un concepteur expérimenté d'exercer son intuition pour éviter une optimisation absolument rigoureuse.

-de faire les tests de ces capteurs en même temps et pendant au moins trois jours dans les mêmes conditions d'ensoleillement pour que la comparaison soit plus justifiable.

-d'utiliser à la place du cadre en bois dont la durée de vie déjà courte est aussi affectée vu qu'il sera exposé dehors en contact parfois avec l'eau (eau de pluie), le fibrociment plus résistant face aux attaques extérieures.

-et enfin de faire aussi des essais parallèles avec la peinture noire mat dans les mêmes conditions que ceux faits avec la peinture avec colorant (toto color) utilisée dans ce projet pour voir laquelle donne une meilleure incidence sur les rendements des modèles.

## ANNEXE I

### PERTES PAR REFLEXION

Lorsque le flux de chaleur global atteint une surface vitrée non protégée, un certain nombre de phénomènes se produisent (cf figure 2.2.a):

-Une partie du flux est réfléchi :

Soit  $\rho$  le facteur de réflexion d'un vitrage. Pour un verre ordinaire (comme dans le présent projet) dont les surfaces n'ont pas été spécialement traitées, ce facteur dépend essentiellement de l'angle d'incidence  $i$  du flux solaire. La figure 2.2.b montre les variations de  $\rho$  en fonction de  $i$  (angle formé par la normale à la surface de la vitre avec la direction du flux solaire, comme c'est déjà défini).

Ainsi un verre ordinaire a un facteur  $\rho$  sensiblement égal à 0.08 jusqu'à une incidence de  $40^\circ$ , pour  $i = 70^\circ$  le facteur  $\rho$  croît jusqu'à 0.30, puis la réflexion devient totale pour une incidence rasante ( $i = 90^\circ$ ).

-Une autre partie du flux incident est transmise directement à travers le vitrage:

Soit  $\tau$  le facteur de transmission. Dans le cas du verre ordinaire, le facteur de transmission peut atteindre 0.87 pour des faibles angles d'incidence (cf figure 2.2.b).

-La partie restante du flux incident est enfin absorbée par le verre lui-même:

Soit  $\alpha$  le facteur d'absorption. Il est sensiblement constant et est égal à 0.06. Cette absorption se traduit par une élévation de la température du vitrage et 39% environ (cf Réf 7 page 139) du flux absorbé sont ensuite transmis dans le capteur par rayonnement direct.

On en déduit la relation évidente:

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

En résumé, l'apport global dû à l'ensoleillement d'un vitrage est la somme de la portion du flux solaire global transmis directement et 40% environ de la portion de flux solaire absorbée par le vitrage.

$$q_{\text{abs}} = \tau I + 0.39\alpha I = (\tau + 0.39\alpha) I \quad (W/m^2)$$

Ce qui veut dire que les pertes par réflexion peuvent s'estimer :

$$Q_2 = A(I - q_{\text{abs}}) = AI - (\tau + 0.39\alpha) AI$$

d'après la formule (\*), on a:

$$Q_2 = I(\rho + \tau + \alpha)I - (\tau + 0.39\alpha) AI$$

donc, on a:

$$Q_2 = (\rho + 0.61\alpha) AI \quad (18)$$

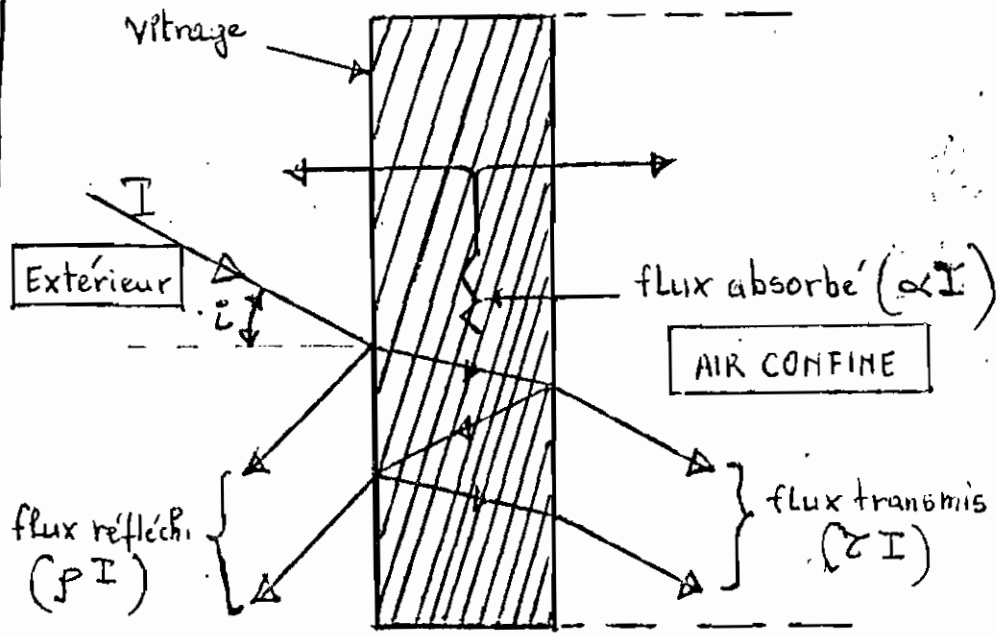
Pour notre cas, l'angle d'orientation du capteur est égal environ à la latitude du lieu (15°) , ce qui correspond à un angle d'incidence nul ( $i = 0^\circ$ ). Donc, d'après la figure 2.2.1, pour  $i=0^\circ$

$$\rho = 0.08$$

$$\alpha = 0.06$$

Remarque:

