

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

7/84

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Tex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

THEME

Etude et Réalisation
d'un Capteur plan à simple
et à double vitrage

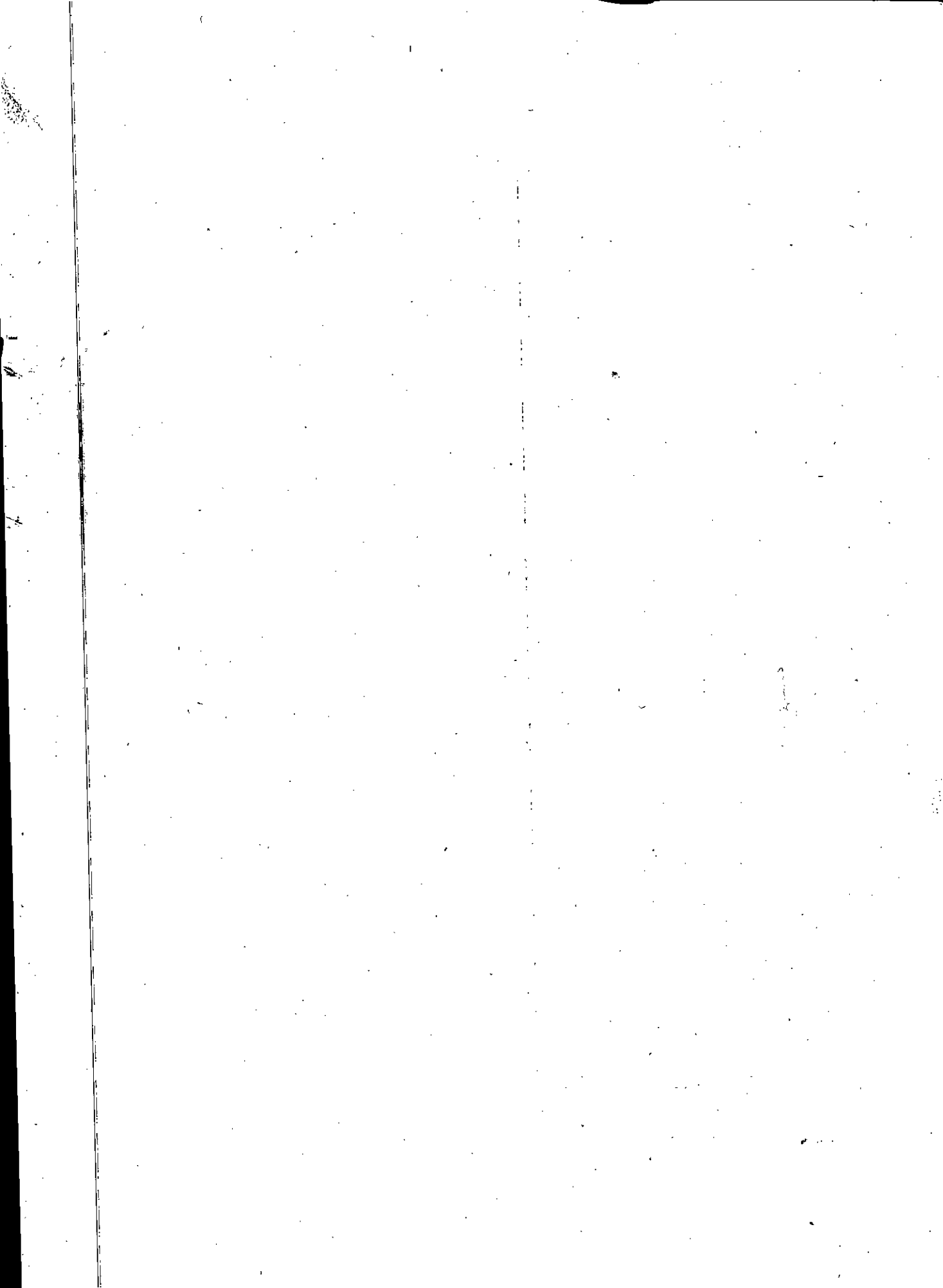
Proposé et suivi par :

A. ZERGUERRAS

Etudié par :

BENABDESSELAM Azzedine

Promotion Janvier 1984



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

THÈME

**Etude et Réalisation
d'un Capteur plan à simple
et à double vitrage**



Proposé et suivi par :

A. ZERGUERRAS

Etudié par :

BENABDESSELAM Azzedine

Promotion Janvier 1984

SOMMAIRE

- Remerciements
- Introduction

chap I : ELEMENTS D'ASTRONOMIE

1. Latitude, déclinaison, angle horaire
Longitude.
2. Temps des horloges et T.S.V
3. Repérage du solide dans le ciel.

chap II : LE RAYONNEMENT SOLAIRE

1. description du soleil
2. spectre du rayonnement solaire
3. constante solaire
4. action de l'atmosphère
sur le rayonnement reçu.
5. Flux et irradiation sur
plan incliné.
6. mesures du rayonnement solaire.

chap III : Rappel SUR le TRANSFERT DE CHALEUR.

1. Conduction
2. Convection
3. rayonnement
4. loi de stephan-Boltzman
5. émission du corps noir.
6. flux rayonné par une surface grise

chap IV : INSTALLATION SOLAIRE A CAPTEUR PLAN.

1. bases de la captation
2. Capteur plan
3. Installation et fonctionnement
4. choix du montage.
5. difficultés rencontrées.

chap V : ETUDE THEORIQUE:

1. bilan thermique du capteur
2. calcul des pertes du capteur
3. étude thermique de l'absorbteur

4. Rayonnement de soleil.
5. principe du thermocouple.
6. étude des pertes de charge.
7. dimensionnement du capteur.

CHAP. II : REALISATION PRATIQUE :

1. présentation du capteur
- 2 - experimentation.
observations
étude économique
conclusion

ANNEXE

Remerciements.

Je remercie M^E Ahmed ZERGUERRAS
chef de département de Genie Mécanique
à l'E.N.P.A pour les fructueuses discussions
que nous avons eues au sujet de ce travail.

Que M^r Belhannoul directeur de la station
de l'énergie solaire trouve ici mes remerciements
pour le soutien constant et les conseils qu'il m'a
prodigués au cours de ce travail.

Je remercie également M^E Rahli et M^E Zetrouni
pour l'aide qu'ils m'ont apportée pour la
réalisation de ce travail.

Je ne peux terminer sans remercier tout
le personnel de la station et du département
de Genie Mécanique notamment Messieurs; Ouahij,
Moussa et Malek pour leur aide et leur
soutien.

Introduction :

Les ressources énergétiques de La Terre qui, en raison de leur abondance, ont longtemps semblé inépuisables apparaissent aujourd'hui limitées.

Les réserves mondiales en pétrole toucheront à leur fin dans quelques décennies, et, dès maintenant les troubles internationaux liés à la production du pétrole montrent la précarité de cette source. Le développement de nouvelles sources d'énergie prend donc un caractère impératif. Les espoirs mis dans l'énergie nucléaire se concrétisent, des centrales naissent dans le monde, néanmoins de risques particulièrement graves se greffent sur ce type d'énergie.

À côté de ces sources, l'énergie solaire nous est dispensée à profusion et gratuitement, ne demandant qu'à être recueillie et n'étant cause d'aucune pollution. La seule limitation à son emploi vient de son manque de continuité : alternance des jours et des nuits, balancement saisonnier...

Les hommes ont su capter et utiliser l'énergie solaire depuis l'antiquité, ils avaient des serres

pour hâter la culture de fruits et légumes et
savaient utiliser la concentration des rayons
solaires à l'aide de miroirs.

Le but de notre projet étant l'étude et
la réalisation d'un capteur plan à simple et
à double vitrage destinés à un chauffage d'eau.

Dans la première partie de cette étude, notre
travail consistera à réunir les éléments essentiels
concernant le rayonnement solaire et l'installation
solaire d'un capteur plan.

L'étude ^{théorique} portera sur le calcul du bilan
thermique du capteur et sur la construction
de celui-ci.

La réalisation pratique permettra d'effectuer
certaines mesures qui nous permettront
d'une part, de vérifier certains éléments de
l'étude théorique et d'autre part de faire des
observations concernant l'utilité d'un
deuxième vitrage.

CHAPITRE I

ELEMENTS D'ASTRONOMIE

I-1 : LATITUDE, DECLINAISON, ANGLE HORAIRE, LONGITUDE :

Un point sur la terre est repéré par deux coordonnées : la latitude et la longitude

- La latitude φ est l'angle formé en un lieu donné par la verticale du lieu avec le plan de l'équateur.

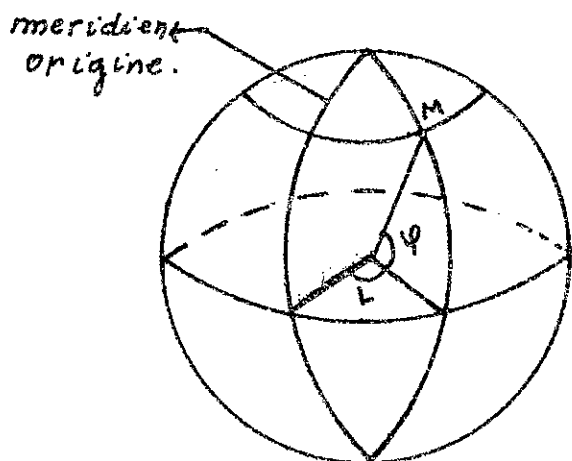
La latitude est comptée de 0° à $+90^\circ$ vers le nord et de 0° à -90° vers le sud.

- La longitude λ est l'angle dièdre formé en un lieu donné par le plan méridien de ce lieu avec le plan méridien d'un autre lieu pris pour origine.

L'origine des longitudes est Greenwich : 0°

Les lieux situés à l'est de cette origine sont comptés avec le signe plus et ceux situés à l'ouest avec le signe moins.

Les signes plus ou moins interviennent dans la détermination du temps solaire vrai (T.S.V)



Position d'un point M sur la terre.

L'arc de cercle qui joint le pôle nord et le pôle sud et passant par Greenwich est le méridien origine. Il existe 23 méridiens séparés chacun de 15° donnant naissance aux 24 fuseaux horaires.

- Declinaison solaire δ ;

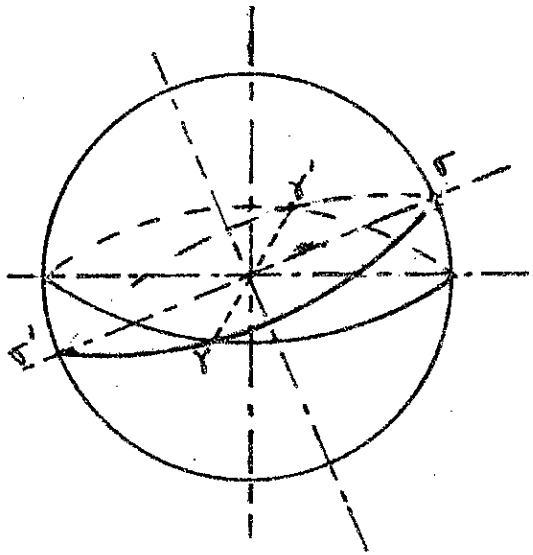
La terre tourne autour du soleil sur une trajectoire elliptique contenue dans un plan : le plan de l'écliptique.

La normale à ce plan et l'axe de rotation de la terre font un angle variable δ , qu'on nomme declinaison solaire et qui prend les valeurs suivantes :

$\delta = + 23^{\circ} 27'$ au solstice d'été (22 juin): point
 $\delta = - 23^{\circ} 27'$ " " d'hiver (22 Dec): point
 $\delta = 0^{\circ}$ aux equinoxes : de printemps (21 mars):
 : d'automne (21 sept);
 aux equinoxes jours et nuits sont égales
 entre ces 4 points, δ prend les valeurs

$$\delta = 23,45 \sin \left[\frac{360}{365} (J + 284) \right]$$

J : jour de l'année $1 \leq J \leq 365$



L'angle horaire A.H du Soleil ;

La journée (24h) correspond à la durée se,

deux passages successifs du soleil au meridien du même lieu.

l'angle horaire A.H. est donc déterminée par la rotation régulière de la terre autour de son axe; par conséquent il se trouve directement lié à l'heure solaire vraie (T.S.V).

$AH = 0^\circ$; Lorsque le soleil passe au plan meridien du lieu; il est midi vrai ~~est~~ soleil

$AH = 90^\circ$ à 18h et -90° à 06h.

Les angles sont comptés avec le signe plus de midi vrai jusqu'au coucher du soleil et avec le signe moins du lever jusqu'à midi-vrai.

I-2. TEMPS DES HORLOGES ET T.S.V.

$$\begin{array}{rcc} \text{T.S.V} = \text{temps Local} & - & N \\ \downarrow & & \downarrow \\ \text{horloge} & & \text{numero de Fuseau.} \end{array}$$

I.3. REPERAGE DU SOLEIL DANS LE CIEL

On repère le soleil par l'intermédiaire de deux angles :

a. Azimuth (α) :

c'est l'angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction sud, cet angle.

étant mesuré positivement vers l'ouest.

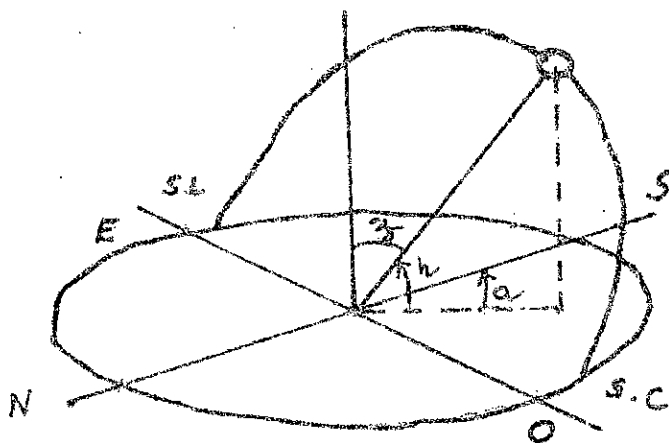
b. hauteur (h):

c'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection. Le complément de h ou l'angle que fait la direction du soleil avec la verticale est appelé angle zenithal (z).

Ces deux angles sont fonctions de:

- la latitude du lieu
- la date (jour de l'année)
- l'heure dans la journée.

la latitude et la date servent à déterminer la trajectoire du soleil dans le ciel et l'heure donne la position instantanée sur cette trajectoire, plus explicitement la date sert à déterminer la déclinaison δ .



S.L.: soleil levant

S.C.: soleil couchant

reperage du soleil.

CHAPITRE II

LE RAYONNEMENT SOLAIRE

II.1: DESCRIPTION DU SOLEIL

C'est une sphère gazeuse d'hélium et d'hydrogène avec du carbone et d'autres éléments en faible quantité.

Sa densité moyenne est de 1400 kg/m^3

Son rayon est de $700\,000 \text{ km}$.

Sa masse représente $330\,000$ fois celle de la terre.

Son âge est estimé à environ 6 milliards d'années et sa durée probable de vie est du même ordre de grandeur.

La température apparente du soleil est de l'ordre de $T = 5762 \text{ K}$.

Le soleil est considéré comme étant un corps noir.

II.2: SPECTRE DU RAYONNEMENT SOLAIRE:

La répartition de l'énergie solaire dans les trois bandes du spectre du rayonnement thermique est donnée par le tableau suivant:

λ en μ	% de la D.E.S.	% de la D.E. d'un corps noir à 5762K
U.V ; $\lambda < 0,38$	7%	9,9%
Visible ; $0,38 < \lambda < 0,78$	47,3%	46,4%
I.R ; $0,78 < \lambda < 15$	45,1%	43,6%

U.V : Ultra-violet

I.R : Infra rouge

D.E.S : Distribution énergétique solaire.

D.E : Distribution énergétique

On voit que l'écart entre les distributions énergétiques d'un corps noir à 5762K et du soleil sont proches, donc l'approximation que le soleil est considéré comme étant un corps noir est bonne.

II-3. CONSTANTE SOLAIRE

C'est le rayonnement direct I_0 reçu par l'unité de surface placée perpendiculairement aux rayons du soleil à la limite extérieure de l'atmosphère terrestre.

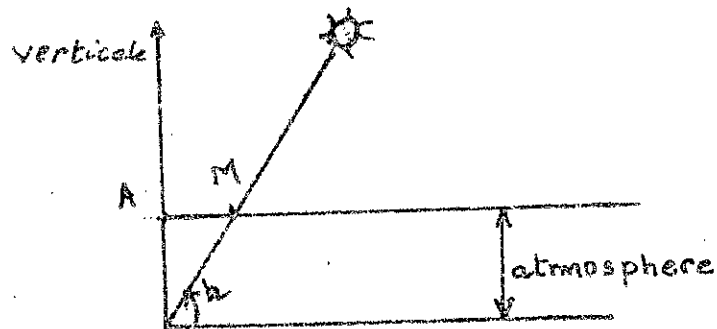
$$I_0 = 1353 \text{ W/m}^2$$

Elle représente une moyenne annuelle.

II. 4 ACTION DE L'ATMOSPHERE SUR LE RAYONNEMENT REÇU

La masse atmosphérique traversée par le rayonnement solaire a une épaisseur de 8 Km. l'Intensité du rayonnement solaire sera donc atténué à sa traversée.

Le trajet optique du rayonnement solaire étant différent selon la hauteur angulaire du soleil, on introduit la notion de masse atmosphérique ^{traversée} par le Rayonnement symbolisée par m .



l'unité de masse d'air $m = 1$ correspond à OA qui correspond à une pression au sol de 1000 mbar (niveau de la mer).

En un lieu donné si la pression atmosphérique est différente de 1000 mbar ; m sera donné par la

relation:
$$m = \frac{P}{1000}$$

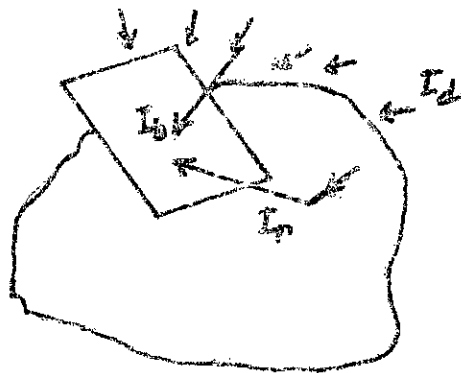
P : pression atmosphérique du lieu.

Le trajet du rayonnement est :

$$OM = \frac{OA}{\sinh} = \frac{m}{\sinh} = \frac{P}{2000 \sinh}$$

Si $h = 30^\circ$ $OM = 2$; Le nombre de particules sera le double de celui correspondant à une traversée verticale de l'atmosphère.

II-5 FLUX et IRRADIATION SUR PLAN INCLINÉ



Un plan d'orientation quelconque reçoit ;

a - Un Flux direct I_b ;

qui est le rayonnement provenant du disque solaire et qui tombe perpendiculairement sur une surface d'inclinaison ψ .

Le Flux Direct s'exprime alors par ;

$$I_\psi = I_0 (\sinh \cos \psi + \cosh \cos (a - a_N) \sin \psi)$$

a : azimut du soleil à l'instant considéré

h : hauteur du soleil

a_N : azimut de la normale au plan

ψ : angle d'inclinaison de la surface avec le plan horizontal

b. Rayonnement diffus I_d :

Ce rayonnement provient des réflexions dans les masses d'air et dans les nuages, sa puissance est faible devant celle du rayonnement direct.

Il s'exprime par :

$$I_d = 0,065 (1 + \cos \psi) I_0'$$

c. Rayonnement réfléchi I_r :

Ce rayonnement s'appelle l'albedo qui signifie la fraction d'énergie renvoyée à la surface du capteur par les rayonnements diffus et direct atteignant le sol.

$$I_r = 0,11 (1 - \cos \psi) I_0'$$

Le rayonnement global représentant le flux reçu par une surface inclinée est :

$$G = I_d + I_r + I_b$$

$$\text{avec } I_0' = I_0 e^{-m B_\lambda}$$

m : masse d'air optique

B_λ : coefficient d'extinction atmosphérique.

Les relations données précédemment ne sont valables que pour un ciel clair et sont empiriques et ne permettent de calculer l'énergie recueillie que si les conditions météorologiques sont peu variées pendant la période considérée (un jour par exemple).

Dans la réalité les passages nuageux et la nébulosité affectent de façon aléatoire les rayonnements

Directs et diffus donnés précédemment.

L'énergie moyenne recueillie pendant une période quelconque Δt ($\Delta t \geq 1$ jour) est intermédiaire entre celle correspondant à un ciel clair, sans aucun nuage, et celle où le ciel est uniformément couvert, sans rayonnement direct. Il est intuitif de relier cette valeur moyenne à celle de la fraction d'insolation \bar{r} .

$$\bar{r} = \frac{S}{S_0}$$

S : durée effective d'ensoleillement direct sur la période Δt , mesurée dans les stations météorologiques

S_0 : durée maximale d'ensoleillement direct pour un ciel clair de propriétés constantes sur la période Δt .

II-6. MESURES DU RAYONNEMENT SOLAIRE :

Les mesures effectuées actuellement donnent en un point :

- La durée d'insolation
- L'énergie reçue en ce point, globalement et séparément :
 - Le rayonnement direct
 - Le rayonnement diffus

La durée d'insolation se mesure à l'aide d'un "héliographe"; qui est formé d'une feuille de papier sensible surmontée d'une demi-sphère en verre. Le rayonnement concentré imprime la feuille de papier (par carbonisation ou coloration), et détermine des courbes suivant le déplacement du soleil.

Les mesures énergétiques se font pour le rayonnement global à l'aide d'un "pyranomètre" pour le rayonnement direct les mesures se font à l'aide d'un "pyrhéliomètre".

Pour le rayonnement diffus c'est le système du "pyranomètre" mais que l'on protège du rayonnement direct à l'aide d'un pare-soleil orientable couvrant l'arc de cercle que parcourt le soleil en un jour.

CHAPITRE III

RAPPEL SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR.

III-1 CONDUCTION:

la conduction est le mode de transfert de chaleur caractérisé par la propagation de l'énergie dans un milieu sans déplacement appréciable de la matière.

a - Loi de Fourier

En tout point d'un milieu isotrope la densité du flux thermique instantanée est proportionnelle à la conductivité thermique λ du milieu et au gradient de température : $\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad } T}$

λ étant la conductivité thermique.

b. Forme de l'équation de la chaleur:

$$\Delta T + \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{S}{\lambda} = 0$$

Δ : Laplacien

T : température

S : source de chaleur interne
d'un corps

α : diffusivité thermique.

b. cas rencontrés dans la pratique :

b.1: milieu avec source interne en régime permanent:

$$\Delta T + \frac{S}{\lambda} = 0 ; \text{équation de Poisson.}$$

b.2. milieu sans source interne en régime permanent

$\Delta T = 0$: équation de Laplace

b.3. milieu sans source interne en régime variable:

$$\Delta T = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$

c. équation analytique de l'équation de la chaleur

c.1: en coordonnées cartésiennes:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{S}{\lambda}(x, y, z, t) = 0$$

c.2: en coordonnées cylindriques:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{S}{\lambda}(r, x, t) = 0$$

c.3: en coordonnées sphériques:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{S}{\lambda}(r, t) = 0$$

III.2 CONVECTION:

C'est le mode de transfert de chaleur caractérisé par un transport d'énergie d'un point à un autre d'un milieu fluide en vertu du mouvement de masse au sein de ce fluide.

Pour une surface S ayant une température T
Le flux de chaleur s'écrit.

$$q = h (T - T_f) S \text{ en [W]}$$

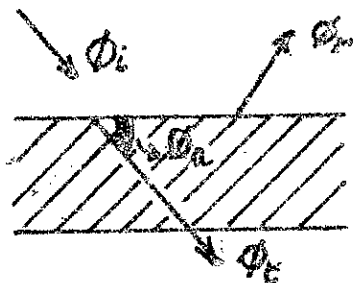
T_f : température du fluide

h : coefficient de convection.

III-3-RAYONNEMENT :

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un corps à haute température vers un autre à basse température lorsque ces deux corps sont séparés dans l'espace ou même lorsqu'un vide existe entre eux.

Le rayonnement solaire est électromagnétique.



Si Φ_i , Φ_a , Φ_r , Φ_t sont respectivement les flux totaux incidents, absorbés, réfléchis et transmis.

on désigne sous le nom de :

$$\text{absorptivité} : \alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$$

$$\text{réflectivité} : \rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$$

$$\text{transmissivité} : \tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$$

$$\text{avec } \alpha + \rho + \tau = 1$$

IV-4. Loi de Stephan - Boltzmann :

cette loi fournit l'émission totale du rayonnement d'un corps noir en fonction de sa température.

$$M_o = \sigma \cdot T^4 \quad [W/m^2]$$

σ = constante de stephan - boltzman
 $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$

IV.4.a. LOI de PLANCK.

L'emittance monochromatique du corps noir est

donné par :
$$M_{\lambda}^{\text{noir}} = \frac{2\pi h c^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{hc}{\lambda k T}} - 1}$$

avec c : vitesse des ondes electromagnetique

h = constante de PLANCK = $6,62 \cdot 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$.

k = constante de boltzman = $1,38 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$

d'où
$$M_0 = \int_0^{\infty} M_{\lambda}^{\text{noir}} d\lambda = \sigma T^4$$

III.5 : EMISSION DES CORPS REELS ;

L'evaluation des proprietes emissives des substances reelles se fait par rapport à celles du corps noir placé dans les mêmes conditions de temperature et de longueur d'onde à l'aide de coefficients appelés emissivités :
$$\epsilon = \frac{M}{M_0}$$

M : emittance d'un corps reel

M_0 : " " " noir.

III.5.a : LOI de KIRCHHOFF :

cette loi relie la proprieté emissive et absorbante d'un corps. Elle indique que, pour chaque longueur d'onde et chaque direction de propagation du

rayonnement émis par une surface ou incident sur celle-ci, les émissivités et absorptivités monochromatiques directionnelles sont égales :

$$E_{\lambda, \theta} = \alpha_{\lambda, \theta}$$

pour un corps noir $\alpha = E$ sur le rayonnement total émis et absorbé ($E_{\lambda} = E = 1$).

III - 6. FLUX RAYONNÉ PAR UNE SURFACE GRISE :



L'émissance de la surface est $M = EM_0$

Soit J la radiosité qui est la somme de l'émissance de la surface et du flux réfléchi par l'unité de surface fE .

E étant l'éclairement sur la surface S .

$$\text{on a } E = \Phi_i / S$$

$$J = EM_0 + fE$$

pour une surface opaque $\tau = 0 \Rightarrow f = 1 - \alpha$

$\alpha = E$ pour un corps gris car $E_{\lambda} = E$ et $\alpha_{\lambda} = \alpha$

$$\text{D'où } J = EM_0 + (1 - E)E$$

Le Flux net perdu par S est la différence entre le Flux émis et absorbé.

$$\Phi = (EM_0 - \alpha E)S$$

avec $\alpha = \epsilon$ on a $\phi = \epsilon S (M - E)$

$$\text{D'où } \phi_{\text{net}} = \frac{\epsilon S}{1 - \epsilon} (M - T)$$

III - 6 - a : échange entre deux plans parallèles
l'échange thermique entre deux surfaces de
température T_0 et T_1 planes et parallèles
est donné par la relation

$$\phi = \frac{\sigma (T_0^4 - T_1^4) S}{\frac{1}{\epsilon_0} + \frac{1}{\epsilon_1} - 1} \text{ en [W.]}$$

CHAPITRE IV

INSTALLATION SOLAIRE A CAPTEUR PLAN.

IV-1 BASES DE LA CAPTATION

a. CORPS NOIR :

- Loi d'émission : plus un corps est chaud plus le rayonnement qu'il émet est de courte longueur d'onde
- Loi d'absorption : un corps absorbe un rayonnement dans les mêmes proportions qu'il émet. S'il émet dans le visible, il absorbe le visible, s'il émet dans l'I.R., il absorbe l'I.R.

on appelle -corps noir toute matière qui absorberait de façon idéale la totalité d'un rayonnement qu'il reçoit, donc d'après la loi d'absorption un corps noir émet très facilement.

b. effet de serre :

Cet effet résulte de la transmission sélective de certains matériaux.

Le verre et quelques matières plastiques transmettent totalement le rayonnement solaire dont les longueurs d'onde sont pratiquement comprises 0,3 et 2,5 μ ; mais ils sont opaques pour les longueurs d'onde plus élevées.

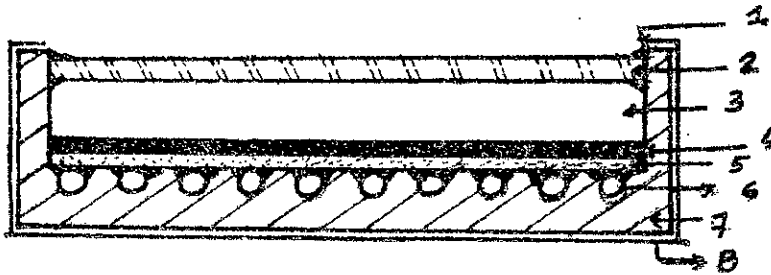
Le Rayon solaire traverse la lame d'air et va chauffer le corps se trouvant sous cette lame. Celui-ci rayonne mais à une température pas très élevée, et son rayonnement se situe dans l'Infra-rouge (I.R.) lointain qui est arrêté par la lame.

Un vitrage - constitue donc un piège à calories; c'est l'effet de serre.

IV - 2. CAPTEUR PLAN!

Un capteur solaire plan destiné à une production d'eau chaude sanitaire est essentiellement constitué!

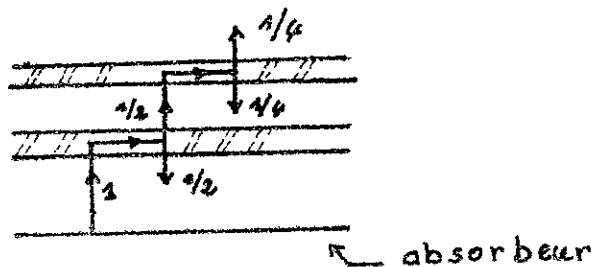
- d'un panneau "noir" appelé absorbeur pourvu d'un réseau de tubulures dans lesquelles circule un fluide caloporteur drainant les calories absorbées vers leur lieu d'utilisation ou stockage.
- D'une couverture généralement en verre, simple ou double, destinée à réduire les pertes vers l'avant de l'absorbeur, par rayonnement (effet de serre) et par convection (effet de lame d'air immobile).



1. Joint
2. vitrage
3. lame d'air
4. revêtement noir
5. plaque absorbante } absorbeur
6. tubulures
7. isolant
8. boîtier.

Le double vitrage a très peu d'incidence sur l'effet serre son intérêt réside surtout dans une meilleure isolation thermique de la face avant du capteur.

C'est à dire qu'en augmentant le nombre de vitres devant l'absorbeur on pourra ainsi récupérer chaque fois un peu de pertes par rayonnement de l'absorbeur.



ceci est vrai mais en augmentant le nombre de vitre devant l'absorbeur on diminue la transparence globale de la couverture transparente. En pratique on depasse rarement 2 vitres.

III - a - evaluation des pertes de la couverture;

- reflexion du rayonnement;

Le facteur de reflexion R reduit l'energie incidente dans la proportion:

$$R = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2 \text{ sous incidence normale (Formule de Fresnel)}$$

pour un vitrage ordinaire $n = 1,5$ d'où $R = 4\%$

il y'a reflexion dans chaque face soit 8%

pour un plastique (MYLAR) $n = 1,65$ soit $R = 6,1\%$

soit 12% en tenant compte des deux faces.

- absorption du rayonnement;

sa valeur est fournie par la loi de Lambert-Bouguer

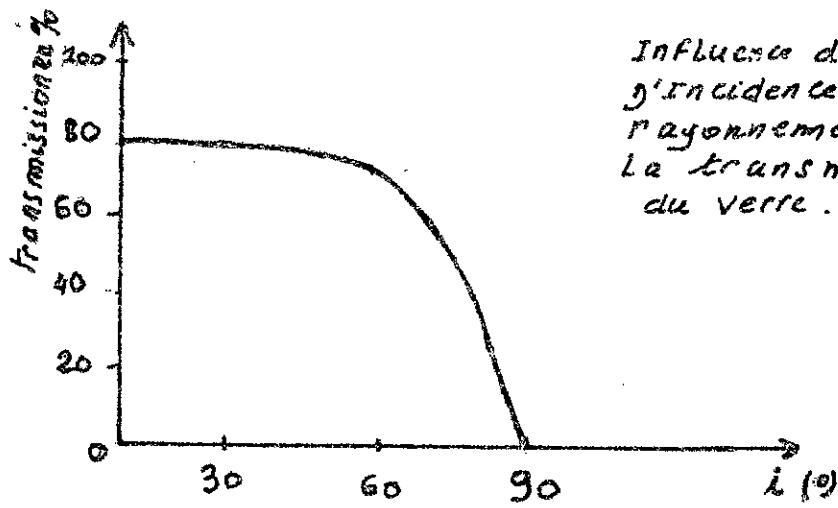
$$I = I_0 \exp -Kx \quad \text{où } K: \text{facteur d'absorption du verre}$$

x : epaisseur de la vitre

on trouve 4% si $K = 0,04/\text{cm}$ pour $x = 3\text{mm}$, les valeurs retenues sont 7% pour les vitrages sur le marché.

• Angles d'incidences:

Plus le capteur sera orienté correctement vers le soleil, plus il recueillera de chaleur



Influence de l'angle
d'incidence du
rayonnement sur
la transmission
du verre.

i (°); angle d'incidence.

IV INSTALLATION ET FONCTIONNEMENT :

a - Emplacement :

L'emplacement doit satisfaire aux règles suivantes :

- éviter les distances importantes entre le capteur et le lieu d'utilisation.
- préférer les endroits abrités du vent.
- limiter les effets de masque (ombre).

b - Orientation :

Le soleil se lève à l'est et se couche à l'ouest. Si on oriente le capteur vers l'est on favorise le fonctionnement le matin au détriment de celui de l'après-midi et inversement. Pour cela et de façon générale les capteurs sont orientés plein sud, car c'est dans cette position que l'énergie recueillie durant toute la journée est maximale.

c - Inclinaison :

Le problème de l'Inclinaison est plus délicat et nécessite une étude chiffrée. Remarquons que la position verticale des capteurs est favorable en période hivernale alors que la position horizontale est favorable en été.

Dans la plus part des cas cette inclinaison est de 45° correspondant au gain énergétique maximal calculé sur l'année entière.

d - Reservoir:

En énergie solaire, l'intermittence des passages nuageux empêchent une utilisation direct de l'eau et contraignent à l'utilisation de cuves de stockage qui permettent d'emmagasiner l'énergie pendant la période de non utilisation. Le réservoir doit être calorifugé avec soin.

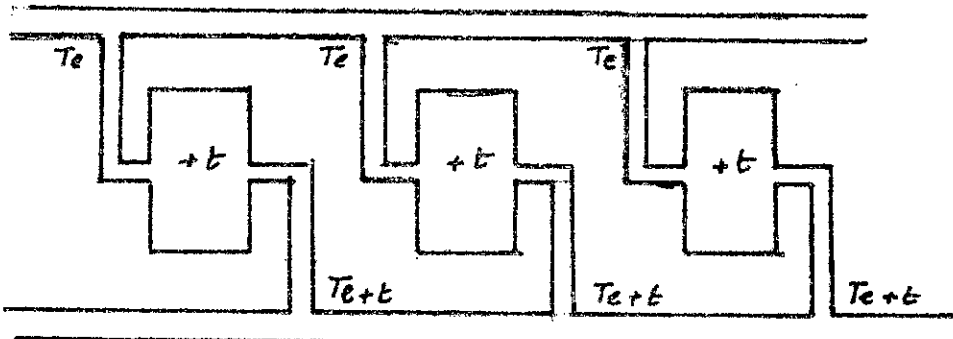
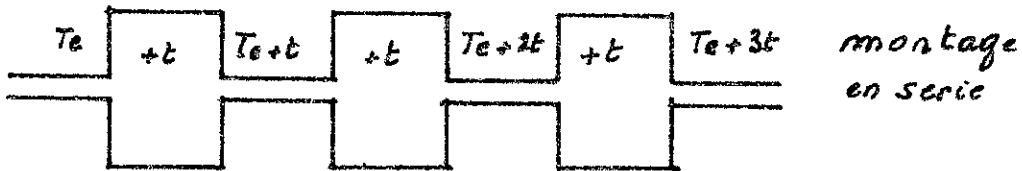
e - Tuyauterie :

La tuyauterie sert au transfert du fluide caloporteur. Le circuit de la tuyauterie doit être court, éviter les coudes et les changements de diamètre et pouvoir subir des dilatations. Le diamètre de la tuyauterie très important dans le cas d'un montage sans pompe, sera établi par une étude de pertes de charges.

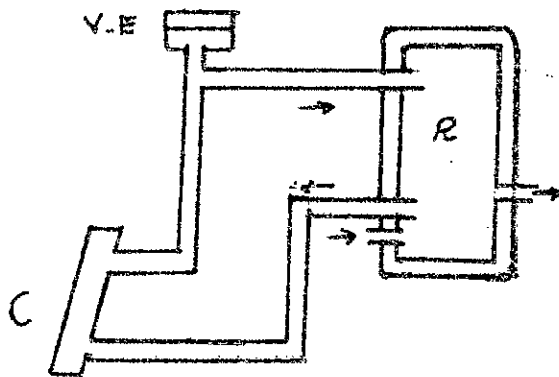
IV.4 - CHOIX DU MONTAGE

a- capteur en serie ou en parallele.

Le montage en serie entraine des pertes de charges dans le circuit plus importantes que dans le cas du montage en parallele. Pour un circuit thermosiphon ou lorsque les capteurs ont de fortes pertes de charges, le choix se portera sur le montage parallele.



b- Montage sans echangeur



V.E: vase d'expansion

C: capteur

R: reservoir.

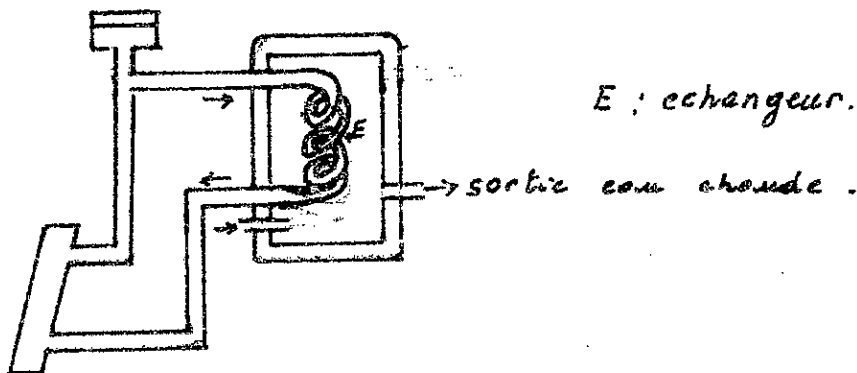
Il est évident, pour des raisons économiques, que le montage le plus simple doit être adopté. Ce montage est constitué par des capteurs et une cuve de stockage réunis par une double tuyauterie.

Pour que la circulation ait lieu par thermosiphon il est indispensable que les capteurs soient au plus bas sous le réservoir. Dans ces conditions, l'eau s'échauffant au niveau des capteurs remonte dans la cuve tandis que l'eau froide redescend vers les capteurs et ainsi s'établit une circulation par différence de densités.

Il faut inclure dans le montage un vase d'expansion pour permettre à l'eau de se dilater.

Ce montage présente l'avantage de coût d'installation réduits mais offre en contre-partie un certain nombre de risques importants ; entartrage, corrosion ...

c. montage avec échangeur.



Pour se prémunir contre les risques d'entartrage et de corrosion une solution consiste à utiliser un échangeur qui sépare le circuit en Deux: le circuit primaire et le circuit secondaire

le circuit primaire comporte:

- un capteur plan
- un échangeur s'il existe dans le réservoir.
- la tuyauterie de raccordement.
- le liquide caloporteur.

le circuit secondaire comporte:

- réservoir de stockage d'eau chaude
- un dispositif d'appoint (résistance électrique par ex)
- un dispositif de raccordement pour l'alimentation ou le soutirage de l'eau du réservoir.

d. circulation forcée:

lorsque le réservoir est sous le niveau des capteurs (capteur en toiture par ex.) où si la circulation naturelle du fluide est insuffisante, il est nécessaire d'utiliser une pompe de circulation.

e. Appoint énergétique:

pour compenser le déficit en hiver ou quand le soleil ne paraît pas, un chauffage complémentaire peut être prévu.

IV. 5 DIFFICULTES RENCONTRES :

a. étanchéité

L'absorbeur doit assurer une bonne étanchéité pour que le fluide caloporteur ne s'épande pas dans tout le capteur.

D'autre part le boîtier extérieur doit être étanche pour que l'humidité ne pénètre pas dans le capteur sinon l'isolation de la face arrière ne peut plus être assurée.

En effet certains matériaux comme les fibres minérales deviennent de bon conducteur thermique lorsqu'ils sont humides, l'humidité risque de se déposer sur la vitre sous forme de buée et diminuant ainsi les propriétés de cette vitre. Ainsi l'étanchéité est un problème essentiel qu'il faut étudier en concordance avec les problèmes dus à la température.

b. température :

Des dilatations ont lieu du fait de la température par exemple pour le verre, il faut que les joints sur le pourtour jouent leur rôle d'étanchéité tout en permettant des dilatations.

c. Entartrage :

Quand le fluide caloporteur est l'eau non

non traitée, il comporte des impuretés en suspension et des sels minéraux en solution qui par réaction chimique avec le matériau contenant le fluide peuvent se déposer et former avec le temps une couche obstruant le passage dans l'absorbeur.

d - corrosion:

Il peut y avoir une attaque du matériau contenant le fluide jusqu'à la création d'un orifice de part en part du tuyau, les principaux agents corrosifs contenus dans l'eau sont les molécules d'oxygène et les ions chlorures, les poches d'air (donc d'oxygène). La température joue un rôle: plus elle est élevée plus les réactions chimiques sont rapides et plus la corrosion devient préoccupante.

CHAPITRE V

ETUDE THEORIQUE

VI-1 BILAN THERMIQUE DU CAPTEUR ;

Le bilan énergétique par unité de surface du capteur s'écrit :

$$I_a = Q_u + Q_p + Q_s$$

I_a ; désigne le flux solaire absorbé à la surface de l'absorbeur.

Q_u ; puissance utile récupérée par le fluide caloporteur.

Q_p ; puissance perdue par conduction vers l'arrière du capteur et par convection et rayonnement vers la face avant du capteur.

Q_s ; puissance stockée sous forme de chaleur vive dans les différents éléments du capteur lorsque le régime thermique est variable.

Le rendement instantané de l'absorbeur s'écrit :

$$\eta_a = \frac{Q_u}{I_a} = 1 - \frac{Q_p + Q_s}{I_a}$$

Pour un capteur à inertie thermique négligeable (faible masse des composants, faible chaleur spécifique) ou dans le cas d'un régime

permanente ; $Q_s = 0$ et le rendement devient

$$\eta_a = 1 - \frac{Q_p}{I_a}$$

cette relation montre que dans la conception d'un capteur, on aura toujours intérêt à :

- Diminuer la puissance perdue Q_p
- augmenter la puissance absorbée I_a .

rendement optique du capteur :

il est défini par

$$\eta_0 = \frac{I_a}{I_c}$$

où I_c est le flux sur le plan du capteur.

diverses formules permettent de calculer η_0 , la formule classique de précision suffisante est :

$$\eta_0 = \alpha \cdot \tau^n$$

α : facteur d'absorption moyen de la surface absorbante (corps noir) pour l'ensemble du spectre solaire.

τ : transmission globale d'une des vitres pour l'ensemble du spectre solaire.

n : le nombre de vitres, supposées identiques.

Rendement global :

il est défini par :

$$\eta_g = \eta_a \cdot \eta_0$$

V.2. CALCUL DES PERTES DU CAPTEUR :

a. Pertes optiques :

elles sont données par la relation :

$$\Phi_0 = I_c - \eta_0 I_c = I_c (1 - \eta_0)$$

$$\Phi_0 = I_c (1 - \alpha \tau^n)$$

b. Pertes thermiques :

Elles se décomposent en deux parties :

- Pertes avant

- Pertes arrière.

nous ferons les calculs pour un capteur double vitrage, celui du simple vitrage se déduit facilement. Nous donnerons ici la méthode de Hottel

b. 1. Pertes avant: Q_{p_1}

- échanges entre l'absorbeur et le 1^{er} vitre :

on a échange par rayonnement :

$$q_1 = \frac{\sigma \cdot S (T_0^4 - T_{v_1}^4)}{\frac{1}{\epsilon_0} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad \text{où } S; \text{ surface d'échange}$$

T_0 et T_{v_1} : température de l'absorbeur et le 1^{er} vitre
 ϵ_0 et ϵ_v : émissivités de l'absorbeur et le vitre.

et par convection :

$$q'_1 = h_c (T_0 - T_{v_1}) \cdot S \quad \text{où } h_c; \text{ coefficient d'échange par convection.}$$

D'où le flux total échangé entre l'absorbeur et le 1^{er} vitre est :

$$q = q_1 + q'_1 = \frac{\sigma \cdot S (T_0^4 - T_{v_1}^4)}{\frac{1}{\epsilon_0} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} + h_c (T_0 - T_{v_1})$$

- échanges entre la 1^{re} et la 2^{de} vitre :

échange par rayonnement :

$$q_2 = \frac{\sigma (T_{v_2}^4 - T_{v_1}^4) S}{\frac{2}{\epsilon_v} - 1}$$

T_{v_2} : température de la 2^{de} vitre.

et par convection :

$$q'_2 = h'_c (T_{v_2} - T_{v_1}) S$$

h'_c : coefficient d'échange par convection entre les deux vitres.

D'où le flux total échangé est :

$$q = q_2 + q'_2 = \frac{\sigma (T_{v_2} - T_{v_1}) S}{\frac{2}{\epsilon_v} - 1} + h'_c (T_{v_2} - T_{v_1}) S$$

- échanges entre la 2^{de} vitre et l'extérieure :

par rayonnement :

$$q_3 = \epsilon_v \sigma S (T_{v_2}^4 - T_{ex}^4)$$

T_{ex} : température extérieure.

par convection :

$$q'_3 = h_f (T_{v_2} - T_{ex}) S$$

h_f : coeff. d'échange entre la 2^{de} vitre et l'extérieure.

D'où l'échange totale est :

$$q = \epsilon_v \sigma S (T_{v_2}^4 - T_{ex}^4) + h_f (T_{v_2} - T_{ex}) S.$$

Une formulation de Klein et Woertz donne

Les pertes avant en fonction des seules températures

T_o et T_e pour N vitres.

$$Q_{p_2} = \frac{(T_0 - T_{ex})S}{\frac{N \cdot c}{T_0} \left[\frac{(T_0 - T_{ex})}{(N+F)^{0,31}} \right] + 1/h_f} + \frac{\sigma (T_0^4 - T_{ex}^4)S}{\frac{1}{\epsilon_0 + 0,05N(1+\epsilon_0)} + \frac{3N+F-1}{\epsilon_v} - N}$$

avec $h_f = 5,7 + 9,8v$ en $W/m^2 \cdot C^\circ$

v : vitesse du vent en m/s

c : Facteur tenant compte de l'inclinaison du capteur.

$$c = 365,9 (1 - 0,00833i + 0,00012i^2)$$

i : angle d'inclinaison du capteur en degré.

f : Facteur tenant compte de l'effet du vent

$$f = (1 - 0,01h_f^2 + 0,0005h_f^2) (1 + 0,091N)$$

N : nombre de vitres.

Pour un simple vitrage la Formule devient:

$$Q_{p_1} = \frac{(T_0 - T_{ex})S}{\frac{c(T_0 - T_{ex})}{T_0 (1+f)^{0,31}} + 1/h_f} + \frac{\sigma (T_0^4 - T_{ex}^4)S}{\frac{1}{\epsilon_0 + 0,05(1+\epsilon_0)} + \frac{3+f-1}{\epsilon_v} - 1}$$

et pour un double vitrage

$$Q'_{p_1} = \frac{(T_0 - T_{ex})S}{\frac{2 \cdot c (T_0 - T_{ex})}{T_0 (2+f)^{0,31}} + 1/h_f} + \frac{\sigma (T_0^4 - T_{ex}^4)S}{\frac{1}{\epsilon_0 + 0,1(1+\epsilon_0)} + \frac{3+f-2}{\epsilon_v}}$$

b_2 : Pertes arrières;

ce sont des pertes par conduction.

$$Q_{p_2} = \frac{(T_0 - T_{ex}) \lambda \cdot S}{e}$$

e : épaisseur de l'isolant

λ : conductivité thermique de l'isolant

S : sur face d'isolation.

- c. equation simplifiée des pertes du capteur :

$$Q_p = Q_{p_1} + Q_{p_2} = K_1 (T_0 - T_{ex}) + K_2 (T_0 - T_{ex}) \\ = (K_1 + K_2) (T_0 - T_{ex}) = K (T_0 - T_{ex})$$

$T_0 = T_m$ = température moyenne de l'absorbeur

T_m n'existe pas physiquement mais représente une zone de température autour de T_s et T_e dont la valeur la plus probable est $t_m = \frac{T_s + T_e}{2}$

K : conductance des pertes globale.

- d. equation caractéristique du capteur :

La quantité de chaleur transmise au fluide et aux composants pendant le temps dt est :

$$dm \cdot c_p (T_s - T_e) + (m c)_e dT = S \eta_0 I_c dt - K (T_0 - T_{ex}) dt$$

soit :

$$\underbrace{m c_p (T_s - T_e)}_{\substack{\downarrow \\ \text{puissance utile} \\ \text{recueillie par} \\ \text{le fluide}}} + \underbrace{(m c)_e \frac{dT}{dt}}_{\substack{\downarrow \\ \text{puissance} \\ \text{recueillie} \\ \text{par les composants}}} = \underbrace{S \eta_0 I_c}_{\substack{\downarrow \\ \text{puissance solaire} \\ \text{absorbée}}} - \underbrace{K (T_0 - T_{ex})}_{\substack{\downarrow \\ \text{puissance} \\ \text{perdue}}}$$

$T(t)$ et $T(t)_{ex}$ représentent les températures de l'absorbeur et extérieure.

T_s et T_e : température de sortie ^{et d'entrée} du fluide dans le capteur

$(m c)_e$: inertie thermique des composants du capteur supposés à la température identique

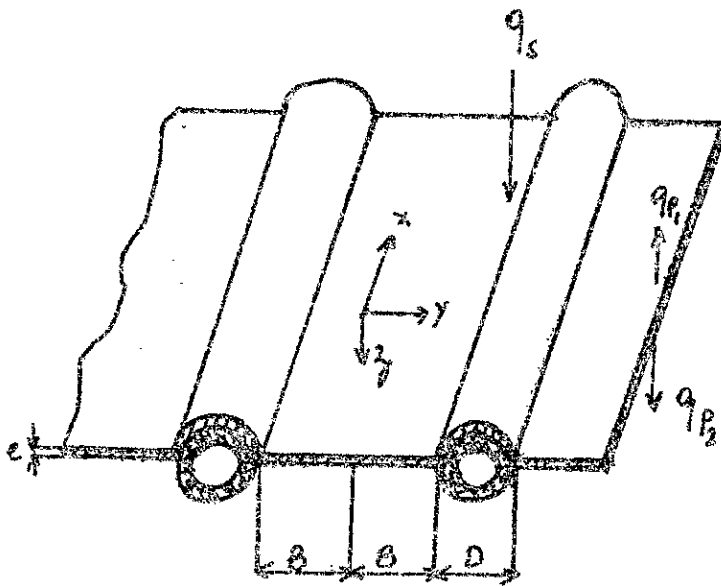
en régime permanent $\frac{dT}{dt} = 0$.

L'équation devient alors :

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_s - T_e) = S \eta_0 I_c - S K (T - T_{ex})$$

V.3: ETUDE THERMIQUE DE L'ABSORBEUR:

Le but de cette étude thermique étant de voir l'influence qu'a la construction de l'absorbeur sur le transfert de chaleur de ce dernier vers le fluide.



L'étude sera faite indépendamment pour l'ailette $0 < y < B$ et pour la partie de l'absorbeur en contact avec le fluide caloporteur $B < y < B+D$ soit q_s le flux solaire absorbé à la surface de l'absorbeur (identique à I_a)

q_{p1} et q_{p2} : Les pertes vers l'avant et l'arrière de l'absorbeur.

Le gain net de puissance par unité de surface sera :

$$q = q_s - q_{p_1} - q_{p_2}$$

a. pour $0 < y < B$

L'équation caractéristique de la conduction pour un régime permanent est :

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0$$

λ : conductivité thermique de l'absorbteur.

$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$, en effet l'expérience montre que

$\frac{\partial T}{\partial x}$ est faible dans l'absorbteur

L'équation devient :

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0$$

en intégrant cette équation par rapport à z entre 0 et e (on néglige les pertes latérales)

$$\lambda \int_0^e \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dz + \lambda \int_0^e \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} dz = 0$$

$$e \lambda \frac{d^2 T}{dy^2} + \lambda \left[\frac{\partial T}{\partial z} \right]_{z=e} - \lambda \left[\frac{\partial T}{\partial z} \right]_{z=0} = 0$$

soit $e \lambda \frac{d^2 T}{dy^2} + q_s - q_{p_1} - q_{p_2} = 0$

T étant la température moyenne dans l'épaisseur de l'absorbteur.

$$q_p = q_{p_1} + q_{p_2} = K (T_m - T_{ex})$$

L'équation devient :

$$\frac{d^2 T}{dy^2} - \frac{K}{e \lambda} (T_m - T_{ex}) + \frac{q_s}{e \lambda} = 0$$

qui admet la solution:

$$T = A_1 e^{cy} + A_2 e^{-cy} + \frac{q_s}{K} + T_{ex}$$

$$\text{avec } c = \sqrt{\frac{K}{e\lambda}}$$

Les conditions aux limites sont:

$$\left(\frac{dT}{dy}\right)_{y=0} = 0$$

et $(T)_{y=b} = T_b$: température à la base de l'ailette.

ce qui permet de calculer A_1 et A_2

$$T = T_b \frac{\text{ch}cy}{\text{ch}cB} + \left(T_{ex} + \frac{q_s}{K}\right) \left(1 - \frac{\text{ch}cy}{\text{ch}cB}\right)$$

cette expression permet le calcul du flux de chaleur à la base de l'ailette par unité de longueur dans le sens des x :

$$q_a = -Ke \left(\frac{dT}{dy}\right)_{y=B} = \frac{q_s - K(T_b - T_{ex})}{\sqrt{\frac{K}{e\lambda}}} \text{th}\left(\sqrt{\frac{K}{e\lambda}} \cdot B\right)$$

en introduisant l'efficacité de l'ailette:

$$\varepsilon = \frac{\text{Flux réel à la base de l'ailette}}{\text{Flux d'une ailette hypothétique ayant une Température } T \text{ en tout point}}$$

$$\varepsilon = \frac{\left[q_s - K(T_b - T_{ex})\right] \frac{\text{th}\sqrt{\frac{K}{e\lambda}} \cdot B}{\sqrt{\frac{K}{e\lambda}}}}{\left[q_s - K(T_b - T_{ex})\right] \cdot B}$$

$$\text{Soit } \varepsilon = \frac{\text{th}\sqrt{\frac{K}{e\lambda}} \cdot B}{\sqrt{\frac{K}{e\lambda}} \cdot B}$$

Pour un matériaux donné, ε ne dépend que des dimensions de l'ailette.

d'où $q_a = [q_s - K(T_b - T_{ex})] B \cdot E$.

Le gain d'énergie par unité de longueur du tube est :

$$q_t = [q_s - K(T_b - T_{ex})] D \quad (1)$$

en considérant que sa température est égale à la température de la base de l'ailette.

Divisons l'absorbteur en parties égales, chacune se composant d'un tube de largeur D , et ^{de} deux ailettes de largeur B , placées de part et d'autre du tube. Le gain thermique pour chaque élément (tube + ailette) et par unité de longueur sera :

$$q_u = q_t + 2q_a = [q_s - K(T_b - T_{ex})] (D + 2BE).$$

cette énergie q_u sera transférée au fluide caloporteur.

Si R_{af} est la résistance thermique entre l'absorbteur et le fluide par unité de longueur selon x , on aura :

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{R_{af}} \quad (2) \quad \text{où } R_{af} = R_t + R_b + R_f$$

R_t : résistance thermique du tube

R_b : résistance de contact entre la base de l'ailette et le tube

R_f : résistance due au contact fluide - solide

$$R_f = \frac{1}{\pi D h_i}$$

h_i : coefficient d'échange par convection

D : diamètre du tube.

Des equations (1) et (2) on peut eliminer T_b
 et ecrire q_u en fonction de T_f , T_{ex} et q_s

$$q_u = [q_s - K (T_f - T_{ex})] (D+2B) F' \quad (3)$$

avec T_f : temperature du fluide

et
$$F' = \frac{1/K}{(D+2B) \left[\frac{1}{K} \cdot (D+2BE) + \frac{1}{Ra_f} \right]}$$

L'equation (3) donne la puissance transferee au fluide dans la section x de l'absorbeur; q_u et T_f sont en fait fonction de x

$$q_u(x) = (q_s - K [T_f(x) - T_{ex}]) (D+2B) F'$$

et par la loi de conservation de l'energie

$$q_u(x) dx = \dot{m} c_p [T_f(x+dx) - T_f(x)]$$

\dot{m} = debit massique du fluide caloporteur

c_p = chaleur specifique du fluide

on a donc

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f}{dx} = (q_s - K [T_f(x) - T_{ex}]) (D+2B) F'$$

$$\frac{dT_f}{T_f(x) - T_{ex} - q_s/K} = - \frac{K (D+2B) F'}{\dot{m} c_p} dx$$

en integrant le long de l'absorbeur de $x=0$ à $x=L$

$$\frac{T_f(L) - T_{ex} - q_s/K}{T_f(0) - T_{ex} - q_s/K} = \exp - \left(\frac{K (D+2B) L F'}{\dot{m} c_p} \right) \quad (4)$$

$T_f(0) = T_e =$ température d'entrée du fluide.

$T_f(L) = T_s =$ " de sortie " " " .

soit G le débit massique par unité de surface du capteur :

$$G = \frac{\dot{m}}{(D+2B)L}$$

La puissance reçue par unité de surface du capteur sera :

$$Q_u = G \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)$$

D'où en utilisant (4)

$$Q_u = \frac{G \cdot c_p}{K} \left[1 - \exp\left(-\frac{KF'}{G \cdot c_p}\right) \right] \left[q_s - K(T_e - T_s) \right]$$

et en introduisant un coefficient F_R

$$F_R = \frac{G \cdot c_p}{K} \left[1 - \exp\left(-\frac{KF'}{G \cdot c_p}\right) \right]$$

on peut écrire :

$$Q_u = F_R \left[q_s - K(T_e - T_s) \right].$$

si $F_R = 1$ on a un absorbeur idéal.

Cette étude nous montre que pour augmenter la chaleur transférée vers le fluide nous devons tenir compte de l'espace entre les tubes, de leurs diamètres de la façon dont on doit opérer en ce qui concerne la liaison tube-plaque, et bien entendu sur le choix des matériaux.

Les hypothèses qu'on a faites en considérant le calcul pour un régime permanent est justifié par le fait que les pertes dues à l'inertie pendant les périodes de fonctionnement et qui sont dues aux fluctuations du flux solaire sont généralement négligeables.

Ces pertes ne sont importantes que lorsque le capteur fonctionne en permanence au voisinage du seuil

V-4: RAYONNEMENT DE SEUIL:

a- rayonnement de seuil dynamique:

on l'utilise pour déterminer l'énergie disponible un jour donné, car en dessous de cette valeur le capteur ne fonctionne plus à une température de consigne T_0 pour un débit \dot{m}_0 fixé.

En effet, lorsque le fluide circule, si l'ensoleillement cesse petit à petit le débit s'annule. Si on veut continuer à maintenir une température de sortie constante, on l'obtiendra pour un rayonnement

$$I_c(T_s) = \frac{K}{\eta_0} (T_m - T_{ex})$$

en utilisant la relation $Q_u = \dot{m}_0 c_p (T_s - T_0) = 5 \eta_0 K - 5K(T_0 - T_0)$
avec $Q_u = 0$ d'où la relation précédente.

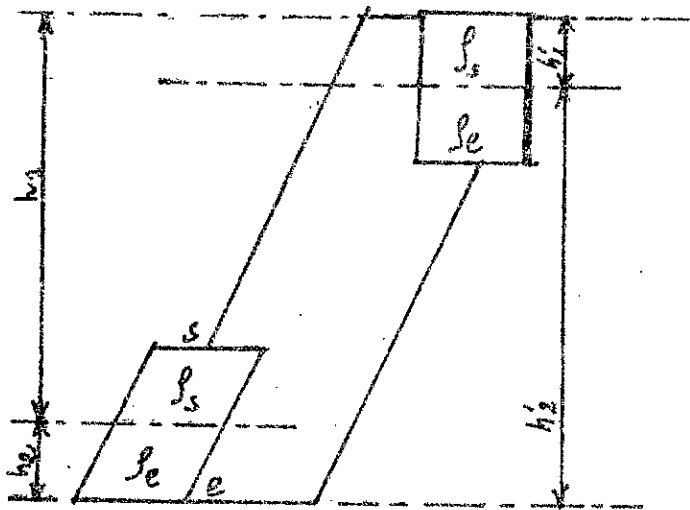
b. rayonnement de seuil en régime statique :
On l'utilise en période d'été pour savoir et avec un rayonnement I_{max} , quelle sera la température t_{max} atteinte (durabilité et sécurité de l'installation).

Pour une certaine valeur du rayonnement incident I_c , le débit s'annule du fait que le régime devient statique c'est à dire que l'absorbé se met à la température uniforme $T_s = T_m$; il y a équilibre entre pertes et rayonnements incidents

$$I_c (T_s) = \frac{K}{\eta_0} (T_s - T_{\text{ext}})$$

II.5. PRINCIPE DU THERMOSIPHON :

Le thermosiphon est l'application directe des lois de la convection libre. A l'origine, la masse du fluide est au repos; la transmission de chaleur se fait par conductibilité simple, l'agitation thermique qui en résulte entraîne une dilatation des molécules qui deviennent donc moins dense, des courants intenses prennent naissance et assurent le transport de calories. La pression hydrostatique H résulte de la différence des masses volumiques entre la colonne chaude et la colonne froide.



$$H = h_2 \rho_e + h_1 \rho_s - h_1 \rho_s - h_2 \rho_e$$

Les indices e et s désignent l'entrée et la sortie de l'isolateur.

$$H = \rho_e (h_2 - h_2) - \rho_s (h_1 - h_1)$$

en supposant $h_2 - h_2 \approx h_1 - h_1 = h$

$$\text{d'où } H = h (\rho_e - \rho_s)$$

h est la dénivellation entre le milieu du capteur et celui du réservoir.

V.6 ETUDE DES PERTES DE CHARGE

Les pertes de charges sont de deux types :

a - Pertes de charges linéaires :

elles sont données par la relation

$$\Delta P_L = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

pour une circulation par thermosiphon :

$$\Delta P_L = \frac{\lambda l_e}{d} \rho_e \frac{v_e^2}{2} + \frac{\lambda l_s}{d} \rho_s \frac{v_s^2}{2}$$

V_e et V_s vitesse du fluide froid et chaud sont données par la relation de continuité :

$$f.S.v = \text{cte.}$$

d : diamètre de la tuyauterie.

l_e et l_s : longueur des colonnes de fluide froid et chaud

λ : facteur de perte de charge ^{linéique} dépendant du type d'écoulement.

b. pertes singulières.

Elles sont de la forme

$$\Delta P_s = \xi \cdot f \cdot \frac{v^2}{2}$$

pour une circulation par thermo siphon

$$\Delta P_s = \sum \xi_{ei} l_e \frac{V_e^2}{2} + \sum \xi_{si} l_s \frac{V_s^2}{2}$$

avec ξ : coefficient de perte de charge locale.

pour qu'il y ait circulation dans le cas du thermo-siphon il faut que :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_s \leq H \cdot \rho$$

dans le cas d'un régime à circulation forcée il faut que

$$\Delta P \leq H_m \cdot \rho$$

avec H_m : hauteur manométrique de la pompe.

c. calcul des diamètres et choix de la pompe.

Le diamètre de la tuyauterie qui permettra une circulation par thermo-siphon devra tenir

compte de ces pertes de charge (voir paragraphe II-7.b).

dans le cas d'une circulation forcée, la puissance de la pompe nécessaire à la circulation est selon DESAUTEL :

$$P = \frac{10 \cdot q \cdot \Delta P}{\eta}$$

q : débit massique du fluide.

η : rendement de la pompe.

V.7. DIMENSIONNEMENT DU CAPTEUR.

a. surface de captation.

la détermination de la surface de captation nécessite la connaissance des besoins énergétiques et l'ensoleillement du lieu. Elle est donnée par la relation :

$$S = \frac{\text{Besoin (en Wh)}}{Q \text{ (en Wh/m}^2\text{)}}$$

Le Besoin $B = m \cdot c_p \cdot \Delta T$

m : masse de fluide à chauffer

ΔT : écart de température désiré

Q : ensoleillement énergétique du lieu.

Le rapport entre le volume de stockage et la surface de captation est généralement fixé à 100 l/m^2 .

b. calcul des diamètres

b-1. Pour une circulation par thermo-siphon

Après avoir adopté un diamètre, il est nécessaire de connaître la longueur des colonnes d'eau froide

et chaude, et, en choisissant une variation de température ΔT ($\Delta T = T_s - T_e$) qu'on desire avoir, nous pourrions ainsi calculer la pression hydrostatique qui nous permettra de trouver ainsi les vitesses V_e et V_s du fluide d'après la méthode suivante:

$$\text{Pression} = \frac{\text{Puissance}}{S \cdot \eta}$$

$$H \cdot \rho \cdot (\rho_e - \rho_s) = \frac{\dot{m} c_p \Delta T}{\rho_m \cdot g}$$

avec $\rho_m = \frac{\rho_e + \rho_s}{2}$ \dot{m} = débit massique

$$\text{D'où } \dot{m} = H \cdot \rho \cdot \frac{\rho_m (\rho_e - \rho_s)}{c_p \cdot \Delta T}$$

connaissant S et ρ on peut trouver V_e et V_s par l'intermédiaire de la relation de continuité

$$\rho \cdot S \cdot v = \text{cte.}$$

connaissant le diamètre et les vitesses nous pourrions ainsi utiliser des abaques pour déterminer ces pertes, et, ainsi on pourra vérifier notre installation.

b-2. Pour une circulation forcée:

connaissant le diamètre, le débit, et la longueur des conduites nous pourrions calculer les pertes de charges et déterminer ainsi la puissance de la pompe de circulation d'après la relation qu'on a déjà vue

$$P = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta}$$

c. Rendement du capteur:

$$\eta = \frac{\text{energie utile recueillie par le capteur}}{\text{Flux solaire incident sur le capteur}}$$

$$\eta = \frac{Q_u}{I_c}$$

$$Q_u = \eta_0 I_c - K (T_m - T_{ex})$$

$$\text{D'où } \eta = \eta_0 - \frac{K}{I_c} (T_m - T_{ex})$$

où en utilisant la 2^e equation de Q_u plus generale:

$$Q_u = F_R [q_s - K (T_e - T_{ex})]$$

$$\text{soit } \eta = F_R \left[\frac{q_s}{I_c} - \frac{K}{I_c} (T_e - T_{ex}) \right]$$

on voit d'apres cette relation que la temperature d'entree du fluide est tres importante.

d. CALCUL DE COEFFICIENTS

- determination du coefficient K.

$$K = K_1 + K_2$$

calcul de K_1 :

$$Q_{P_2} = K_2 (T_m - T_{ex})$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2}}$$

e_1 : epaisseur de l'isolant tapissant le fond du boitier; $e_2 = 5 \text{ cm} = 0,05 \text{ m}$

$\lambda_1 = 0,031 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ pour le polystyrène

$e_2 = \text{épaisseur du bois du boîtier}$ $e_2 = 1,5 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$

$\lambda_2 = 0,33 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ pour le bois

ce qui donne

$$K_2 = \frac{1}{\frac{0,05}{0,031} + \frac{0,015}{0,33}} = 0,6$$

$$K_2 = 0,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

- calcul de K_1

d'après la formulation de Klein et Woertz

$$Q_p = \frac{(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{N \left(\frac{c}{T_{\text{int}}} \right) \left[\frac{(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{(N+p)^{0,31}} + \frac{1}{h_p} \right]} + \frac{\sigma (T_{\text{int}}^4 - T_{\text{ext}}^4)}{\frac{1}{\epsilon_0 + 0,05N(1+\epsilon_0)} + \frac{2N+p-1}{\epsilon_v} - N}$$
$$= K_1 (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

D'où

$$K_1 = \frac{1}{\frac{N \cdot c}{T_{\text{int}}} \left[\frac{(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{(N+p)^{0,31}} + \frac{1}{h_p} \right]} + \frac{\sigma (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) (T_{\text{int}}^2 + T_{\text{ext}}^2)}{\frac{1}{\epsilon_0 + 0,05N(1+\epsilon_0)} + \frac{2N+p-1}{\epsilon_v} - N}$$

pour $T_{\text{int}} = 321^\circ\text{K}$ et $\alpha = 45^\circ$, $T_{\text{ext}} = 280^\circ\text{K}$

$\epsilon_0 = 0,95$ et $\epsilon_v = 0,93$, $v = 5 \text{ m/s}$

on trouve pour le simple vitrage $K_1 = 9,83 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

" " double " $K_2 = 3,73 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

soit : $K = 9,83 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ pour simple vitrage.

$K = 4,33 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ " double vitrage.

ceci montre que la résistance thermique R (W/K) d'un double vitrage est supérieure à celle d'un capteur simple vitrage ce qui est conforme à nos prévisions.

La Formule s'applique dans Les conditions
suivantes :

$$320^{\circ} \text{K} \leq T_{\text{max}} \leq 420 \text{K}$$

$$260^{\circ} \text{K} \leq T_{\text{ex}} \leq 310 \text{K}$$

$$0 \leq V \leq 10 \text{ m/s}$$

CHAPITRE VI

REALISATION PRATIQUE

La réalisation de ces deux capteurs a été faite selon la disponibilité des matériaux sur le marché, et selon leurs possibilités de fabrication.

VI.1 - Présentation du Capteur

a - La coque.

La fonction de la coque est de maintenir l'ensemble du capteur de façon rigide et d'assurer l'étanchéité

- matériaux possibles :

plastique : fibre de verre et résine. C'est une solution pas très chère et très sûre, pas besoin de matériels particuliers, mais beaucoup de soins.

bois : sa tenue dans le temps est discutable
la coque utilisée dans notre capteur, est faite en bois ; de dimension :

Longueur L : 1250 mm.

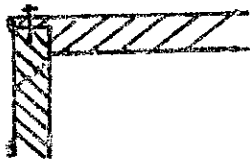
Largeur l : 1150 mm.

de hauteur $h = 120$ mm pour double vitrage

$h = 115$ mm pour simple vitrage

et d'épaisseur : 35 mm

b. montage du boîtier



L'assemblage s'effectue avec des clous.

b. Isolation thermique:

l'isolation devra être très bonne autour de la cellule de captation.

On peut caractériser un isolant par sa conductivité thermique qui est d'autant plus faible que le caractère isolant est meilleur.

- matériaux utilisés :

laine de verre : $\lambda = 0,057 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ à 50°C pour $\rho = 122 \text{ kg/m}^3$

polyurethane : $\lambda = 0,026 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ à 50°C pour $\rho = 39 \text{ kg/m}^3$

polystyrène expansé : $\lambda = 0,031 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ à 50°C pour $\rho = 36 \text{ kg/m}^3$

le liège : $\lambda = 0,042 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ pour $\rho = 95 \text{ kg/m}^3$

bois : $\lambda = 0,33 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

l'isolant idéal étant le vide.

la matière qu'on a utilisée étant du bois sur la partie latérale (forme aussi la coque).

Au niveau de la partie arrière on a utilisé

une couche de polystyrène de 50 mm d'épaisseur

ainsi que du contre plaqué de 10 mm d'épaisseur

le polystyrène est à déconseiller à cause de son effortement pour des températures supérieures à 80°C .

(voir notre capteur).

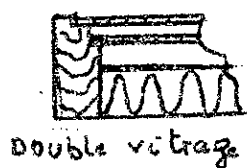
l'isolation de la partie avant se fait avec une couverture transparente qui permet aussi de réaliser un effet de serre.

Généralement le verre ordinaire est le plus utilisé, mais le plus blanc est préférable. Celui qui est vendu actuellement présente des reflets vert sur la tranche.

On peut aussi utiliser des films plastiques qui sont légers et peu chers, mais ils vieillissent sous l'action des ultra-violets; certains comme le polyéthylène sont transparents à l'I.R et ne réaliseront pas l'effet de serre.

La matière qu'on a utilisée étant du verre de dimension (1230×1130) mm qu'on a divisé en deux pour chaque capteur à cause de la faiblesse de l'épaisseur (3 mm), ce qui assure une relative solidité de ce vitrage pendant les périodes de vents.

. montage de vitreux.



Double vitrage



Simple vitrage.

Les vitres sont montées sur des filières se trouvant sur la coque et sur la traverse qui divise le capteur. Le mastic utilisé doit assurer une bonne étanchéité et devra permettre la dilatation du verre, le mastic utilisé étant à base de silicone. L'espace entre l'absorbeur et la vitre est de 30 mm, celui se trouvant entre les deux vitres étant de 25 mm.

c. L'absorbeur.

L'étude d'un capteur se base surtout sur le choix de sa surface absorbante et du circuit du fluide caloporteur.

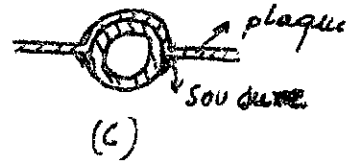
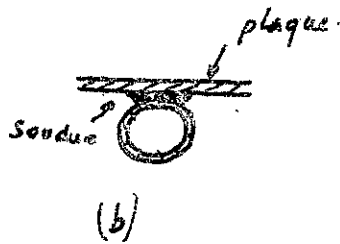
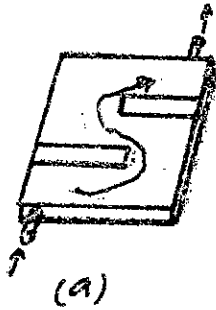
L'absorbeur doit avoir une bonne conductivité thermique, il peut être en cuivre (bon mais cher), en zinc, en Aluminium; ce dernier est à déconseiller à cause des phénomènes de corrosion qu'il crée; il peut être en acier doux, mais sa conductivité thermique est faible relativement au zinc, lequel plus léger et non oxydable présente un meilleur avantage.

La surface absorbante doit être recouverte d'une peinture noire mate et de faible épaisseur.

- circuit caloporteur:

Il a pour fonction de récupérer les calories obtenues par la plaque absorbante, et, donc il faut qu'il y ait

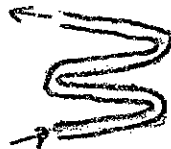
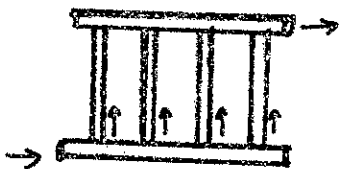
choix logique mais dont la réalisation est très délicate par conséquent coûteuse (fig a).
 une autre ^{solution} consiste à plaquer des Tubes contre la plaque en les soudant : solution moins bonne que la première mais plus réalisable (fig b et c).



- Tuyauterie :

dans une circulation par thermo-siphon l'eau chaude doit toujours monter vers le réservoir et l'eau froide redescendre vers l'isolateur si les pertes de charges sont trop importantes le thermosiphon ne s'amorçera pas.

Forme du circuit d'eau :



Tubes verticaux parallèles.
 bon mais coûteux

Tubes horizontaux
 moyen, non coûteux

il faut donner une pente pour les Tubes horizontaux vers les points hauts.

modele adopte;

Le modele adopte est celui de la figure (b) la matiere choisie etant du cuivre sauf pour le collecteur qui est en acier galvanise.

Dimensions:

plaque: $1000 \times 1000 \times 2$.

Les espaces entre les ondulations etant de 166 mm et de rayon interieur de 6 mm .

Tubes verticaux de dimension: $10/12$
pour le collecteur: $20/27$.

La fixation des tubes verticaux dans les loges de la plaque s'est faite avec des points de soudure à l'étain; le collecteur est soudé aux tubes verticaux avec de la brasure de ~~cuivre~~^{cuivre}.

Inconvenient:

il faut toujours éviter dans le circuit un assemblage de métaux différents (dans notre cas: collecteur en acier et Tubes verticaux en cuivre); ce qui peut provoquer une corrosion due à des réactions entre les deux métaux.

VI.3. EXPERIMENTATION;

Les deux capteurs ont été expérimentés sous de mêmes conditions pour pouvoir les comparer.

Une étude comparative devrait porter sur une longue période d'essai pour pouvoir porter un jugement. Mais vu le temps qu'il nous a été imparti, et le manque d'outils de travail, nos expériences ont été quelque peu compromises, mais cela ne nous a pas empêché de faire certaines expériences avec les moyens disponibles. Trois séries d'expériences ont été faites :

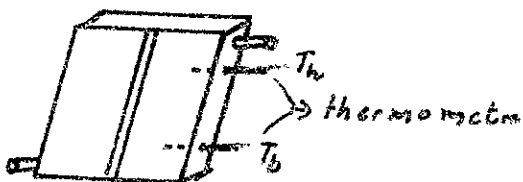
1. expérience sans circulation d'eau (à vide)
2. " " avec débit constant (régime forcé)
3. " " du thermosiphon (régime libre).

Les capteurs ont été exposés avec une inclinaison de 45° et vers une direction sud.

a. Instrumentation de mesure :

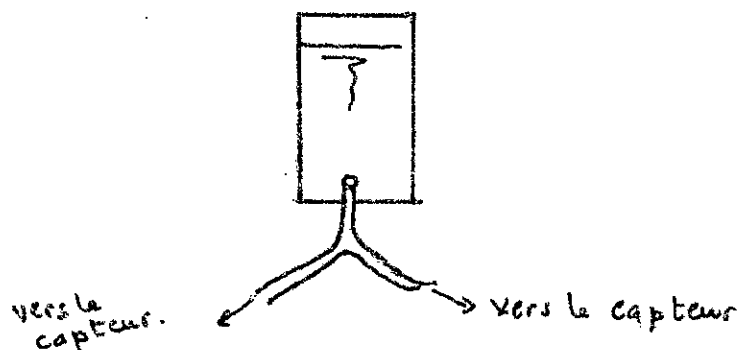
- 1^{er} essai :

Au cours de cette expérience on a incorporé deux thermomètres dans chaque capteur, entre l'absorbant et la vitre, l'un vers le bas et l'autre vers le haut. On a été amené à percer la partie latérale du capteur et aussi de bien isoler le trou.



2^e essai :

Pour la seconde expérience nous avons utilisé un réservoir d'eau avec qui l'on pouvait varier le débit en agissant sur la hauteur se trouvant dans le réservoir.

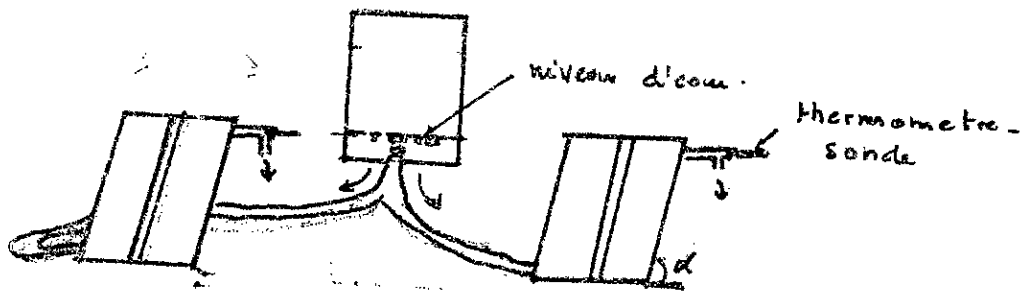


Les deux capteurs recevaient un débit de $0,15 \text{ l/s}$ chacun.

On a pris les températures de sortie avec des thermomètres-sondes placés sur les deux capteurs, la température d'entrée dans les capteurs a été prise également et elle est la même pour les deux capteurs.

3^e essai :

au cours de cet essai, nous avons pris une hauteur d'eau au même niveau que les deux capteurs pour éliminer toute circulation forcée. Les températures de sortie ont été prises également.



les capteurs sont inclinés d'un ^{angle} de 45°
par rapport à l'horizontal. (sol).
nous avons placé un T \bar{e} à la sortie des capteurs
pour pouvoir mettre le thermometre - sonde
et recueillir en même temps de l'eau.

relevé du 27.11.83.

Temps ensoleillé

essai à vide.

vitesse moyenne durant $\approx 6 \text{ m/s}$

T_h : température du haut en $^{\circ}\text{C}$

Simple vitrage | Double vitrage.

T_b : température
du bas en $^{\circ}\text{C}$

T_a : température
ambiante en $^{\circ}\text{C}$

Φ_{global} : rayonnement
global en J/cm^2

H	T_h	T_b	T_h	T_b	Φ_{global} en J/cm^2	T_a en $^{\circ}\text{C}$
10 ^h 50	84,5	66,5	120,4	88,5	0	19,5
11 ^h 20	89	66,8	111,5	92	79	19,5
11 ^h 50	93	72,5	121,5	106	170	20,5
12 ^h 20	91,5	75	120,5	104	258	21
12 ^h 50	94,5	72	123	108,5	348	21
13 ^h 20	98	80,5	128	111	443	22
13 ^h 50	96	78	127	110	545	21
14 ^h 20	77	61	106	92	612	20,5
14 ^h 50	70	53	95	84,5	674	20
15 ^h 20	53,5	40	77,5	65,5	699	20

Tableau N° 1

relevé du 28-11-83

essai à vide

Temps variable

vitesse du vent $\approx 2m/s$

H	S.V		D.V		σ_g	Ta
	T _n	T _b	T _n	T _b		
8 ^h	16,5	15	15,4	15	/	16,4
8 ^h 30	17,5	16	16,8	15,2	/	16,5
9 ^h 30	22,5	21	24	22	/	16,5
10 ^h	22,8	21,5	24,5	23	/	16,5
10 ^h 30	23,5	22,5	26,5	24	/	16,4
11 ^h	34	29	37	33	0	16,7
11 ^h 30	49	36	53	43	10	17,2
12 ^h	77	63	85	76	18	18
12 ^h 30	57	45,5	73,5	63	29	17,2
13 ^h	67	55	81,5	71	47	17,5
13 ^h 30	53	43,5	72	61	79	17
14 ^h	72	62	90	81	125	17,5
14 ^h 30	71	56,5	88	77	191	16,7
15 ^h	45,5	37	64,5	57	212	16,5
15 ^h 30	44	37	61	52	218	16,1
16 ^h	34	26	55	41	225	15,5
16 ^h 30	24	20	39,5	32	237	15,3
17 ^h	23	20	34	29	243	15,2

S.V: simple vitrage
D.V: Double "

Tableau n° 2

Temps variable

2^e essai avec Débit = 0,15 l/s

dans les capteurs

T_s: température de sortie du capteur

vitesse du vent ≈ 1,5 m/s

H	S.V		D.V		
	T _e	T _s	T _s	Φ _g	T _a
12 ^h 30	17,5	22	30	6	14
13 ^h 15	18,5	22,5	32	54	14,5
13 ^h 30	18	20	27	104	14
13 ^h 45	17,7	19	26	179	14

Tableau N°3

relevé du 1-12-83 : temps variable

2^e essai avec débit = 0,15 l/s

vitesse du vent ≈ 2 m/s.

H	S.V		D.V		
	T _e	T _s	T _s	Φ _g	T _a
9 ^h 30	15,5	16	16	0	15,5
9 ^h 45	11	18	18	33	16
10 ^h	11	16	16	42	15,5
10 ^h 15	15,8	16	17	54	11
10 ^h 30	16,5	18	18	76	11

Tableau N°4.

relevé du 1.12.83

Temps variable

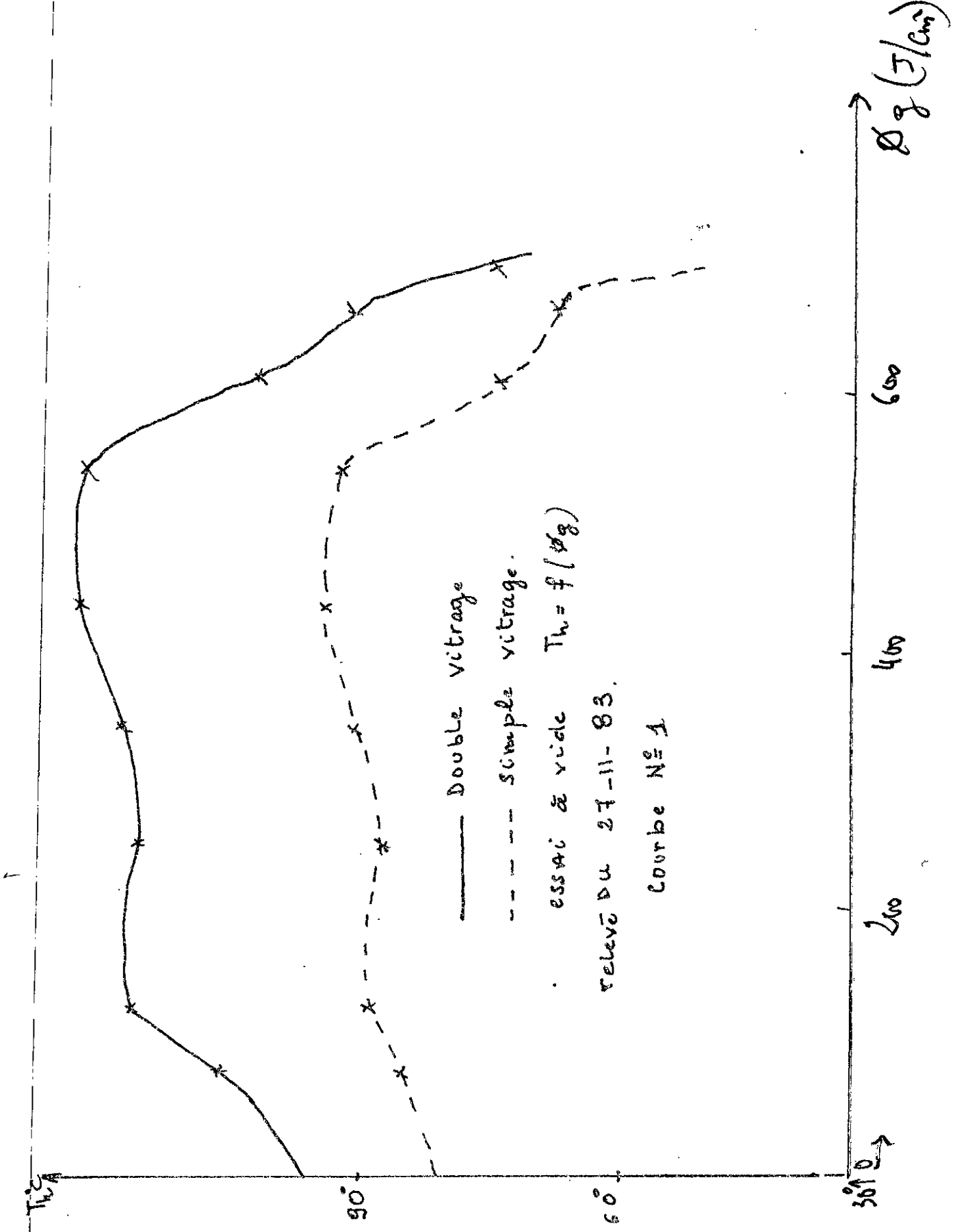
3^e essai

T_s: température de sortie

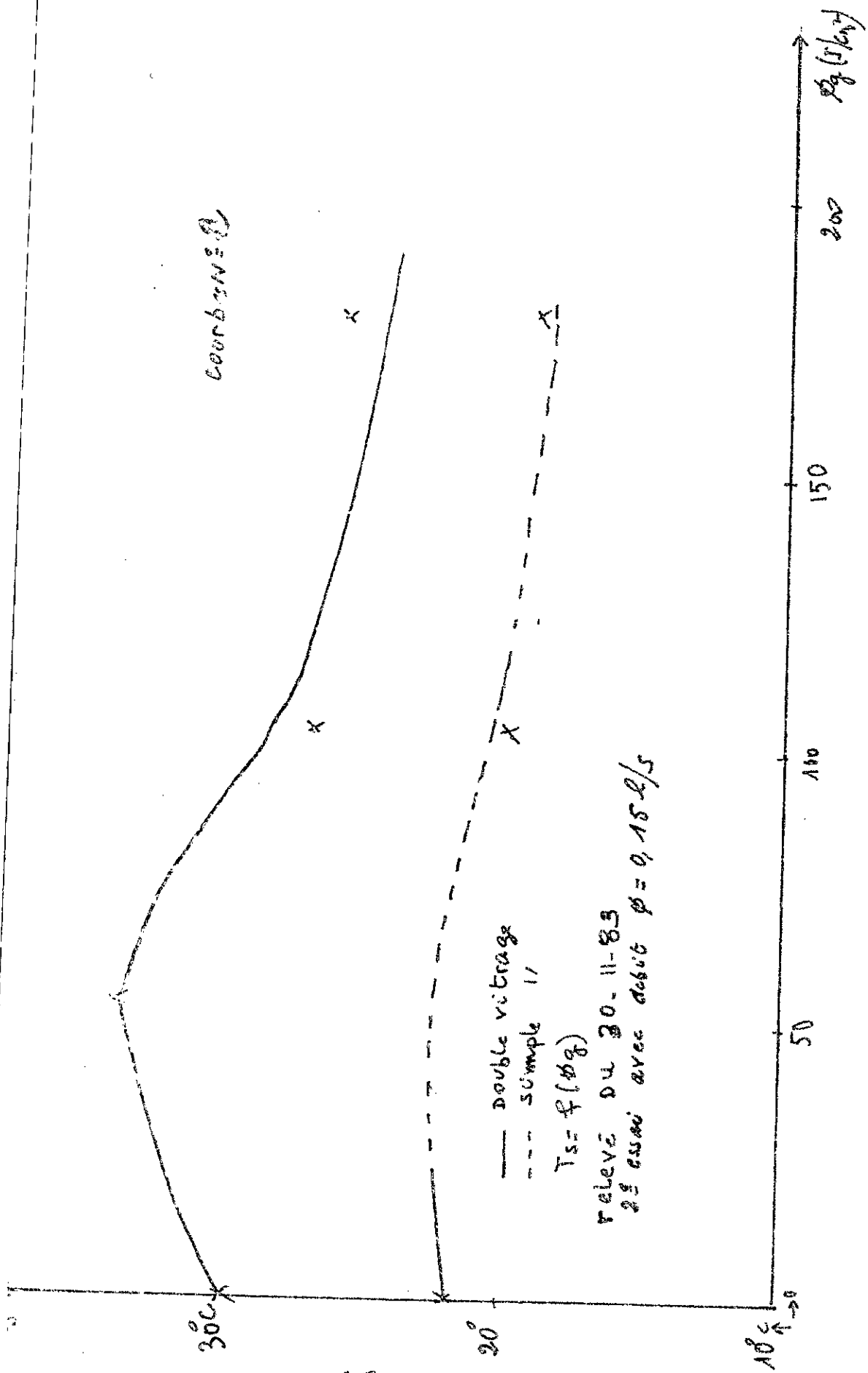
Des deux capteurs

H	S.V		D.V	
	T _s	T _a	T _s	φ _g
12 ^h 20	97	16,7	94	0
12 ^h 22	89	/	89	37
12 ^h 24	74	/	79	47
12 ^h 29	60	/	72	50
12 ^h 35	58	/	62	53
12 ^h 40	34	14,5	45	60

Tableau n° 5.



COORBASNE B



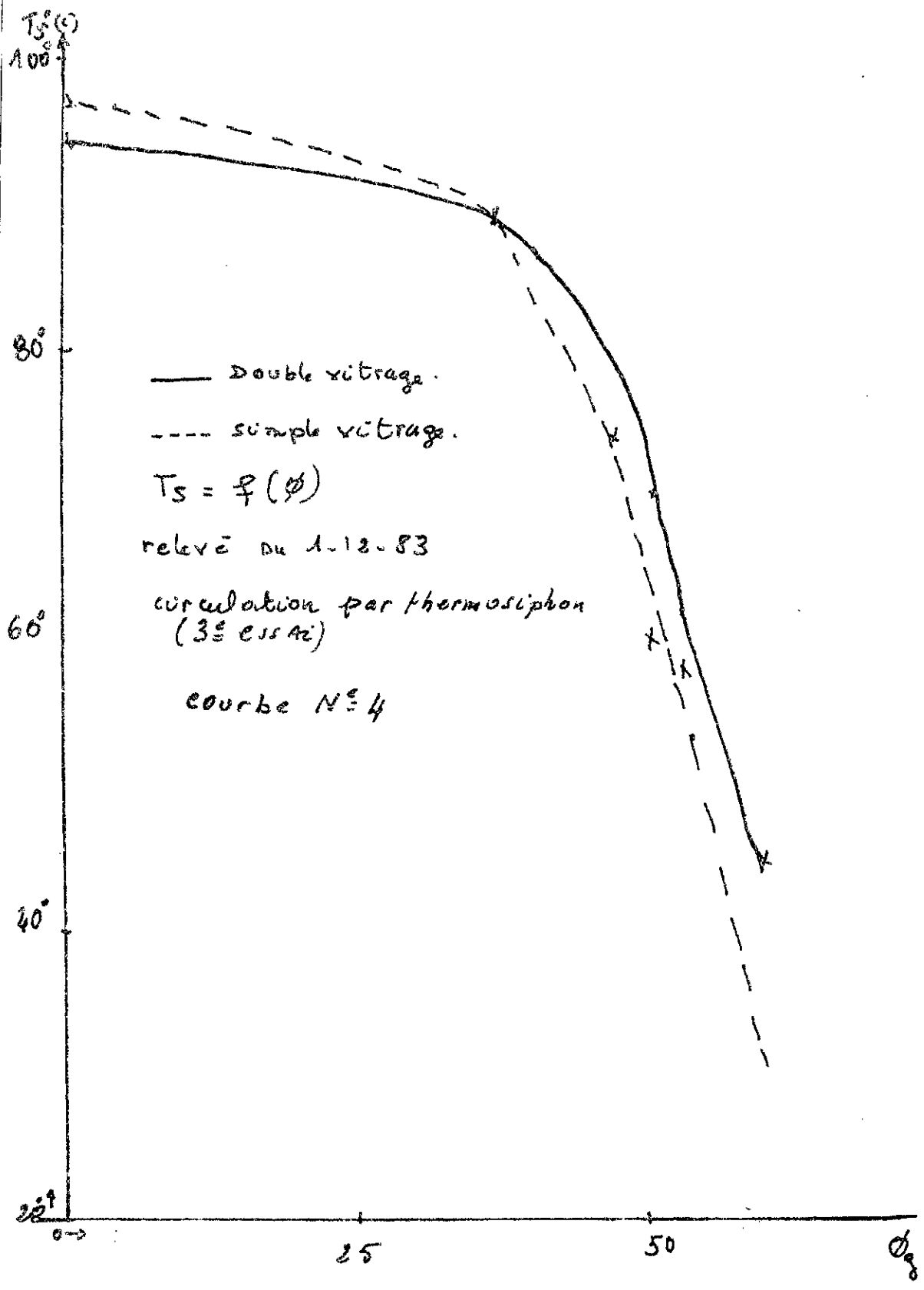
— double vitrage

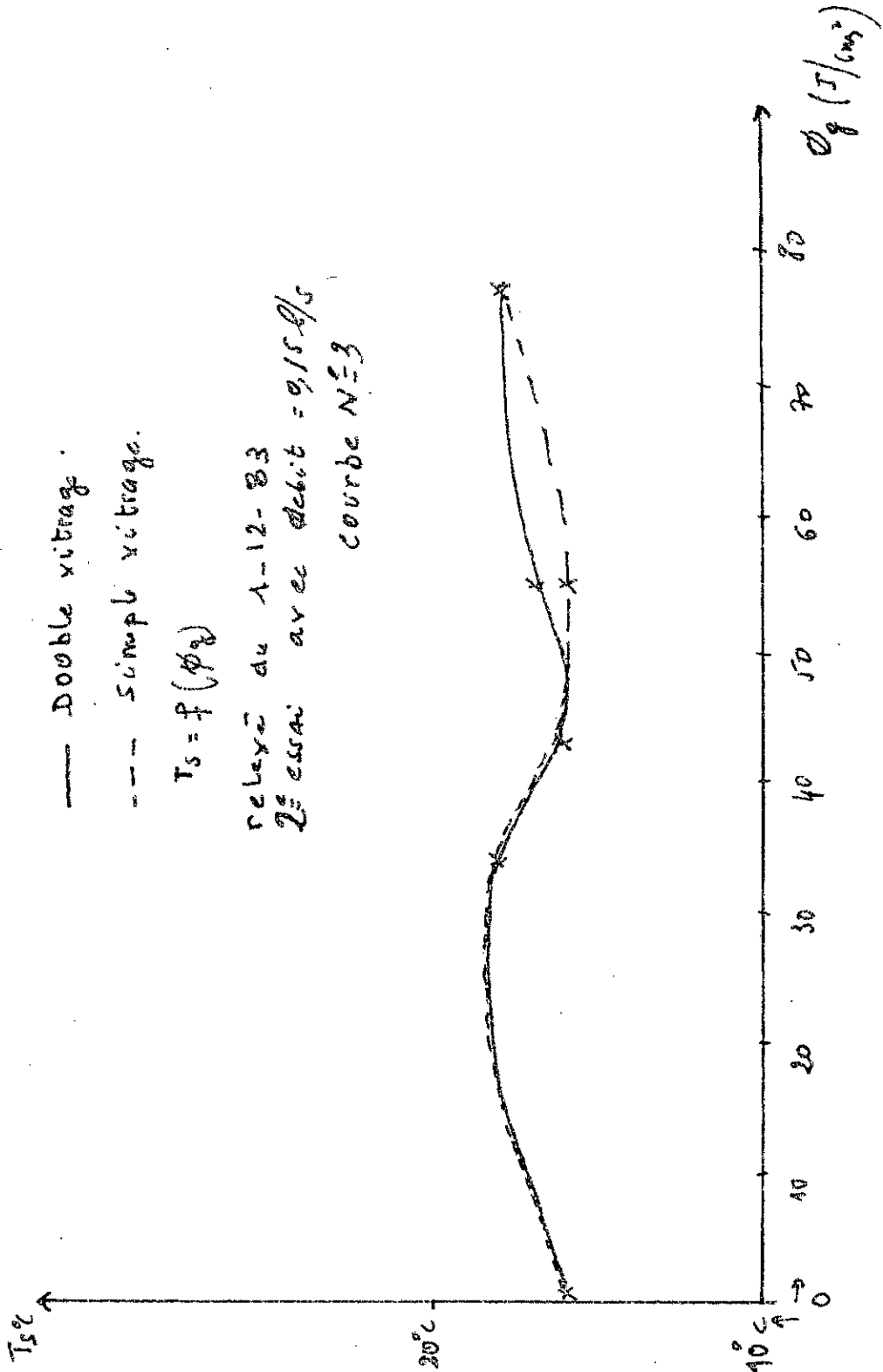
- - - simple vitrage

$T_s = f(x)$

RELEVÉ DU 30.11.83

2^e ESSAI avec débit $\phi = 0,15 \text{ l/s}$





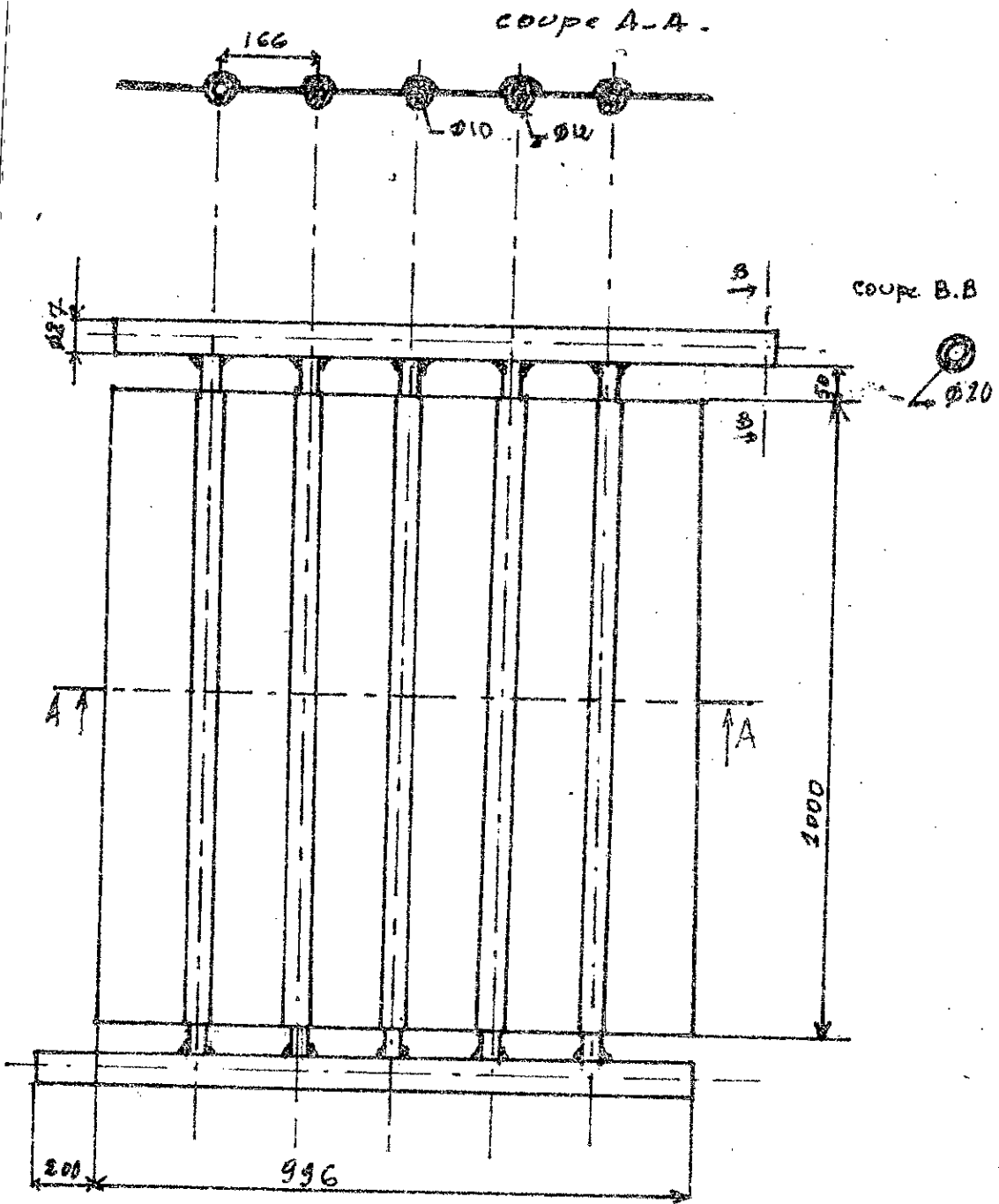
Observations :

d'après les courbes tracées, on peut conclure, que globalement un capteur double vitrage est plus performant que celui à simple vitrage et cela de par sa contribution à la diminution des pertes thermiques.

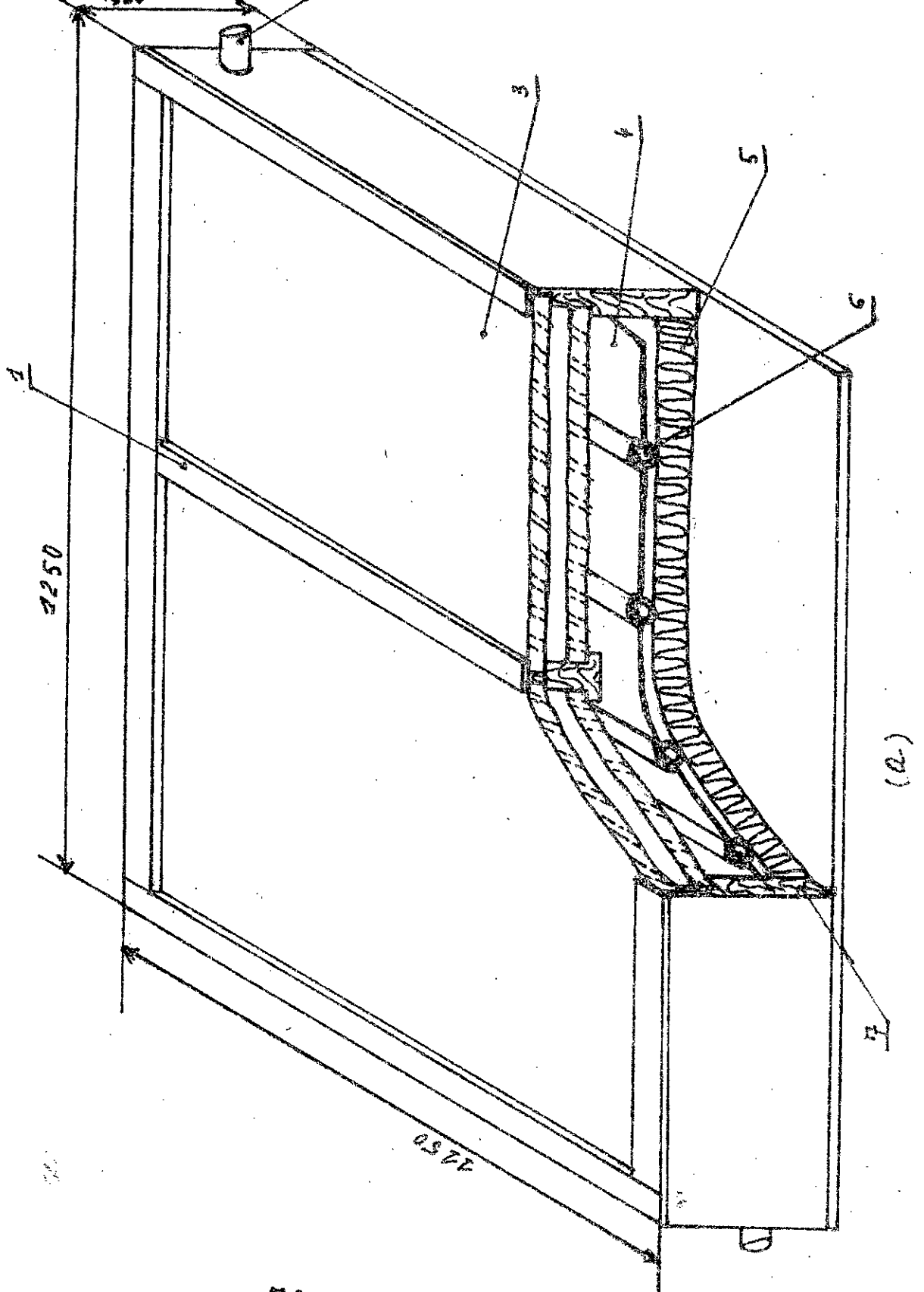
Sur une partie de la courbe N° 4 on remarque que la température de sortie du capteur simple vitrage est supérieure à celle d'un double vitrage cela est dû au fait qu'on a bloqué la circulation d'eau dans le capteur simple vitrage et qu'à ce moment là, il y avait une circulation dans celui du double vitrage.

Mais après avoir libéré la circulation dans le capteur simple vitrage il y'a eu changement de situation en faveur du double vitrage (2^e partie de la courbe).

Ceci confirme l'efficacité d'une deuxième vitre en ce qui concerne son influence sur les pertes thermiques.

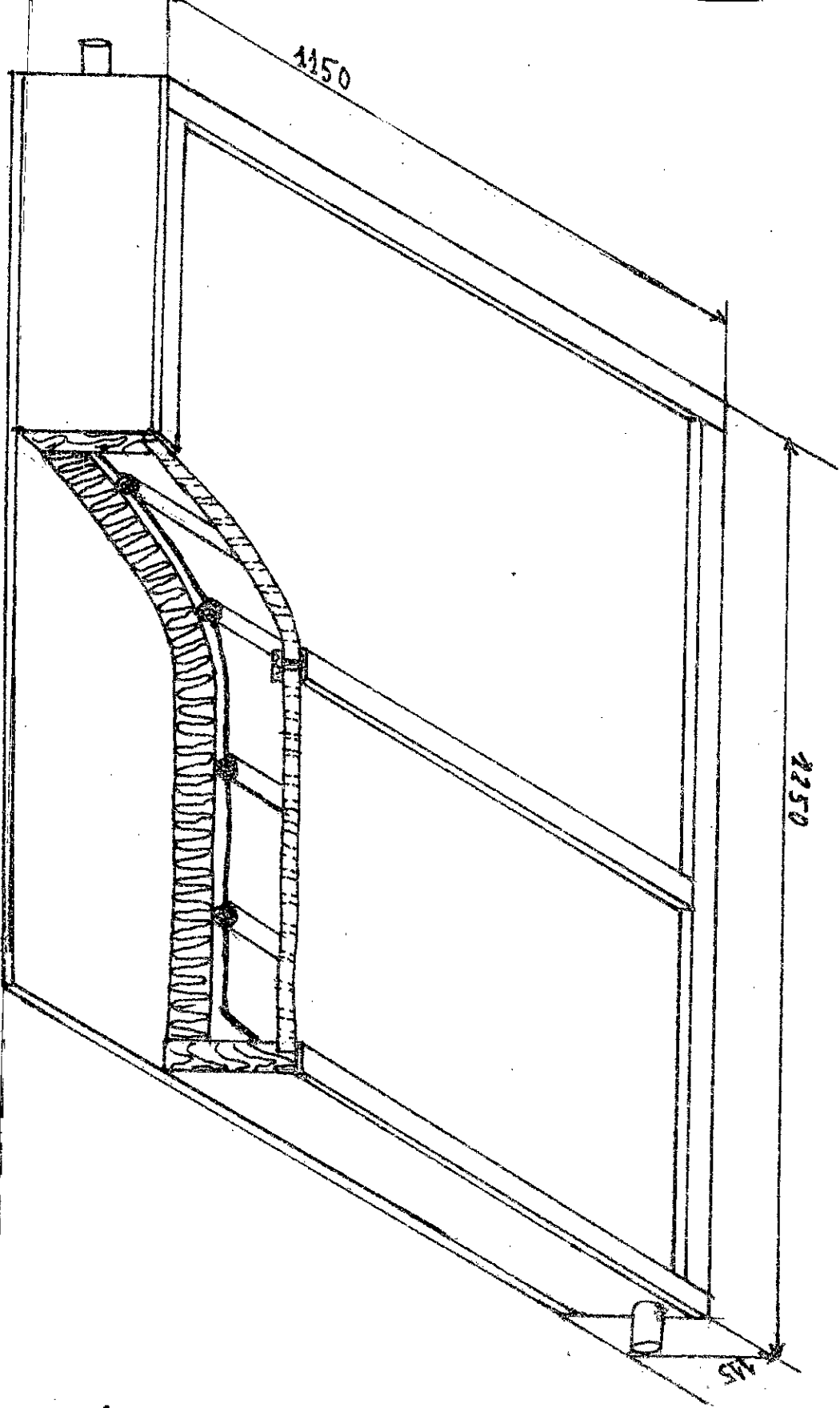


ABSORBEUR A TUBES
VERTICAUX.



(a.)

73-



NOMENCLATURE

1. baguette support en bois
2. collecteur en acier galvanisé
3. vitre
4. plaque en cuivre
5. Isolant en polystyrène
6. tuyau en cuivre
7. coque en bois

Coupe du capteur

- (a) Double du vitrage
- (b) simple vitrage.

ETUDE ECONOMIQUE

Pour connaître le gain financier qu'on peut avoir en utilisant un chauffage d'eau par énergie solaire par rapport à un chauffage traditionnel (fonctionnant au fuel, charbon, ...), nous devons connaître le coût des deux installations, ainsi que les coûts énergétiques nécessaires à leurs utilisations (appoint énergétique dans le cas d'un chauffage solaire).

Dans le cas où l'installation solaire s'avère plus chère, nous devons tenir compte du temps d'amortissement de cet appareil.

Connaissant tout ces paramètres nous pourrions ainsi déterminer le profit qu'on en retire d'une installation solaire en supposant que leur durée de vie est la même.

Prix estimatif des deux Capteurs

designation	Matiere	Quantité	Prix (D. A)
coque	bois	2	400,00
Isolation	polystyrène	2	30,00
vitre	verre (3mm)	3m ²	300,00
Joint d'étanchéité	Mastic au silicone	1 Tube	40,00
Tuyauterie	en cuivre :	11m	19800
Tuyauterie	en acier :	5m	11000
plaque	en cuivre	2m ²	30000
		Total	1378,00

main d'œuvre non évalué.
en ce qui concerne le soudage.

Conclusion:

A travers cette étude nous pouvons dire qu'une deuxième vitre s'avère bénéfique pour une diminution des pertes. Mais seul l'étude d'une installation solaire utilisant un capteur à simple et à double vitrage peut nous renseigner sur l'utilité d'une deuxième vitre, car le prix du capteur sera plus élevé. Pour conclure je dirai que le manque de temps et l'indisponibilité de matériaux ont quelque peu altéré les analyses qu'on souhaitait effectuer.

ANNEXE:

Des solutions existent actuellement en dehors du double vitrage qu'on a vu, pour pouvoir améliorer les performances d'un capteur. Parmi celle-ci nous avons:

a. les structures cellulaires en nids d'abeille

Ces structures s'appellent aussi cellules de Franco du nom de l'inventeur, elles ont des propriétés anti-convectives et anti-rayonnantes.

Ces cellules doivent couvrir l'absorbant sous forme d'une structure cylindrique ou prismatique qui améliorent l'absorption du rayonnement incident et limitent le rayonnement émis au seul angle solaire de par cellule.



L'amélioration de l'absorptivité est généralement faible ^{mais} la diminution de la contribution de rayonnement au coefficient des pertes K peut être appréciable. Cette structure diminue les pertes par convection et rayonnement par le fait que les parois de ces cellules vont absorber ce flux et le ramener par conduction vers l'absorbant.

ETUDE et choix des matériaux constituant la cellule :

Les matériaux de choix pour la réalisation de structures cellulaires doit répondre à un certain nombre de critères :

- résister à la température maximum de fonctionnement
- être absorbant pour le I.R. rayonnées par la base
- être aussi bon isolant thermique que possible.
- être transparent dans le domaine $\Delta\lambda$ du spectre solaire.

Les matériaux possibles sont :

- Tube en verre.

Cependant sa réalisation présente des difficultés technologiques.

- le polyteraphthalate d'éthylène commercialisé sous le nom de Terphane, est de ceux qui conviennent le mieux car sa transparence dans le visible est élevée, et il absorbe notablement le rayonnement I.R.

une expérience faite par Perrot a donné pour une température de sortie de fluide à 80°C et pour un flux incident de 1000 W/m^2 , un rendement de 55% avec un capteur sans cellule, alors que avec des cellules hexagonales le capteur a atteint un rendement de 65% soit une augmentation de 20%.

-b- Surfaces selectives :

Cette solution consiste à traiter la surface de l'absorbeur avec des peintures spéciales qui donne un coefficient d'absorption très élevé et très faiblement émissif dans l'I.R.

L'avantage des surfaces selectives sur le double vitrage est dû au fait que ces surfaces diminuent K sans pour autant diminuer η_0 , et aussi n'affectent pas la masse du capteur et donc son inertie thermique. Il faut cependant noter que la tenue dans le temps de ces surfaces est encore mal connue.

BIBLIOGRAPHIE

- Initiation aux transferts Thermiques par J. F. SACAUURA
- L'énergie solaire dans le bâtiment par Ch. Chauhaquet
P. Baratgabal
J. B. batchier.
- énergies nouvelles en Technique de l'ingénieur
- Ingénierie de systèmes solaires par A. A. SFEIN
et G. GUARRACINO
- Revues de Thermique. N° 171
- Structures cellulaires anti-rayonnante par P. Gallet
- Revues COMPLETES
- Etude et réalisation d'un chauffe-eau solaire étudié par OUM'L
et BEGADI
(78)
- Les capteurs héliothermiques par J. DESAUTEL-
- Utilisation et promesse de l'énergie par J. R. VALLANT