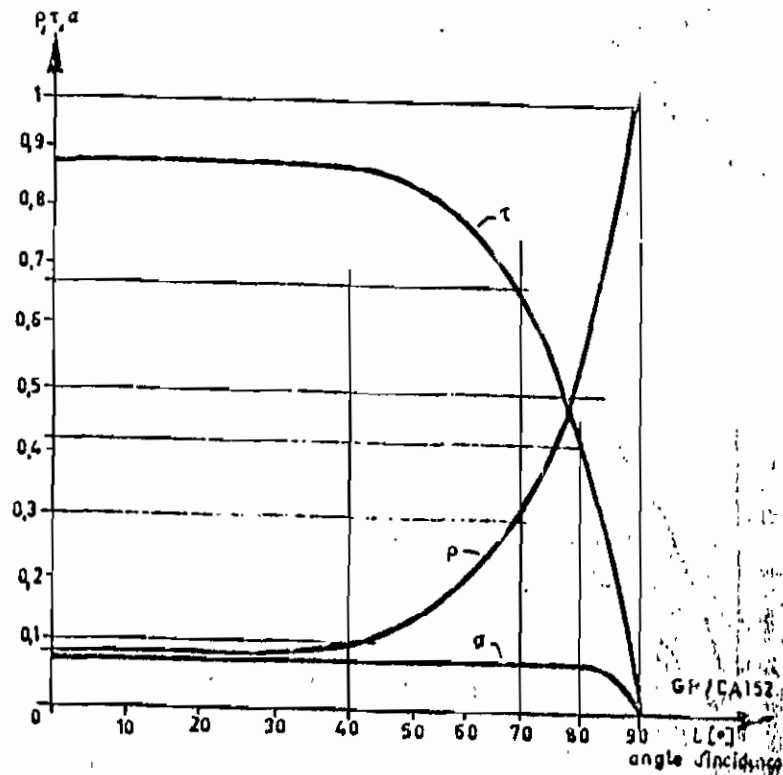
Au fur et à mesure que l'angle d'incidence augmente, le facteur  $\rho$  augmente jusqu'à atteindre la valeur 1 pour  $i = 90^\circ$ . A ce moment, le flux solaire global est entièrement réfléchi et la chaleur transmise à l'intérieur du capteur est nulle.



GP/CA 151

Fig 2.2.a : Apport d'un vitrage ordinaire non protégé

Fig. 2.2b — Variations des facteurs de réflexion, de transmission et d'absorption du verre ordinaire en fonction de l'incidence du flux solaire global



ANNEXE II  
EXEMPLE DE CALCUL DE  
LA CONDUCTIVITE THERMIQUE

ECHANTILLON No.1: pourcentage d'acier 0%

diamètre  $d = 2.54 \text{ cm}$

longueur  $l = 10.2 \text{ cm}$

Numéro d'essai: 1

débit d'eau =  $30 \text{ Kg/h} = 30/3600 \text{ Kg/s}$

$T_{e1} = 25.8 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{e2} = 25.9 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{c1} = 176 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{c2} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$

$C_p = 4177 \text{ J/Kg.}^\circ\text{C}$

$\Delta l = 6.0 \text{ cm} = 0.060 \text{ m}$

$A = \pi d^2/4 = \pi \times 0.0254^2/4 = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

La formule 24 donne:

$$K_{102} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{C_p \times (T_{e2} - T_{e1}) \times \Delta l}{A \times (T_{c1} - T_{c2})} \quad (24)$$

D'où, on a:

$$K_{102} = \frac{30}{3600} \cdot \frac{4177 \times (25.9 - 25.8) \times 0.060}{5.067 \times 10^{-4} (176 - 67)} = 3.78$$

$$\Rightarrow K_{102} = 3.78 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

## REFERENCES

Réf.1 : CAPTEURS SOLAIRES

Auteurs:D.K.EDWARDS/Traduit par L.MARLOT

Edition:THE FRANKLIN INSTITUTE PRESS?PHILADELPHIA.PEN (USA)

1977

Traduction:Edition SCH, PARIS 1979

Réf.2 : CAPTEURS HELIOTHERMIQUES

Auteur:JACQUES DESAUTEL

Edisud I technologies douches PYC-EDITION

Réf.3 : SOLAR ENERGY HANDBOOK

Auteurs:Dr.JAN F.KREIDER ET Dr.FRANK KREITH

MCGRAW-HILL

Réf.4 : TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

B2 TOME II

Froid Energies nouvelles

Auteurs:JACQUES DEBAENE

NICHEL CAZIN

MAURICE DIZIER

Réf.5 : PROJET DE FIN D'ETUDE:Etude sur un module de chauffe eau  
solaire

Auteur:MAHADOU DIAGNE

Mai 1979



Réf.6 : PROJET DE FIN D'ETUDE: Capteur solaire plan à ruissellement.

Auteur: JEAN NOEL DIOUF

1980

Réf.7: COURS DE CLIMATISATION: Base du calcul des installations de climatisation

Auteur: G. PORCHER

EDITIONS PARISIENNES CFP

5<sup>e</sup> édition

Réf.8: L'ENERGIE SOLAIRE ET SES APPLICATIONS

UNIVERSITE DE DAKAR-FACULTE DES SCIENCES.

Auteur: D. LE-GOURIERES

Réf.9: TECHNOLOGY FOR SOLAR ENERGY UTILIZATION DEVELOPMENT AND TRANSFER OF TECHNOLOGY SERIES

No.5

UNITED NATIONS INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION