

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

3/79

U. S. T. A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

*L. G. X*

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## ETUDE ET REALISATION D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE

TOME I

Proposé par Mr Mustapha BOUHADEF

Directeur de la S.E.S. de Bouzaréah - Alger

Suivi par Mrs :

M. BOUHADEF

T. DURAND

Etudié par :

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية

— المكتبة —

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE

JANVIER 1979

Hocine BENMOUSSA

Brahim GHARBI

Smaïl MAMMERI

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## ETUDE ET REALISATION D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE

TOME I

Proposé par Mr Mustapha BOUHADEF

Directeur de la S.E.S. de Bouzaréah - Alger

Suivi par Mrs :

M. BOUHADEF

T. DURAND

Etudié par :

Hocine BENMOUSSA

Brahim GHARBI

Smaïl MAMMERI

JANVIER 1979

-----  
=  
= A la Mémoire de Mon Regretté Père =  
= Qu'il trouve ici toute ma =  
= Reconnaissance =

-----  
= Je dédie .Ce modeste travail à Mon Oncle MAMMERY  
= Ahmed pour l'aide qu'il n'a cessé de me porter tout au  
= long de mes études et en cours de mon projet de Fin  
= d'études.  
-----

( Souhaite pleine Reussite à mon frère Aissa )

-----  
= A Monsieur Ali Agent à l'école =  
= Polytechnique. =  
= -A Ma mère ,Ma Tante, Frères, Soeurs. =  
= A Mes Cousins , Rabah,Rachid,Ali,Slimane =  
= Mohamed , Momen, et sans oublier le petit =  
= MAHREZ , mon neveux ' ' ' =  
= A Tous mes Amis. =  
-----

S. MAMMERY.

(T) E D I C A C E S .

---

Je Dedie ce modeste Travail à mes parents ainsi que mes  
Frères et Soeurs

- Fatiha
- Mohamed Faouzi
- Messaoud

Ainsi qu'à tous mes amis.

B. GHARBI.

---

Je dedie ce modeste travail à mes parents ainsi que  
mes frères

- Moussa BenMoussa. qui n'a cessé de nous aider  
au long du projet .

Touhami Slimani

N. DIA

B. BENKHELIFA

M. ZOBEIDI

Ma Chere Niece Wahiba

H. BENMOUSSA.

17--) E M E R C I M E N T S  
-----

C e Travail a été réalisé sous le Patronnage de l'O.N.R.S.  
au Sein de la Station de l'Energie Solaire de Bouzareah  
qu'il trouve ici l'expression de notre sincère reconnaissance.

-Nous tenons à Remercier:

-Monsieur BOUHADEF Mustapha, Directeur de la Station de la  
Station de l'Energie Solaire.

De nous avoir bien Reçu a la Station, et pour ses Conseils  
qui nous on été d'une grande aide, de nous avoir inspiré ce  
sujet et nous avoir suivi de très prés sans menager son  
temps ni ses efforts qu'il veuille trouver dans notre  
travail notre temoignage respectueux.

T. Durand: Professeur à l'école nationale Polytechnique  
d'avoir accepté d'être notre Promoteur à l'école.

-Monsieur Dimitrov d'avoir fait partie des membres du  
Jury.

-Monsieur TOUILEB Ahmed qui a été d'une grande aide pour  
la realisation de l'installation.

-Melle BOUSLAMA : Mille Remerciements d'avoir aimablement  
Consacré tout son temps dans la frappe des Stencils.

-Monsieur SADAT Hamou ses Conseils nous ont été très  
Utiles.

-Ainsi qu'à tous le Personnel de la Station qui étaient  
Sympathiques envers nous.

Sommaire

- Bibliographie
- Introduction
- But de l'étude
- Résumé

Chapitre I

## 1.1. Rappels fondamentaux d'astronomie

- 1.1.1. Généralités sur le soleil et la terre
- 1.1.2. Déclinaison du soleil
- 1.1.3. Angle horaire AH
- 1.1.4. Hauteur angulaire du soleil h
- 1.1.5. Azimut du soleil a

## 1.2. Rayonnement

- 1.2.1. Généralités
- 1.2.2. Corps Noir

## 1.3. Rayonnement Solaire

- 1.3.1. Généralités
- 1.3.2. Constante Solaire
- 1.3.3. Phénomènes atmosphériques et leur influence sur l'énergie recueillie
- 1.3.4. Rayonnement direct
- 1.3.5. Rayonnement diffus
- 1.3.6. Rayonnement global
- 1.3.7. Fraction d'insolation.
- 1.3.8. Appareils de mesure.

## Chapitre II Capteurs plans

### 2.1 Introduction

### 2.2 Quelques types de Capteurs Plans

#### 2.2.1 Capteur "ROLL BOND"

#### 2.2.2 Capteur à ruissellement

#### 2.2.3 Capteur à tubes

### 2.3 Présentation d'un Capteur à tubes

#### 2.3.1 Description

#### 2.3.2 Rôle des Différents Composants

#### 2.3.3 Effet de Surface

### 2.4 Fonctionnement des différents constituants

#### 2.4.1 Partie Avant ou couverture

#### 2.4.2 Absorbeur et les tubes

#### 2.4.3 Fluide Caloporteur

#### 2.4.4 Partie arrière du Capteur

#### 2.4.5 Le coffrage

### 2.5 Utilisation du Collecteur

#### 2.5.1 Orientation et Inclinaison

#### 2.5.2 Influence de l'emplacement du capteur

#### 2.5.3 Montage des Capteurs pour la réfrigération Solaire.

### 3.6 Calcul Energétique dans le Capteur

- 2.6.1 Théorie de BLISS
- 2.6.2 équations caractéristiques du Capteur plan
- 2.6.3 Pertes dans un Capteur
- 2.6.4 Performance d'un Capteur

## Chapitre III Capteurs Cylindro-Paraboliques

### 3.1. Introduction

### 3.2. Géométrie de la Reflexion

#### 3.2.1 Angles Critiques et les différentes zones de la surface réfléchissante

#### 3.2.2. Contribution

#### 3.2.3. Puissance concentrée

#### 3.2.4. Distribution de la densité du flux

### 3.3. Bilan d'Energie

#### 3.3.1 Gain Utile

#### 3.3.2 Pertes .

## Chapitres Réfrigération

### 4.1 Introduction

### 4.2. Machines frigorifiques

### 4.3 Cycle de Carnot inversé

### 4.4 Machines à compression.

- 4.4.1 Fonctionnement
- 4.4.2 Diagramme theorique (P.V.)
- 4.4.3 Diagramme Réel (P.V.)
- 4.4.4 Possibilité de Fonctionnement à l'energie solaire.

- 4.5 Machines à absorption
  - 4.5.1 Introduction
  - 4.5.2 Système Continu
    - 4.5.2.1. Fonctionnement
    - 4.5.2.2. Diagramme théorique
    - 4.5.2.3. Diagramme réel
    - 4.5.2.4. Dilan énergétique
    - 4.5.2.5. Rendement
  - 4.5.3 Appareil Electrolux
  - 4.5.4 Système Intermittent
    - 4.5.4.1 Fonctionnement

#### 4.6. Fluide frigorigene

### Chapitre 5 Réalisation Pratique:

- 5.1. Machine Utilisée
  - 5.1.1. Introduction
  - 5.1.2. Principe de fonctionnement
  - 5.1.3. Etalonnage des thermocouples
  - 5.1.4. Determinacion du Coefficient de performance Réel.
- 5.2. Installation
  - 5.2.1. Introduction
  - 5.2.2. Construction des Capteurs

- 5.2.3. Montage des Capteurs
- 5.2.4. Orientation
- 5.2.5. Echangeur de Chaleur
- 5.2.6. Vase d'Expansion
- 5.2.7. Fluide Caloporteur
- 5.2.8. Pompe
- 5.2.9. Isolation

### 5.3. Calcul

- 5.3.1 Exemple de calcul
- 5.3.2 Dimensionnement de la surface d'insolation
- 5.3.3 Effet d'ombre
- 5.3.4 Rendements

### 5.4. Tableaux et graphes.

Bibliographie

- 1) Solar Energy Vol 15 N°3 Septembre 73
- 2) Solar Energy Vol 18 N°5 76
- 3) Energie Solaire dans le Batiment
- 4) A.F.E.D.E.S N°1 Janvier 68 guy Lamboley
- 5) Energie Solaire et Habitat P.le chapelier
- 6) Cours de thermodynamique G. BRUHAT
- 7) Solar Energy Thermal Processes J.A.Duffie  
W.A.Beckman
- 8) Transmission de chaleur W.H.M.C.Adams
- 9) Transmission de Chaleur Kreith
- 10) Cours de Transmission de Chaleur 73 G. Matton  
(prof.Enpa
- 11) Formulaire du frigoriste W. Pohl Mann
- 12) Encyclopedie de Mécanique
- 13) Eléments de theorie des Machines frigorifiques F.GHILARDI
- 14) Machine frigorifiques G.Vassogne
- 15) Applications thermiques de l'énergie solaire  
dans le domaine de la Recherche et de l'industrie  
N° L X X X V.
- 16) Thermodynamique Thermique M. Bailly
- 17) Revue Générale de thermique Mars 76
- 18) Energie Solaire et climatisation des locaux.F.Breniere.

I N T R O D U C T I O N

On peut-Certainement pas dire que le soleil est en soi une source nouvelle d'énergie. Mais sa utilisation peut être conçue selon plusieurs voies nouvelles.

Le soleil constitué un gisement tellement important qu'il raisonnable de le considérer comme éternel et invariable. ce gisement nous est dispensé régulièrement et surtout généreusement.

L'énergie solaire nous a fourni notre alimentation le bois pour nous chauffer et enfin les combustibles fossiles dont la formation exige des millions d'années et que nous avons en grande partie gaspillés en moins d'un siècle. Ne plus attendre la couverture de nos besoins énergétiques de la seule exploitation des énergies stockées, tendre à une moindre dépendance énergétique, rapprocher l'énergie de ceux qui l'utilisent, réconcilier les activités de l'homme avec les exigences de la Nature. Tels sont les impératifs essentiels qui conduisent aujourd'hui à développer l'énergie solaire. Elle présente l'avantage d'être une énergie non polluante et être utilisée sous des formes diverses aussi bien à grande échelle qu'à une échelle individuelle mais c'est une énergie intermittente et diluée, ce qui pose le problème de sa captation de sa conversion et de son stockage.

L'énergie solaire pourrait tout de suite commencer à satisfaire une partie des besoins actuels pour le chauffage, l'eau chaude et avec peu de développements supplémentaires, le conditionnement de l'air.

La demande Maximum pour le refroidissement et la réfrigération est située dans des pays fortement ensoleillés,

dans de telles régions la réfrigération solaire peut devenir séduisante à cause des heures relativement longues d'ensoleillement tout au long de l'année. Il convient néanmoins de souligner que ces réfrigérateurs seraient particulièrement utiles dans les régions arides où l'énergie électrique disponible est limitée.

3

But de l'étude:

Initialement, nous nous proposons d'étudier expérimentalement le fonctionnement d'un réfrigérateur classique à absorption en utilisant les miroirs cylindro-paraboliques et les Capteurs plans à tubes.

par manque de matériel sur le marché local, et de temps nous n'avons pu réaliser les derniers.

Nous allons réaliser quelques expériences pour déterminer les caractéristiques de l'installation (rendement des capteurs, production de frigories journalière).

Dans un premier temps notre travail consiste à étudier théoriquement les éléments constituant l'installation et l'apport d'énergie. (étude des Capteurs, du rayonnement, de la réfrigération.).

Ensuite dans la partie pratique, nous essayerons de résoudre les problèmes technologiques qui peuvent surgir en cours de réalisation telle que:

- Conception de l'échange au niveau du Bouilleur
- L'emplacement de la pompe
- Façon de placer les sondes
- l'orientation des Capteurs.

(7-) E S U M E

Fonctionnement d'un réfrigérateur classique avec des miroirs cylindro-paraboliques.

Nous décrivons un réfrigérateur à absorption fonctionnant à l'aide d'un cycle ammoniacal continu. La solution ammoniacale étant chauffée par l'intermédiaire d'une huile caloportrice (TORADA T.C.) Fabriquée par SONATRACH cette huile est chauffée dans la zone focale de miroirs cylindro paraboliques dont la surface réfléchissante est formée de tôles d'aluminium polies électrolytiquement.

Elle est ensuite véhiculée vers un échangeur de chaleur au niveau du Bouilleur.

L'appareil fonctionne avec trois miroirs paraboliques de  $2,40\text{m}^2$  chacun, placés en série.

L'installation est conçue de telle façon qu'elle puisse fonctionner simultanément avec un, deux ou 3 Cylindres.

Il nous a été possible d'obtenir une production journalière de glace de 370 gr le 13 décembre 1978.

H A P I T R E I  
-----

## 1.1. Rappels fondamentaux d'astronomie

### 1.1.1. Généralités sur le soleil et la terre

Le système solaire peut-être individualisé et repéré grâce aux astres lointains permettant de déterminer ses lents et vertigineux déplacements.

Notre planète qui est presque sphérique parcourt une ellipse de faible excentricité contenue dans un plan passant par le soleil: l'écliptique (figure 1) dont la durée de révolution définit l'année sidérale (365 jours  $1/4$ ).

Cependant la terre ponctuelle à l'échelle du système solaire est elle-même animée d'une rotation propre autour d'un axe polaire dont la direction n'est que peu variable par rapport au plan de l'écliptique et fixe dans notre espace terrestre de référence.

La terre et son atmosphère sont baignées en permanence par un rayonnement solaire reçu régulièrement par toute un hémisphère et issu du soleil.

Le soleil n'étant pas à notre distance considéré comme une étoile ponctuelle on peut connaître son diamètre apparent; c'est à dire l'angle sous lequel un observateur terrestre placé sur un cercle dont le soleil occuperait le centre, verrait celui-ci, sa valeur est 32 d'arc soit environ un demi degré.

Compte tenu de l'importance pratique des coordonnées angulaires du soleil, il convient de rappeler les formules habituelles de calcul, toutes essentiellement basées sur la connaissance de la déclinaison du soleil et de son angle horaire (4)

### 1.1.2 Déclinaison du Soleil :

-La déclinaison angulaire du soleil est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan équatorial. On peut aussi la définir par l'angle que fait l'axe de rotation de la terre avec la normale au plan de l'écliptique. Celle-ci varie de manière presque sinusoidale en fonction de la date de l'année (figure 2)

$$\sin \delta = 0,4 \sin \tau$$

où  $\tau$  correspond au nombre  $N$  de jours écoulés depuis l'équinoxe de printemps (21 Mars), multiplié par un facteur correctif =  $\frac{360}{365}$

$$\tau = N \times \frac{360}{365}$$

est encore donnée par une formule approximative:

$$\delta = 23,5 \sin 360 \frac{(284 + n)}{365}$$

où  $n$  = nombre de jours comptés à partir du 1er janvier aux équinoxes (21 mars et 23 septembre) correspond une déclinaison nulle :  $\delta = 0$

Aux solstices (22 Juin et 22 Décembre) correspond une déclinaison extrême.

$$\delta = + 23,5^\circ \text{ au Solstice d'été (22 Juin)}$$

$$\delta = - 23,5^\circ \text{ au Solstice d'Hiver (22 Décembre)}$$

### 1.1.3 Angle Horaire AH

-L'angle Horaire est déterminé par la rotation régulière de terre autour de son axe polaire, il est donc directement lié au temps solaire vrai qui est un paramètre essentiel permettant le calcul exact des coordonnées angulaires du soleil (figure 2)

-On détermine le temps solaire vrai (T S V) comme suit:

T S V = temps local - N + correction de longitude + Correction du temps  
 temps local = temps légal (horloge)

N = numéro du fuseau N°1 = 1 heure, N°2 = 2 heures

En Algérie nous nous trouvons sur le fuseau N°1 en Hiver et sur le N°2 en été.

-Correction du temps = donnée par des tables

-Correction de longitude = donnée par le lieu

-Par convention l'angle horaire AH = 0 Lorsque le soleil passe au plan méridien du lieu, il est midi vrai au soleil

1 heure de temps = 15° en angle horaire

1 minute de temps = 15 " " "

1 Seconde de temps = 15 " " "

Alors à 6 heures (T S V) AH = -90°

à 18 heures (T S V) AH = +90°

AH est positif du midi vrai au coucher et négatif du lever au midi

### 1.1.4 Hauteur angulaire du Soleil: h

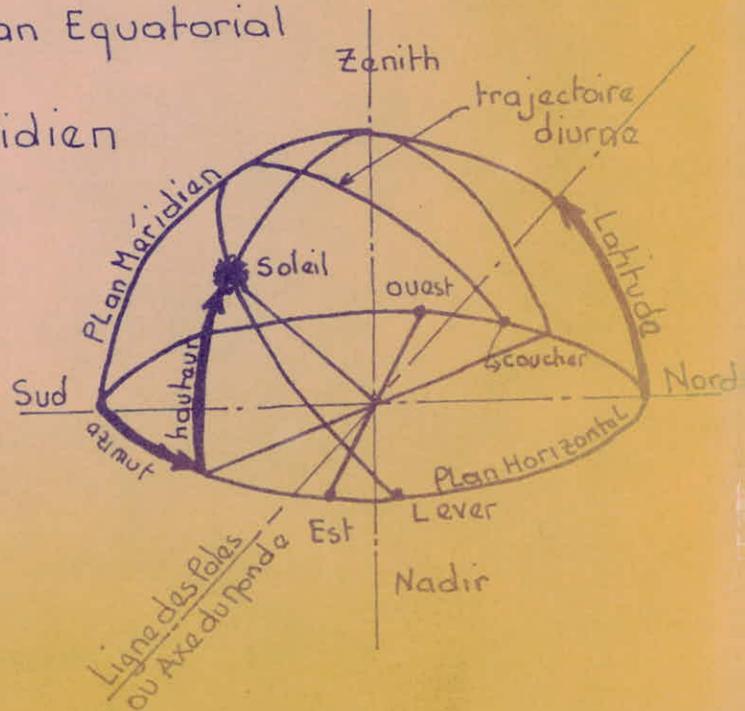
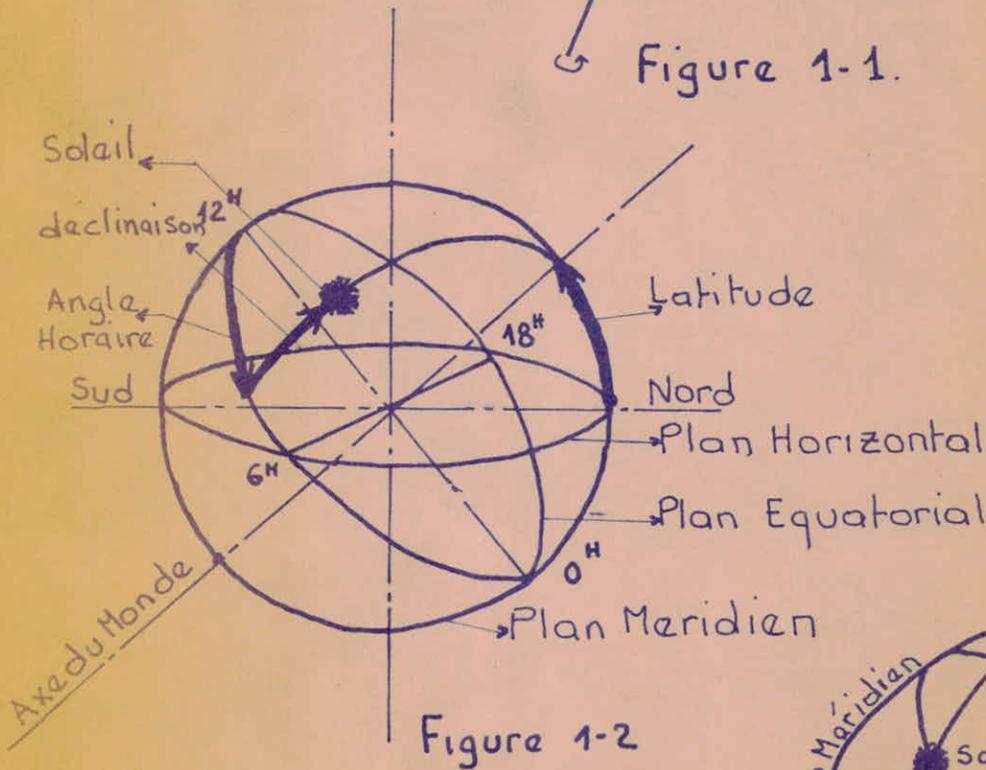
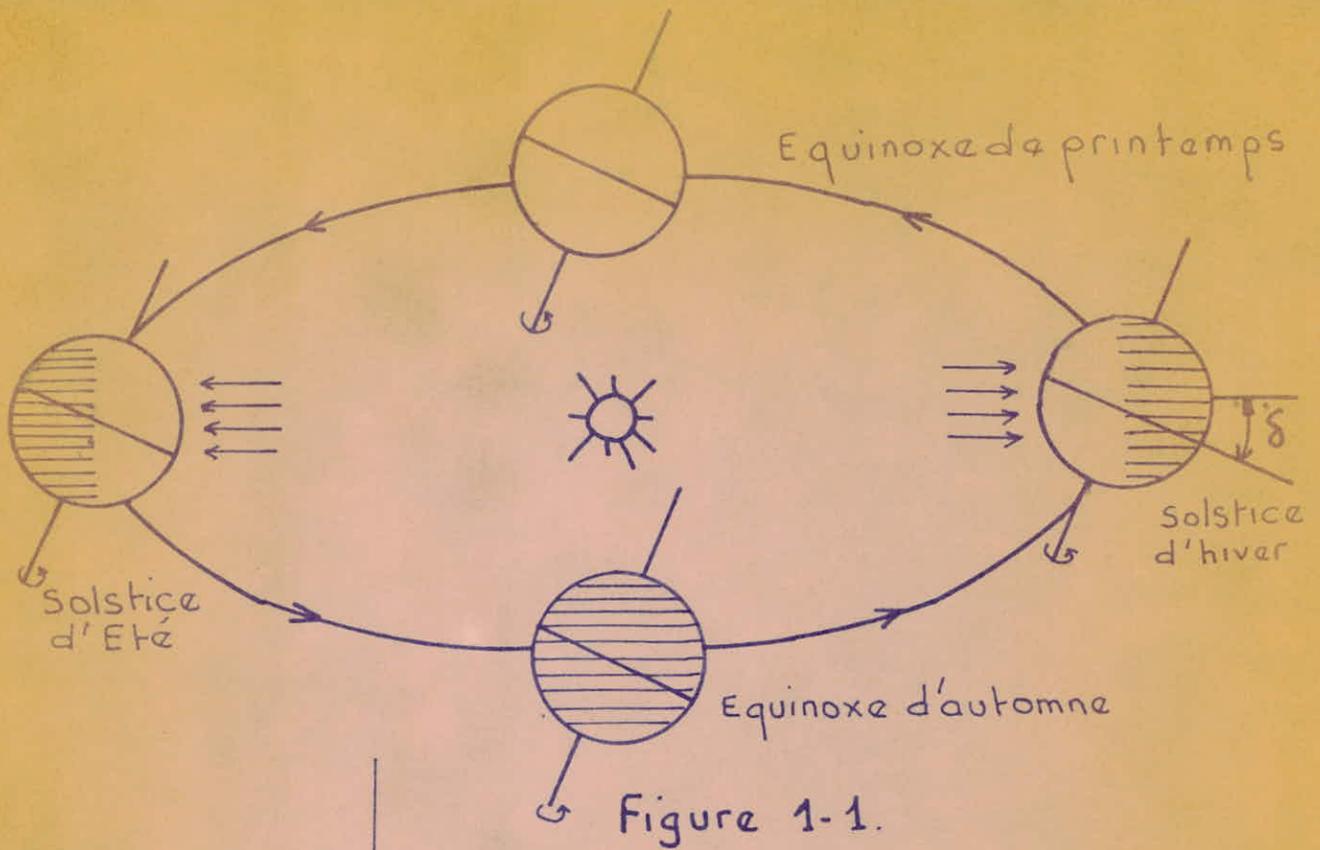
La hauteur du soleil au dessus de l'horizon est donnée par la formule suivante (figure 3):

$$\sin h = \cos Z = \sin \varnothing \sin \delta + \cos \varnothing \cos \delta \cos AH$$

h = altitude ou hauteur du soleil en degré

Z = distance Zenithale du soleil en degré

$\varnothing$  = latitude du lieu



$\delta$  = Déclinaison Solaire

AH = Horaire du Soleil

Il est aisé à l'aide de cette formule de connaître les heures de lever et de coucher du soleil ( $h=0$ )

$$\cos AH = - \operatorname{tg} \delta \operatorname{tg} \epsilon$$

La hauteur maximale du soleil à midi vrai ( $AH = 0^\circ$ ) est donnée par l'équation

$$H_{\max} = 90^\circ - \delta \times \epsilon$$

### 1.1.5 Azimut du Soleil a

L'azimut du soleil est l'angle que fait le plan vertical passant par le centre du soleil avec le plan méridien du lieu et donné par la formule (figure 3):

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin AH}{\cos h}$$

Au lever et au coucher l'azimut est donné par:

$$\sin a = \cos \delta \sin AH$$

Il est positif à l'ouest du méridien et négatif à l'est.

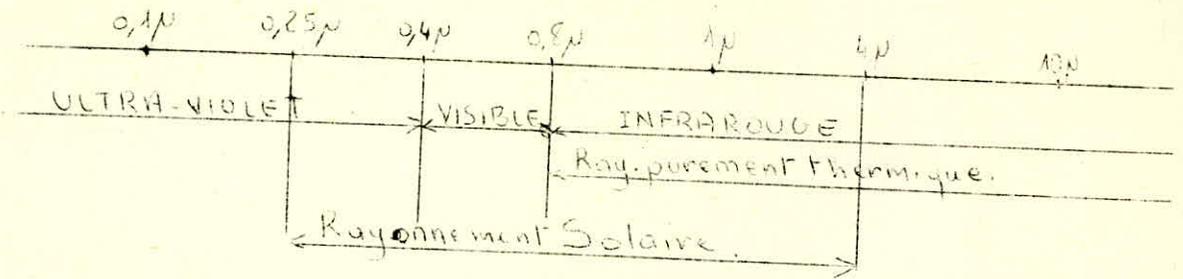
## 1.2 Rayonnement

### 1.2.1 Généralités

L'échange d'énergie entre deux corps ou entre un système et le milieu extérieur peut emprunter la forme d'un rayonnement.

Ce rayonnement est constitué par des ondes électromagnétiques de différentes longueurs et propagé en ligne droite avec une vitesse qui est, dans le vide, celle de la lumière. Il peut être décomposé en un spectre formé de radiations monochromatiques, correspondant chacune à une longueur d'onde et une fréquence bien déterminées.

Les longueurs d'onde des radiations lumineuses sont comprises approximativement entre  $0,4$  et  $0,8 \mu$ ; le spectre visible est prolongé du côté des courtes longueurs d'onde par les radiations ultra-violettes et du côté des grandes longueurs d'onde par les radiations infrarouges.



Il n'y a aucune différence au point de vue thermodynamique entre ces radiations et les radiations lumineuses: toutes transportent de l'énergie qu'on peut toujours transformer en chaleur en recevant le rayonnement sur un récepteur approprié. La fraction d'énergie absorbée dépend de la température et de la surface du récepteur.

### 1.2.2. Corps noir

Le corps noir est un récepteur capable de transformer intégralement l'énergie rayonnante qu'il reçoit en chaleur. Tous les corps noirs à la même température émettent les mêmes rayonnements/

Le facteur d'absorption d'un corps noir, toujours égal à 1, est indépendant de la longueur d'onde du rayonnement et de l'incidence du faisceau énergétique.

Considérons un corps noir idéal, "émetteur parfait" à la température  $T$  dans un milieu au zéro absolu, il va émettre d'après la loi de Stefan un rayonnement dont le flux énergétique est proportionnel à la surface du corps et à la quatrième puissance de la température absolue.

$$\Phi = \sigma S T^4$$

$\sigma$  = Coefficient de Stefan-Boltzman

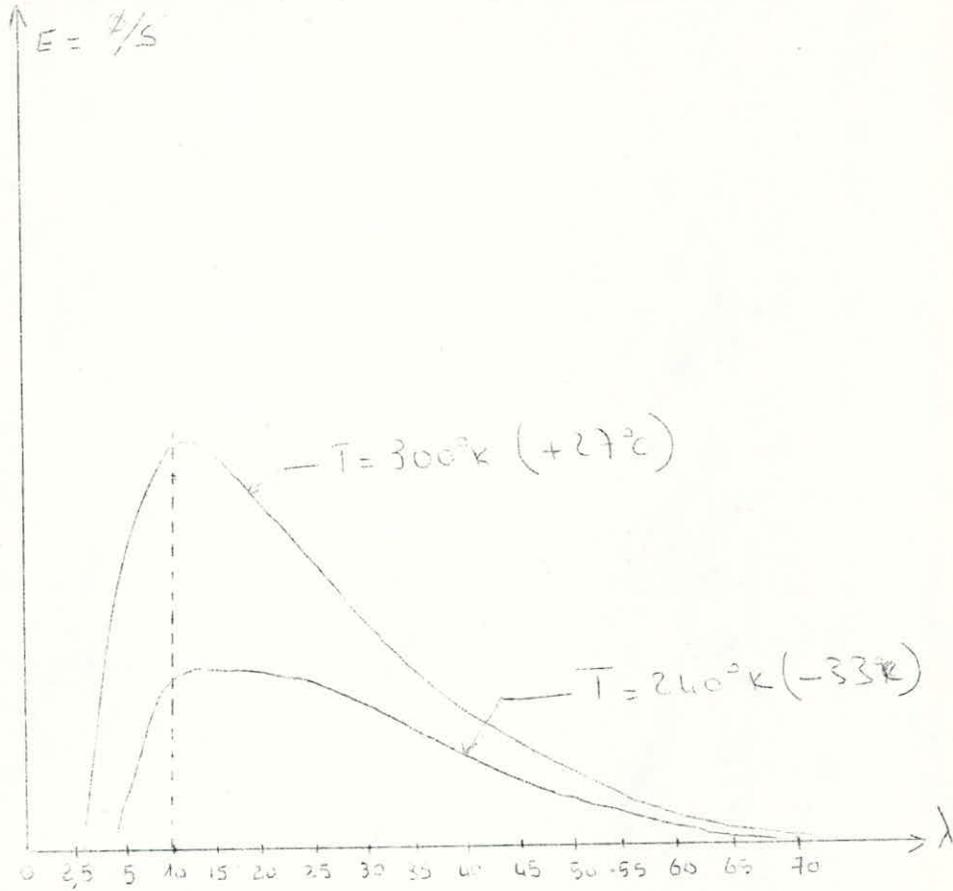
$$\sigma = 5,57 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{k}^4$$

La répartition spectrale du rayonnement électromagnétique émis est définie par la loi de Wien et la formule de Planck qui peuvent se résumer ainsi:

-Les courbes spectrales correspondant à des températures différentes ne se recoupent jamais (figure 49).

-Elles possèdent un maximum d'émission pour la radiation

-La puissance est emise sous forme de Radiations pratiquement limitées à  $0,5 \mu\text{m}$  et  $8 \mu\text{m}$  (6)



Répartition spectrale des émissions du corps noir  
à  $240^\circ$  et  $300^\circ$  K

### 1.3. Rayonnement Solaire

#### 1.3.1 Généralités

Le soleil rayonne comme un corps noir dont la température est d'environ  $6000^{\circ}\text{k}$  et son émission se situe essentiellement dans une bande de longueur d'onde allant de  $0,25\mu\text{m}$  à  $5\mu\text{m}$  avec un maximum d'énergie vers  $0,5\mu\text{m}$

Le rayonnement solaire arrive à la surface de la terre affaibli d'abord par la distance de la terre au soleil (150 millions de km) ensuite par sa traversée de l'atmosphère.

Cet affaiblissement dépend d'un très grand nombre de facteurs que nous allons examiner successivement en considérant le rayonnement solaire à l'abstraction faite de l'atmosphère ensuite le rayonnement affaibli par la traversée d'une atmosphère bien définie.

#### 1.3.2 Constante solaire

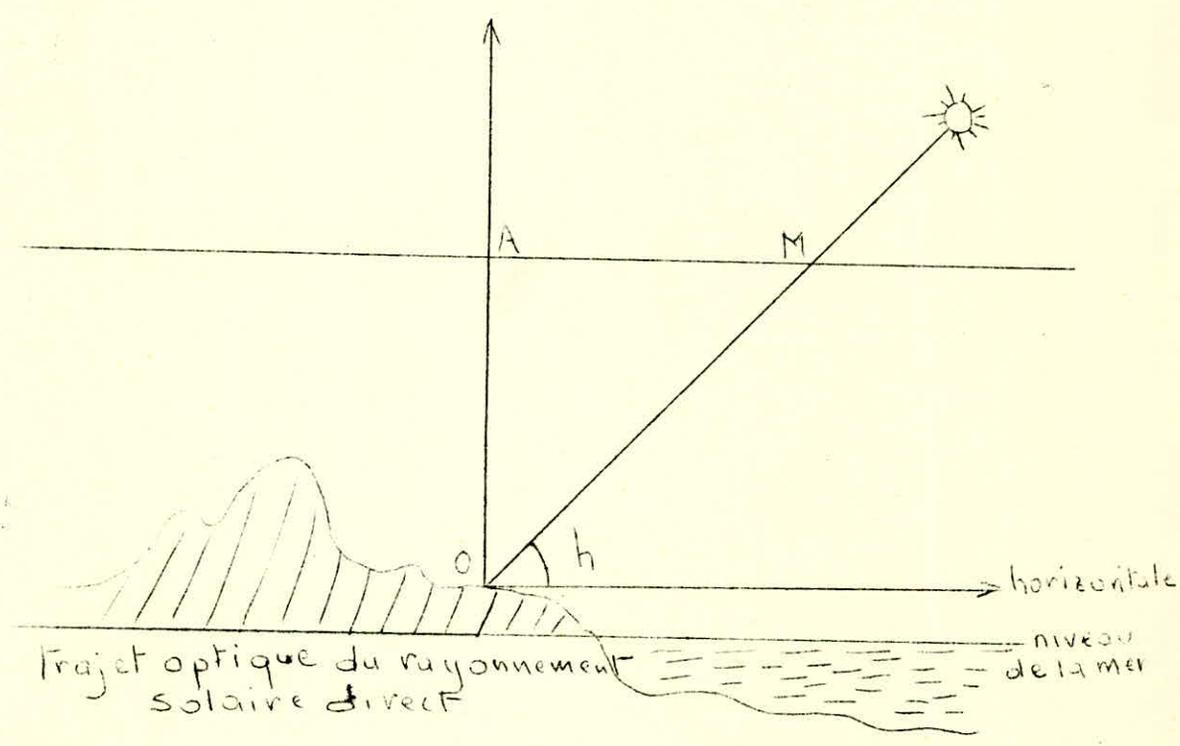
Une surface d'un mètre carré, placée à la limite supérieure de l'atmosphère, perpendiculairement aux rayons lumineux reçoit du soleil une puissance appelée "constante solaire" dont la valeur moyenne communément admise est de  $1,396 \text{ kw / m}^2$

#### 1.3.3. Les phénomènes atmosphériques et leur influence

##### Sur l'énergie recueillie

La masse atmosphérique traversée par le rayonnement solaire a une épaisseur environ 8 km, dans les conditions de pression et de température régnant au niveau de la mer. Le rayonnement solaire diffusé et absorbé par les molécules gazeuses et les particules atmosphériques subit une extinction dont la grandeur dépend du nombre de molécules et de particules rencontrées par chaque rayon.

Le trajet optique du rayonnement solaire etant différent selon la hauteur angulaire du soleil au dessus de l'horizon on introduit la notation de masse atmosphérique traversée par le rayonnement.



L'unité de masse d'air optique  $m=1$  correspond à OA traversée verticale de l'atmosphère moyenne pour une pression au sol de 1 bar (niveau de la mer.)

En un lieu donné, si  $P_{atm}$  est différente de 1 bar  $m$  sera  $OA = m = \frac{P_{atm}}{1000}$

1000 m b

L'extinction du rayonnement est minimale lors du passage au Zénith pour une hauteur  $h$  du soleil, le trajet du rayonnement est:

$$OM = \frac{OA}{\sin h} = \frac{m}{\sin h} = \frac{P}{1000 \sin h}$$

Si par exemple  $h=30^\circ$  OM sera égal à 2 et le nombre de molécules et de particules sera donc le double de celui

Correspondant à une traversée verticale de l'atmosphère.

D'autres facteurs sont définis pour tenir compte des divers causes d'affaiblissement sont notamment:

-Le coefficient du trouble B lié au nombre moyen de particules par  $\text{cm}^3$  en étant généralement compris entre 0,05 et 0,2; il décroît assez rapidement en altitude, et croit au contraire fortement en dessus des villes et surtout des zones industrielles polluées.

-L'épaisseur réduite d'ozone ( $0,1\text{cm} < E < 0,4\text{ cm}$ )

-L'épaisseur d'eau condensable ( $0,5 < w < 6\text{ cm}$ )

#### 1.3.4 Rayonnement direct

Il s'agit de l'éclairement énergétique d'une surface réceptrice normale aux rayons solaires, par le seul rayonnement provenant directement du disque solaire. L'éclairement direct S d'une surface qui est inclinée d'un angle i avec l'horizontale vers le sud est:

$$S(i, \text{sud}) = I(\cos h \sin i \cos a + \sin h \cos i)$$

I étant la valeur de l'ensoleillement direct moyen par ciel clair à peine pollué. H hauteur du soleil.

a azimut.

i angle d'inclinaison du récepteur-plan avec l'horizontal

Trois cas principaux se présentent suivant l'angle i si

$i=0^\circ$  plan horizontal  $S = I \sin h$

Si  $i=90^\circ$   $S = I \cos h \cos a$

Si  $i=60^\circ$   $S = I (\cos h \cos a + 0,865 \sin h)$

Z

Si l'on quitte l'orientation plein sud pour s'orienter vers le sud-Est ou le Sud-Ouest la formule de calcul des apports directs devient:

$S(i, \chi) = I (\cos h \sin i \cos (a - \chi) + \sin h \cos i)$   
étant l'angle de la normale à la surface réceptrice avec

La Direction du Sud.

Plan incliné d'un angle  $i$  par rapport au plan horizontal

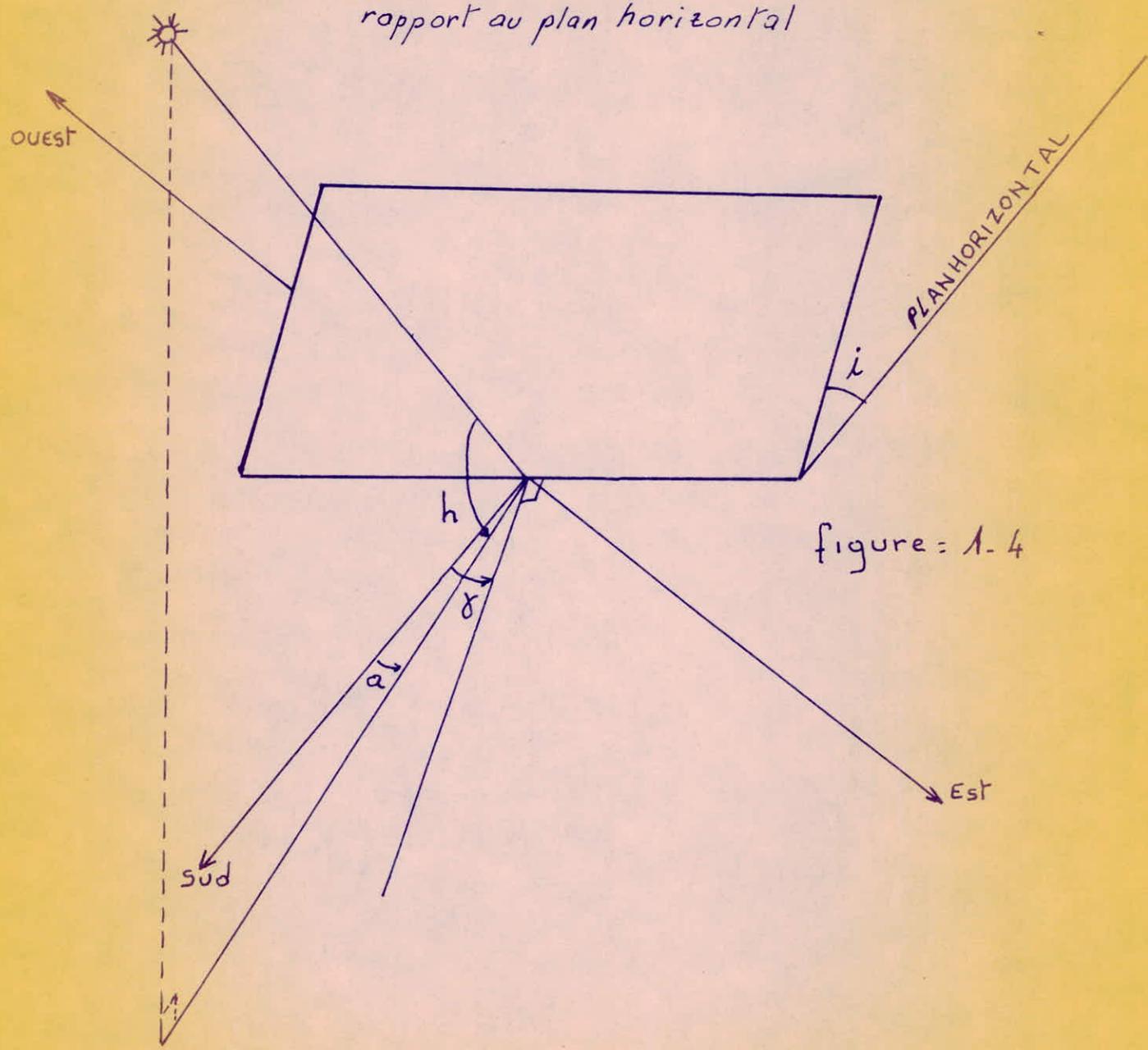


figure = 1-4

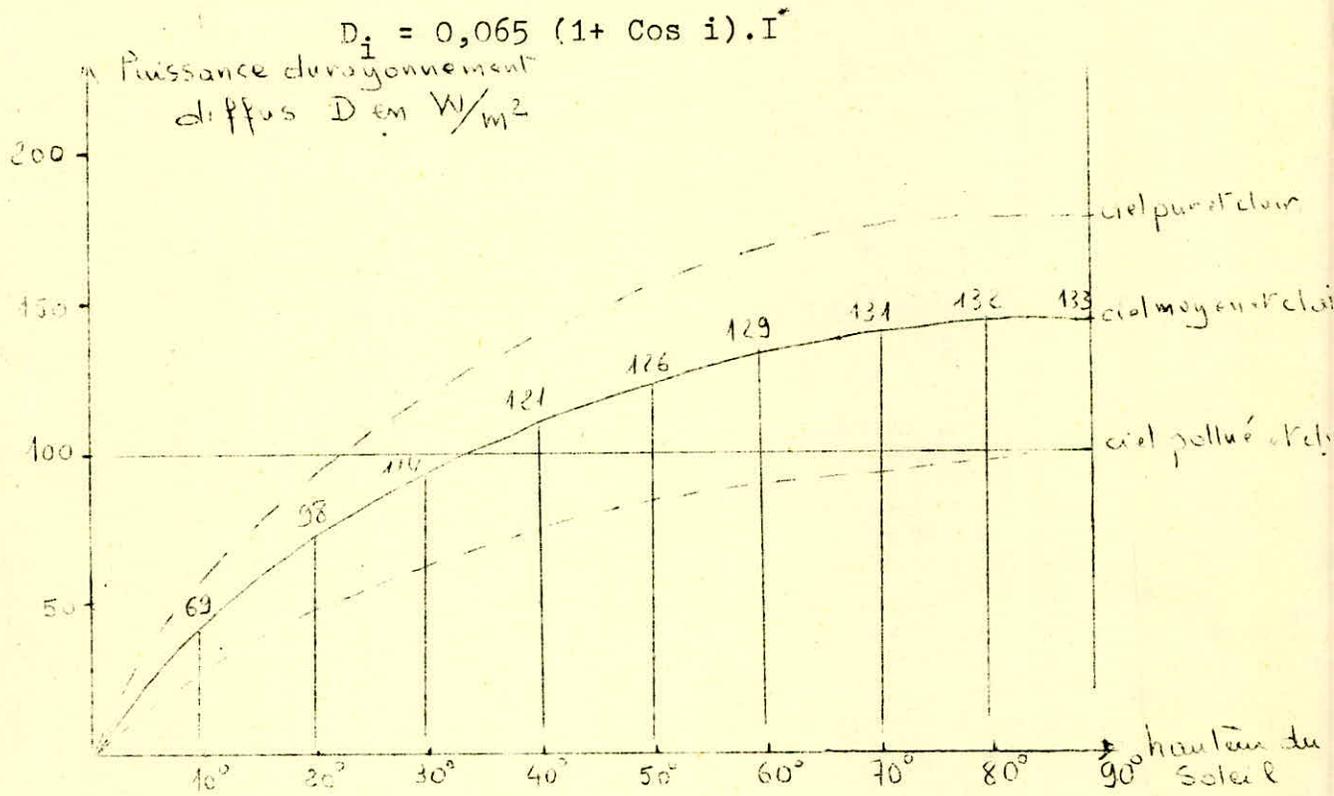
## 5 Rayonnement Diffus

C'est le rayonnement d'origine Solaire rediffusé par l'hémisphère à l'exception du disque solaire, vu par la surface receptrice à tout moment du jour.

Le rayonnement solaire diffus n'a pas d'orientation privilégiée et parvient donc au sol en provenance de toute la voûte céleste.

L'éclairement diffus dépend de la hauteur du soleil et du degré de pollution (ou trouble).

Pour un plan d'inclinaison  $i$  quelconque, la relation suivante a été proposée.



Eclairement diffus pour un plan horizontal.

### 1.3.6. Rayonnement Global

Le rayonnement global correspond à la somme des rayonnement solaire direct et diffus et donc à l'énergie provenant de l'ensemble de l'hémisphère apparent durant le jour.

Pour un plan d'inclinaison  $i$  quelconque on a :

$$G_i = S_i + D_i$$

### 1.3.7 Fraction d'insolation

Une fois le plan d'orientation choisi, il faut tenir compte du facteur d'ensoleillement qui est défini comme le rapport entre la durée effective d'insolation  $SS$  et la durée maximale  $SS_c$ .

$$G = \frac{SS}{SS_c}$$

### 1.3.8 Appareils de Mesures

Les données nécessaires à l'établissement d'un bilan énergétique solaire d'un lieu déterminé sont :

- Les durées d'insolation
- Les mesures des Rayonnements direct et diffus
- Les mesures du Rayonnement Global.

#### a.) Héliographe

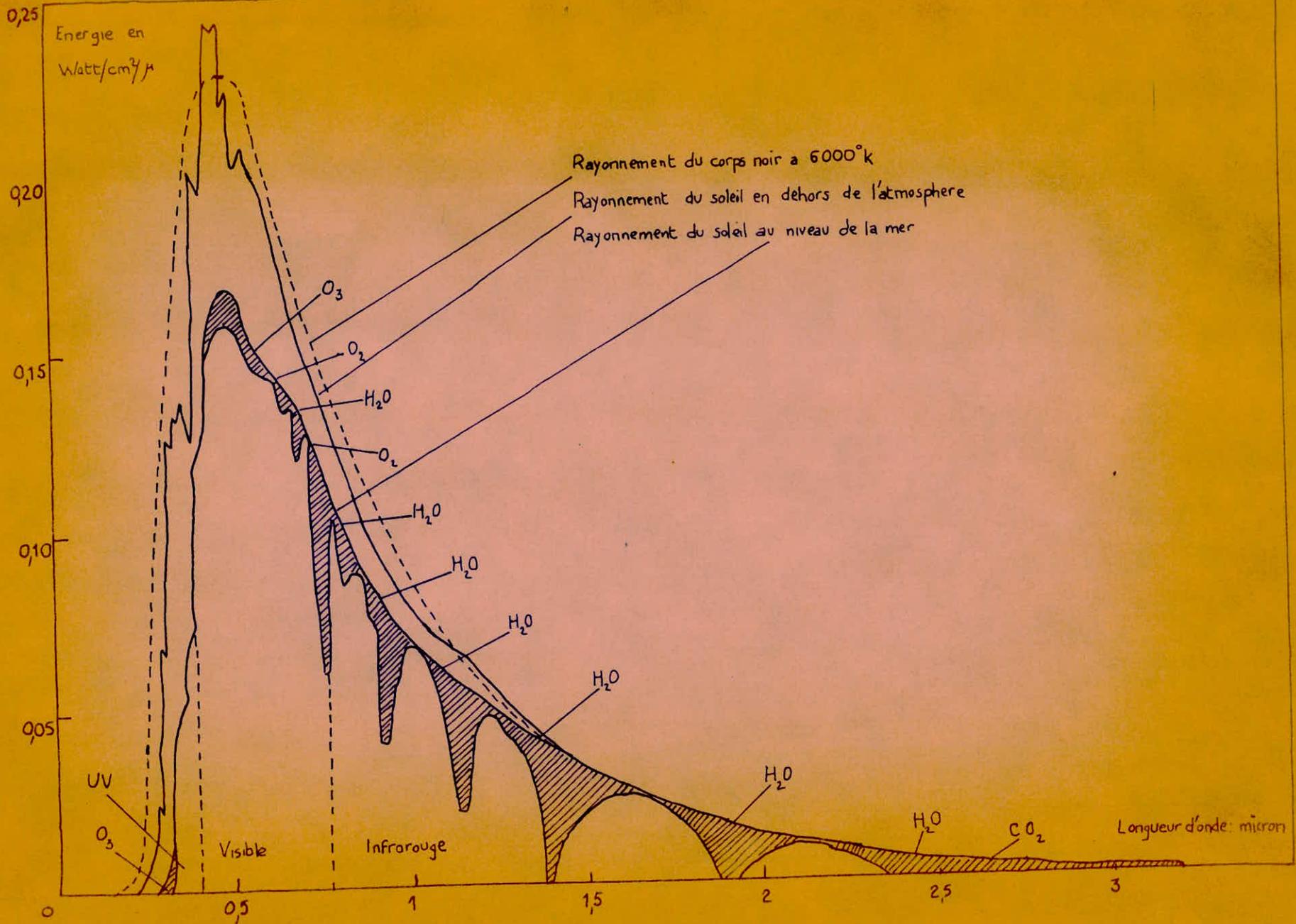
Cet appareil mesure la durée d'insolation

#### b.) Pyrhéliomètre

Le pyrhéliomètre permet de mesurer l'énergie directe reçue par une surface normale aux rayons du soleil

#### c.) Pyranomètre

C'est un appareil qui mesure le rayonnement global reçu par une surface plan.



Chapitre 2 Capteur Plans

## 2.1. Introduction

Le plus simple qui soit de tous les dispositifs de Captage de l'énergie Solaire est le capteur plan. C'est une surface noire, orientée convenablement en fonction du mouvement quotidien du soleil, elle est munie d'une couverture transparente et d'une isolation appropriée sur les cotés et à l'arrière. Un fluide circule au travers du collecteur et permet ainsi de récupérer l'énergie des rayons absorbés.

Un Cas particulier consiste en une plaque absorbante peinte de noire fumée, Sur laquelle sont fixés des tubes pour l'évacuation de l'énergie vers le lieu d'utilisation l'absorbeur exposé au soleil est recouvert d'un ou plusieurs vitrages dont le but est de diminuer les pertes.

La chaleur gagnée par le fluide de transfert est une fonction des températures des différentes parties du système ainsi que des conditions climatiques (ensoleillement, vent...)

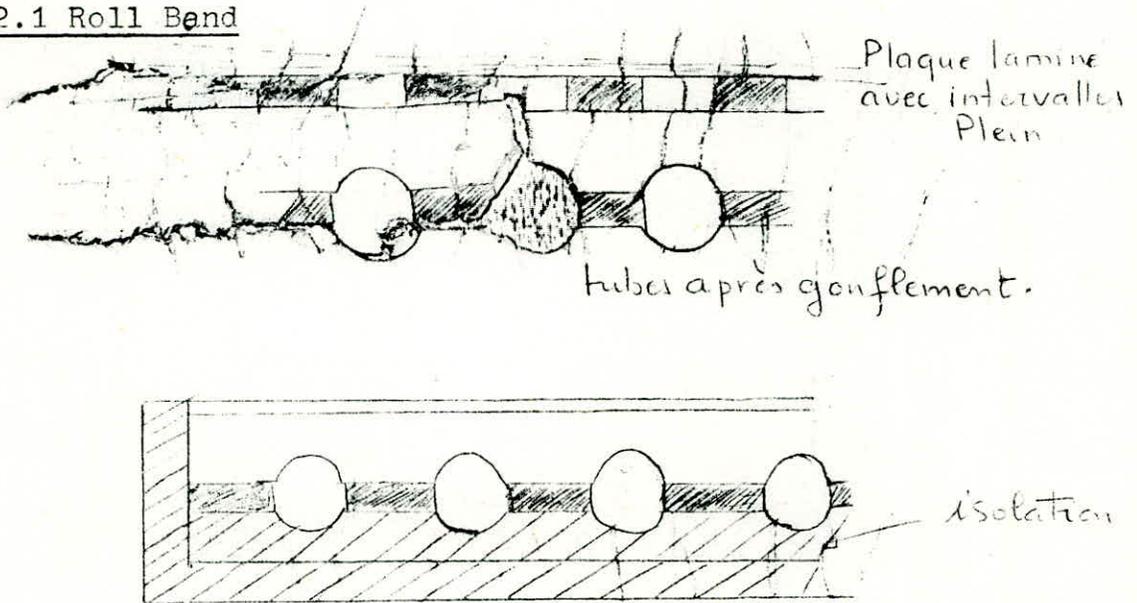
Les pertes par rayonnement et par convection du Collecteur sont d'autant plus élevées qu'on augmente la température de fonctionnement du collecteur plan, qui de ce fait produit moins de chaleur utile.

Les pertes d'un capteur sont dues essentiellement au rayonnement quand la température de fonctionnement dépasse un certain niveau

On peut diminuer les pertes par l'emploi de Surfaces Selectives ayant un coefficient d'Emissivité très faible et ainsi accroître le rendement de captage.

## 2.2. Quelques types de Capteurs:

### 2.2.1 Roll Bend



Ce type d'insolateur a un rendement thermique peu élevé mais le rendement global est assez important (pertes de charges moins importantes.)

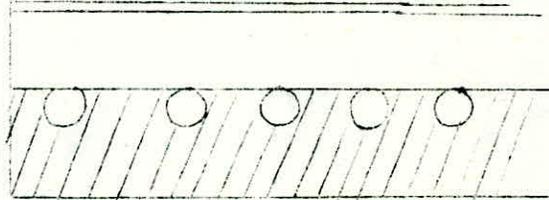
### 2.2.2. Capteur à ruissellement.



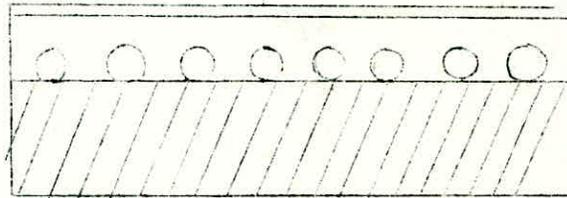
Le circuit caloporteur est simple, celui-ci est constitué de 2 tôles parallèles. Dans ce type de Capteur, l'absorbeur a le meilleur Contact avec l'énergie incidente, c'est à dire le rendement thermique le meilleur (mais pertes de charges importantes) ce type d'insolateur est utilisé pour les chauffe-eau solaire

### 2.2.3 Capteurs à tubes

a.) Tubes attachés au dessous de la plaque



b;) Tubes attachés au dessus de la plaque



Les tubes peuvent être soudés ou simplement attachés  
l'espace optimal entre 2 tubes est d'environ 10 à 15 cm

Avantages des capteurs à tubes

- Température de fonctionnement élevée
- Pertes de charges moins importantes
- Rendement global important.

#### Inconvénients

-Realisation Compliquée et chère .Résistance thermique importante si les tubes n' épousent pas la forme de la plaque.

## 2.3 Présentation d'un capteur à tubes

### 2.3.1 Description:

Cet ensemble formant une boîte est constitué de trois parties (Fig 2.1.)

- La partie avant du Capteur (Vitrage)
- L'absorbeur et le Circuit de transfert de chaleur
- La partie arrière (isolation).

On l'appelle insolateur à conversion thermique, sans concentration. Il capte le rayonnement direct et diffus

### 2.3.2 Rôle des différents Composants

#### Le vitrage:

Il transmet le rayonnement incident, s'oppose aux déperditions, favorisé l'effet de Serre

#### Circuit de transfert et absorbeur

Tubes : Vehiculant le fluide chauffé  
l'absorbeur; joue le rôle d'ailettes.  
absorbeur : le rayonnement direct et diffus

Transmet convenablement la chaleur produite vers le circuit caloporteur ne transmet vers l'extérieur qu'un minimum de chaleur

#### Isolation arrière:

S'oppose -aux pertes par conduction.

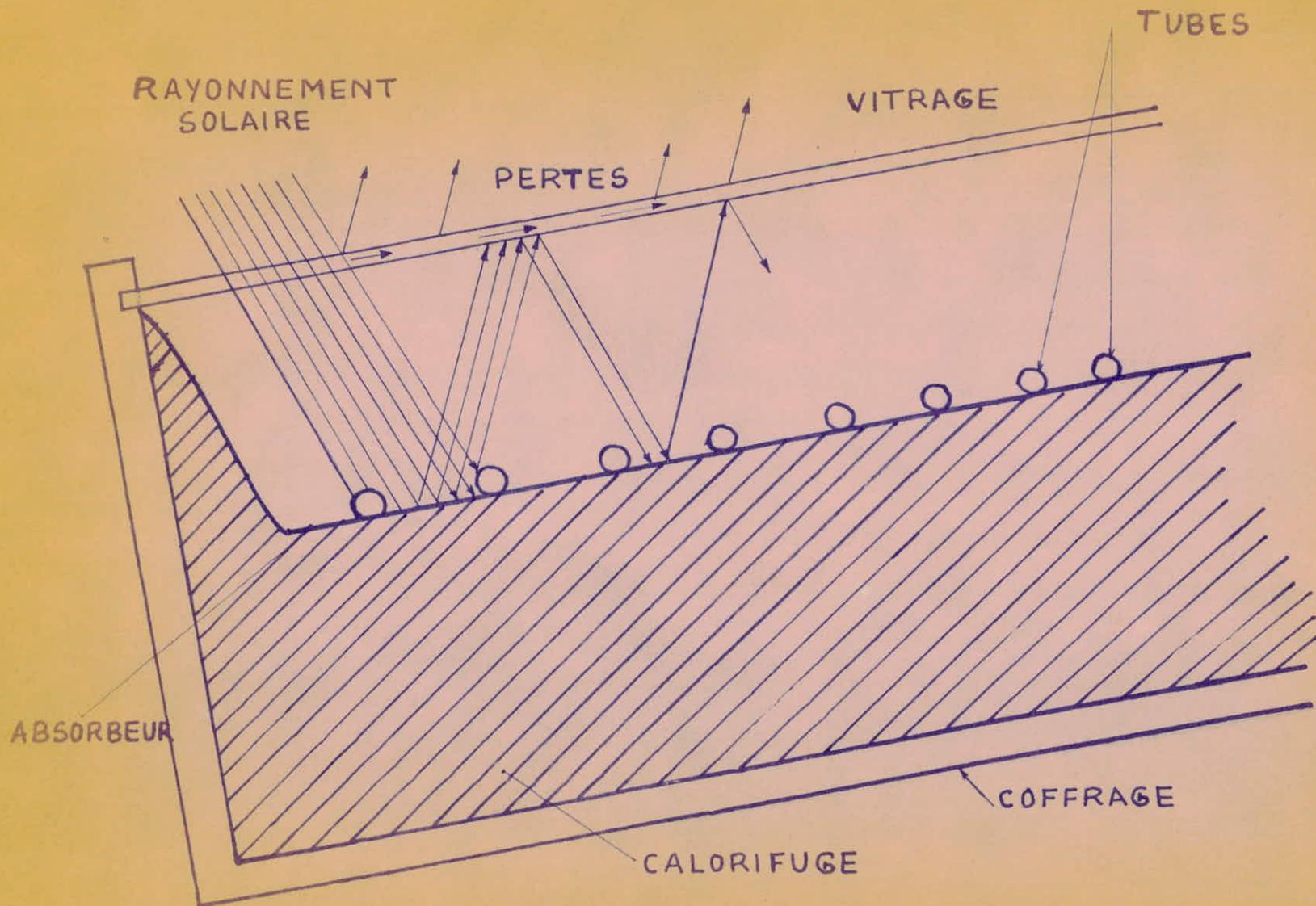


Figure 2-1

COMPOSANTS ESSENTIELS  
D'UN CAPTEUR PLAN A TUBES

### 2.3.3. Effet de Serre

#### Introduction

Lorsque l'on évoque l'effet de Serre en Energie Solaire vient immédiatement à l'esprit son utilisation à basse température, en particulier sous la forme d'insolateurs, à liquides ou à gaz dont la température de fonctionnement dépasse guère 80°C

Cet effet est obtenu en disposant devant la surface absorbante directement isolée, une couverture transparente pour le flux solaire incident et absorbante pour celui émis par la surface considérée on démontre facilement qu'avec une couverture présentant <sup>ces</sup> propriétés de manière idéale, les pertes radiatives de l'absorbant sont divisées par  $n^2$ , en augmentant le nombre de couvertures.

On peut encore réduire le flux thermique perdu par cet appareil en fait, compte tenu des propriétés optiques des matériaux utilisés (réflexion, absorption) on dépasse rarement 3 ou 4 Couvertures.

Le rendement de captation devenant alors très faibles au delà

#### Effet de Serre

Cet effet résulte de la transmission sélective de certains matériaux, le verre et quelques plastiques (tedlar) transmettent totalement le rayonnement solaire dont les longueurs d'ondes sont pratiquement comprises entre 0,3 et 2,5  $\mu\text{m}$  mais ils sont absorbantes pour les longueurs d'ondes plus élevées. Le rayon incident traverse donc la lame et va chauffer le corps qui se trouve sous cette lame.

Celui-ci rayonne aussi mais a une température qui n'est pas très élevée et son rayonnement se situe dans la zone de l'infra-rouge qui est arrêté par la lame .

Un vitrage constitué dans un piège à calories c'est l'effet de Serre, cet effet sera augmenté si l'on utilise un double ou triple vitrage.

## 2.4. Fonctionnement des différents constituants

### 2.4.1 Partie Avant ou Couverture

C'est cette partie du Capteur qui est exposée au rayonnement solaire, elle est faite en verre dans la plupart des Capteurs.

Le verre est le plus souvent utilisé à cause de sa bonne transmission dans le domaine des ondes électromagnétiques de très haute fréquence (ultraviolet) produites par le soleil, et surtout à cause de sa très mauvaise transmission des grandes longueurs d'ondes (infra-rouge) qu'émet l'absorbeur.

Quelque soit l'angle d'incidence sur le vitrage sa transmission à l'absorbeur et aux tubes du rayonnement diffus est constante ce qui n'est pas le cas pour le rayonnement direct dans la transmission dépend de l'angle d'incidence.

M.B La transmission à travers le verre est d'autant plus grande que sa teneur en fer est plus faible.

La couverture permet de limiter les pertes par convection car en son absence l'air extérieur viendrait contre l'absorbeur et les tubes et rendrait leur échauffement difficile (cas du vent).

L'expérience montre que l'espace optimal qu'il faut laisser entre la vitre et l'absorbeur est de 3 cm.

Cette couverture doit aussi réaliser l'effet de Serre, c'est à dire qu'elle doit laisser passer le rayonnement Solaire, tout en récupérant le plus possible le rayonnement infra-rouge émis par l'absorbeur.

On utilise aussi comme couverture des plaques en plastique qui possèdent comme le verre un bon coefficient de transmission pour les courtes longueurs d'onde, mais qui peuvent avoir des transmissions assez importantes pour les grandes longueurs d'onde qu'émet l'absorbeur .

#### 2.4.2 L'absorbeur et les tubes

L'absorbeur est une plaque en métal bon conducteur de chaleur peinte en noir de fumée qui doit absorber le maximum de radiation transmise au travers du vitrage et transférer une grande partie d'énergie captée au fluide caloporteur.

L'absorption du rayonnement direct est une fonction de l'angle d'incidence.

L'expérience donne les résultats suivants:

$$1000 \text{ w/m}^2$$

1 vitrage

i	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
% absorbé par l'abs	96	96	96	95	95	92	88	82	67	00

On utilise le plus souvent comme matériaux absorbent des métaux (acier, cuivre, surtout l'aluminium, zinc) et des plastiques. ces derniers se détériorent rapidement, sous l'action de la chaleur.

Les pertes par rayonnement deviennent importantes lorsque la température de la plaque augmente ( $80^{\circ}\text{C}$  et plus), pour réduire ces pertes et augmenter le rendement, on recouvre la surface de l'absorbeur par un revêtement sélectif.

#### Definition du revêtement sélectif

Absorbé dans le visible et émet faiblement dans l'infra-rouge ce revêtement donne un facteur d'absorption  $\alpha$  élevé pour les longueurs d'onde du rayonnement solaire et un facteur d'émissivité  $\epsilon$  très petit pour les longueurs d'onde du domaine de l'infra-rouge

on peut atteindre  $\frac{\alpha}{\epsilon} = 10$  fig 2.2.

#### 3.4.3 Fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est véhiculé par les tubes sur l'absorbeur, on utilise le plus souvent de l'eau avec laquelle la température n'atteint pas les  $100^{\circ}\text{C}$ ; l'utilisation d'autres liquides (huile par ex.) est intéressante si on désire obtenir des hautes températures,  $T > 100^{\circ}\text{C}$ .

le transfert des calories vers le lieu d'utilisation peut se faire naturellement (thermographe) c'est à dire convection naturelle).

ou par convection forcée (circulateur).

pour des débits importants, la pompe est un élément nécessaire dans le circuit.

----- Corps noir sélectif  $\eta = 0.92$   
 $\epsilon = 0.14$   
 ——— Corps noir non sélectif.

Influence des couches sélectives sur le rendement d'un capteur et le niveau de température sur l'absorbeur et du nombre de vitres.

Figure 2-2

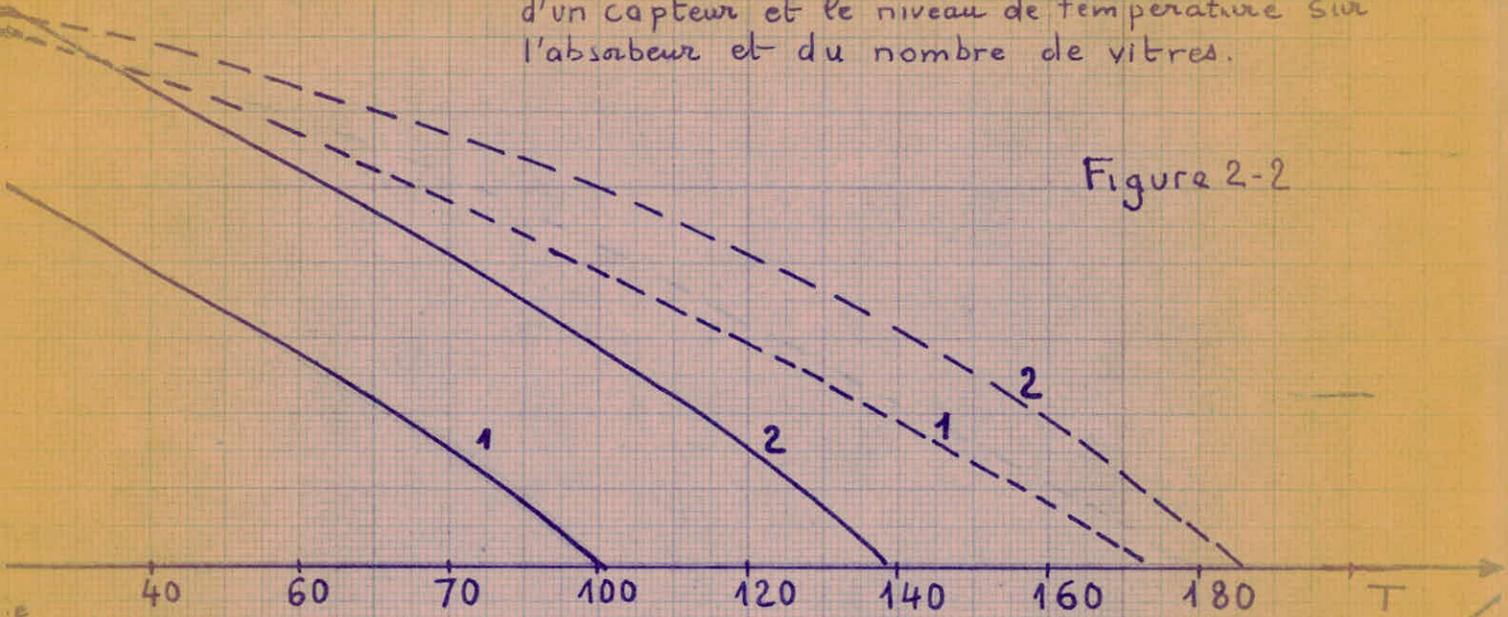
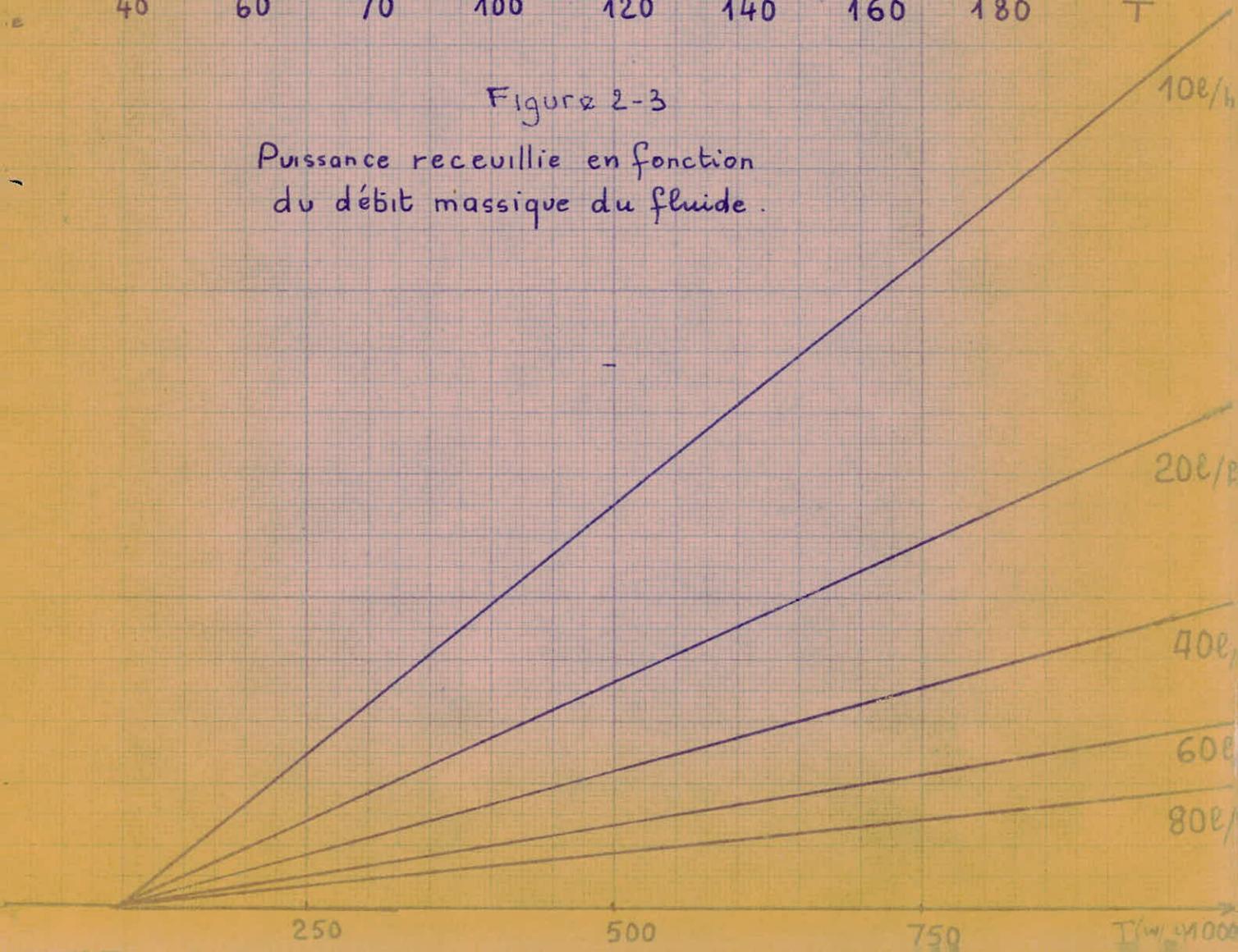


Figure 2-3

Puissance reçue en fonction du débit massique du fluide.



en Utilisant un revêtement selectif, en constate une amélioration du rendement ainsi que l'obtention de température élevées.

Exemples de produits Selectifs.

Depôt de **filmes** mines de Cu, Cu<sub>2</sub>S, Ni<sub>3</sub>S<sub>2</sub>, PbS.  
sur des métaux tels que le Cu, Ni, Al.

Ces opérations coutent ex cessivement chères, elles sont surtout au stade de l'expérimentation.

#### 2.4.4. Partie arrière du Capteur

On tapisse le fond et les cotés de caisson constituant le capteur de couches d'isolant pour éviter au maximum les pertes vers l'arrière, un isolant est caractérisé par la conductivité thermique, il est d'autant plus meilleur que sa conductivité est faible.

Les produits les plus utilisés sont:

- La laine de Verre :  $= 0,057 \text{ w/m}^\circ\text{C}$   
à  $50^\circ\text{C}$  pour  $= 123 \text{ kg/m}^3$
- Le liège :  $= 0,42 \text{ w/m}^\circ\text{C}$   
à  $50$  =  $95 \text{ kg/m}^3$
- Le Polystyrène expansé:  $= 0,31 \text{ w/m}^3$   
à  $5000$  =  $36 \text{ kg/m}^3$
- Le polyurethane :  $0,026 \text{ w/m}^\circ\text{C}$   
à  $50^\circ$  =  $39 \text{ kg/m}^3$

Le vide étant l'isolant idéal

Expérimentalement, on utilise la laine de verre le plus souvent car elle est économique, résiste à plus de  $100^\circ\text{C}$  isole convenablement.

Mais elle perd toutes les qualités des qu'elle est humide, comme le capteur est incliné on constate qu'au cours du temps la laine de verre finit par se dégrader pour y remédier on utilise la laine de verre fibre longue

Le boîtier dans lequel est placé l'isolant doit être étanche sinon l'eau de pluie finit par mouiller la laine de verre celle-ci perd alors ses qualités d'isolant et devient conductrice de chaleur.

#### 2.4.5 Le coffrage

la couverture ,l'absorbeur,le circuit caloporteur, l'isolant sont montés dans un boîtier étanche qu'on appelle coffrage.

##### Différents matériaux sont utilisés

- La fibre de verre
- La tole ordinaire
- Le bois;(à decenseiller).
- La mousse de polyméthane

Le capteur étant toujours exposé au soleil,le matériau choisi doit être étanche(bois exclu).et resister aux chocs, à la corosion et surtout aux variations de températures

### 2.5 Utilisation du Collecteur

#### 2.5.1 Orientation ,Inclinaison du Capteur

Les capteursdoivent être exposés au soleil de telle façon á recevoir le plus d'énergie possible.Lorsque les rayons incidents sont perpendiculaires à l'insolateur,celui-ci capte le maximum d'énergie (normale au collecteur dirigée vers le soleil).

L'inclinaison des rayons varie pendant la journée et au cours des saisons l'idéal serait que le capteur suive le soleil (Système de poursuite tel que le four de Bouzareah une telle installation serait trop onéreuse.

L'orientation optimale est le sud plans l'hemisphère nord car la durée d'ensoleillement sur le capteur est alors maximale.

L'inclinaison qui semble la plus favorable se situerait autour de la latitude du lieu d'implantation. Elle varie en fait avec la saison, a Alger, l'inclinaison judicieuse du capteur sur l'horizontale est de  $45^\circ$ . Cette inclinaison de  $45^\circ$  est adoptée lors de l'installation des capteurs.

### 2.5.2 Influence de l'emplacement du Capteur

Le fonctionnement de l'insolateur plan dépend sans entrer dans les détails des paramètres suivants les plus influents

- La température ambiante
- L'angle d'incidence du rayonnement solaire
- du degré d'humidité de l'air
- du vent
- du fond du Ciel ..... (nébulosité)

### 2.5.3 Montage des Capteurs pour la réfrigération solaire:

Il se fait de 2 façons différentes -En Serie -En paralléle.

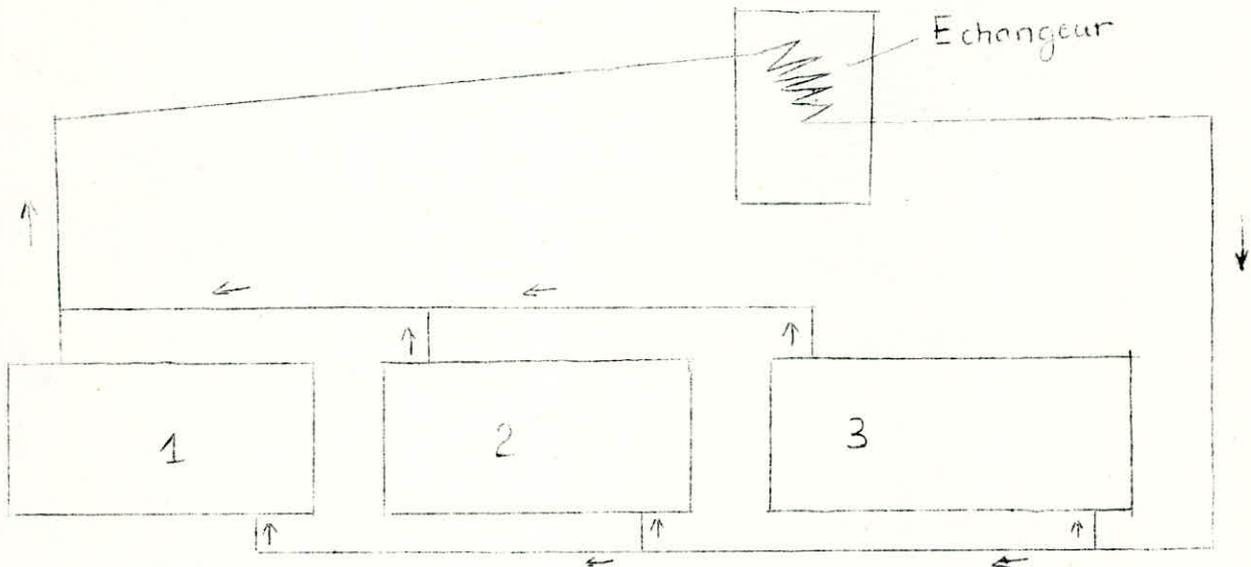
Suivant la température du fluide qu'on veut atteindre on emploiera l'un ou l'autre montage.

Lorsque les capteurs sont montés en paralléle dans, chacun d'eux circule une partie du débit ,la température du fluide étant la même dans chaque Capteur.

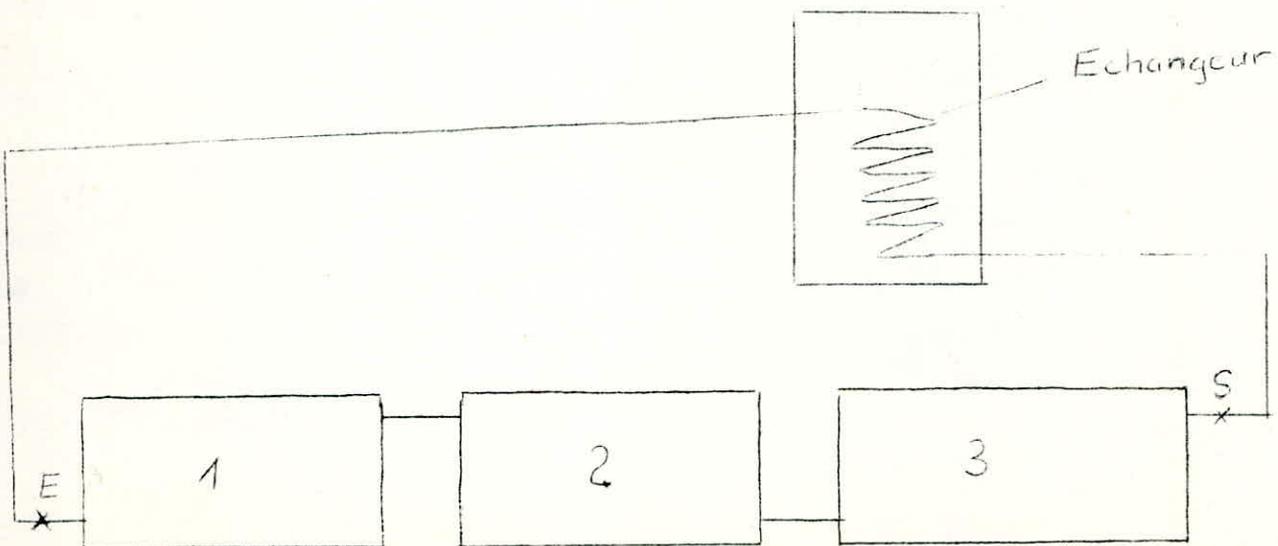
Dans ce montage si l'on oublie un dépôt quelconque qui risque de boucher un des Capteurs celui-ci ne fonctionnera pas et on ne s'en apercevra pas.

-Lorsque les capteurs sont montés en Serie, c'est le même fluide qui traverse tous les capteurs les uns après les autres et s'échauffera de plus en plus dans chacun des capteurs

-Seulement, dans ce montage, les capteurs vont fonctionner à des températures différentes et croissantes . depuis l'entrée jusqu'à la sortie or plus la temperature de fonctionnement du capteur sera grande. moins son rendement sera bon , les derniers capteurs necessitent une très bonne isolation et éventuellement un double vitrage. Le fluide devra traverser les capteurs succesivement, et la resistance à son passage sera grande, si on dispose d'un Circulateur le problème ne se pose pas.

a) Montage En Parallèle

1, 2, 3 les capteurs

b) Montage en sérieE: entrée du fluide  
dans les capteursS: sortie du fluide  
dans les capteurs

-Le montage que nous voulons adopter pour notre installation est en Série car les températures demandées, pour des températures de fonctionnement élevées, le rendement chute, d'où la nécessité d'une fabrication soignée des capteurs.

- Bonne isolation
- Double vitrage
- Circuit caloporteur à tubes

La résistance au passage de l'huile est plus importante, un circulateur est nécessaire dans le circuit

## 2.6. Equations caractérisant le fonctionnement des capteur plan à tôle et tubes

### 2.6.A1 Theorie de Bliss

Cette theorie nous donne une idée simplifiée du fonctionnement considérons un capteur, la puissance utile recueillie / UNITÉ de surface de l'absorbeur à l'abscisse  $x$  de l'entrée de l'isolateur est.

$$Q_x = Q_a - Kx (T_{cx} - T_a) \quad (1)$$

$Q_a$  = Puissance absorbée / unité de surface de l'absorbeur  
 $= F_0 \cdot N_f$

$K_x$  = Conductance des pertes du capteur à la distance  $x$  ( $w/m^2 \cdot K$ )

$T_{cx}$  = Temperature de l'absorbeur à la distance  $x$  (K)

$T_a$  = Temperature ambiante (K)

$F_0$  : Facteur optique du capteur J/ Kg.K

$N_f$  : Rayonnement au Capteur  $w/m^2$

$Q_x$  : Puissance utile extraite de l'absorbeur à la distance

D'autre part:

$$Q_x = H (T_{cx} - T_{fx}) \quad (2)$$

$H$ : Coeff de convection entre l'absorbeur et le fluide ( $w/m^2 K$ ) depend aussi de l'effet d'aillette dans la tôle, des caractéristiques thermiques des matériaux et la resistance thermique tube-tôle.

$T_{fx}$  : temperature du fluide caloporteur à la distance  $x$  de l'entrée de l'isolateur

en eliminant  $T_{cx}$  entre (1) et (2) on obtient:

$$Q_x = \frac{H}{H+Kx} \left[ Q_a - Kx (T_{fx} - T_a) \right]$$

-En intégrant (3) le long du collecteur, la puissance utile  
reçu par unité de surface de l'absorbeur sera:

$$Q = \frac{1}{L} \int_0^L Q_x dx$$

$$Q = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{H}{H + Kx} \left[ Q_A - K_x (T_{fx} - T_a) \right] dx$$

On supposera que

$-Kx$  est sensiblement constante le long du  
capteur et  $Q_A$  : uniformément répartie

on a alors:

$$Q = \frac{H}{H+K} \left[ Q_A - K (T_{fm} - T_a) \right] \quad (4)$$

$T_{fm}$  : étant la température moyenne vraie du fluide  
caloporteur  $T_m = \frac{1}{L} \int_0^L T_{fx} dx$

On pose :  $F' = \frac{H}{H+K}$  :

$$Q = F' \left[ Q_A - K (T - T_a) \right] \quad (5)$$

$F'$  : (Sans dimension) caractérise la qualité de transfert entre  
l'absorbeur et le fluide caloporteur

pour un absorbeur de bonne qualité:  $F'$  est proche de 1

$F'$  étant toujours  $\leq 1$

Revenons à l'équation (3) et introduisant  $F'$  car dans l'expression (5)  $T_{f,x}$  est inconnue et donc (5) reste inutilisable

$$Q_x = F' \left[ Q_A - K (T_{f,x} - T_a) \right] \quad (6)$$

Exprimons  $Q_x$  en fonction du débit massique  $\dot{m}$  par surface du capteur.

$$Q_x dx = \dot{m} Cp.L. (dT_{f,x}) \quad (7)$$

En remplaçant dans (7)  $Q_x$  par sa valeur trouvée en (6)

$$\text{On obtient: } \frac{d T_{f,x}}{Q_A - K (T_{f,x} - T_a)} = \frac{F'}{\dot{m} Cp.L} dx \quad (8)$$

l'intégration de cette équation donne avec pour condition aux limites  $x = 0$   $T_{f,x} = T_{fe}$

$$Q_x = F' \left[ Q_A - K (T_{fe} - T_a) \right] \exp \left( \frac{-F' K}{\dot{m} Cp.L} x \right)$$

$T_{fe}$ : Température fluide caloporteur entrée

Le flux recueilli par l'ensemble du collecteur, rapporté à l'unité de surface sera obtenu en intégrant une deuxième fois  $Q_x$  pour  $0 < x < L$

$$Q_u = \frac{1}{L} \int_0^L Q_x dx$$

$$Q_u = \frac{\dot{m} \text{ Cp}}{K} \left[ 1 - \exp \left( \frac{-F' K}{\dot{m} \text{ Cp}} \right) \right] \left[ Q_a - K (T_{fe} - T_a) \right] \quad (10)$$

$$\text{On pose } F'_R = \frac{\dot{m} \text{ Cp}}{K} \left( 1 - \exp \left( \frac{-F' K}{\dot{m} \text{ Cp}} \right) \right) \quad (11)$$

$$Q_u = F'_R \left[ Q_a - K (T_{fe} - T_a) \right]$$

On constate que la puissance utile  $Q$  est exprimée à l'aide uniquement de  $T_{fe}$ .

Ce calcul exige la connaissance des paramètres qui ne sont accessibles qu'après la réalisation et le choix des matériaux

En tenant compte du débit massique du fluide caloporteur, l'équation caractéristique donne : (Fig 2.3.)

$$Q_u = \dot{m} C_p \Delta T = (I \varepsilon \alpha - K(T_m - T_a)) \quad (2)$$

$$\dot{m} C_p = \frac{I \varepsilon \alpha}{T} - \frac{K (T_m - T_a)}{\Delta T}$$

En effectuant des mesures sur les performances d'un capteur plan donné, on s'aperçoit que la température d'entrée du fluide caloporteur a une très grande importance aussi en tenant compte de cette température, on fait intervenir un coefficient  $F_R$  et l'équation (1) devient

$$Q_u = F_R (I \cdot \varepsilon \alpha - K (T_e - T_a))$$

$$F_R = \frac{1 - e^{-\frac{Fk}{\dot{m} C_p}}}{K / \dot{m} C_p} \quad \left( \text{demontré dans la théorie de Bliss} \right)$$

(Fig 2.4.)

$C_p$ : chaleur du fluide caloporteur

$$\frac{\dot{m} C_p}{K} = \text{Sans dimension}$$

Figure 2-4

Efficacité globale  $F_R$  d'un capteur  
Plan à tubes.

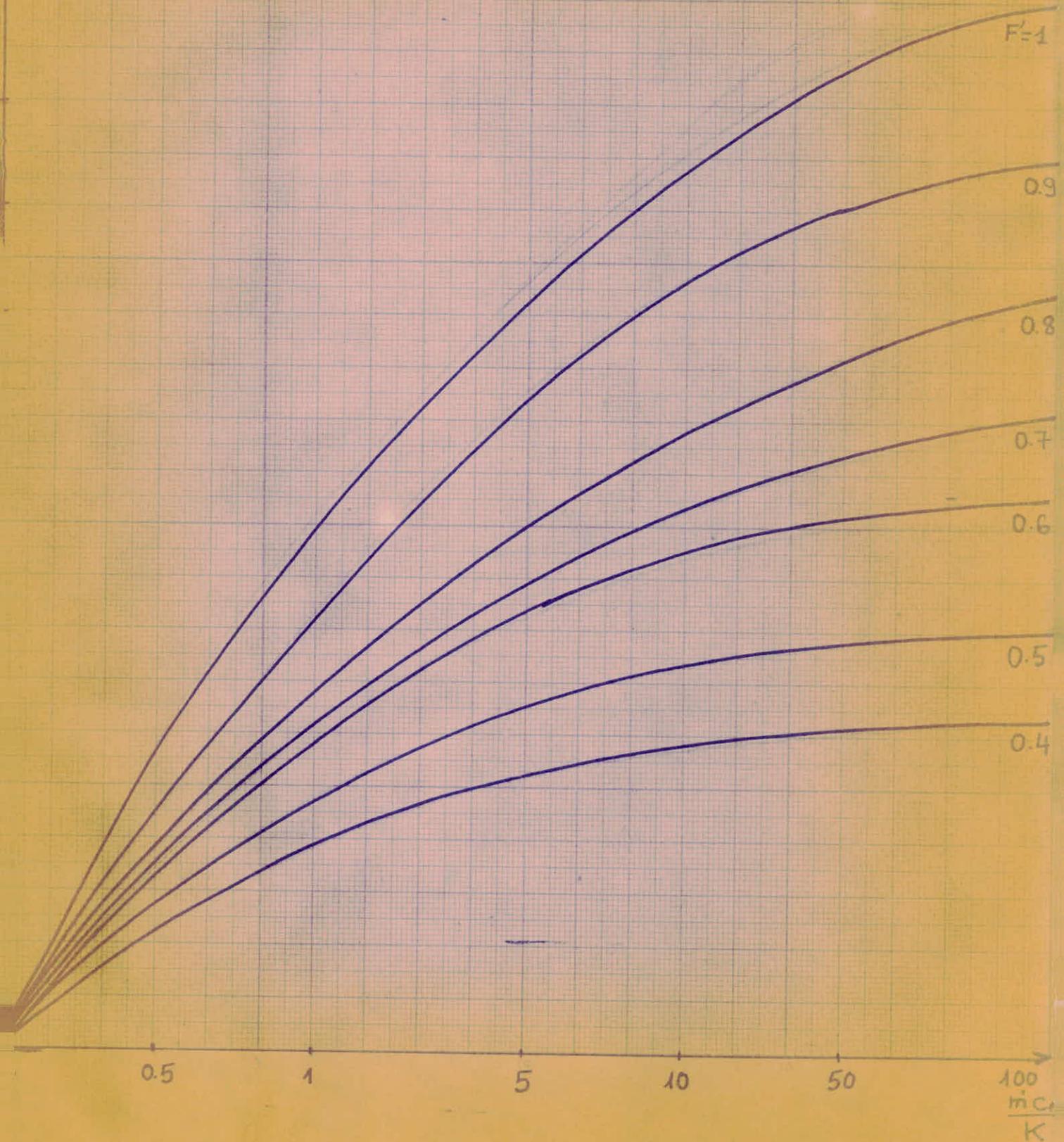
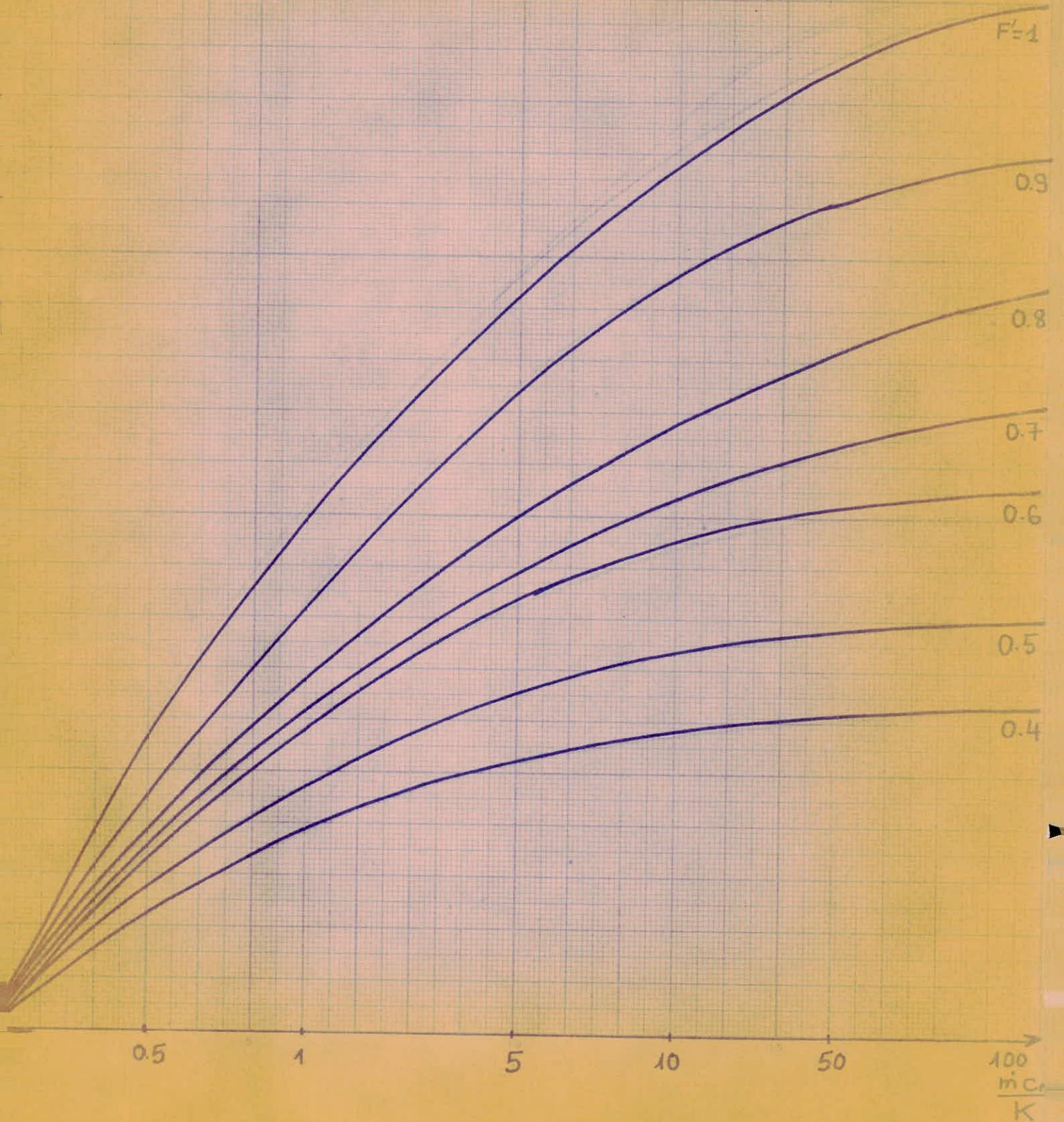


Figure 2-4

Efficacité globale  $F_R$  d'un capteur  
Plan à tubes.



## 2.6.1.

2 Equations caractéristiques d'un capteur plan

L'équation caractéristique est

$$Q_u = [I \tau \alpha - K (T_m - T_a)] \quad (1)$$

Qu'étant l'énergie réellement utilisable, la température  $T_m$  est difficile à estimer en réalité car il existe des gradients de température le long de l'absorbeur

En pratique on définit  $T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$ , et on introduit

Dans ce cas un nombre sans dimension  $F'$ , terme de correction appelé efficacité de l'absorbeur.

$F' = 1$  pour un absorbeur parfait

l'équation (1) devient

$$Q_u = F' \left[ I \tau \alpha - K \left( \frac{T_s + T_e}{2} - T_a \right) \right] \quad (2)$$

$F'$  tient compte des matériaux, de la géométrie du capteur, pour un capteur plan à tube le tableau suivant donne des valeurs de  $F'$  en fonction de l'espace entre tubes pour  $\neq$  matériaux

Espace entre tubes (

mm	§ 75	§ 100	§ 125	§ 175	§
Acier - 0,50 mm	§ 0,890	§ 0,825	§ 0,750	§ 0,625	§
Aluminium 0,50	§ 0,945	§ 0,920	§ 0,885	§ 0,825	§

### 2.6.3 Pertes dans l'insolateur

Pour le calcul des Pertes dans le Capteur plan, nous utiliserons la méthode classique qui donne une estimation globale de ces pertes.

#### Bilan des Energies

L'énergie captée est égale à l'énergie recueillie au niveau du fluide caloporteur (énergie utile  $Q_u$ ) augmentée de toutes les pertes qu'on notera  $Q'_p$  (réflexion sur le vitrage et pertes thermiques).

$$I = Q_u + Q'_p$$

$I$ : Représente le rayonnement sous forme directe et diffus dans l'évaluation des pertes on distingue .

-Les pertes optiques celles-ci ne dépendent que des qualités du capteur.

-Les pertes thermiques : elles dépendent de la température de fonctionnement.

a.) Les pertes optiques:  $Q_{opt}$

Ces pertes dépendent de la transmission de la couverture ( $\tau$ ) et de l'absorption de la face avant de l'absorbeur  $\alpha$

L'énergie disponible sur la face avant de l'absorbeur est:

$$Q_d = f \cdot I \quad \text{ou} \quad f = \tau \alpha : \text{facteur optique}$$

Les pertes optiques seront d'autant moins importantes que  $f$  est proche de l'unité.

Les pertes optiques sont donc:  $\emptyset_{op} = I - I \tau \alpha$   
 $\emptyset_{op} = I(1 - \tau \alpha) = I(1 - f)$

-En utilisant du verre ordinaire : on a  $\tau = 0,87$

et de la peinture "noir Mat " = 0,95

nous obtenons  $f = 0,83$

## b) Les pertes thermiques

Les pertes thermiques avant qui se composent de pertes on distingue les pertes avant qui se composent de pertes par convection et de pertes pour rayonnement entre l'absorbeur et la couverture

$$Q_{av} = Q_{conv} + Q_{rayon}$$

$$Q_A = H \cdot (T_{abs} - T_c)^n + \epsilon (T_{abs}^4 - T_c^4) \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1}$$

T abs: Temperature absolue de l'absorbeur  
 : " " du Verre.

H = coeff d'echange par convection entre abs-couverture

$\sigma$  = constante de Stéphan Boltzman

$n$  = Coeff dépendant de l'inclinaison

$\epsilon_{abs}$  = enssivité absorbeur

$\epsilon_c$  = enssivité couverture (Verre).

$Q_{ray}$  = Somme des pertes thermiques avant du Capteur

$Q_{conv}$  = pertes par convection

$Q_{rayon}$  = pertes par rayonnement

l'échange entre la couverture et le milieu ambiant étant aussi égale aux pertes avant.

$$Q_{AV} = Q_{conv} + Q_{rayon}$$

$$Q_{AV} = \epsilon_c \cdot \sigma (T_c^4 - T_a^4) + H_f (T_c - T_a) \quad )$$

on suppose que la temperature effective de rayonnement du ciel est égale à  $t_a$

$t_a$  : Température ambiante ou temp de l'air environnant  
 $H_f$  : coeff d'échange par convection forcée (dépend de la vitesse du vent).

Lorsque la distance entre l'absorbeur et la couverture est de l'ordre de 3 à 4 cm et  $(T_{abs} - T_c)$  variant de 10 à 15°C nous prenons les coeff suivant pour un capteur plan incliné de 45°

$$N = 1,35$$

$$H = 1,05$$

### 1.6.4 Performance d'un Capteur

On utilise la notion de rendement du capteur par analogie aux machines thermiques.

$$\eta = \frac{\text{Energie utile recueillie sur le Capteur}}{\text{Energie Solaire incidente sur le capteur}}$$

Les conditions d'utilisation obligent à définir un rendement sur un intervalle de temps  $\Delta t$  à préciser:

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{m} c_p (T_s - T_e) dt}{\int_{t_1}^{t_2} I dt}$$

Pour comparer les différents capteurs entre-eux on utilise le rendement instantané qui s'écrit: en prenant les équations du capteur:

$$\eta = \tau \alpha - \frac{K(T_e + T_s) - T_a}{I}$$

I: Rayonnement Global (Direct + Diffus)  
en réalité en mesure un  $\tau \alpha$  moyen  $\overline{\tau \alpha}$

$$\eta = \overline{\tau \alpha} - \frac{K(T_e + T_s - T_a)}{I}$$

(En supposant une efficacité de l'abs.  $F' = 1$ ).

Application Numérique.

$$I = 1000 \text{ w/m}^2, \quad K = 8 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_a = 15^\circ\text{C}, \quad T_s = 70^\circ\text{C}, \quad T_e = 20^\circ\text{C}$$

$$\eta = 0,8 - \frac{8 \left[ \frac{70+20}{2} - 15 \right]}{1000} \equiv 0,8 - 0,24 = 56\%$$

$$\eta = 56\%$$

IT hapitre 3 Capteur s Cylindro-Paraboliques

---

### 3.1 Introduction:

Les collecteurs solaires d'énergie sont, en général, classés en deux Catégories:

Les capteurs solaires plans collectent de l'énergie solaire utilisable sans aucune concentration. Par conséquent la densité du flux reçu est peu élevée. Ce type de capteurs convient à des applications à basse température.

Les concentrateurs solaires augmentent la densité du flux en concentrant le rayonnement reçu par une grande surface en une petite zone. Les concentrateurs conviennent pour des applications à moyenne et haute température, par exemple les moteurs solaires, les pompes, les réfrigérateurs à absorption utilisant de l'énergie solaire comme source chaude.

Dans cette étude, le côté de l'absorbeur qui est en regard avec la surface réfléchissante est nommée "partie avant de l'absorbeur" l'autre côté s'appelle "partie arrière de l'absorbeur" on considère les hypothèses suivantes:

- 1.) - La surface réfléchissante est continue et parfaitement parabolique.
- 2.) - Il y a une incidence axiale des rayons solaires
- 3.) - La réflexion spéculaire existe sur tout le réflecteur.
- 4.) - La réflectivité est constante sur toute la surface réfléchissante, indépendante de l'angle d'incidence
- 5.) - Il y a une intensité de radiation uniforme de tout le disque solaire
- 6.) - Le diamètre angulaire apparent du soleil, noté par  $2\theta$ , est constant à  $32'$ .

7.)-L'absorbeur du Concentrateur est infiniment mince avec ses deux bords dans le plan focal. L'axe de l'absorbeur coïncide avec la ligne focale du Cylindro-Parabolique.

Il existe trois types de Capteurs cylindro-paraboliques.

- Les Concentrateurs pour laquelle l'absorbeur reçoit les radiations concentrées sur sa partie avant seulement. (le cas étudié dans notre projet).
- Les concentrateurs pour laquelle l'absorbeur reçoit les radiations concentrées sur sa partie arrière.
- Les Concentrateurs mixtes (l'absorbeur reçoit les radiations concentrées des deux cotés)

### 3.2 Géométrie de la Reflexion

La figure 3.1 montre la reflexion des rayons solaires sur une surface parabolique pour une position d'angle  $\theta < 90^\circ$  ( $\theta$  étant l'angle entre l'axe de la parabole et le rayon réfléchi).

Dans le cône des radiations incidentes, quelque soit le point de position d'angle  $\theta$ , l'angle d'incidence varie de  $\frac{(\theta - \emptyset)}{2}$  pour les rayons internes jusqu'à  $\frac{(\theta + \emptyset)}{2}$  pour les rayons externes :

Le cône de radiations réfléchies par un point quelconque autre que le sommet coupe le plan focal en une ellipse de grand axe égal à  $(a+b)$  (il peut être vu sur la figure 3-1).

$$a = \frac{r \operatorname{tg} \emptyset \sec \theta}{1 + \operatorname{tg} \emptyset \operatorname{tg} \theta} \quad (1)$$

$$\text{et } b = \frac{r \operatorname{tg} \emptyset \sec \theta}{1 - \operatorname{tg} \emptyset \operatorname{tg} \theta} \quad (2)$$

$$A = a+b = \frac{2 r \operatorname{tg} \emptyset \sec \theta}{1 - \operatorname{tg}^2 \emptyset \operatorname{tg}^2 \theta} \quad (3)$$

Généralement le grand axe est approximé à :

$$2 r \operatorname{tg} \emptyset \sec \theta$$

La distance  $a$  devient infinie pour toutes les valeurs de  $\theta$

$$90^\circ < \theta < 90^\circ + \emptyset$$

Il est de même pour la distance  $b$ , pour  $90^\circ - \emptyset < \theta < 90^\circ$ .  
Le centre de l'ellipse ne coïncide pas avec le foyer, l'excentricité est donnée par :

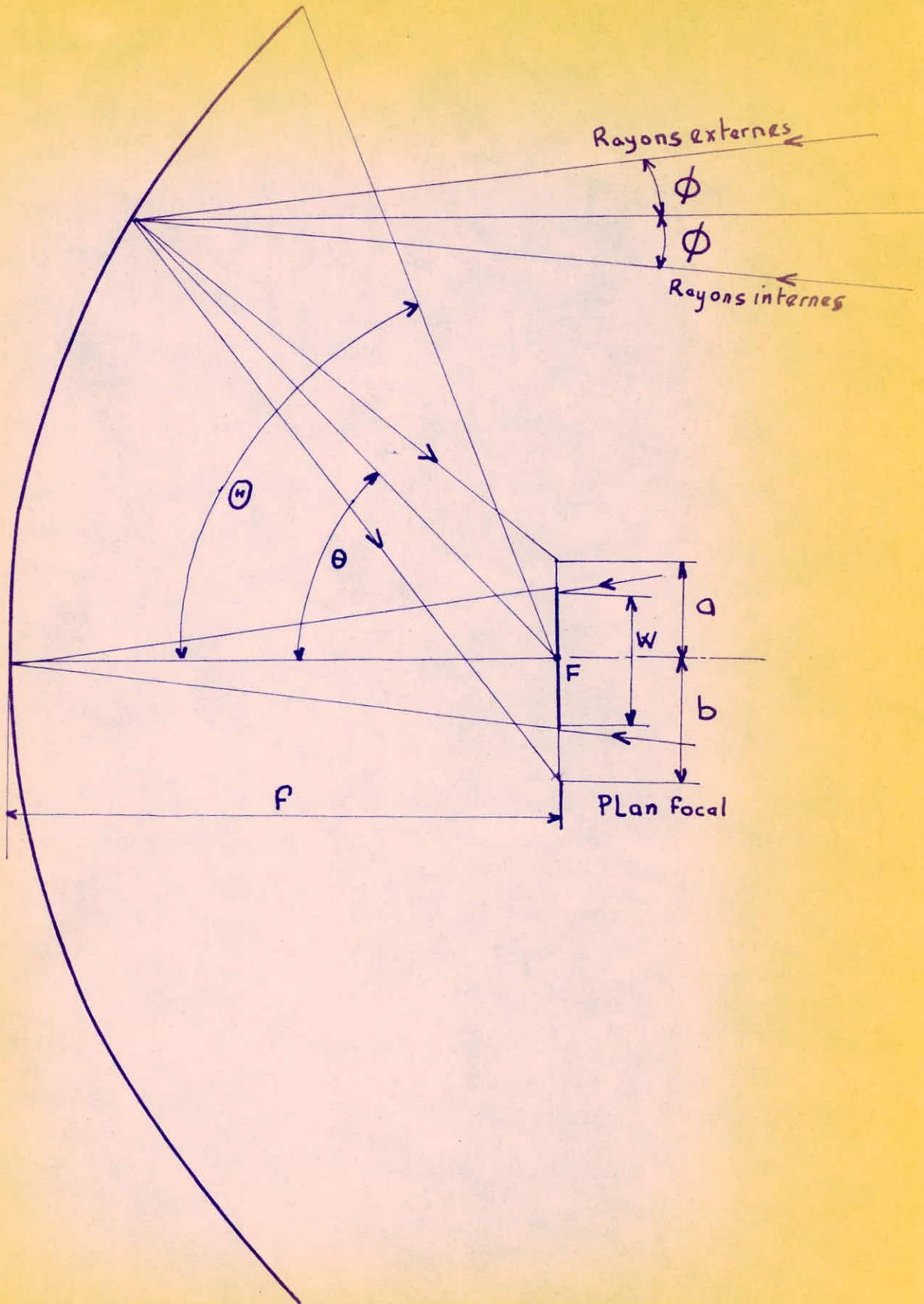


FIGURE 3-1

$$E_r = \frac{2 f \operatorname{tg}^2 \emptyset \sec \emptyset \operatorname{tg} \emptyset}{(1 + \cos \emptyset)(1 - \operatorname{tg}^2 \emptyset \operatorname{tg}^2 \emptyset)} \quad (4)$$

Pour avoir l'excentricité sous une forme sans dimension, on la divise par la largeur du foyer  $W$  qui est donnée (figure 3.1) par  $W = 2f \operatorname{tg} \emptyset$  (5)

$$\frac{E}{W} = \frac{\operatorname{tg} \emptyset \operatorname{tg} \emptyset \sec \emptyset}{(1 + \cos \emptyset)(1 - \operatorname{tg}^2 \emptyset \operatorname{tg}^2 \emptyset)} \quad (6)$$

### 3.2.1 Angles Critiques et les différentes zones de la surface réfléchissante

La relation entre la largeur de l'absorbeur  $W$  et la bande focale  $w$  est connue sous le nom de largeur réduite

$$B = \frac{W}{w}$$

La largeur réduite  $B$  d'un absorbeur dans le plan focal, doit avoir théoriquement, des valeurs entre zéro et  $2/\operatorname{tg} \emptyset = 429,7193$ , parce que la largeur maximale de l'absorbeur est  $4f$  qui peut être obtenue par l'équation polaire de la parabole

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \emptyset} \quad \text{pour un angle } \emptyset = 90^\circ$$

Le rendement de la concentration est défini par

$$= \frac{\text{Rayonnement reçu par l'absorbeur}}{\text{Rayonnement total réfléchi par la surface réfléchissante}} \quad (7)$$

Le cône de radiation réfléchi par un point quelconque de la surface réfléchissante est interceptée par l'une des trois manières suivantes:

-Si a et b sont inférieures à  $\frac{W}{2}$ , toutes les radiations sont interceptées par la cible.

-Si l'un d'eux est supérieur à  $\frac{W}{2}$ , une partie de radiation manque la cible à un de ses cotés

-Si a et b sont supérieures à  $\frac{W}{2}$ , une partie de radiations manque la cible des deux cotés

& La position d'angle pour laquelle  $b=W/2$  (la plus grande) est connue par "le premier angle critique  $\alpha$ ". (fig 3.2)

Le second angle critique  $\gamma$  est la position d'angle pour laquelle la plus petite (soit a ou b) est égal à  $W/2$ .

Il est clair que les valeurs des angles critiques divisent la surface réfléchissante en différentes zones. La réflexion d'un point d'une des différentes zones est interceptée par la cible dans une des trois manières discutées précédemment.

Les valeurs des angles critiques sont fonction de la largeur réduite de la cible, par définition des angles critiques nous avons:

$$b_{\theta=\alpha} = \frac{W}{2} \quad \text{et} \quad a_{\theta=\gamma} = \frac{W}{2} \quad (8)$$

De l'aquations 1,2 et 8, les relations entre les angles critiques et la largeur reduite peuvent être deduites.

$$B = \frac{2}{\cos \alpha (1 + \cos \alpha) (1 - \text{tg } \theta \text{ tg } \alpha)} \quad (9)$$

$$B = \frac{2}{\cos \gamma (1 + \cos \gamma) (1 + \text{tg } \theta \text{ tg } \gamma)} \quad (10)$$

La relation entre la largeur réduite avec le premier angle critique et le second angle critique est montrée respectivement dans la figure 3.3 et 3.4.

### 3.2.2. Contribution

La contribution C d'un point quelconque de la surface réfléchissante est donnée par

$$C = \frac{\text{Radiation réfléchie par le point et interceptée par la cible}}{\text{Radiation totale réfléchie par le point}}$$

Une valeur quelconque de la position d'angle indique deux points de la surface réfléchissante, de part et d'autre de l'axe de la parabole.

Les radiations réfléchies par cette paire de points sont répandues sur une certaine largeur du plan focal. Cette largeur est appelée "largeur Déployée" et est notée par  $\bar{W}$ . Il est évident que  $\bar{W}$  est égal à  $2b$  pour une valeur quelconque de  $\theta < 90^\circ$ .

La Contribution pour une valeur quelconque de la position d'angle est donnée approximativement par

$$C = \frac{W}{\bar{W}} \quad (11)$$

A partir de cette équation, nous obtenons

$$C = \frac{B}{2} \cos \theta (1 + \cos \theta) (1 - \tan \theta \tan \theta) \quad (12)$$

Il peut être vu (équation 12) que la Contribution d'un point quelconque est fonction à la fois de l'angle de position  $\theta$  et la largeur réduite B.

(Fig 3.5) montre la variation de la contribution avec l'angle de position pour différentes valeurs de la largeur réduite.

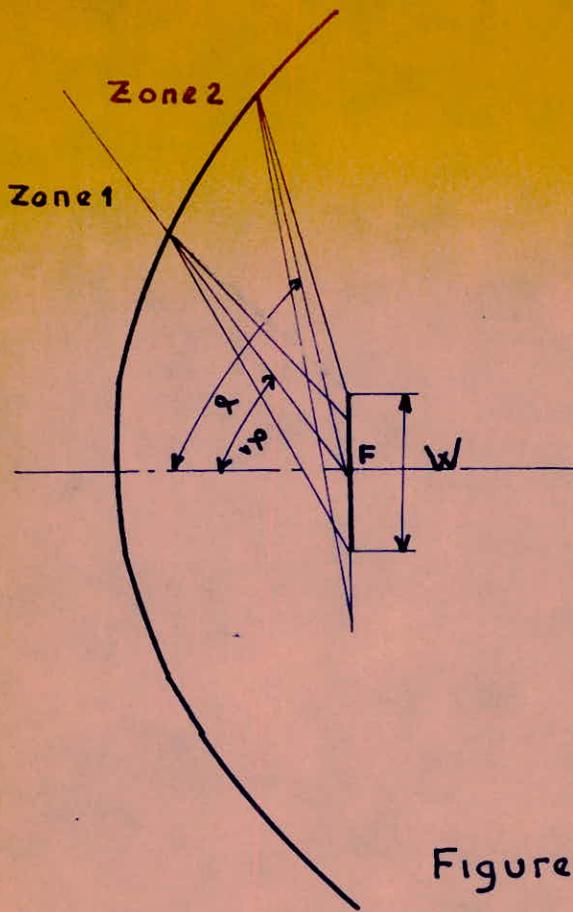


Figure 3-2

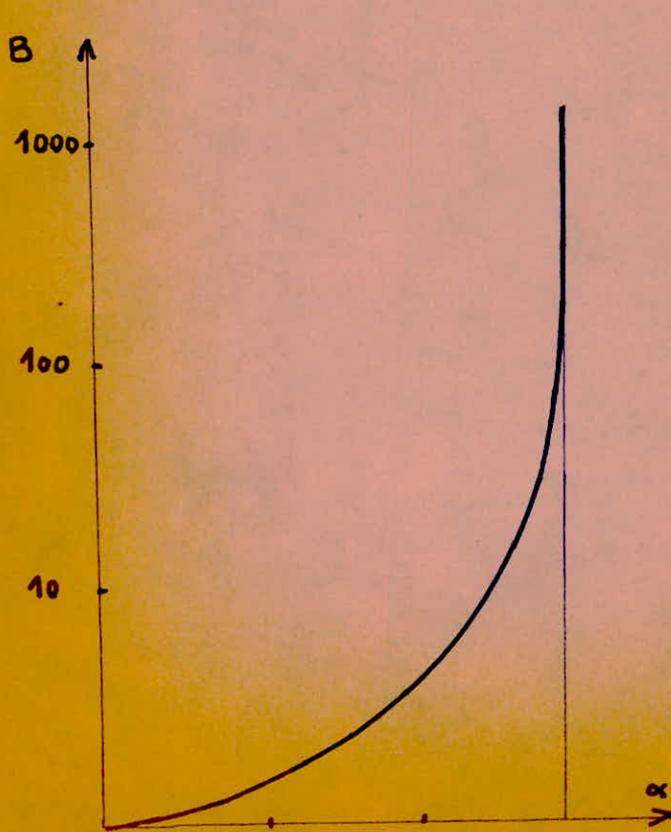


Figure 3-3

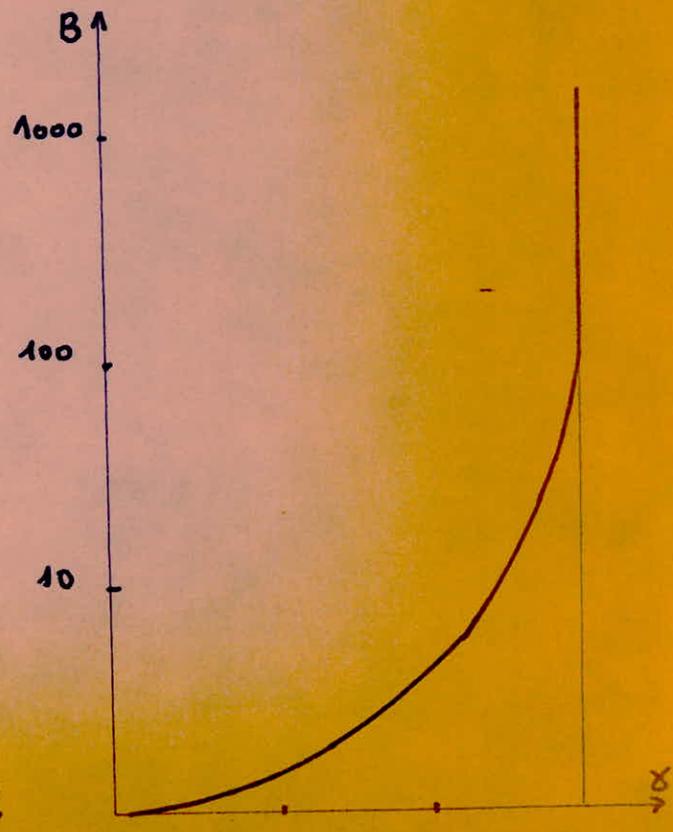


Figure 3-4

### 3.2.3 Puissance Concentrée

La puissance reçue par l'absorbeur est généralement notée par  $P$ . La puissance réduite  $N_p$  est définie par l'équation suivante.

$$\text{§13) } N_p = \frac{P}{I \cdot F \cdot L \cdot \rho} \quad \text{avec } I = \text{intensité des radiation incidentes}$$

$\rho = \text{reflectivité de la surface réfléchissante.}$

$f = \text{Distance focale}$

$L = \text{longueur du concentrateur}$   
Cylindrique

La Puissance reçue par la Zone 1 est connue sous le nom de la première composante  $P_1$  et celle reçue par la Zone 2 comme seconde composante  $P_2$

Si l'angle d'ouverture ( $H$ ) est supérieure à l'angle critique, la Zone d'utilisation totale s'étend de l'axe de la parabole jusqu'à  $(H) = \alpha_1$ . La première composante réduite notée  $N_{P1}$  se calcule comme suit.

$$N_{P1} = 4 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} \quad (14)$$

Cette composante est indépendante de l'angle d'ouverture mais elle dépend de l'angle critique, donc de la largeur réduite. La zone 2 ou zone contributive s'étend sur  $\alpha_1 < \theta < (H)$ . En utilisant la Contribution donnée par l'équation (12), la seconde composante de la puissance réduite peut-être obtenue comme suit.

$$N_{P2} = 2B \left[ \sin (H) - \sin \alpha_1 + \operatorname{tg} \theta (\cos (H) - \cos \alpha_1) \right] \quad (15)$$

Cette composante dépend à la fois de la largeur réduite de l'absorbeur et de l'angle d'ouverture de Réflexion.

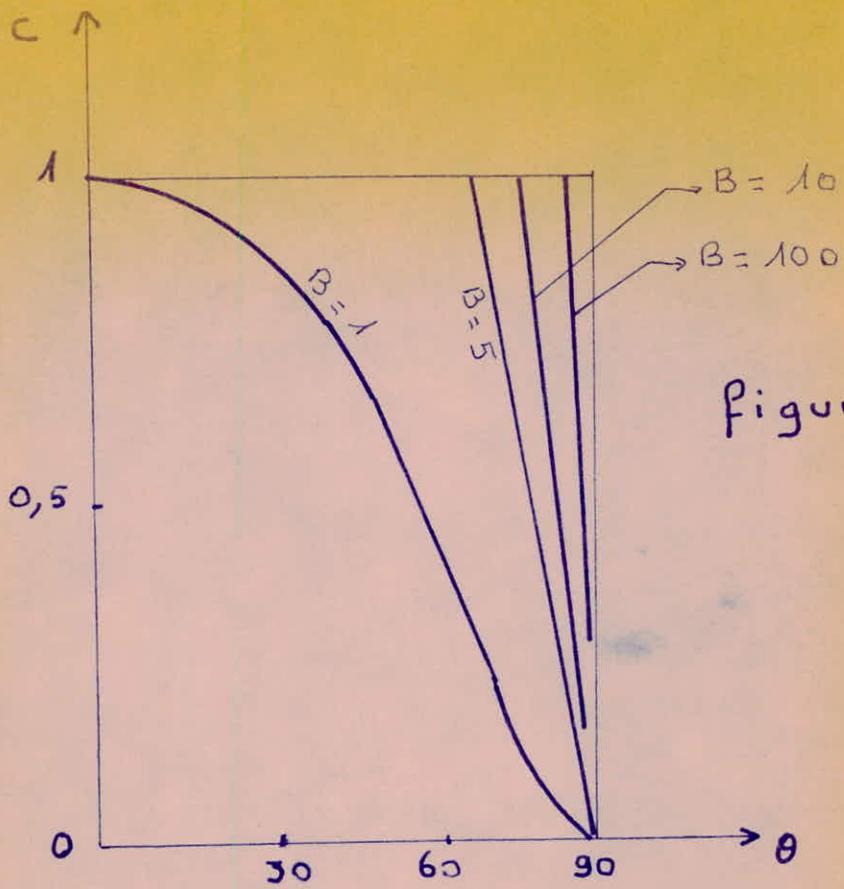


figure 3.5

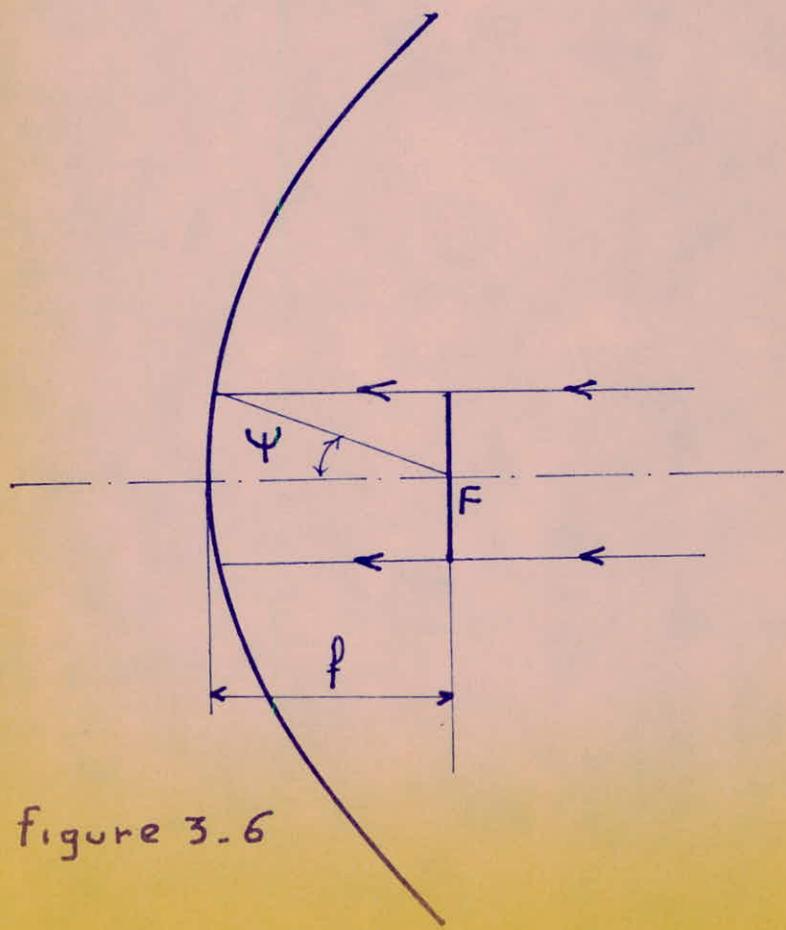


figure 3.6

La puissance totale reduite est

$$N_P = N_{P1} + N_{P2} \quad (16)$$

$$= 4 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} + 2B \left[ \sin(\underline{H}) - \sin \alpha_1 + \operatorname{tg} \emptyset \cdot (\cos(\underline{H}) - \cos \alpha_1) \right]$$

Si la gamme d'angle est inférieure à l'angle critique, la zone contributive est absente (zone 2); Deux bandes sur les deux côtés de la cible ne reçoivent aucune reflexion d'où

$$N_P = N_{P_1} = 4 \operatorname{tg} \frac{(\underline{H})}{2} \quad (17)$$

Dans ce cas, la première composante depend de la gamme d'angle

Une partie de la Surface réfléchissante ne reçoit aucune radiation incidente puisqu'elle est cachée par la cible figure (3.5).

L'angle  $\Psi$  s'appelle "angle d'ombre". Il est fonction de la largeur reduite de la Cible et est donnée approximativement par:

$$\Psi = 2 \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{1}{2} B \operatorname{tg} \emptyset \right) \quad (18)$$

l'angle d'ombre peut avoir une valeur comprise entre zéro et 90° pour les valeurs de B comprises entre zéro et 2/tg  $\emptyset$ . Pour une largeur reduite nous obtenons l'un ou l'autre des deux cas suivants:

$$\frac{2}{\operatorname{tg} \emptyset} + \alpha_1$$

C'est un cas très général puisqu'il convient pour toutes les valeurs de B comprises entre 1,0000 335 et 425,5063 comme il peut être trouvé par l'équation (9) et (18). Dans ce cas si  $(\underline{H}) > \alpha_1$  l'équation (15) est encore applicable mais l'équation (14)

devient

$$N_{P1} = 4 \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} - \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right) \quad (19)$$

D'où la Puissance totale réduite sera.

$$N_P = 4 \left[ \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} - \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right] + 2B \left[ \frac{\sin(\overline{H}) - \sin \alpha_1 + \operatorname{tg} \emptyset (\cos(\overline{H}) - \cos \alpha_1)}{\cos \alpha_1} \right] \quad (20)$$

Si  $\psi < \overline{H} < \alpha_1$  l'équation (17) devient

$$N_P = N_{P1} = 4 \left( \operatorname{tg} \frac{\overline{H}}{2} - \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right) \quad (21)$$

Naturellement si  $\overline{H} < \psi$ , la surface réfléchissante ne reçoit aucune radiation incidente.

$$2^\circ) \quad \psi > \alpha_1$$

Dans ce cas la zone 1 est absente. La puissance totale réduite est donnée par l'équation (15) dont laquelle l'angle critique  $\alpha_1$  est remplacée par  $\psi$  donc.

$$N_P = N_{P2} = 2B \left[ \sin \overline{H} - \sin \psi + \operatorname{tg} \emptyset \cdot (\cos \overline{H} - \cos \psi) \right] \quad (22)$$

Ce cas n'est pas pratique, il est seulement vrai dans des ordres insignifiants de B : 0 à 1,0000 335 et 425,5063 à 429,7193 fig.(3.7.).

La fig.(3.7) est une représentation de la puissance totale réduite comme elle est donnée par les équations 19,20;21 en fonction de la largeur réduite de la cible. Le Courbe supérieure représente le cas où  $\overline{H}=90^\circ$  quand l'effet d'ombre de la Cible est négligée. Les autres courbes représentent les différentes valeurs de  $\overline{H}$  avec la prise en considération de l'effet d'ombre. La croissance rapide de la puissance au début est due à la croissance rapide de  $\alpha_1$  aux petites valeurs de B

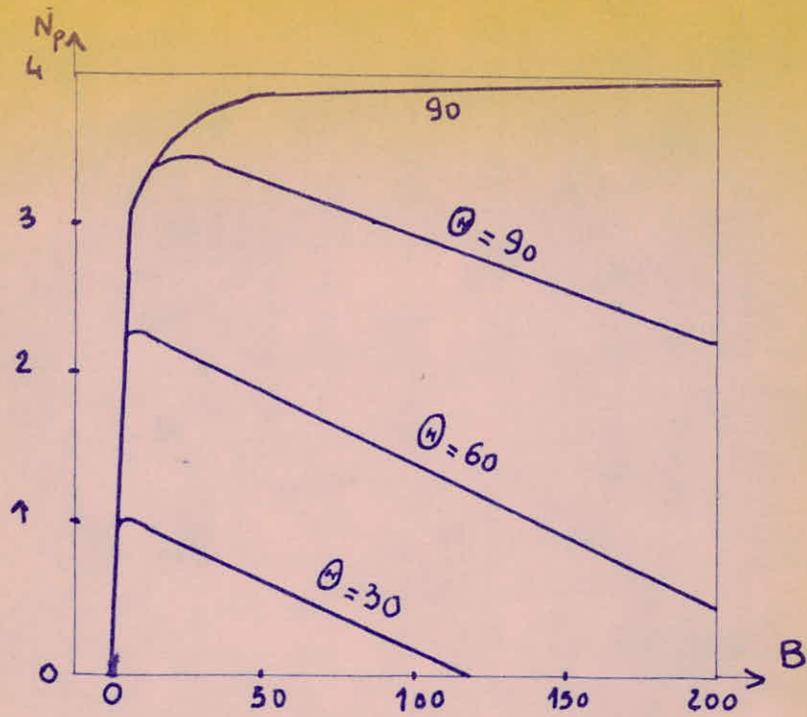


Figure 3-7

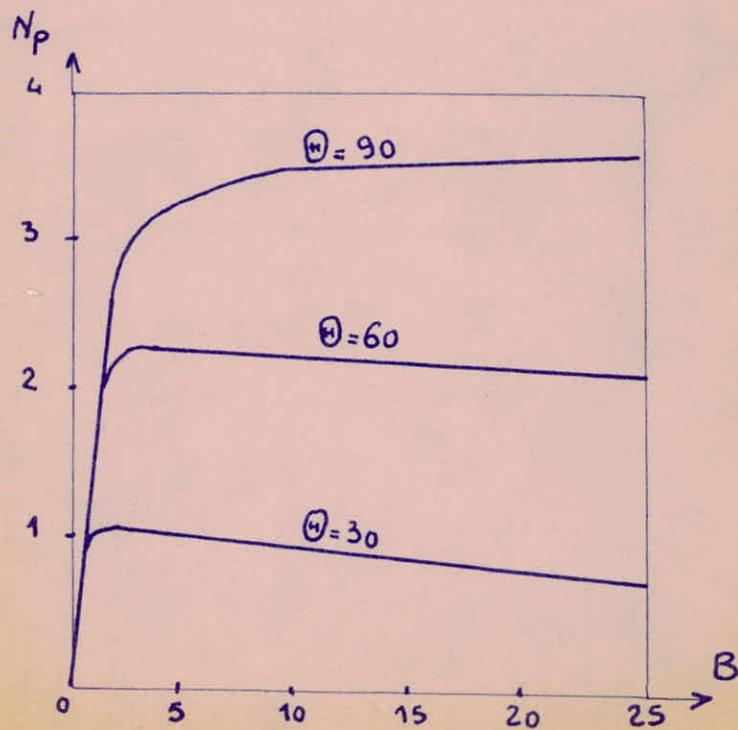


Figure 3-8

Comme le montre la figure (3.3). Quand l'effet d'ombre est pris en considération, la puissance croît jusqu'à une valeur maximale, ensuite quand B croît il tombe à zéro pour une certaine valeur de B où  $\psi = \bar{H}$ .

La grandeur des petites valeurs de B est montrée clairement dans la figure (3.8).

La valeur de la largeur réduite de la cible pour laquelle la puissance réduite maximale s'obtient est connue sous le nom de "largeur réduite optimum" et se note  $B_{opt}$ . L'angle critique correspondant s'appelle "angle critique optimum"  $\alpha_{1opt}$ . Si les radiations incidentes sur la face arrière de la cible sont négligées, il peut être déduit que la valeur acceptable de  $\alpha_{1opt}$  est donnée par

$$\alpha_{1opt} = \sin^{-1} \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right] - \theta \quad (23)$$

La valeur de  $B_{opt}$  peut être trouvée, pour une valeur quelconque de  $\bar{H}$ , en substituant  $\alpha_{1opt}$  dans l'équation (9)

$$B_{opt} = 2 \cos \theta \frac{\left[ 1 - \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right]^2 \left[ 1 + \cos \theta \sqrt{1 - \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right]^2} \right]}{\left[ 1 + \sin \theta \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right] \right]} \quad (14)$$

Utilisant l'équation (23) et (24) nous obtenons

$$N_{Pmax} = \frac{\left[ \cos \theta \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right] - \sin \theta \sqrt{1 - \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right]^2} \right]}{\left[ 1 + \sin \theta \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right] + \cos \theta \sqrt{1 - \left[ \sin(\bar{H} + \theta) - \sin \theta \right]^2} \right]}$$

La valeur optimale de la largeur réduite et la puissance maximale réduite pour différentes valeurs de  $\bar{H}$  sont montrées respectivement figure 3.9) et (3.10).

figure 3.9

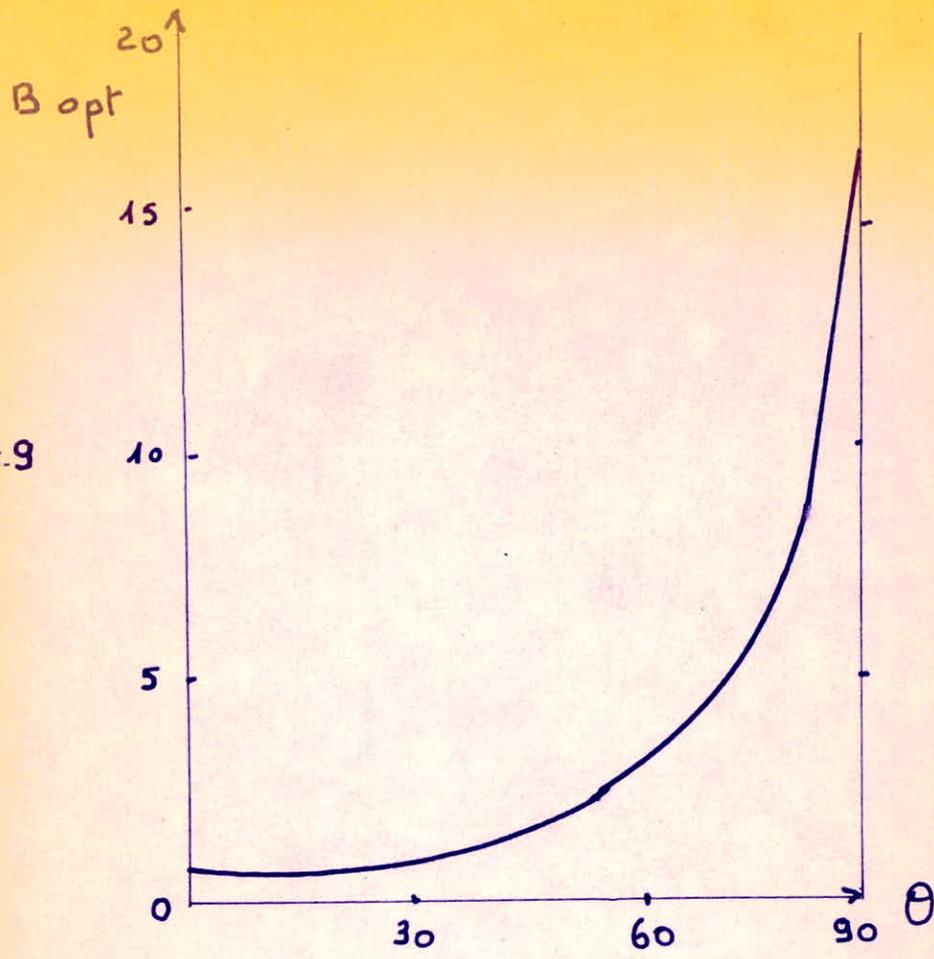
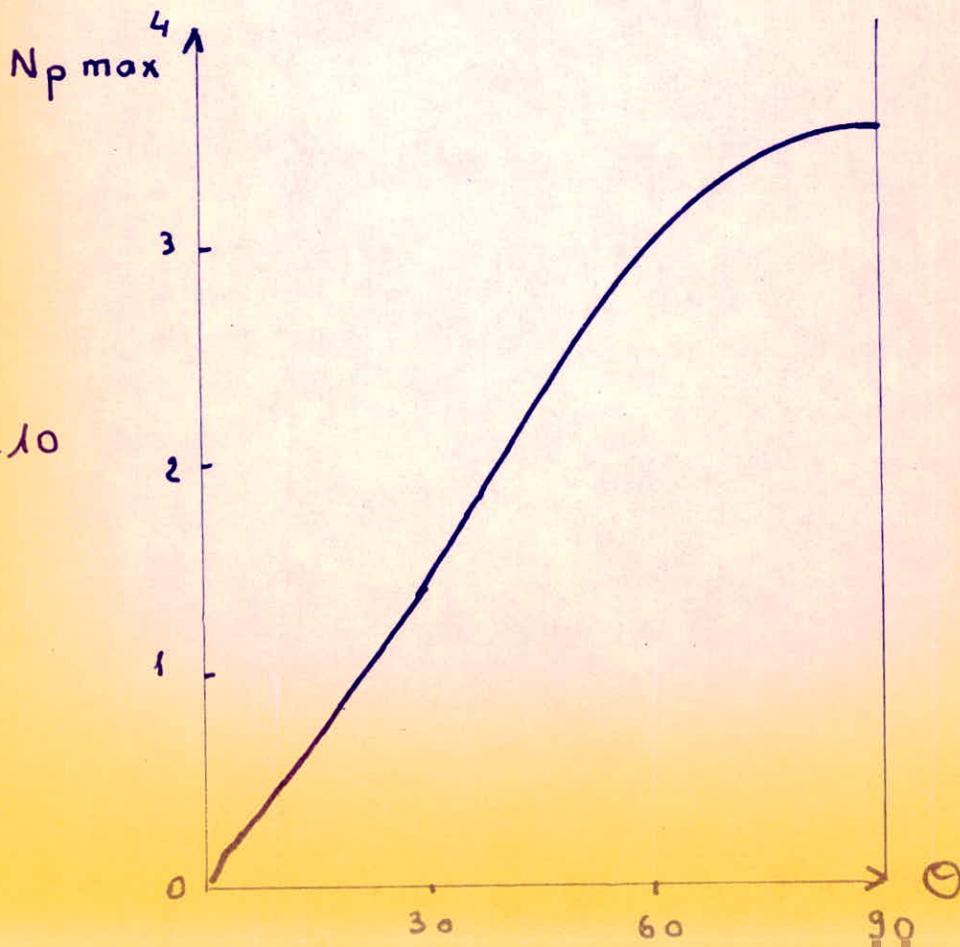


figure 3.10



### 3.2.4 Distribution de la densité du flux

La distance entre un point de la cible et le foyer est notée par:  $s$

Considérons une bande centrale de la cible, dont sa largeur est notée par  $W_s = 2s$ .

La densité du flux  $i$  d'un point de la cible distante de  $s$  au foyer est donnée par:

$$i = \frac{1}{2L} \cdot \frac{dP_s}{ds} \quad [ \text{k w/m}^2 ]$$

où  $P_s$  est la puissance concentrée sur cette bande;

Le rapport de la concentration locale à chaque point de la cible est défini par:

$$r_c = \frac{i}{I_f} = \frac{1}{2LI_f} \cdot \frac{dP_s}{ds}$$

Chaque bande de la cible ayant une largeur  $W_s$  a une valeur correspondante de l'angle critique  $\chi_{1,s}$  (fig:311)

Le rapport entre la largeur de la bande centrale de la cible et celle de la bande focale sera noté par  $b_s$

De l'équation (9) on peut écrire:

$$b_s = \frac{2s}{w} = \frac{2}{\cos \chi_{1,s} (1 + \cos \chi_{1,s}) (1 - \text{tg} \theta \text{tg} \chi_{1,s})}$$

Les points de la cible peuvent être divisés en trois catégories classées dans l'ordre de distance décroissante à partir du foyer.

1°-Cas :  $\alpha_{1,s} > (\hat{H})$

S'ils existent, ces points ne reçoivent aucune radiation réfléchie.  $r_c$  est nul dans toute cette région

2°- cas  $\psi < \alpha_{1,s} < (\hat{H})$

L'expression de la puissance  $P_s$  est donnée par une équation similaire à l'équation (20)

d'où

$$r_c = \operatorname{cosec} \varnothing \left[ \sin((\hat{H}) + \varnothing) - \sin(\alpha_{1,s} + \varnothing) \right]$$

On remarque que  $r_c$  est indépendant de B

Il dépend de  $(\hat{H})$  et la position s du point qui détermine uniquement  $\alpha_{1,s}$

La valeur de  $r_c$  croit lorsque  $(\hat{H})$  croit et la distance au foyer décroît.

3° cas  $\alpha_{1,s} < \psi$

L'expression de la puissance  $P_s$  est donnée par une équation similaire à l'équation (22).

$$\text{On écrit: } r_c = \operatorname{cosec} \psi \left[ \sin((\hat{H}) + \varnothing) - \sin(\psi + \varnothing) \right]$$

$r_c$  est indépendant de la position du point

Il dépend de  $(\hat{H})$  et B qui détermine  $\psi$

La valeur de  $r_c$  décroît avec la croissance de  $(\hat{H})$  et avec la décroissance de  $\psi$  c'est à dire la décroissance de B

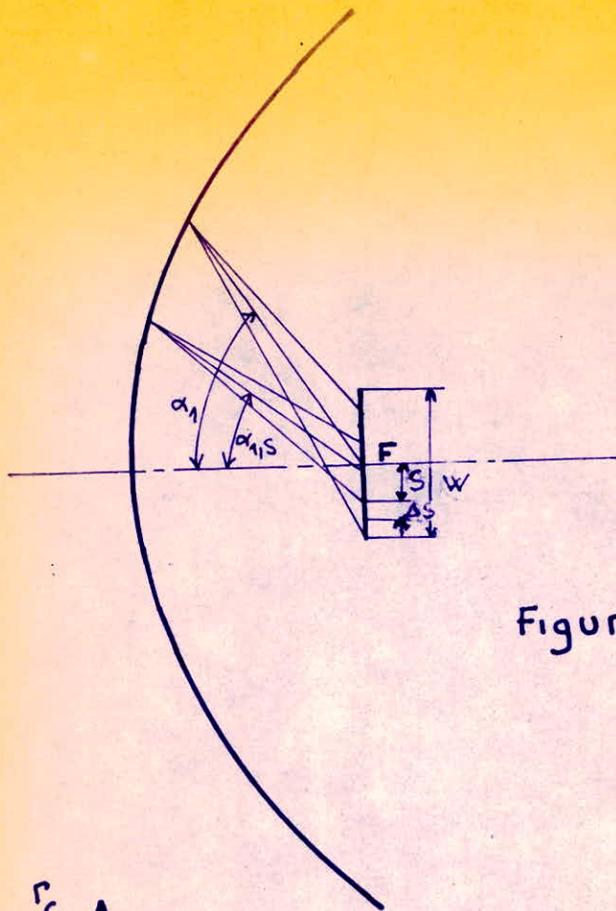


Figure 3-11

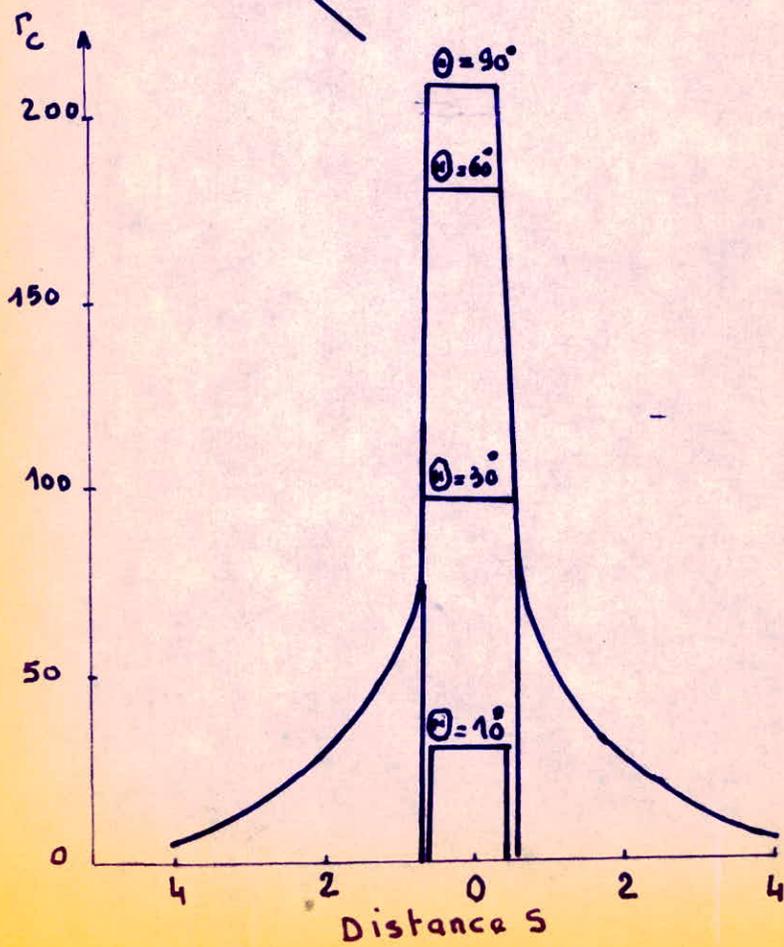


Figure 3-12

La distribution non uniforme de la densité de flux peut [Fig 3.12] être remplacée par une densité de flux uniforme équivalente sur toute la cible telle que la puissance totale reçue reste in. changée.

Cette densité de flux uniforme sera nommée: densité de flux moyen:  $I_{\text{moy}}$

Le rapport de  $I_{\text{moy}}$  et de l'intensité de la radiation incidente  $I$  s'appelle: rapport de concentration moyenne on le note par  $R_c$

$$\text{par définition } R_c = \frac{I_{\text{moy}}}{I} = \frac{N_P}{2 \text{ tg } \theta B}$$

La figure (3.13) montre la variation de  $R_c$  en fonction de  $\theta$  pour plusieurs valeurs de  $B$

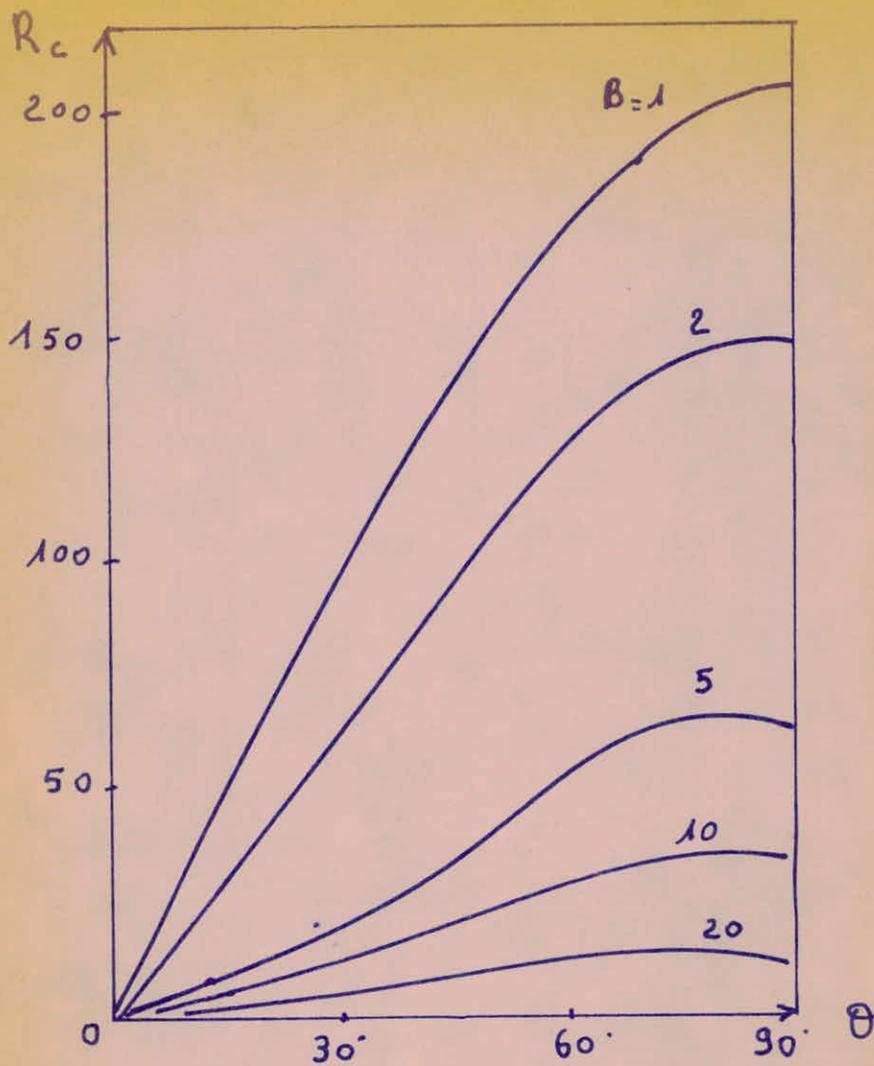


figure 3.13.

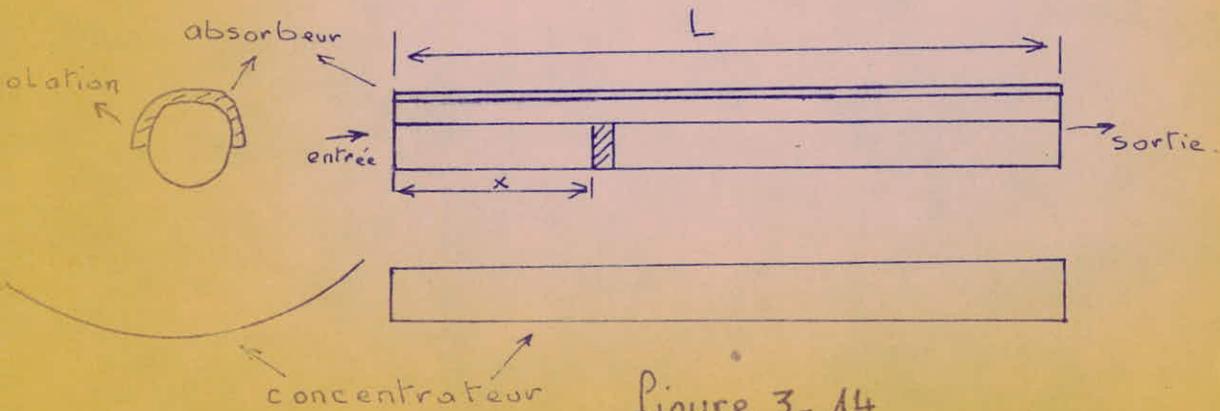


figure 3.14

### 3.3. Bilan d'Énergie

#### 3.3.1 Gain Utile

Comme pour un Capteur Plan les bilans énergétiques sont utilisés pour décrire les performances des capteurs focalisants

Considérons un Cylindro-Parabolique comme le montre la figure ( 3. 14 ) , par Unité de surface d'ouverture, le bilan énergétique à la position x peut-être écrit comme:

$$q_u = H_b \times R_b \cdot f \cdot \tau \cdot \alpha - U_l \frac{A_r}{A_a} (t_{r,x} - T_a)$$

où si tout l'absorbeur est à une température uniforme  $T_r$  le gain utile pour le Capteur est

$$Q_u = \frac{A}{A_a} \cdot H_b \cdot R_b \cdot \tau \cdot \alpha - U_l \frac{A_r}{A_a} (T_r - T_a)$$

Où les différentes termes représentent

$\tau$  = la fraction de Radiation réfléchié spéculairement qui est interceptée par l'absorbeur est le facteur interception

$f$  = La réflectance spéculaire de la surface du réflecteur

$\tau \alpha$  = La transmittance de la couverture et le facteur d'absorbeur du récepteur.

$H_b$  = La composante directe du rayonnement solaire incident sur le plan de mesure (donnée par le pyréliomètre)

$R_b$  = Rapport entre le rayonnement normal à la surface inclinée et le rayonnement  $H_b$  sur le plan de mesure

$\frac{A_a}{A_r}$  = Rapport de la surface effective sur la surface

de l'absorbeur (rapport de Concentration).  $A_a$  est la projection de la surface non cachée du réflecteur qui est petite que la surface totale d'ouverture.

$U_1 (T_r - T_a)$  = Pertes thermiques par unité de surface pour un récepteur à une température  $T_r$  dans une ambiance à la température  $T_a$

### 3.3.2. Pertes

Il existe deux sortes de Pertes; les pertes optiques qui ne dépendent que des qualités du Capteur et les pertes Thermiques qui ne dépendent que de la température du fonctionnement

#### 1°) Pertes optiques:

Les pertes optiques interviennent sur le flux de Rayonnement avant sa Conversion dans l'absorbeur, elles dépendent essentiellement de quatre facteurs  $\tau, \alpha, \rho, \gamma$ .

La transmittance  $\tau$  et le facteur d'absorption  $\alpha$  ont la même signification que pour les capteurs plans, leurs valeurs diffèrent de celles des capteurs plans pour plusieurs raisons qui sont dépendantes de la conception particulière du Système.

La réflectivité  $\rho$  est une fonction de la nature de la surface. La grande réflectivité est obtenue par l'utilisation d'un dépôt de métal ou miroir.

Le facteur d'interception  $\gamma$  représente un facteur significatif dans le bilan d'Énergie, il est une propriété du concentrateur.

et son orientation pour produire une image, et de l'absorbeur et sa position relative par rapport au concentrateur pour intercepter une partie de cette image.

## 2°) Perte Thermiques:

Les Méthodes de calcul des pertes thermiques pour l'absorbeur d'un système focalisant ne sont pas facilement résumées comme dans le cas des capteurs plans mais les mêmes principes sont utilisés.

Pour l'absorbeur les formes sont largement variables, les températures sont grandes, l'effet de bord est important, les termes de Conduction sont grands et les problèmes sont engendrés par le fait que le flux radiatif sur l'absorbeur n'est pas uniforme.

Considérons un capteur Cylindro-parabolique et un récepteur circulaire nu (sans vitrage). Le Coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et le tube est  $h_1$ , et le coefficient de pertes pour l'extérieur du tube est  $U_1$ . Noter que  $U_1$  ne compte que pour les radiations avec le ciel dû au réflecteur. Le coefficient  $U_1$  est donnée par:

$$U_1 = \left( \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_r} \right)^{-1}$$

$h_v$  = coefficient dû au vent, est donné par  $h_v = 5,7 + 3,8 V$   
avec en  $m/s$   $h_r = 4 \epsilon_r \overline{T_r}^3$

où  $T_r$  est la température moyenne pour la radiation et  $\epsilon_r$  est l'émissance du récepteur (absorbeur). Puisque le flux de chaleur dans un système concentrateur est grand, la résistance thermique de la surface extérieure du tube fait intervenir

l'épaisseur du tube.

Le coefficient total de transfert de chaleur (basé sur le diamètre extérieur du tube) de l'extérieur au fluide est

$$U_o = \left( \frac{1}{U_l} + \frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o}{2 k_1} \frac{L D_o / D_i}{D_i} \right)^{-1}$$

où  $D_i$  et  $D_o$  sont le diamètre intérieur et extérieur du tube,  $h_i$ : coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube, et  $K_1$  est la conductivité thermique du tube.

Ecrivons le bilan d'énergie, le gain d'énergie utile par unité de longueur du collecteur peut être exprimé avec la température local de l'absorbeur,  $T_r$  comme

$$q_u = \frac{A_a}{L} \cdot H_b \cdot R_b \cdot \beta \cdot \alpha \cdot \gamma - \pi D_o \cdot U_L (T_r - T_a)$$

et aussi, avec les termes du transfert d'énergie pour le fluide comme

$$q_u = \frac{\pi D_o \cdot (T_r - T_f)}{\frac{D_o}{h_i D_i} + (D_o \cdot L D_o / D_i) / 2 k_1}$$

Si nous éliminons  $T_r$  entre les 2 équations précédentes nous avons

$$q_u = \frac{F' A_a}{L} \left[ S - \frac{A_r}{A_a} U_l (T_f - T_a) \right]$$

avec  $F' = \frac{U_o}{U_l}$ ,  $A_r = \pi D_o L$ ,  $S = H_b R_b \beta \alpha \gamma$

d'où l'équation résultante est:

$$Q_u = A_a \cdot F_R \left[ S - \frac{A_r U_l}{A_a} (T_{f_i} - T_a) \right]$$

Avec le facteur d'écoulement F "egal à,

$$F = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m} c_p}{A_r U_1 F'} \quad \left( 1 - \epsilon^{-Ar} U_1 F' / \dot{m} c_p \right)$$

La même analyse s'applique à un absorbeur couvert (Vitrage), mais il est nécessaire d'inclure la transmittance-absorption effective produite en S et d'évaluer  $U_1$  en ajoutant les resistance thermiques.

$$U_1 = \left( \frac{D_o L \epsilon D/D_o}{2 K_2} + \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_r} \right)^{-1} \quad \text{avec } D = \text{diamètre de l'enveloppe}$$

où  $h_r = 4 \sigma \epsilon_e \overline{T_e}^3$  avec  $\epsilon_e$  emissivité du verre  
 et  $T_e =$  Température moyenne pour la Radiation du verre.

$K_2 =$  Coefficient de Conductivité Thermique de l'air.

Chapitre 4 Refrigeration  
-----

CHAPITRE IV : REFRIGERATION

---

4 - 1 INTRODUCTION

Le froid artificiel est devenu un auxiliaire de notre vie et la multiplicité de ses applications n'étonne plus personne, tant son usage est répandu.

Tout le monde connaît aujourd'hui son utilisation pour la conservation des denrées alimentaires qui a permis, quelles que soient les conditions atmosphériques, d'en éviter des pertes importantes en cours de transport, de commercialisation et de consommation.

Le froid contribue non seulement en qualité mais également en quantité à l'alimentation, car il permet la constitution de stocks de sécurité en périodes d'abondance et leur utilisation durant celles de pénurie.

#### 4 - 2 MACHINES FRIGORIFIQUES

Le principe d'une machine frigorifique est d'enlever une quantité de chaleur à une source froide et de la restituer à une source chaude/

Ce résultat peut être obtenu par différents procédés chimique ou physique.

Comme procédé chimique, on peut citer la dissolution d'un corps solide de chaleur de dissolution négative, c'est à dire avec absorption de chaleur.

Du point de vue physique, un abaissement de température peut se produire par transformation de chaleur en une autre forme d'énergie avec production d'un travail qui doit vaincre des forces externes ou internes. Ce but peut être atteint en faisant parcourir à un gaz un cycle de Carnot inversé.

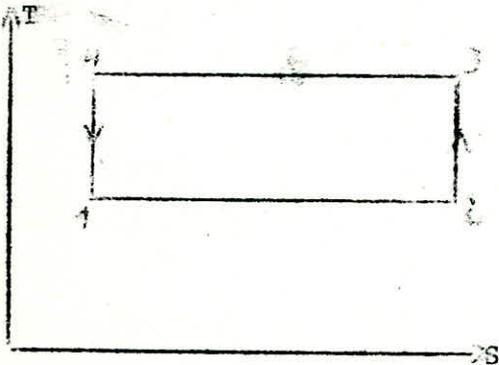
Le fonctionnement des machines frigorifiques modernes repose sur le dernier procédé.

Parmi les machines travaillant suivant des méthodes physiques , on peut citer :

- les Machines à compression
- les machines à absorption.

4 - 3 CYCLE DE CARNOT INVERSE

Représentons ce cycle sur le diagramme T - S



Le cycle de Carnot se compose de quatre transformations réversibles :

- deux isothermes
- deux adiabatiques.

1 - 2 détente isotherme pendant laquelle la chaleur est absorbée à la source froide à la température  $T_1 = T_2 = T_f$

$$\text{chaleur absorbée } Q_{1-2} = T_f (S_2 - S_1)$$

2- 3 compression adiabatique :

dans cette compression, le fluide reçoit un travail de compression

$$W_{2-3} \quad \text{On a } Q_{2-3} = 0$$

3 - 4 compression isotherme pendant laquelle de la chaleur est rejetée.

$$Q_{3-4} = T_c (S_4 - S_3) = -T_c (S_2 - S_1)$$

$$T_c = T_3 = T_4$$

4 - 1 DETENTE ADIABATIQUE POUR RAMENER LE GAZ A SON ETAT INITIAL :

Si nous désignons par  $W_c$  le travail échangé dans le cycle d'après le premier principe de la thermodynamique, on a

$$W_c + Q = 0 \quad \text{---} \quad W_c + Q_{1-2} + Q_{3-4} = 0$$

donc  $W_c = - (Q_{1-2} + Q_{3-4})$

En remplaçant  $Q_{1-2}$  et  $Q_{3-4}$  par leurs expressions en fonction de la température et de l'entropie, on a :

$$W_c = (T_c - T_f) (S_2 - S_1)$$

Par définition, le coefficient d'effet frigorifique est le rapport de la chaleur absorbée à la source froide par le travail du cycle.

$$= \frac{Q_{1-2}}{W_c} = \frac{T_f (S_2 - S_1)}{(T_c - T_f) (S_2 - S_1)} = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

$$= \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Production spécifique

L'unité S.I. est le frigorie (F) par Kwh.

1 Kwh = 3600 kj et comme 1 Kcal = 4,18 kj

On a donc : 1 Kwh = 860 kcal.

On a défini précédemment  $\epsilon = \frac{Q_{1-2}}{W_c}$  soit  $Q_{1-2} = W_c$

et pour un travail de 1 Kwh, on définit la production frigorifique spécifique  $K_f = W_c$

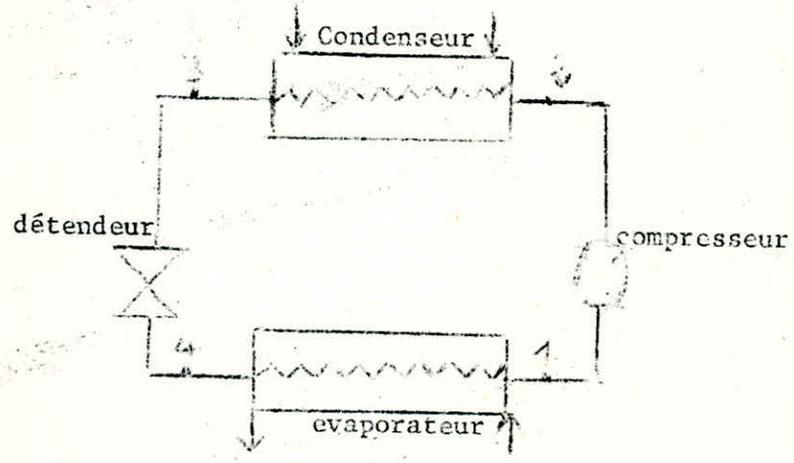
$$K_f = 360$$

4 - 4 - MACHINES A COMPRESSION

4-4-1 Fonctionnement :

On peut représenter schématiquement (figure 4-2) le fonctionnement d'une machine frigorifique à compression ordinaire réduite à ses organes essentiels :

- Evaporateur
- Condenseur
- Compresseur
- Détendeur.

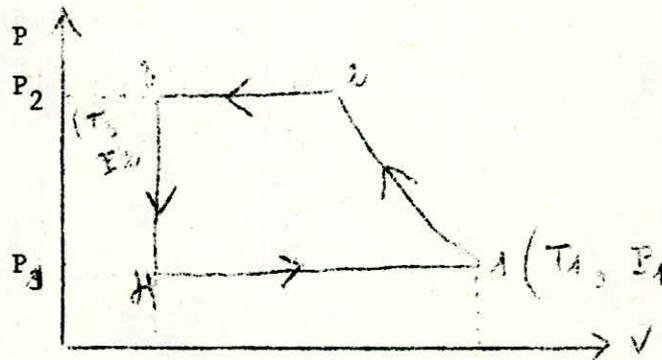


Le fluide entre à l'état liquide dans l'évaporateur où il s'évapore à une température  $T_1$  en absorbant de la chaleur, c'est à dire en produisant du froid.

Ce compresseur aspire les vapeurs ainsi formées et entretient dans l'évaporateur la pression ou plutôt la dépression  $P_1$  - correspondant à la tension de vapeur saturée à la température  $T_1$  et susceptible de favoriser la vaporisation du fluide. Le compresseur refoule ensuite les vapeurs comprimées, dans le condenseur. Sous action de l'air (ou eau fraîche) qui circule autour du condenseur. Les vapeurs se refroidissent, se condensent et se liquéfient à une température  $T_3$ . Le fluide sort à l'état liquide du condenseur où règne la température  $T_3$  à laquelle correspond la tension de vapeur  $P_2$ .

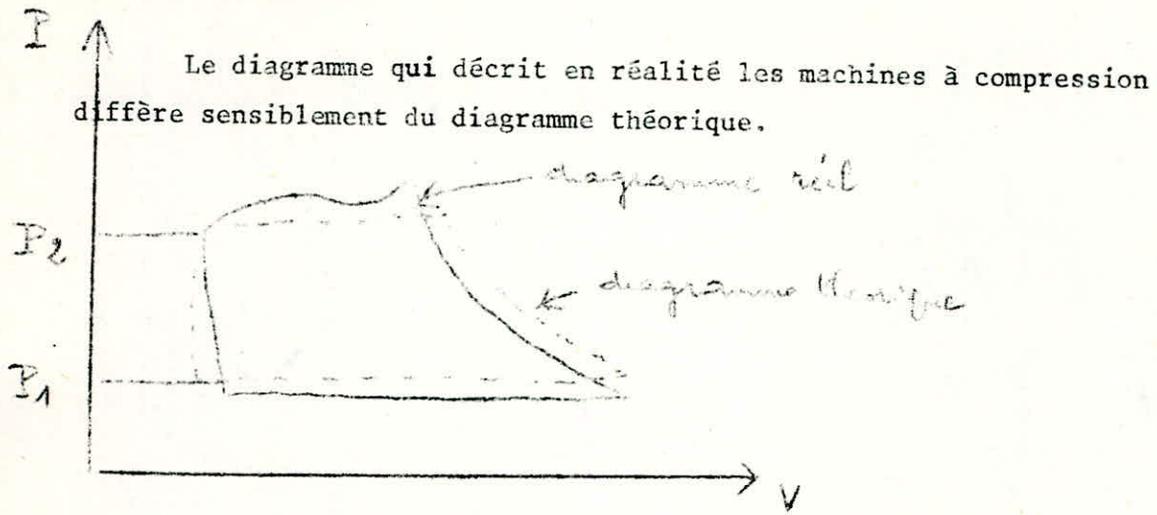
Grâce à la différence de pression  $P_2$  et  $P_1$  qui règne entre le condenseur et l'évaporateur, le liquide s'écoule avant de pénétrer de nouveau dans l'évaporateur, à travers un détendeur.

4-4-2 Diagramme théorique :



- |     |  |
|-----|--|
| 4-1 | Correspond à l'aspiration du compresseur (évaporateur) |
| 1-2 | compression adiabatique (compresseur)                  |
| 2-3 | condensation (condenseur)                              |
| 3-4 | détente (détendeur)                                    |

4-4-3 Diagramme réel :



On voit que la pression dans le cylindre pendant l'aspiration est inférieure à celle qui existe dans l'évaporation. Cette dépression est nécessaire pour maintenir ouverte la soupape d'aspiration qu'un ressort tend constamment à fermer et pour vaincre les résistances, par frottement dans les tuyauteries.

De même qu'au refoulement, la pression exercée sur le piston est supérieure à celle qui existe dans le condenseur. D'autre part, la transformation de détente n'est plus isochore à cause de l'espace nuisible et du retard dans l'ouverture de la soupape d'aspiration.

La dépression et la surpression correspondent au travail de décollement des soupapes.

A cause de la présence de vapeurs humides, à l'inétanchéité du piston, des soupapes, des garnitures, la pression à l'intérieur du cylindre pendant la période de compression est inférieure à la pression théorique.

#### 4-4-4 Possibilité de fonctionnement à l'énergie solaire

Il est possible d'obtenir du froid par des procédés mécaniques en transformant d'abord l'énergie solaire en énergie mécanique et en faisant fonctionner un réfrigérateur à compression.

Les coefficients de transformations de l'énergie solaire en énergie mécanique pour les éléments de faible puissance sont de l'ordre de 5 à 6%.

Ce faible rendement de transformation laisse à l'heure actuelle un problème difficile à résoudre.

Même avec un coefficient d'effet frigorifique de quatre ou plus, on arrive aux mêmes résultats obtenus par la réfrigération à absorption.

79

4 - 5 MACHINES A ABSORPTION

4-5-1 Introduction :

La machine à absorption, (ou à "affinité") est une machine purement thermique, c'est à dire que l'énergie nécessaire pour le déroulement du processus est fournie sous forme de chaleur, abstraction faite d'un travail mécanique d'une pompe assurant éventuellement la circulation de la solution.

Par analogie à la machine à compression, l'aspirateur des vapeurs par le compresseur est remplacé par l'affinité du dissolvant froid pour le fluide frigorigène, et la compression par la tension que prend le gaz sous l'action d'un chauffage énergétique.

Ce type de machine est basé sur la variation de la solubilité d'un gaz (fluide frigorigène) dans un liquide (absorbant) en fonction de la température.

Cette machine est construite à fonction continue intermittente.

Les installations frigorifiques à absorption étaient largement employées ; cependant, avec le développement et le perfectionnement des compresseurs, elles ont été remplacées par les installations frigorifiques à compression mécanique.

#### 4-5-2 Fonctionnement du système continu :

On chauffe le bouilleur par un moyen quelconque (gaz, vapeur, électricité, fumée) de manière à évaporer l'ammoniac qui se comprime lui-même à une pression suffisante pour pouvoir entrer dans le condenseur, après élimination de la vapeur d'eau entraînée.

L'ammoniac liquide est détendu à travers un robinet de réglage et amené à l'évaporation où il se vaporise en empruntant de la chaleur au milieu à refroidir.

L'ammoniac gazeux est mis en contact dans l'absorbeur avec la solution épuisée venant du bouilleur.

La circulation de la solution pauvre entre le bouilleur et l'absorbeur s'effectue spontanément sous l'action de la forte pression qui règne dans le bouilleur. D'autre part, la densité de la solution ammoniacale étant d'autant plus faible que sa concentration est plus forte, la solution a donc tendance à se rassembler au fond du bouilleur au fur et à mesure qu'elle s'appauvrit en ammoniac ; c'est donc une solution pauvre en ammoniac qui se rendra dans l'absorbeur.

La solution ainsi réenrichie en ammoniac est enfin refoulée, par une pompe dans le bouilleur.

On a évidemment intérêt à ce que la solution riche rentre au bouilleur aussi chaude que possible et à ce que le liquide qui retourne à l'absorbeur soit suffisamment refroidi (dissolution de  $\text{NH}_3$ ).

On place à cet effet, entre l'absorbeur et le bouilleur, un échangeur de température à contre-courant.

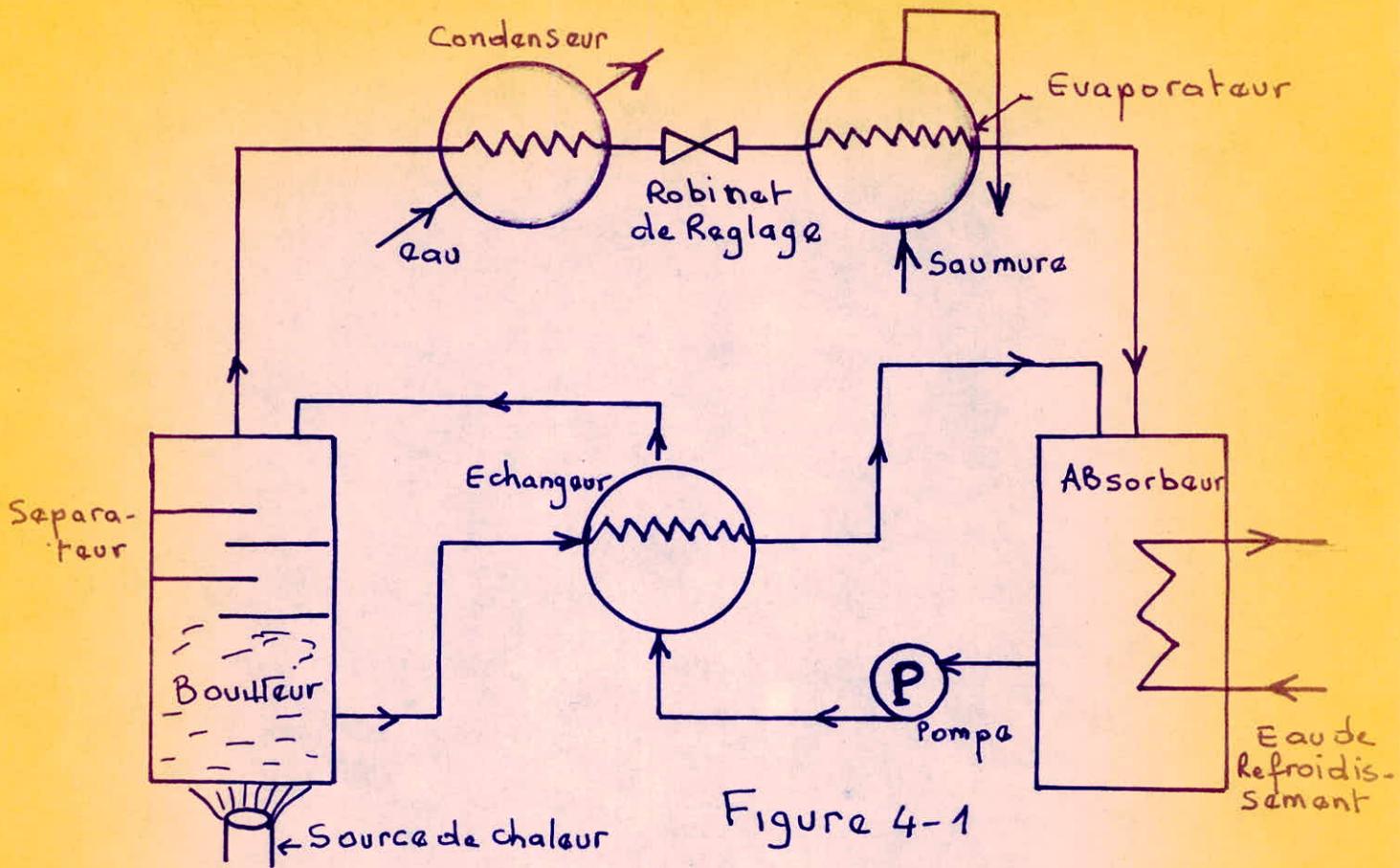


Figure 4-1

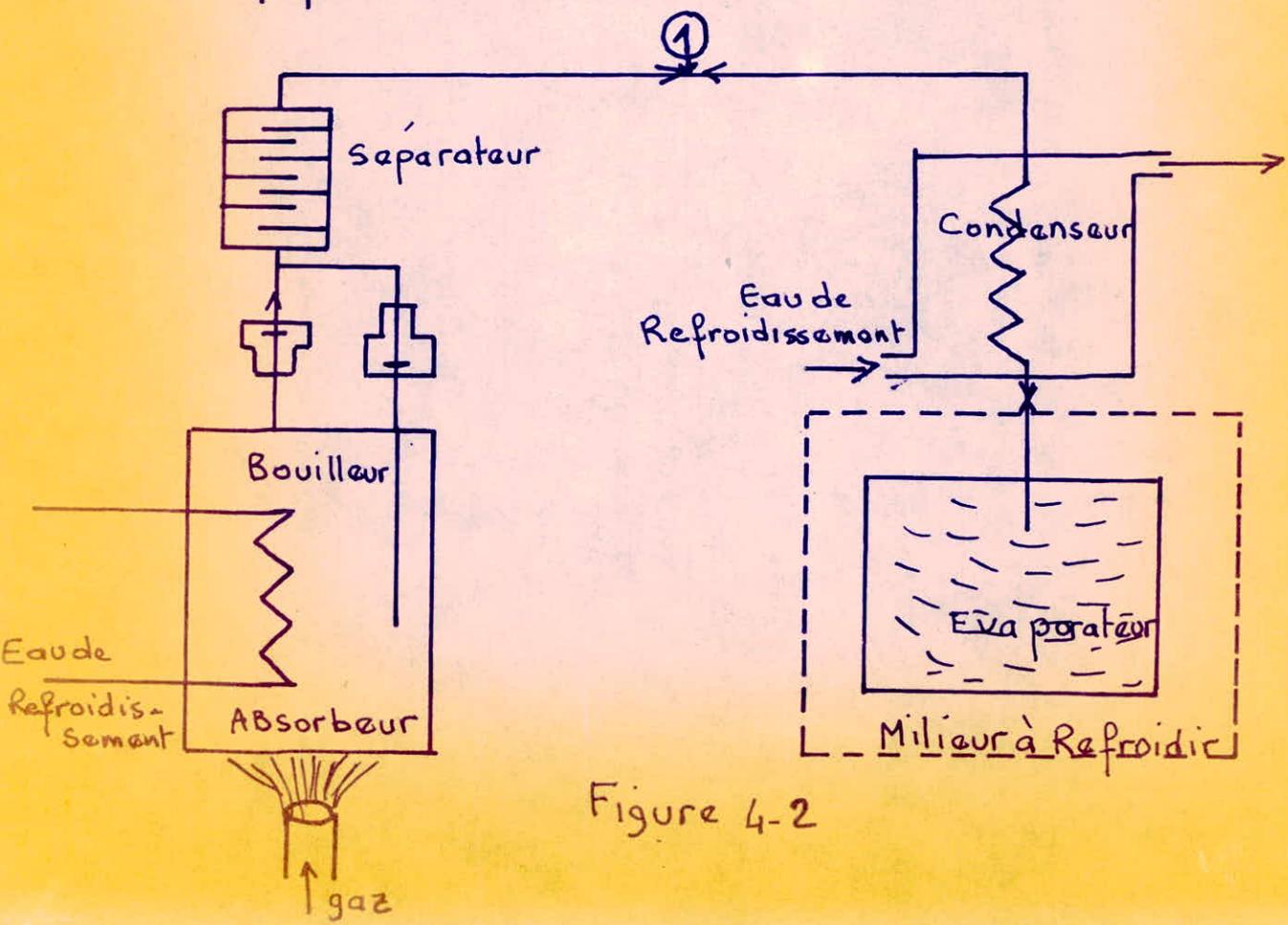
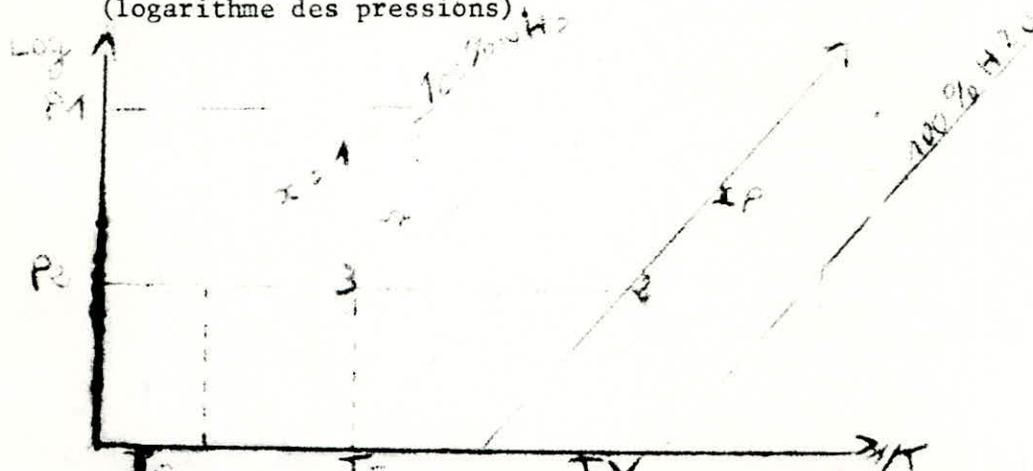


Figure 4-2

## 4-5-2-1 Cycle théorique :

On trace le cycle théorique sur le diagramme d'oldham qui est le plus utilisé et le plus pratique dont l'axe des abscisses est gradué en  $1/T$  (l'inverse de sa température et l'axe des ordonnées en  $\text{Log } P$  (logarithme des pressions))



La solution appauvrie à la concentration  $X_p$  sort bouillante en 1 du bouilleur, à la température  $T_v$  de la source de chauffage et à la pression  $P_1$  de condensation correspondant à la température  $T_r$  de la source de refroidissement du condenseur et de l'absorbeur.

La solution enrichie à la concentration  $X_r$  sort bouillante en 3 de l'absorbeur, à la température  $T_r$  déjà définie et à la pression  $P_2$  qui correspond à la température  $T$  de la source de chauffage de l'évaporation.

#### 4-5-2-3 Cycle réel :

La solution à la sortie du bouilleur  $T_b$  ne peut pas être à la  $t.$  de la source de chauffage  $T_v$  mais de quelques degrés inférieure. En outre, il y a des pertes de charges entre le bouilleur et le condenseur, dont la  $t.$  du condenseur  $T_c$  est inférieure à ce qu'elle serait à la pression  $P_1$ .

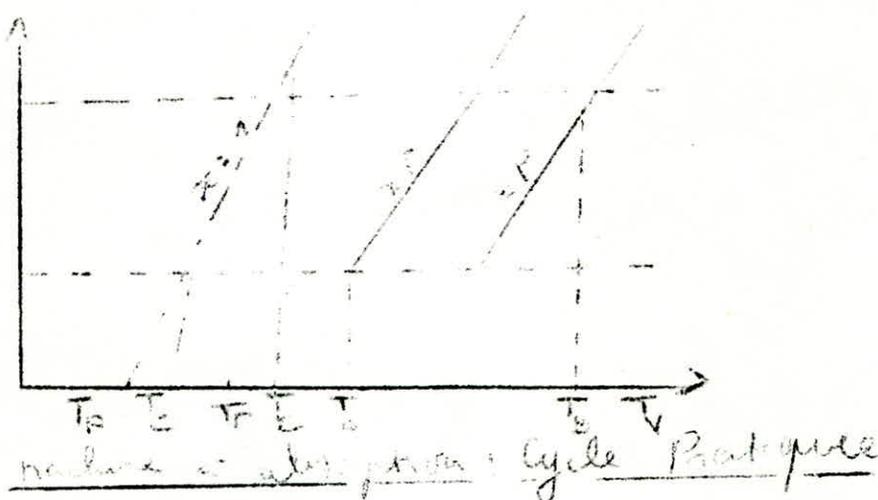
De même, il y a obligatoirement des pertes de charge entre l'évaporateur et l'absorbeur. La température d'évaporation  $T_e$  dans l'évaporateur est supérieure de quelques degrés à  $T_f$ .

La température de condensation  $T_c$  est supérieure de quelques degrés à la température  $T_r$  et comme généralement dans la pratique, l'eau qui refroidit les condenseurs parcourt en serre l'absorbeur, la  $t.$   $T_a$  de fin d'absorption est encore supérieure de quelques degrés à  $T_c$ .

$T_c$

Toutes ces imperfections apparaissent dans la figure B où le cycle est représenté en trait fort.

échelle logarithmique



#### 4-5-2-3 Bilan énergétique :

Bilan général :

Soit  $Q_b$  : la chaleur fournie au bouilleur  
 $Q_o$  : la production frigorifique  
 $Q_p$  : l'équivalent du travail de la pompe  
 $Q_a$  : la chaleur enlevée à l'absorbeur  
 $Q_c$  : la chaleur enlevée au condenseur

On doit avoir :

$$Q_b + Q_o + Q_p = Q_a + Q_c$$

On ne tient évidemment pas compte des quantités de chaleur échangées dans l'échangeur de chaleur car elles n'affectent pas le milieu extérieur/

a) Bilan de l'évaporateur :

Si  $H_o$  est la différence d'enthalpie du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur, le débit masse qui passe dans l'évaporateur est  $\dot{m}$  tel que :

$$\dot{m} H_o = Q_o$$

b) Bilan du bouilleur :

Soit  $\dot{m}_r$  le débit masse de solution riche qui circule par kilogramme de fluide frigorigène. On en déduit :

$$\dot{m}_r \cdot x_r - (\dot{m}_r - 1) x_p = 1$$

d'où :

$$\dot{m}_r = \frac{1 - x_p}{x_r - x_p}$$

Par kilogramme de fluide frigorigène passant dans l'évaporateur, il entre donc  $\dot{m}_r$  kg de liqueur riche dans le bouilleur. Il en sort 1 kg de fluide frigorigène et  $(\dot{m}_r - 1)$  kg de liqueur pauvre.

Si on appelle :  $H''_b$  : l'enthalpie de la vapeur  
 $H_e$  : l'enthalpie à l'entrée du bouilleur  
 $H_s$  : l'enthalpie du liquide à la sortie du bouilleur,

on a :

$$q_b = \frac{Q_b}{\dot{m}} = (H_b - H_s) + \dot{m}_r (H_s - H_e)$$

A l'aide du diagramme de Merkel dont l'axe des abscisses est gradué en concentration pondéral et l'axe des ordonnées en enthalpies, on peut calculer avec précision le bilan thermique de chaque appareil.

c) Bilan de l'absorbeur :

Par kilogramme de fluide frigorigène venant de l'évaporateur, il entre, dans l'absorbeur  $(\dot{m}_r - 1)$  kilogramme de solution pauvre, et il en sort  $\dot{m}_r$  Kg de solution riche. Si nous appelons  $H''_A$  l'enthalpie de la vapeur et  $H_e$  et  $H_s$  l'enthalpie du liquide respectivement à l'entrée et à la sortie, on a :

$$q_A = \frac{Q_a}{\dot{m}} = (H_a - H_e) + \dot{m}_r (H_e - H_s)$$

d) Bilan du condenseur :

Si on appelle  $H_c$  la différence d'enthalpie du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie du condenseur, on a :

$$Q_c = \dot{m} H_c$$

e) Bilan de la pompe :

Si on appelle  $H_p$  la différence d'enthalpie créée par la pompe, on a en négligeant le rendement :

$$q_p = \frac{Q_p}{\dot{m}} = \dot{m}_r H_p$$

Où encore, en appelant  $\bar{w}$  la masse volumique de la solution riche

$$q_p = \left( \frac{\dot{m}_r}{\bar{w}} \right) (P_1 - P_2)$$

f) Bilan de l'échangeur :

Dans l'échangeur (solution riche - solution pauvre), si l'on appelle  $H_r$  et  $H_p$  les différences respectives d'enthalpie permises par les températures, on peut écrire :

$$q_e = \frac{Q_e}{\dot{m}} = \dot{m}_r H_r = (\dot{m}_r - 1) H_p$$

4-5-2-4 Rendement :

Le coefficient de performance (ou d'effet frigorifique) rhéorique par définition s'écrit en négligeant le travail de la pompe :

$$\epsilon_{th} = \left( \frac{Q_o}{Q_b}_{th} \right)$$

On admet que  $Q_b$  est fourni à la température constante  $T_b$  et  $Q_o$  à la température constante  $T_o$ . Nous admettons en outre que  $Q_c$  est enlevé au condenseur à la température constante  $T_c$  et  $Q_n$  à l'absorbeur à la même température constante  $T_c$ .

Un cycle de Carnot fonctionnant entre  $T_b$  et  $T_c$  permettrait d'écrire que le travail disponible maximale est égal à :

$$W_b = Q_o \frac{T_b - T_c}{T_c}$$

De la même manière entre  $T_c$  et  $T_o$  on peut avoir une machine frigorifique telle que :

$$W_c = Q_o \frac{T_c - T_o}{T_o}$$

à l'équilibre, on a :  $W_b = W_o$

ce qui donne :

$$\text{th} = \frac{Q_o}{W_b} = \frac{T_b - T_c}{T_c} \times \frac{T_o}{T_c - T_o}$$

Le coefficient de performance pratique est le rapport de la quantité de froid recueillie à l'évaporateur de la machine à la quantité de chaleur fournie pour chauffer le bouilleur dans les conditions réelles.

$$= \frac{Q_o}{Q_b}$$

L'appareil électrolux figure parmi les modèles les plus anciens et les plus connus. Il n'utilise aucune force motrice, le déplacement du fluide résultant uniquement de forces hydrostatiques intérieures au système.

L'appareil fonctionne au moyen d'une solution ammoniac et eau; pressurisée à l'hydrogène. Il n'y a pas de détendeur puisque la pression totale dans toutes les parties du système est approximativement la même. La source de chaleur peut être constituée par un brûleur à gaz ou à fuel ou encore par un échangeur à vapeur ou une résistance électrique. Le condenseur est un tube à ailettes refroidi par une circulation naturelle d'air.

La différence de pression entre l'évaporateur et condenseur n'est pas maintenue cette fois par un détendeur mais par le simple fait que la pression de vapeur d'un liquide ne change pas si la vapeur, en présence du liquide, se trouve mélangée à un gaz non condensable à la pression considérée.

L'évaporateur de la machine électrolux utilise l'hydrogène comme gaz incondensable ; un joint liquide empêche ce gaz d'entrer dans le condenseur. Comme la pression totale est la même dans le condenseur et dans l'évaporateur, la pression de vapeur d'ammoniac, et par conséquent la température du liquide est beaucoup plus basse dans l'évaporateur que dans le condenseur.

La vapeur d'ammoniac formée dans l'évaporateur, mélangée à un peu d'hydrogène, passe à l'absorbeur, qui se trouve placé à un niveau plus bas. L'hydrogène, mélangé à une proportion beaucoup plus faible de vapeur d'ammoniac, revient à l'évaporateur. La circulation s'établit automatiquement puisque le mélange gazeux contenant la plus grande proportion d'hydrogène a une masse volumique plus basse. On choisit précisément l'hydrogène à cause de sa légèreté et du fait qu'il est pratiquement insoluble dans l'eau.

Dans l'absorbeur, la plus grande partie de l'ammoniac du mélange gazeux est absorbée par une solution pauvre d'ammoniac venant du bouilleur.

L'absorbeur est refroidi à l'air ; la solution riche d'ammoniac s'écoule par gravité de l'absorbeur vers le bouilleur et le simple chauffage du bouilleur fait passer la solution pauvre, qui contient des bulles d'ammoniac jusqu'au sommet du bouilleur, par un tube de faible diamètre.

On utilise en outre, pour améliorer le rendement de l'installation des dispositifs annexes tels que le rectificateur, l'échangeur de chaleur. Pour ce type de marque, le rendement ne dépasse pas 20%. Nous interprétons par la suite (dans la partie expérimentale) le fonctionnement de l'appareil électrolyseur utilisé avec schéma.

#### 4 - 5 - 4 Système intermittent

##### 4-5-4-1 Fonctionnement

La machine intermittente comporte :

- un bouilleur absorbeur
- un séparateur
- un condenseur
- un évaporateur.

L'installation travaille sans pompe et n'a pas d'organes en mouvement; le service se réduit à de simples inversions de marche, qui peuvent être rendues automatiques.

La solution ammoniacale, chauffée dans le bouilleur, laisse dégager de l'ammoniac dans la canalisation (1). Avant d'entrer dans le condenseur refroidi à l'eau, l'ammoniac passe par un séparateur où il abandonne les gouttelettes d'eau qu'il a pu entraîner. Les gaz ainsi liquéfiés sous la pression qui règne dans le bouilleur, s'écoulent dans l'évaporateur installé dans le milieu à refroidir. Au bout d'un certain temps de chauffage, on arrête l'apport de chaleur au bouilleur et on refroidit la solution appauvrie qu'il contient. La solution refroidie absorbe l'ammoniac qui se trouvait en contact avec elle, provoque dans le circuit une baisse de pression qui entraîne la vaporisation rapide de l'ammoniac liquide contenu dans l'évaporateur. La chaleur de vaporisation étant prise au milieu à refroidir. Dans cette phase, le bouilleur joue alors le rôle d'absorbeur. Quand l'absorption est terminée une nouvelle phase de chauffage reprend, et ainsi de suite.

Les principaux fluides frigorigènes utilisés par les installations frigorifiques sont :

- l'anhydride carbonique  $\text{CO}_2$
- l'anhydride sulfureux  $\text{SO}_2$
- l'ammoniac  $\text{NH}_3$
- le chlorure de méthyle  $\text{CH}_3 \text{cl}$
- les fréons.

a) L'anhydride carbonique  $\text{CO}_2$

Ce fluide est inodore, ininflammable, non explosif, non toxique à faible concentration, mais dangereux lorsque sa concentration dans l'air respiré est supérieure à 4% et mortel au dessus de 10%.  
Pour corroder les métaux s'il n'est pas parfaitement anhydre.  
Sa basse température critique ( $31,1^\circ\text{C}$ ) limite son emploi. Il tend à être abandonné.

b) L'anhydride sulfureux  $\text{SO}_2$

Non toxique mais suffocant même à des concentrations très faibles, non inflammable ni explosif.  
Doit être utilisé parfaitement sec.  
A présent, à peu près abandonné.

c) L'ammoniac  $\text{NH}_3$

Odeur fortement irritante, inflammable et explosif pour des concentrations dans l'air de 16 à 25% en volumes.  
Provoque des éruptions cutanées en cas de contact avec la peau.  
Une exposition d'une 1/2 heure à une concentration de 0,5% en volume peut devenir mortelle.  
C'est le fluide frigorifique primordial pour les installations industrielles, en raison d'une part, des coefficients de performance élevés qu'il permet de réaliser, et d'autre part, des pressions d'exploitation très basses qu'il requiert.

d) Le Chlorure de méthyle  $\text{CH}_3\text{-cl}$ 

Non toxique, dangereux à des concentrations de 2% en volumes.  
 Inflammable, il donne avec l'air des mélanges explosifs pour des concentrations de 8,5 à 17,2% en volumes.  
 Sert seulement pour des installations de petite importance.

e) Les fréons :

Les fréons sont des fluides frigorigènes les plus couramment utilisés à l'heure actuelle. Ils sont dérivés de substitution chloro-fluorés du Méthane et de l'Ethane. Ils sont inodores en mélange avec l'air, non toxiques, ni suffocants, ni inflammables, ni explosifs.  
 Le fréon 12 est le fluide frigorigène principal des appareils domestiques.

En conclusion, on doit exiger du fluide frigorigène que les propriétés suivantes doivent être satisfaites : non toxique, non explosif et ne doit attaquer ni le fer ni les métaux non ferreux, ni les produits de graissage.

Les phénomènes de l'évaporation et de la liquéfaction se produisent sous des pressions pouvant être réalisées techniquement, que le point d'ébullition soit bas, la chaleur d'évaporation grande, la chaleur du liquide petite et que les vapeurs aux basses températures aient un faible volume.



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

3/79

U. S. T. A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

*Lex*

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
المكتبة  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
BIBLIOTHÈQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

# ETUDE ET REALISATION D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE

TOME II

Proposé par Mr Mustapha BOUHADEF

Directeur de la S.E.S. de Bouzaréah - Alger

Suivi par Mrs :

**M. BOUHADEF**

**T. DURAND**

Etudié par :

**Hocine BENMOUSSA**

**Brahim GHARBI**

**Smail MAMMERI**

JANVIER 1979

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U. S. T. A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

# PROJET DE FIN D'ETUDES

## ETUDE ET REALISATION D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE

TOME II

Proposé par Mr Mustapha BOUHADEF

Directeur de la S.E.S. de Bouzaréah - Alger

Suivi par Mrs :

M. BOUHADEF

T. DURAND

Etudié par :

Hocine BENMOUSSA

Brahim GHARBI

Smaïl MAMMERI

JANVIER 1979

CHAPITRE 5 REALISATION PRATIQUE...

## Partie Experimentale

### 5.1 Machine Utilisée

#### 5.1.1 Introduction

Le frigidaire domestique utilisé est une vieille machine à absorption de marque electro-lux dont la capacité est de 40l, utilisant comme fluide frigorigène l'ammoniac ~~est~~ comme médium absorbeur l'eau.

La source de chaleur est une résistance électrique de puissance 140w alimentée sous une tension de 110V

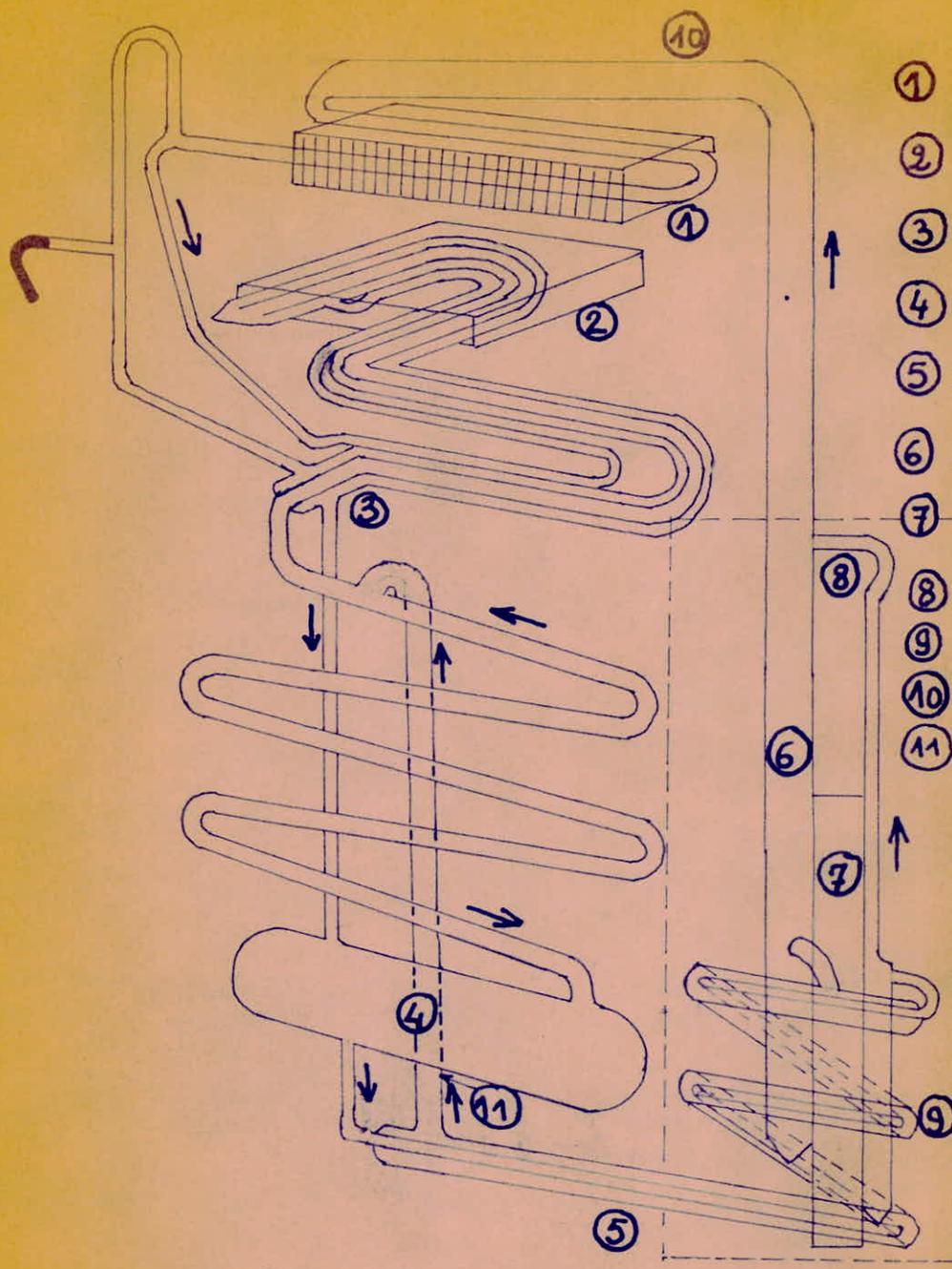
on a adopté cet appareil existant en modifiant seulement le système de chauffage c'est à dire au lieu d'utiliser l'électricité on le chauffe avec une énergie gratuite qui est l'énergie solaire.

Nous ne connaissons pas le coefficient de performance réel du frigidaire fonctionnant à l'électricité, nous allons le déterminer par la méthode expérimentale afin de pouvoir le comparer à celui obtenu avec l'énergie solaire.

#### 5.1.2. Principe de fonctionnement

L'appareil fonctionne de la façon suivante (CF Figure 5.1) la solution ammoniacale enrichie venant de (4) pénètre dans (9) entourant l'élément chauffant où elle entre en ébullition.

Les bulles de vapeurs montant par (8) entraînant avec elles une certaine quantité de liquide qui se déverse à la partie supérieure du (6), alors que le gaz  $NH_3$  dégagé s'évacue vers (10) celui-ci est constitué simplement par l'inclinaison de l'extrémité de (6), la vapeur d'eau entraînée par le gaz se condense et retombe dans (6).



- ① Condenseur
- ② Evaporateur
- ③ Echangeur entre gaz
- ④ Absorbeur
- ⑤ Echangeur entre liquide
- ⑥ bouilleur
- ⑦ cheminée
- ⑧ Emulseur
- ⑨ Serpentin interieur
- ⑩ Séparateur d'eau
- ⑪ Serpentin extérieur

Figure 5-1

Le gaz  $\text{NH}_3$  comprimé sous pression dans (1) refroidi grace aux ailettes qu'il porte, se liquéfie et s'écoule par gravité dans (2) plongé dans l'enceinte à refroidir en perdant la majeure partie de sa pression parce que l'hydrogène exerce la part déterminante de la pression totale. Par suite de cette perte de pression, l'ammoniac se vaporise et effectue ainsi la production du froid.

La vapeur d'ammoniac formée dans (2) mélangée à un peu d'hydrogène tombe dans (4) où l'hydrogène mélangé à une proportion plus faible de vapeur d'ammoniac revient dans (2)

La solution pauvre sort du (6) à sa partie inférieure par (11) pour se rendre dans (4) d'où elle ressort enrichie par (9) qui la ramène au (8).

(9) et (11) étant disposées de façon à réaliser un échange de chaleur entre les solutions ammoniacales qui y circulent la solution appauvrie entre donc refroidie dans (4) après avoir cédé la plus grande partie de sa chaleur à la solution enrichie qui en sort.

Cette disposition constitue non seulement un facteur d'économie puisqu'elle réduit la dépense de chaleur dans (6).

Mais contribue à maintenir la pression dans (4) à un niveau suffisamment bas pour assurer la circulation des gaz de (2) vers (4)

### 5.1.3 Etalonnage des Thermocouples:

#### Materiels Utilisés

- Galvanomètre
- Thermomètres
- Vase deward
- Thermocouples

-L'alliage formant les thermocouples est du chromel alume<sup>1</sup>. Ce choix est porté sur cet alliage vu sa sensibilité est grande, sa courbe F.E.M en fonction de la température est pratiquement linéaire et sa précision est meilleure.

Nous avons commencé l'étalonnage des thermocouples à partir de 100°C jusqu'à la température ambiante en lisant un F.E.M. aux bornes du Galvanomètre et une température correspondante au thermometre. A l'aide d'un vase deward contenant de la glace fondante on prend de même que précédement les valeurs de 0° jusqu'à la température ambiante.

Notre étalonnage à été fait pour une température ambiante bien déterminée mais pour avoir une température à une certaine température ambiante il suffit de faire une translation de la droite  $e = f(T)$  (figure 5.2.) et figure (5.3.).

$E_{(mv)}$

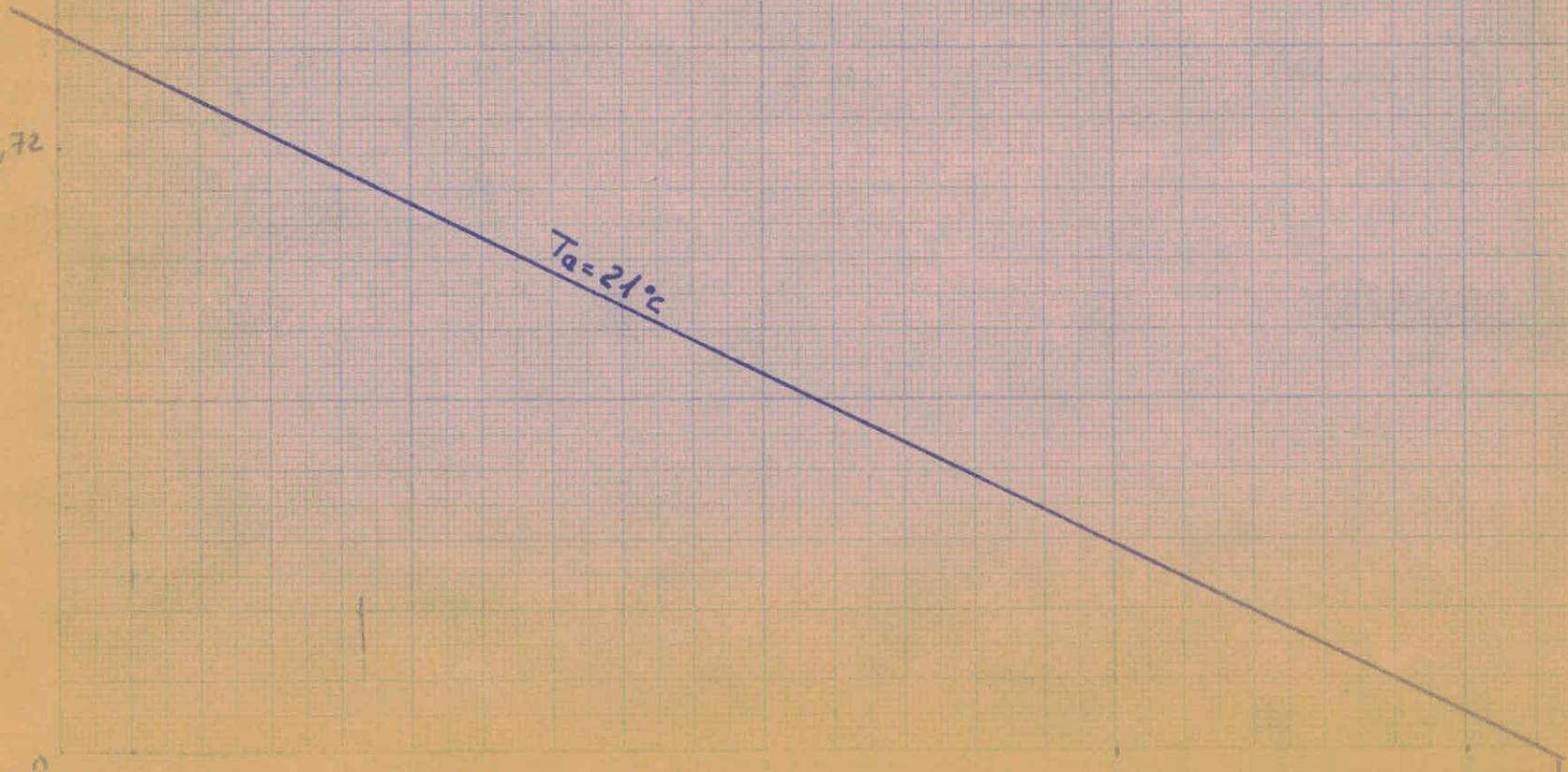
Echelle:  $1^{\circ}C = 1cm$

$1mv = 12cm$

Figura 5-2

0,72

$T_a = 21^{\circ}C$



Echelle:  $1 \text{ mV} = 50 \text{ mm}$   
 $1^\circ\text{C} = 3 \text{ mm}$

Figure 5-3

$T_a = 21^\circ\text{C}$

3

2

1

20 30

40

50

60

70

80

90

100

### 5.1.4 Determination du Coefficient de performance réel du réfrigérateur

Fonctionnant à l'électricité

Le Mardi 21/ 11/ 78.  
 Debut d'experience = 9<sup>h</sup> 25  
 Poids d'eau = 317 g  
 Poids du bac = 160,4 g  
 Temperature ambiante = 13°,5 C.  
 Temperature d'entrée de l'eau = 13,5°C  
 Puissance de la Resistance = 140w  
 Fin d'experience 13<sup>h</sup> 25.

Horaires	10 <sup>h</sup> 25	11 <sup>h</sup> 25	12 <sup>h</sup> 25	13 <sup>h</sup> 25
Température ambiante	15°C	15°C	16°C	16°C
Température de l'eau	← Parasites			→ 8°C
Température de sortie du bouilleur	112°C	112°C	115°C	115°C

#### Calcul du Coefficient de Performance Réel

Le coefficient de performance réel est donnée par le rapport de la production frigorifique  $Q_0$  par l'apport de chaleur  $Q_B$

#### 1°) Calcul de $Q_0$

$$Q_0 = Q_A + Q_{AL}$$

$Q_A$  = Quantité de chaleur soutirée à l'eau

$Q_{AL}$  = quantité de chaleur soutirée au bac.

on a

$$Q_o = M_A \times C_{pA} \Delta T_1 + LxM_A + M_A \times C_{pg} \Delta T_2 + M_{AL} \times C_{pAL} \times \Delta T$$

avec  $M_A$  = Massed'eau

$M_{AL}$  = Masse du bac

$C_{pA}$  = Capacité calorifique de l'eau

$C_{pAL}$  = capacité Calorifique d'Aluminium

$C_{pg}$  = Capacité calorifique de la glace

$T_e$  = Temperature d'entrée d'eau

$T_s$  = Temperature de sortiede la glace

$L$  = Chaleur de fusion

$$\Delta T_1 = T_e - 0, \quad \Delta T_2 = 0 - T_s, \quad \Delta T = T_e - T_s$$

avec  $M_A = 317 \text{ g}$ ,  $C_{pA} = 1 \text{ cal/}^\circ \text{ g}$ ,  $C_{pAL} = 0,2181 \text{ cal/}^\circ \text{ gr}$

$M_{AL} = 160,4 \text{ g}$ ,  $C_{pg} = 0,504 \text{ cal/}^\circ \text{ gr}$ ,  $L = 80 \text{ cal/gr}$

$T_e = 13,50^\circ \text{C}$        $T_s = -8^\circ \text{C}$

on a

$$Q_o = 317 \times 1 \times 13,5 + 317 \times 80 + 317 \times 0,504 \times 8 \\ + 160,4 \times 0,2181 \times (13,5 + 8) = 31669,784 \text{ cal}$$

2°) Calcul de l'apport Calorifique  $Q_B$

$Q_B = P \times H$  où  $P$  Puissance de la Resistance electrique  
 $H$  = durée de l'expérience.

$$Q_B = 140 \times 3600 \times 4 = 2016000 \text{ J}$$

$$Q_B = 482,2966 \text{ Kcal}$$

La durée de l'expérience est de 4 heures Sans tenir compte d'une période de prechauffage qui est d'une heure.

$$\xi = \frac{Q_o}{Q_B} = \frac{31,7}{482,3} = 6,5\%$$

- Début d'expérience = 13<sup>h</sup> 35
- Poids d'eau = 343 g
- Poids du Bac = 160,4 g
- T° ambiante = 15°C
- T° eau = 20°C

Puissance de la résistance = 140 w

Fin Expérience = 16<sup>h</sup> 35

Heures	14 <sup>h</sup> 35	15 <sup>h</sup> 35	16 <sup>h</sup> 35
Temperature ambiante	17°	16°,5	15°,5
Temperature de l'eau	← Parasites →		-6 °C
Temperature sortie du Bouilleur	118	117	113

Calcul du coefficient de Performance ( $\epsilon$ )

1°) Production frigorifique

$$Q_0 = 343 \times (20) \times 1 + 343 \times 80 + 343 \times 0,504 \times 6 + 160,4 \times 0,2181 \times (26) = 36\,246,796 \text{ cal}$$

2°) apport de chaleur

$$Q_B = p \times H \text{ avec } P=140w$$

$$H = 3 \times 36000s$$

$$Q_B = 140 \times 3 \times 36000 = 1512\,000 \text{ J} \\ = 361,72\,249 \text{ Kcal}$$

$$\epsilon = \frac{Q_0}{Q_B} = \frac{36,246\,796}{361,722\,49} = 10 \%$$

## 5.2 Installation

L'installation est constituée par les éléments suivants:

- Trois Capteurs cylindro-Paraboliques
- Un réfrigérateur à absorption
- Un réservoir et vase d'Expansion
- Un Circulateur
- Un Circuit de tuyauterie
- Six sondes de températures
- des Termocouples
- des durites amiantées
- des Vannes
- Un variateur de débit

-L'installation Comporte deux Cycles:

-Le cycle primaire ,dans ce Circuit circule uniquement le fluide caloporteur (huile).

-Le cycle secondaire,c'est le cycle Thermodynamique du réfrigérateur à absorption (eau , $\text{NH}_3$  ,  $\text{H}_2$ )

### 5.2.1 Principe de fonctionnement

-L'huile chauffée dans les capteurs est envoyée vers l'échangeur de chaleur:au contact du bouilleur contenant la solution ammoniacale, l'huile cède ses calories au travers de la paroi de l'échangeur et passe au réservoir pour être véhiculé dans les capteurs à l'aide d'un circulateur où elle s'échauffe de nouveau.

La circulation de l'huile doit être continue tant qu'il y a du soleil (Figure 5.4.).

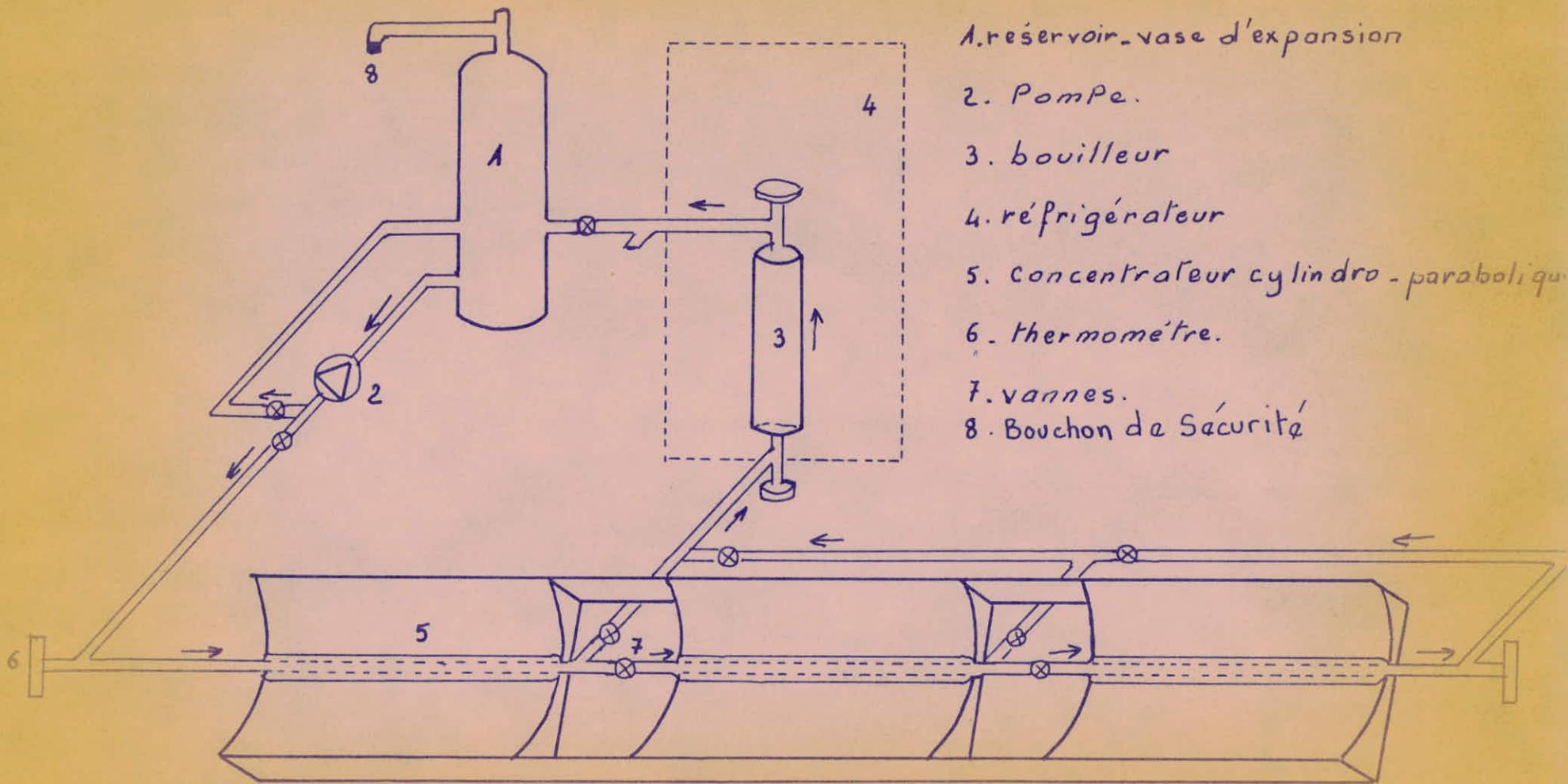


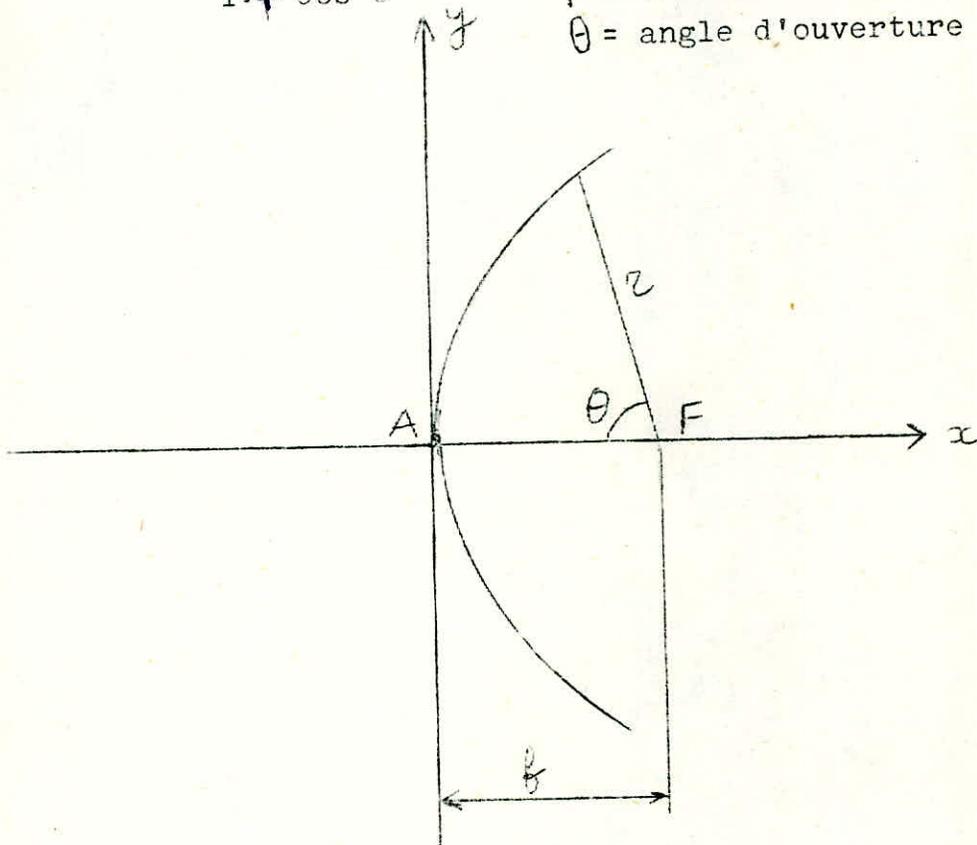
Figure 5-4 SCHEMA DE L'INSTALLATION

### 5.2.2. Construction des Capteurs cylindro-Paraboliques

-L'équation polaire d'une parabole rapportée au foyer et son axe est:

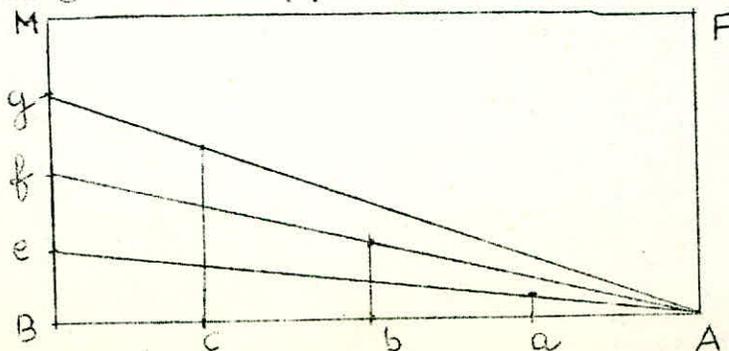
$$r = \frac{2f}{1 + \cos \theta}$$

avec  $r$  = rayon vecteur  
 $f$  = distance focale  
 $\theta$  = angle d'ouverture



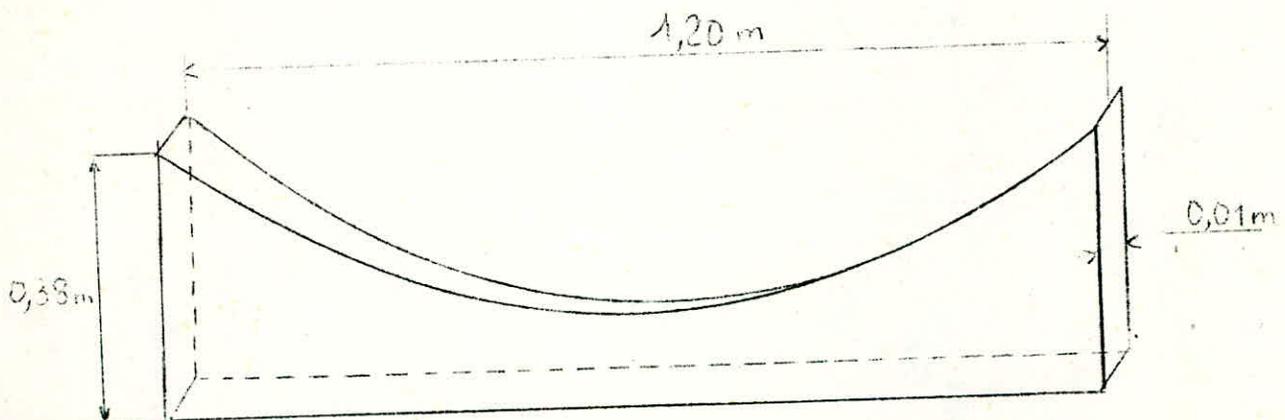
On veut avoir une parabole qui a une distance focale  $f=30\text{cm}$  et un angle d'ouverture  $\theta = 90^\circ$

Sur du bois contreplaqué on fait la construction suivante: Apartir d'un point A (Sommet de la parabole) on construit un rectangle A F M B tel que:  $AF = f$  et  $MF = 2f$



On partage AB et BM en un même nombre de parts égales, on mène les obliques  $A_e, A_g, A_h, \dots$ . Les points d'intersection des obliques avec les parallèles issues de a, b, c, ... donnent les points de la courbe voulue.

du point A on procède de la même manière sur la partie de droite on obtient la forme illustrée sur la figure suivante, en découpant du bois contre plaqué suivant le tracé de la parabole.



Nous disposons d'un rouleau de tôle d'aluminium poli de largeur 50cm, comme nous avons opté pour une longueur de 2m du capteur on doit donc avoir 5 plaques identiques à la figure précédente.

Pour le découpage des toles d'aluminium, la détermination de la longueur de courbure est nécessaire afin d'éviter le gaspillage de la tôle.

Calcul de la longueur de courbure

L'équation de la parabole dans un repère orthonormé est  $y^2 = 2px$  où le paramètre  $p$  représente la distance entre le foyer et la directrice de la parabole.

$$p = 60 \text{ cm} \quad y^2 = 120x$$

Soit la longueur du courbure

$$dS = \sqrt{dx^2 + dy^2}; \quad \frac{dS}{dy} = \sqrt{\frac{dx^2 + dy^2}{dy^2}} =$$

$$\sqrt{1 + \frac{dx^2}{dy^2}} \quad dS = \sqrt{1 + \frac{dx^2}{dy^2}} \cdot dy$$

$$S = \int \sqrt{1 + x'^2} dy \quad \text{or } x = \frac{y^2}{120} \quad \text{et } x' = \frac{y}{60}$$

$$0 \leq x \leq$$

Les nouvelles limites de  $y$  sont:

$$\begin{aligned} \text{pour } x = 0 & \quad \text{On a } y = 0 \\ x = 30 & \quad \text{on a } y = 60 \end{aligned}$$

$$\text{d'où } S = \int_0^{60} \sqrt{1 + \frac{y^2}{3600}} dy = \frac{1}{60} \int_0^{60} \sqrt{3600 + y^2} dy$$

posons donc  $y = 60 \operatorname{sh} \theta$  où  $dy = 60 \operatorname{ch} \theta d\theta$   
et calculons l'intégrale indéfinie:

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{60} \int \sqrt{3600 + 3600 \operatorname{sh}^2 \theta} \cdot 60 \operatorname{ch} \theta d\theta = 60 \int \sqrt{1 + \operatorname{sh}^2 \theta} \operatorname{ch} \theta d\theta = \\ &= 60 \int \operatorname{ch}^2 \theta d\theta = 60 \int \frac{(\operatorname{ch} 2\theta + 1)}{2} d\theta = 30 \int (\operatorname{ch} 2\theta + 1) d\theta \end{aligned}$$

$$I = 30 \left[ \theta + \frac{1}{2} \text{sh}^2 \theta \right] = 30 \left[ \theta + \text{sh} \theta \text{ d} \theta \right]$$

$$I = 30 \left[ \ln \left( \frac{y + \sqrt{3600 + y^2}}{60} \right) + \frac{y \sqrt{3600 + y^2}}{3600} \right]_0^{60}$$

$$30 \left[ \ln \left( \frac{60 + \sqrt{3600 + 3600}}{60} \right) + \frac{60 \sqrt{3600 + 3600}}{36000} \right] =$$

$$30 \left[ \ln (1 + \sqrt{2}) + \sqrt{2} \right] = 69 \text{ cm}$$

La longueur de la courbe est égale à :

$$S = 69 \times 2 = 138 \text{ cm.}$$

Après toute cette construction on place quatre feuilles d'aluminium qui : **épousent** la forme parabolique. La fixation de ces toles est assurée par des petites vis à bois.

Le collecteur a un seul degré de liberté: il peut uniquement tourner autour de son axe focal de telle manière que l'axe de la parabole suive le mouvement de la projection du soleil dans le plan méridien.

Comme le soleil n'est pas dans ce plan méridien qu'à midi il en résulte une diminution de l'énergie incidente de  $\cos\theta$   $\theta$  étant l'angle entre le soleil et sa projection dans le plan méridien à un instant donné:

$\theta$  Est déterminé par la hauteur  $h$  du soleil et l'azimut solaire  $a$  ou par l'angle horaire  $AH$  et la déclinaison du soleil  $\delta$

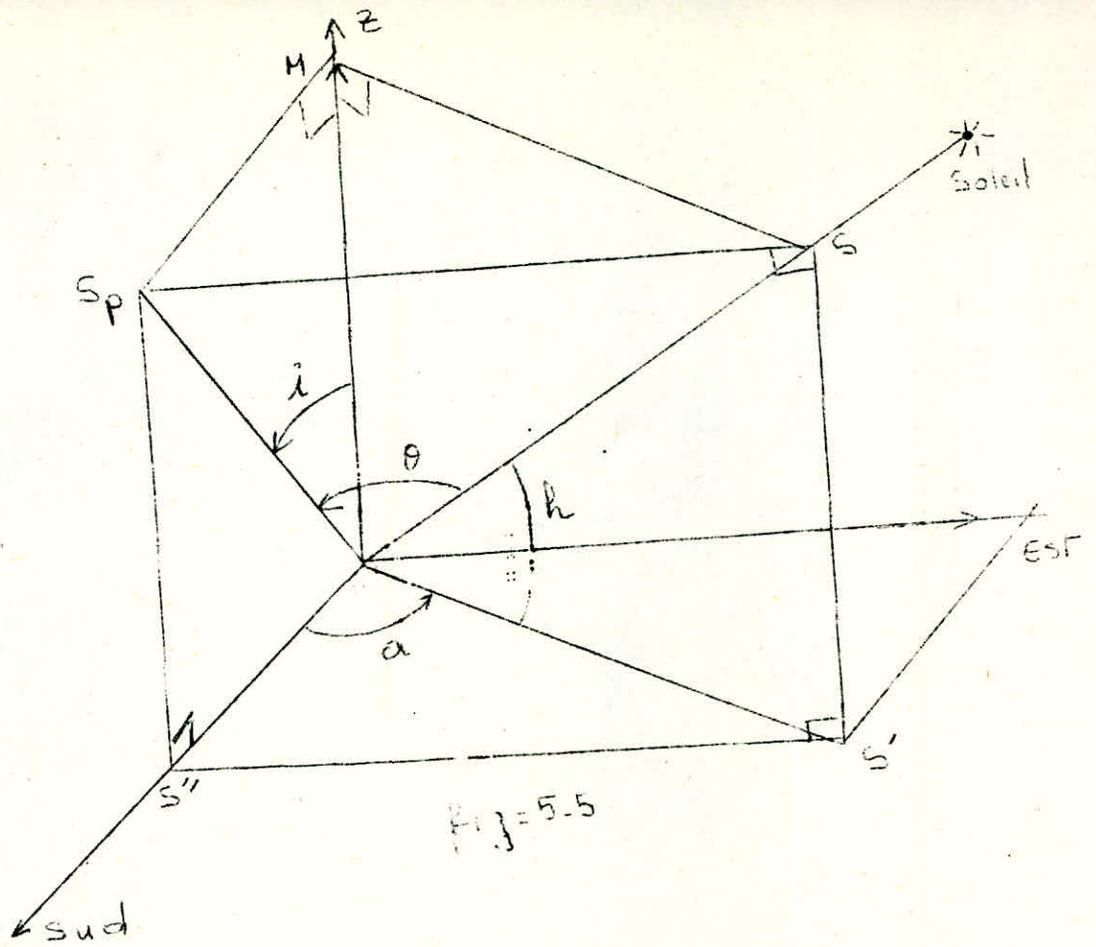


Fig = 5.5

Soit  $\vec{OS}$  le vecteur unitaire

$$\vec{OS} = \cos h$$

$$OM = SS' = S_p S'' = \sin h$$

$\vec{OS}$	$\cos a \cos h = OS''$	$\cos a \cos h = OS''$
	$\sin a \cos h = OS_p$	$\vec{OS}_p = 0$
	$\sin h = OM$	$\sin h = OM$

$$\vec{OS} \cdot \vec{OS}_p = \|\vec{OS}\| \cdot \|\vec{OS}_p\| \cdot \cos \theta$$

on tire

$$\cos \theta = \frac{\vec{OS} \cdot \vec{OS}_p}{\|\vec{OS}\| \cdot \|\vec{OS}_p\|}$$

$$\cos \theta = \frac{\cos^2 a \cos^2 h + \sin^2 h}{\sqrt{\cos^2 a \cos^2 h + \sin^2 h}}$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 a \cos^2 h}$$

$$\text{comme } \sin a = \frac{\cos \delta \sin AH}{\cos h}$$

$$\sin a \cos h = \cos \delta \sin AH$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 AH}$$

si on appelle  $i$  l'angle d'inclinaison du collecteur sur l'horizontal (c'est à dire l'angle entre la verticale et l'axe de la parabole).

Figure (5.6).

$$\begin{array}{l} \vec{OM} \begin{array}{l} 0 \\ 0 \\ \sin h \end{array} \end{array} \quad \begin{array}{l} \vec{OS}_p \begin{array}{l} \cos h \cos a \\ 0 \\ \sin h \end{array} \end{array}$$

$$\cos i = \frac{\sin h}{\sqrt{\cos^2 a \cos^2 h + \sin^2 h \sqrt{1 - \cos^2 \delta \sin^2 AH}}}$$

$$\cos i = \frac{\sin h}{\cos \theta}$$

La figure 5.6. illustre le système employé pour l'ajustement continuels afin d'obtenir le maximum d'énergie incidente

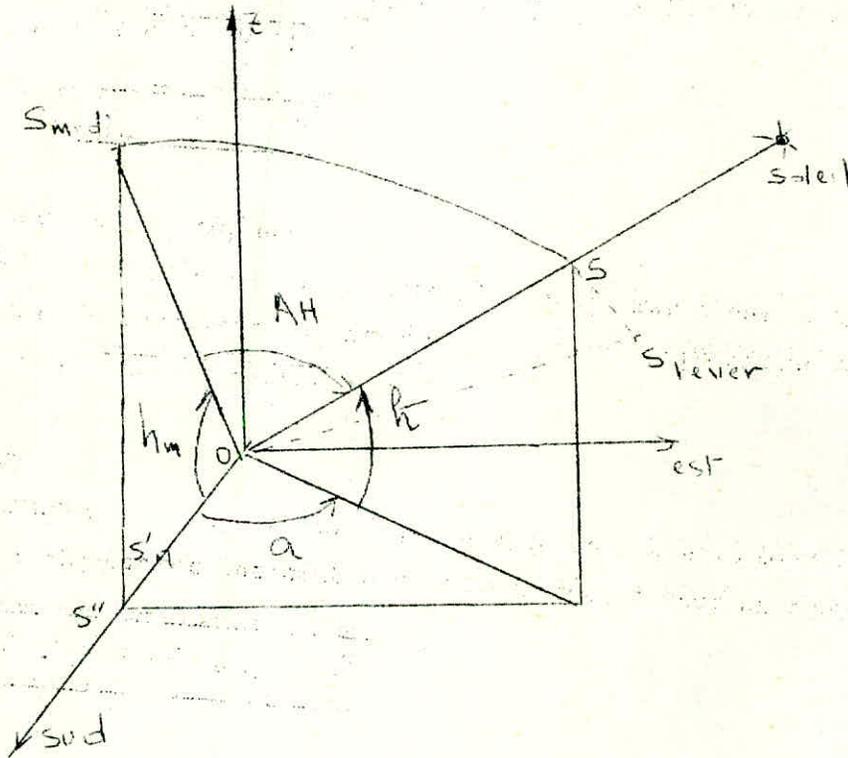
B.)-Collecteur d'axe inclinée sur un méridien (figure 5.7.)

Il est possible d'incliner l'axe nord sud d'un collecteur jusqu'à ce qu'il soit normal au soleil lorsque celui-ci passe dans le plan méridien.

Il faut dans ce cas choisir l'inclinaison du collecteur de telle manière que  $i = \theta - \delta$

Il faut donc reajuster  $i$  régulièrement tout au long de l'année:

On peut également faire tourner ce type de collecteur sur son axe de telle façon que l'angle entre l'axe de la parabole à midi et sa position à l'instant  $t$  soit égal à l'angle horaire  $AH$  du soleil.



$$h_M = 90^\circ \therefore \theta - \delta$$

$$\begin{array}{l} \vec{OS} \\ \vec{OS} \\ \vec{OS} \end{array} \begin{array}{l} \cos a \cos h \\ \sin a \cos h \\ \sin h \end{array} \quad \begin{array}{l} OS' = \cos h \\ OS'' = \cos a \cos h \end{array} \quad \begin{array}{l} \vec{OS}_M \\ \vec{OS}_M \\ \vec{OS}_M \end{array} \begin{array}{l} \cos h_M = \sin(\theta - \delta) \\ \sin h_M = \cos(\theta - \delta) \end{array}$$

$$\cos AH = \frac{\vec{OS} \cdot \vec{OS}_M}{\|\vec{OS}\| \cdot \|\vec{OS}_M\|}$$

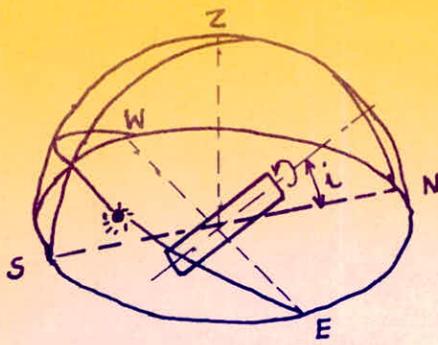


Figure 5-7

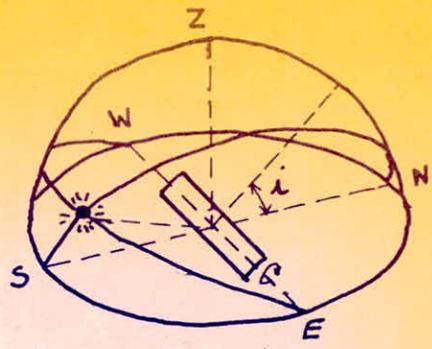


Figure 5-5

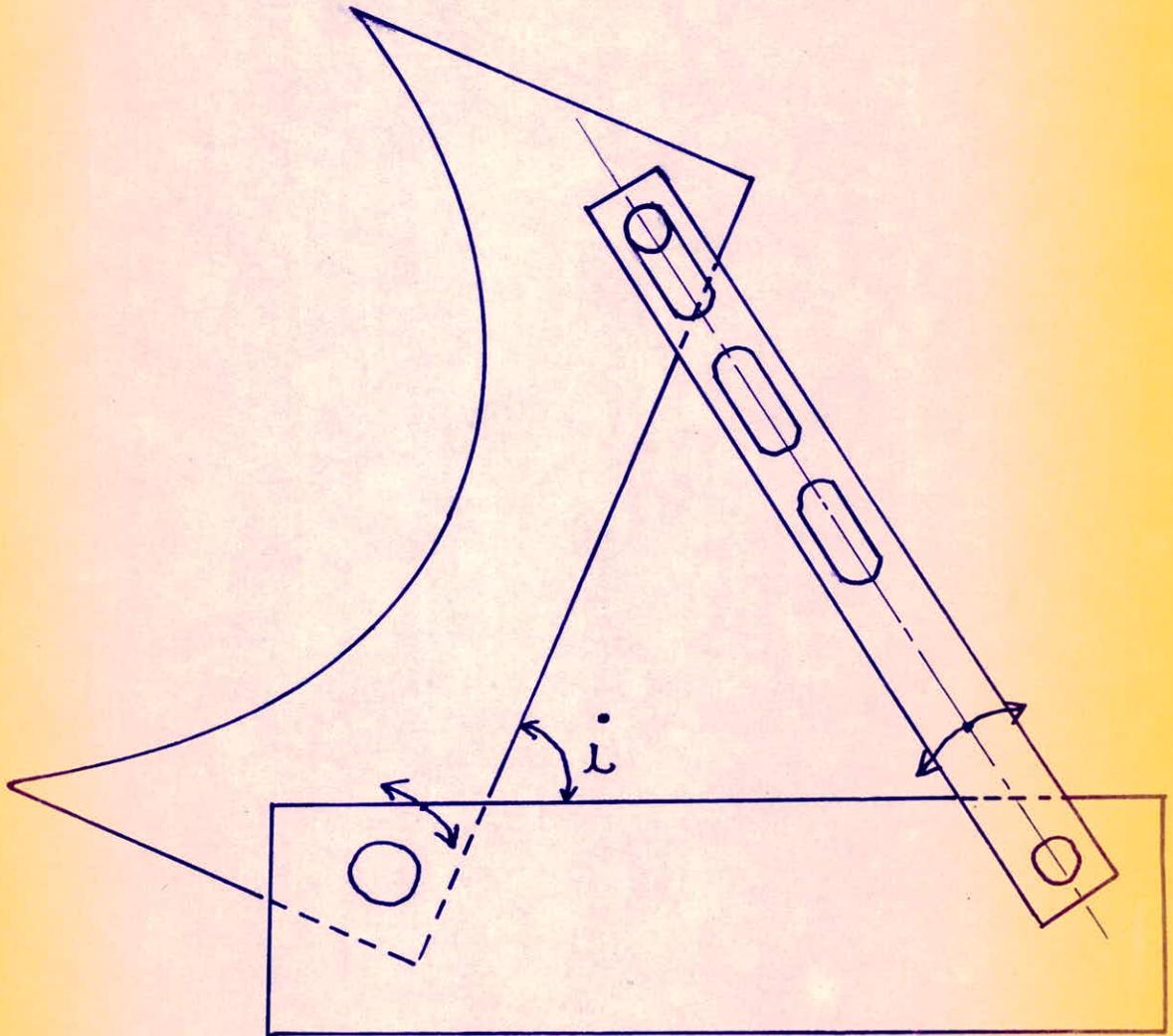


Figure 5-6

$\cos AH = \cos a \cos h \sin(\theta - \epsilon) + \sin hc \cos(\theta - \epsilon)$

On recueille ainsi la totalité de l'énergie incidente c'est ce qu'on appelle la monture équatoriale

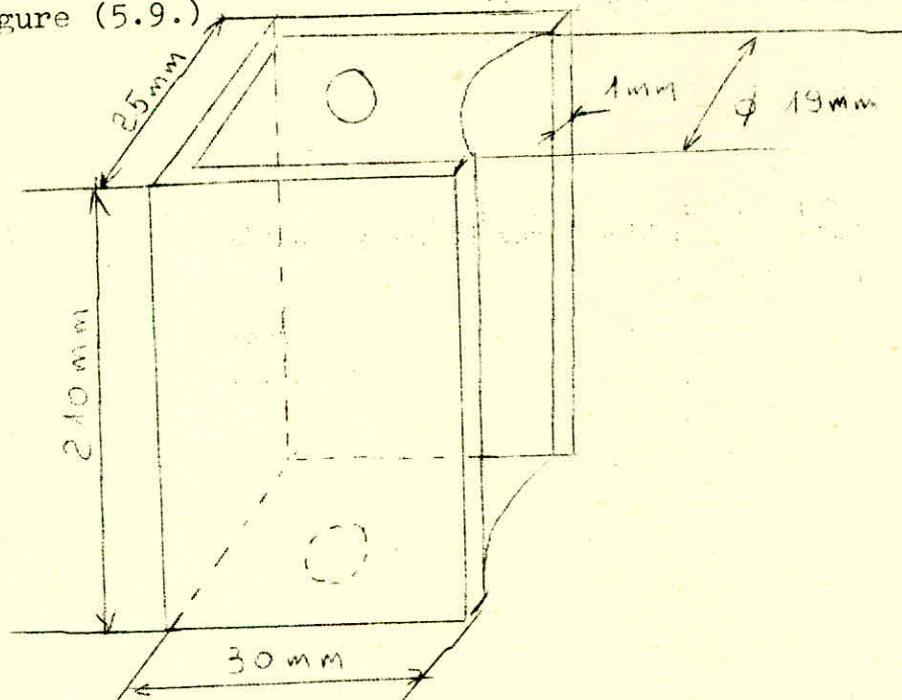
### 5.2.5 Modification du Système de chauffage:

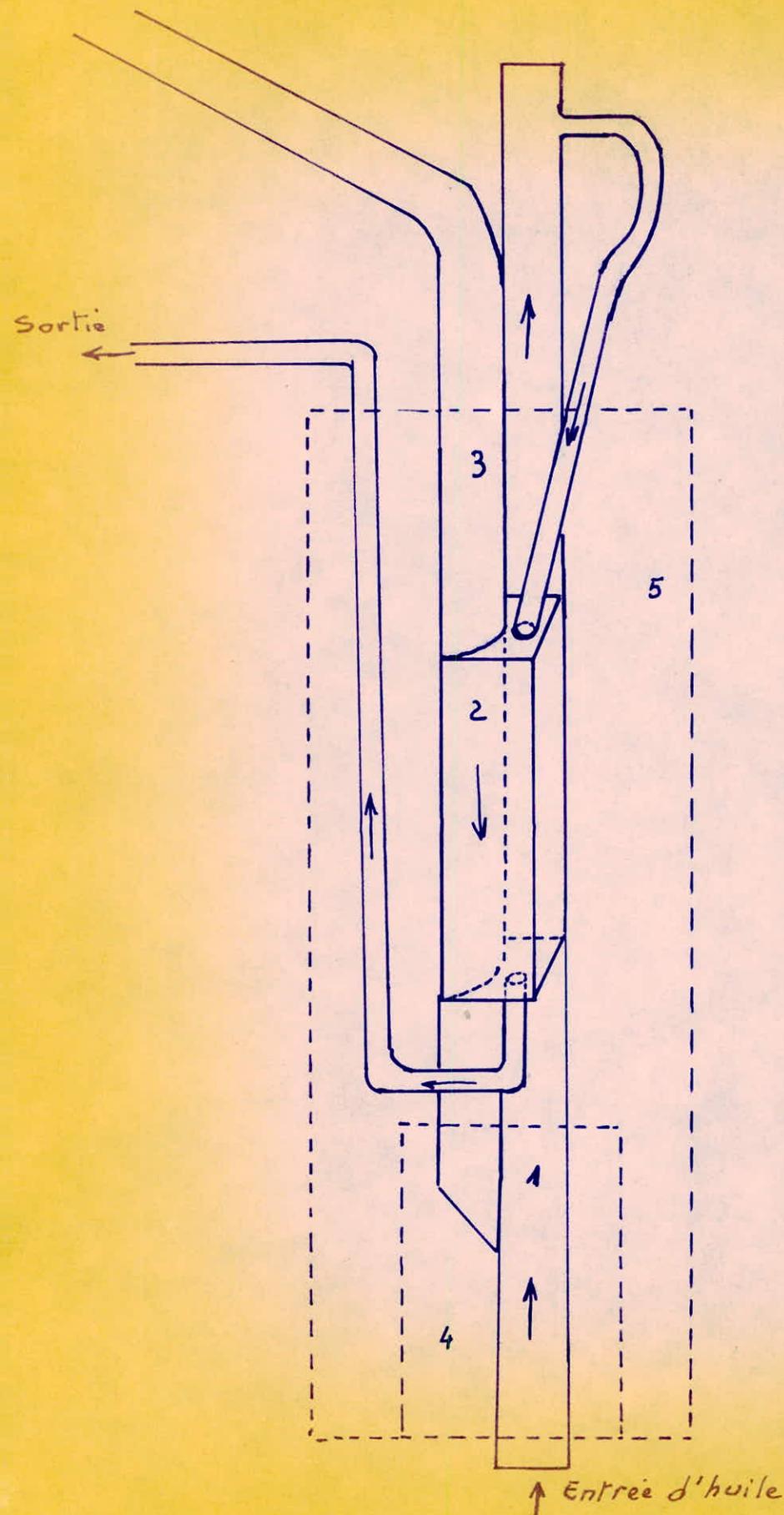
La résistance électrique étant supprimée et remplacée par un échangeur conçu par nos propres soins.

Le circuit d'échange est le suivant figure (5.8.)  
Le fluide caloporteur (huile) entre par le bas de la cheminée, échange une partie de la chaleur, puis elle pénètre dans l'échangeur dans lequel l'huile cède le reste de ses calories avec le bouilleur.

#### Construction de l'échangeur.

L'échangeur est réalisé à l'aide d'un fer en U et d'un demi cylindre en Cuivre qui sont assemblés par soudure figure (5.9.)





- 1. cheminée
- 2. Echangeur.
- 3. bouilleur.
- 4. serpentín.
- 5. Boite de calorifugeage.

Figure 5-8

### 5.2.6. Vase d'expansion

-Circulant dans les capteurs, l'huile s'échauffe et se dilate, pour éviter que l'installation n'éclate, on installe un vase d'expansion qui est constitué d'un réservoir où s'accumule le surplus d'huile.

-Son volume devra être calculé de telle façon à supporter la dilatation de l'huile entre la température ambiante et la température de fonctionnement.

Il existe deux façons de placer le vase d'expansion.

#### -En Circuit Ouvert:

-Dans ce cas le vase sera un récipient en tôle ayant plutôt une forme cylindrique, plus haut que large.

Il sera placé au dessus de la partie la plus haute de l'installation avec un trop-plein évacuant l'excès du fluide.

#### -En Circuit fermé

-Dans ce cas le vase d'expansion est complètement hermétique il faudra toujours lui joindre dans le circuit une soupape de sécurité, qui laissera échapper le fluide en excès si la pression devient trop importante dans le cas d'une surchauffe.

### Calcul du volume du vase d'expansion

La dilatation cubique est donnée par:

$$V = V_0(1 + \alpha t) \quad \text{avec } V = \text{Volume à la température } t$$

$$V_0 = \text{Volume à la température } 0^\circ\text{C}$$

$$\alpha = \text{Coefficient de dilatation}$$

Cette relation entraîne entre les densités à  $0^\circ\text{C}$  et à  $t^\circ$  la formule suivante :

$$d_t = \frac{d_0}{1 + \beta t} \quad \text{avec } d_t = \text{densité à la } T^\circ$$

$$d_0 = \text{densité à la } 0^\circ\text{C}$$

Connaissons la densité de l'huile à différentes température on peut tirer le coefficient  $\alpha$  à une température donnée

$$\alpha = \frac{\frac{d_0}{d_t} - 1}{t}$$

$$d_{20^\circ\text{C}} = 0,863, \quad d_{0^\circ\text{C}} = 0,875; \quad d_{200^\circ\text{C}} = 0,755$$

ce qui donne pour  $\alpha$

$$\alpha = 23,175 \times 10^{-5} (20^\circ\text{C})$$

$$\alpha = 26,49 \times 10^{-5} (200^\circ\text{C})$$

L'installation (tuyauteries : Echangeur x Reservoir) contient environ 10l d'huile à la température ambiante (20°C) d'où V à 200°C est:

$$V = 9,863 (1 + \beta \times 26,49 \times 10^{-5} \times 200) = 11,431.$$

L'exés de volume à 200°C est de 1,431.

Il sera prudent de choisir pour le vase le triple de volume pour ne pas avoir à le remplir trop souvent (évaporation)

On a utilisé un réservoir de contenance 12l dans lequel on a mis 4,5l d'huile pour que la pompe n'aspire par l'air. Le reste joue alors le rôle de vase d'expansion (figure 5.10.).

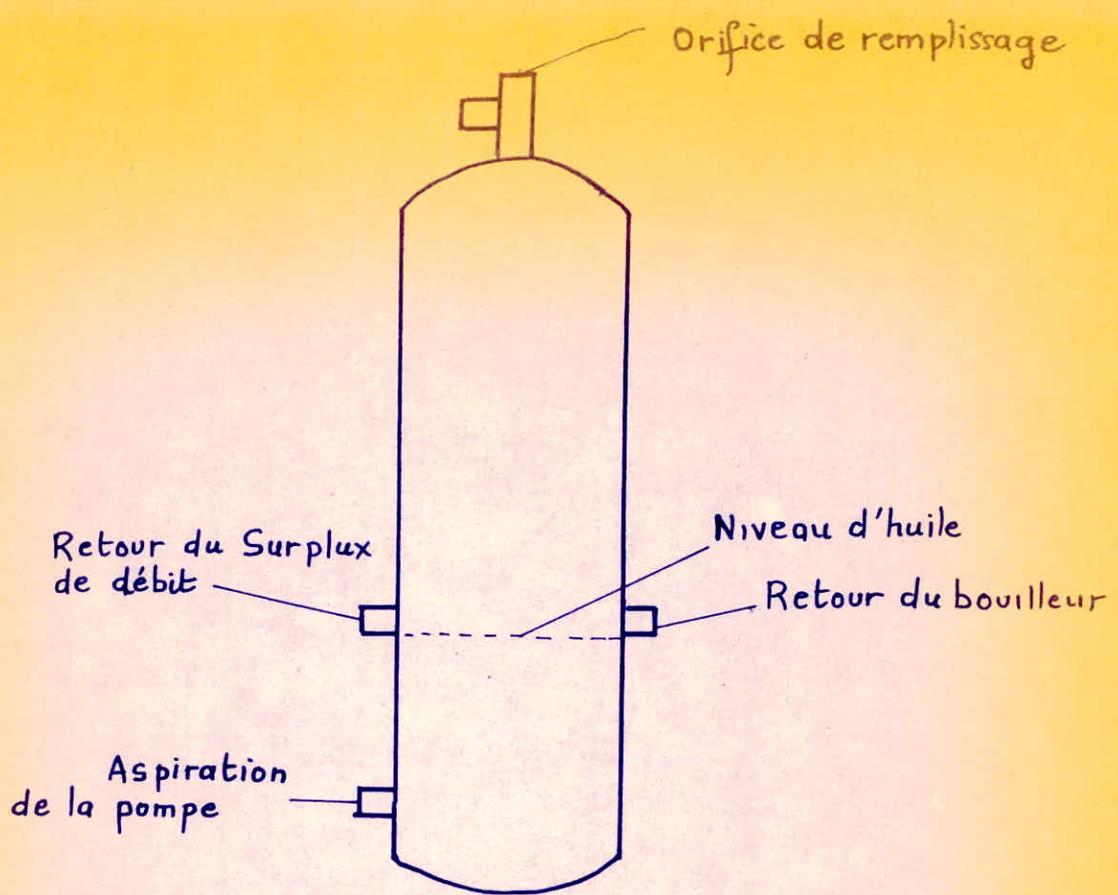
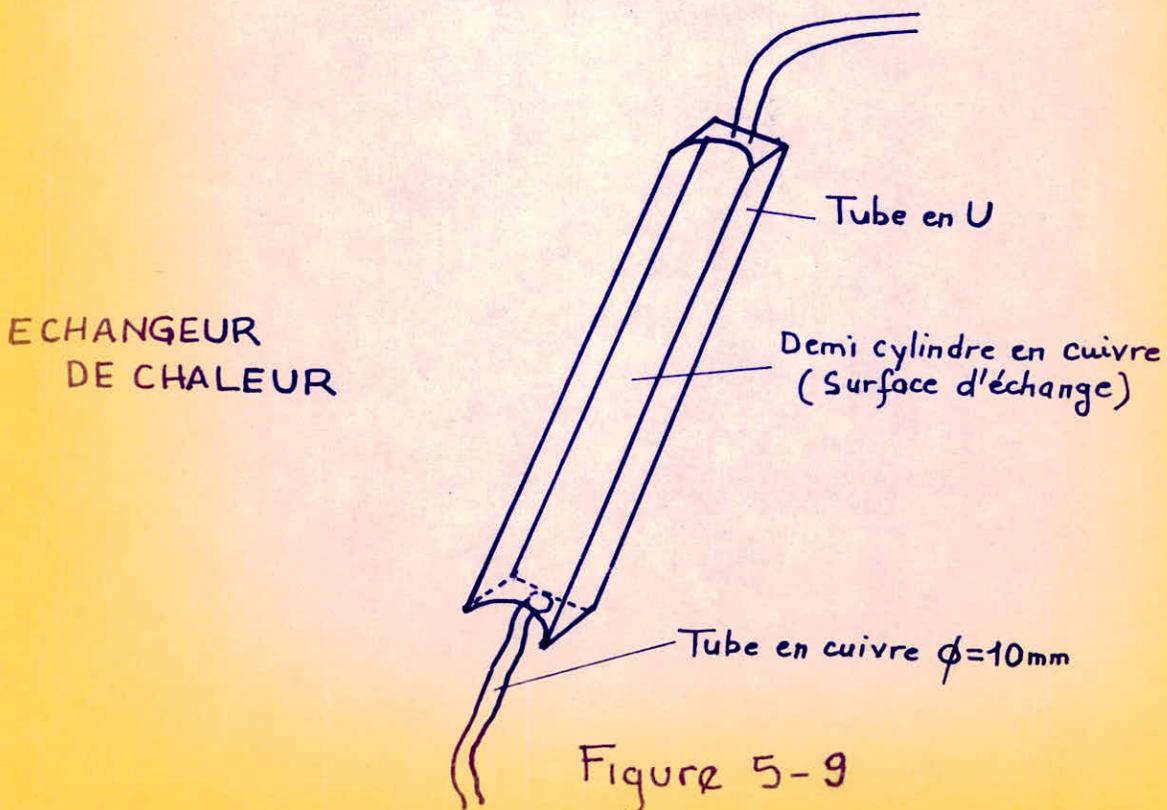


Figure 5-10 RESERVOIR ET VASE D'EXPANSION



### 5.2.7 Fluide Caloporteur:

Le fluide caloporteur utilisé est une huile Algérienne connue sous le nom de TORADA T.C.

Il a les caractéristiques suivantes.

- Huile minerale pure thermiquement stable
- densité moyenne.

Temperature	0°C	20°C	100°C	320°C
Densité		0,875	0,815	0,669

#### -Viscosité Cinématique

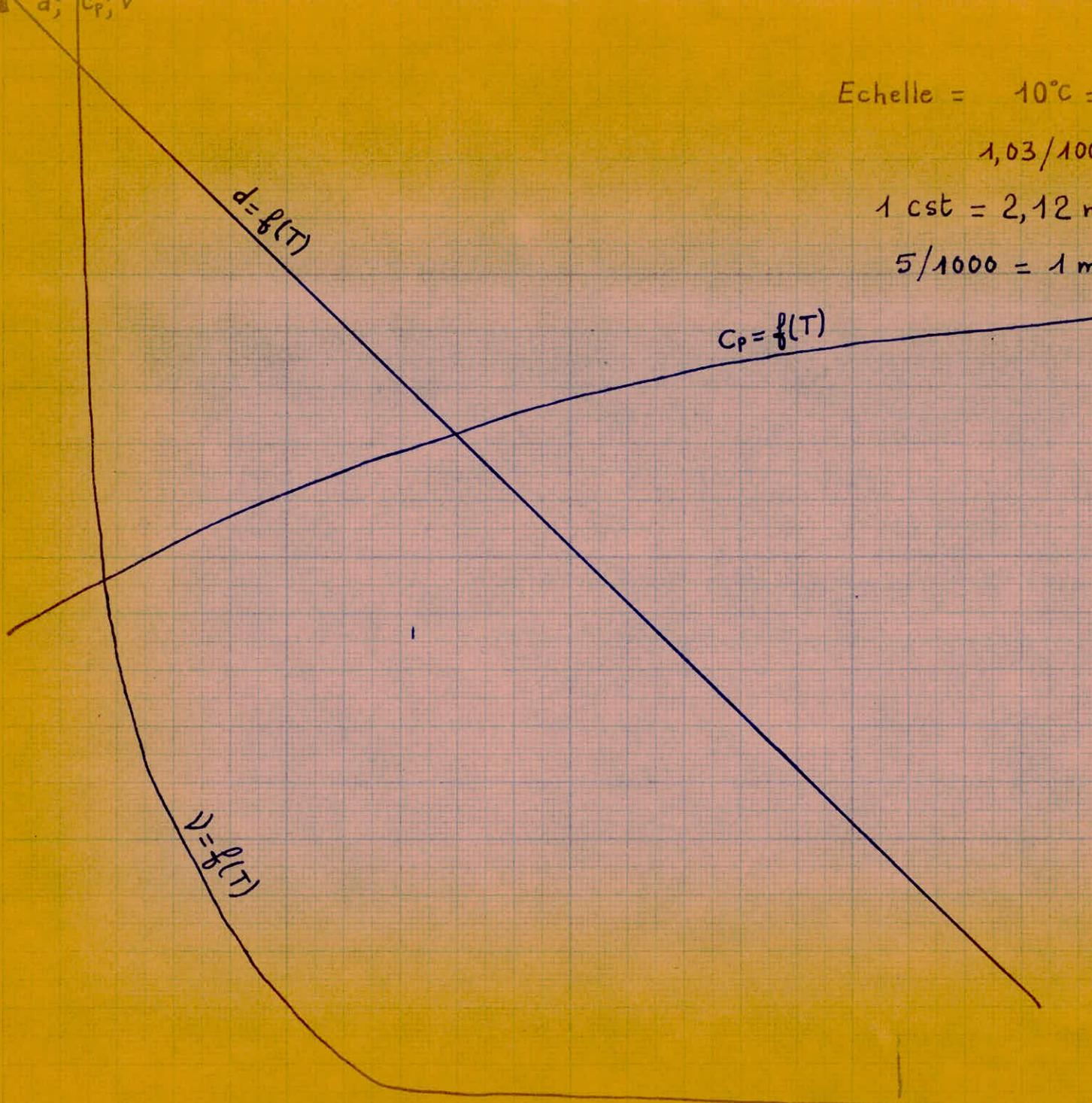
Temperature	0°C	20°C	40°C	100	320	37,8	50	98,9
Viscosité cinématique	380	95	32	5,25	0,7	35	29,5	4

-Conductibilité thermique = 0,114 kcal / h m<sup>2</sup> degré

-Chaleur spécifique.

Température	0°C	20°C	320°C
CP:Kcal/kg degré	0,434	0,451	0,712

$d; c_p, \nu$



Echelle =  $10^\circ\text{C} = 6\text{ mm}$

$1,03/1000 = 1\text{ mm}$  (+ 0,669;  $d$ : densité)

$1\text{ cst} = 2,12\text{ mm}$  (+ 0,7;  $\nu$  viscosité)

$5/1000 = 1\text{ mm}$  ( $c_p$ : chal. Spécif.)

$d=f(T)$

$c_p=f(T)$

$\nu=f(T)$

-Indice de viscosité	96
-Point d'Eclair	210°C
-Point d'Écoulement	12°C

#### 5.2.8 Pompe

C'est une pompe d'huile qui sert à la lubrification des accessoires d'un moteur Berliet que nous avons récupéré dans un tas de ferrailles à la S.N.T.V. (Société Nationale de Transport des Voyageurs).

Bien que la pompe est conçue pour résister aux moyennes températures (de 100°C à 250°C), Par prudence pour éviter toute détérioration due à la chaleur, on place la pompe dans la portion du Circuit où la température est la plus basse, c'est à dire entre le réservoir et le premier Capteur.

Le débit donné par cette pompe est constant (vitesse du moteur d'entraînement constante) or le débit de fonctionnement du Système n'est pas celui donné par le circulateur pour cela on installe deux vannes de réglage juste à la sortie de la pompe et une tuyauterie pour le retour de l'excès d'huile au réservoir (figure

(54)

#### 5.2.9 Isolation

Nous avons intérêt à réduire le mieux possible les pertes de chaleur des tuyauteries, du réservoir, de l'échangeur en les protégeant par des matériaux mauvais conducteur de chaleur.

On a utilisé pour notre isolation la laine de verre ordinaire enveloppée avec du papier goudronné (isolation à la pluie).



### 5.3 Calculs

#### 5.3.1 Exemple de Calcul

On donne un exemple de calcul de la température théorique de sortie de l'huile, du rendement théorique et du rendement réel du collecteur pour le mercredi 13. 12. 78. à 13h.

Le concentrateur utilisé a les caractéristiques suivantes:

Longueur = 6 m

Largeur = 1,20 m

Reflectivité = 0,70 (Aluminium poli).

Absorbeur Diamètre extérieur  $D_o = 21$  mm

Diamètre intérieur  $D_i = 15$  mm

Diamètre de l'enveloppe  $D = 70$  mm

Facteur optique = 0,83

Facteur d'interception = 0,60

Débit = 0,1 l/s

$C_p = 0,65$  kcal/kg°C (huile TORADA T.C.)

Température ambiante  $T_a = 23,50^\circ\text{C}$

Température d'entrée d'huile =  $181^\circ\text{C}$

$H_b = 839$  w/m<sup>2</sup>

$R_b = \cos \theta = 0,99$

$V = 9,72$  m/s (vitesse du vent).

1<sup>er</sup> Calcul de  $U_L$

$$U_L = \left( \frac{D_o \cdot L \cdot \frac{D}{D_o}}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_v} + \frac{1}{h_r} \right)^{-1}$$

$$K_2 = 0,026 \text{ J/m} \cdot \text{sec.K} = 0,026 \text{ w/m.k}$$

$$h_v = 5,7 + 3,8V = 5,7 + 3,8 \times 9,72 = 42,63 \text{ w/ m}^2 \text{ c}$$

$$h = 4,5 \cdot \epsilon_e \bar{T}_e^{-3}$$

$$\epsilon_e = 0,95 \text{ (emissivité de l'enveloppe)}$$

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ K}^4 \text{ (CONSTANTE de Planck)}$$

$$\bar{T}_e = 67^\circ\text{C} = 340^\circ\text{K}$$

$$h_r = 4 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 0,95 \times (340)^3 = 8,46 \text{ w/m}^2 \text{ k}$$

$$D_o \ln \frac{D_o}{D_i} = 0,486$$

$$\frac{D_o}{2 k_2}$$

$$U_L = \left( 0,486 + \frac{1}{42,63} + \frac{1}{8,46} \right)^{-1} = 1,59 \text{ w/m}^2 \cdot \text{deg}$$

2°) Calcul de  $U_o$

$$U_o = \left( \frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{2 k_1} \right)^{-1}$$

$K_1 = 38 \text{ Kcal/m.h;}^\circ\text{C} = 44,12 \text{ w/m}^\circ\text{c}$  coefficient de conductibilité du tube.

Détermination du coefficient de convection  $h_i$

Les valeurs du coefficient d'échange de chaleur en régime transi... données par des courbes qui sont fonction du nombre de Re. et du rapport

L/D (D = diamètre du conduit)

(L = longueur chauffée)

Calcul du nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{v \cdot D_0}{\nu}$$

$$\dot{m} = v \cdot S = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow v = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_0^2}$$

$$R_e = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_0 \nu}$$

à 185°C on a  $\nu = 2,445$  est

$R_e = -$

$$R_e = \frac{4 \times 0,1 \times 10^{-3}}{\pi \times 15 \times 10^{-3} \times 2,445 \times 10^{-6}} = \underline{3472}$$

$$\frac{L}{D_0} = \frac{6}{15 \times 10^{-3}} = 400$$

Le produit des termes sans dimensions j est égal à :

$$\frac{(h_i)}{c_p \cdot v \cdot \rho} \left( \frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{2/3} \left( \frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,14}$$

$$v \cdot \rho = 0,566 \times 0,762 \times 10^3 \times 3600 = 1,55 \times 10^6 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right]$$

$$\mu = \dot{m} \cdot \rho = 2,445 \times 10^{-3} \times 0,762 \times 3600 = 6,7 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{h}} \right]$$

$$\lambda = 0,114 \text{ Kcal}/\text{m} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\left( \frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,14} = 1; \mu_s = \text{viscosité dynamique de l'huile à la température de la surface}$$

$\mu_b =$  viscosité dynamique de l'huile à la température Moyenne.

On a

$$\left(\frac{C_p M}{h}\right)^{2/3} = \left(\frac{0,655 \times 6,7}{0,114}\right)^{2/3} = 11,4$$

$$h_i = \frac{\text{Sp. v. } \rho \cdot J'}{\left(\frac{C_p M}{h}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{M_s}{A_b}\right)^{0,14}}$$

Pour  $Re = 3472$  et  $L/D = 400$  On lit sur la courbe

$$J' = 0,002 \quad \text{d'où}$$

$$h_i = \frac{0,655 \times 1,55 \times 10^6 \times 0,002}{11,4} = 178,11 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_i' = 206,8 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

d'où

$$U_o = \left( \frac{1}{1,59} + \frac{21}{206,8 \times 15} + \frac{0,021 \text{ Ln } 21/15}{2 \times 44,12} \right)^{-1} = 1,57 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Le facteur d'incidence  $R_b$  est donnée par

$$R_b = \cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \text{AH} \cos^2 \delta}$$

$$\text{avec } \delta = -23^\circ,29 \quad R_b = 0,99$$

$$\text{AH} = 4^\circ,5$$

$$\text{d'où } H_b R_b = 830,6 \text{ w/m}^2$$

La surface latérale de l'absorbeur est égale à

$$A_r = \pi D_o \cdot L = \pi \times 0,021 \times 6 = 0,396 \text{ m}^2.$$

La surface captrice en tenant compte de l'ombre de l'enveloppe est:

$$A_c = (1,2 - 0,07) \times 6 = 6,78 \text{ m}^2$$

$$F' = \frac{U_o}{U_L} = \frac{1,57}{1,59} = 0,98$$

$$\frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c \cdot U_L \cdot F'} = \frac{0,1 \times 0,762 \times 0,655 \times 4180}{0,396 \times 1,59 \times 0,98} = 338$$

$$F_r = 338 \times 0,98 \left( 1 - e^{-1/338} \right) = 0,978$$

L'énergie solaire absorbée est.

$$S = H_b \cdot H_b \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma = 289,55 \text{ w/m}^2$$

L'énergie utile est:

$$Q_u = 6,78 \times 0,978 \left[ 289,55 - \frac{0,396 \times 1,59 (181 - 23,5)}{6,78} \right]$$

$$= 1822,97 \text{ w}$$

La température théorique de sortie:

$$T_s = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m} \cdot C_p} = 181 + \frac{1822,97}{0,1 \times 0,762 \times 0,65 \times 4180} = 190^\circ \text{C}$$

Le rendement théorique du concentrateur est de:

$$= \frac{1822,97}{830,6 \times 7,2} = 30,5\%$$

La température réelle de sortie du concentrateur est de 188°C

d'où le rendement réel est de

$$\eta_{\text{inst}} = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_i)}{H_b R_b \times A} = \frac{1449,24}{830,6 \times 7,2} = 24,3\%$$

### 5.3.2. Dimensionnement de la surface d'insolation

Nous devons fournir au bouilleur une puissance de 140w, d'après les caractéristiques de la résistance électrique, qui est constante au cours du jour et de l'année.

Pendant la période hivernale nous disposons d'une puissance moyenne du rayonnement direct de 600 w/m<sup>2</sup>. Un cylindre parabolique fonctionnant aux environs de 180°C aura un rendement inférieur à celui fonctionnant à une température de 100°C. Un concentrateur soigneusement fabriqué et correctement orienté son rendement réel (expérimental) est de l'ordre de 40%. Nous prenons pour notre cas un rendement

Pour l'échangeur nous retenons un rendement de 15%. En tenant compte de la faible surface d'échange et des pertes non négligeables au niveau des sondes qui jouent le rôle d'ailettes.

Pour les pertes dans le reste de l'installation on admettra un rendement de 83%

Donc en tenant compte de ces rendements, la surface d'insolation est de

$$S_{\text{insolation}} = \frac{140w}{0,30 \times 0,15 \times 0,83 \times 600} = 6,247m^2$$

Nous avons adopté des cylindres de  $1,2 \times 2$  c'est à dire une surface active de  $1,2 \times 2 = 2,4 \text{ m}^2$

Nous prenons 3 capteurs dont la surface totale est de  $7,2 \text{ m}^2$

On a donc une marge de sécurité de  $7,2 - 6,24 = 0,96 \text{ m}^2$

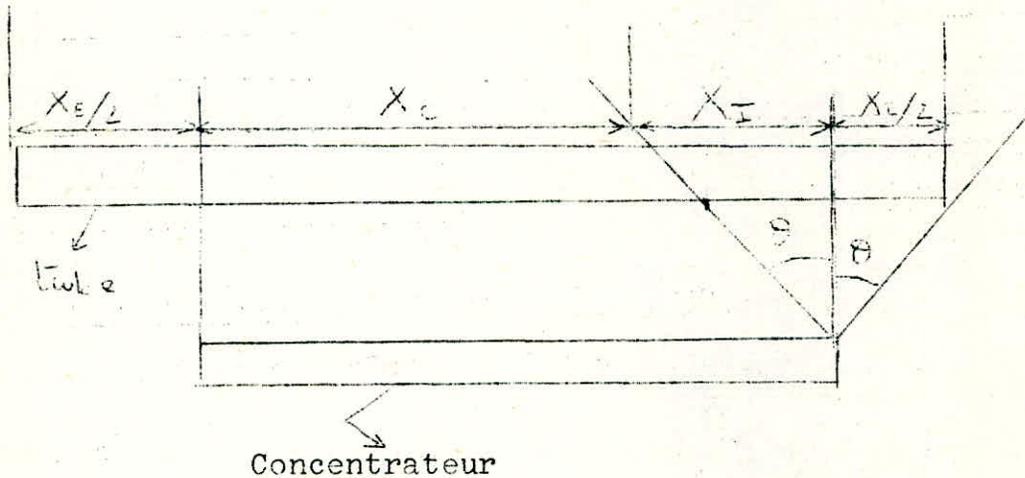
### 5.3.3. Effet d'ombre:

Pour l'orientation des cylindres-paraboliques Est Ouest, une portion du tube collecteur peut être non éclairée.

Le tube collecteur sera divisé en trois régions  
- région interne non chaude de longueur  $x_I$

Region chaude de longueur  $x_C$

Region externe non chaude de longueur  $x_E$



$L_C$  = Longueur du tube

$L_R$  = Longueur du concentrateur

$L_F$  = Distance focale

$$X_C = L_R - L_F \tan \theta$$

$$X_I = L_F \times \tan \theta$$

$$X_E = L_C - L_R$$

La longueur d'ombre est fonction du temps

l'angle  $\theta$  est donnée par la formule  $\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \Delta H \cos^2 \delta}$

(décrite précédemment)

#### 5.3.4 Rendements:

Pour une installation de réfrigération solaire il est commode de calculer les rendements des différents éléments composant le système ainsi que le rendement global de l'installation.

1°) Rendement thermodynamique du réfrigérateur :

Ce rendement est défini par:

$$\xi = \frac{\text{Chaleur absorbée par le réfrigérant pendant la réfrigération}}{\text{Chaleur fournie par l'échangeur ou bouilleur}}$$

2°) Rendement de chauffage

Le rapport de chauffage est défini comme suit

$$\eta_E = \frac{\text{Chaleur fournie par l'échangeur au bouilleur}}{\text{Rayonnement solaire direct tombant sur la surface efficace du collecteur}}$$

3°) Rendement global de l'installation E

Le rendement global est le rapport de la réfrigération obtenue au rayonnement solaire sur le collecteur

$$E = \eta_E \times \varepsilon = \frac{\text{chaleur absorbée par le réfrigérant pendant la réfrigération}}{\text{Ray}^\dagger \text{ solaire direct tombant sur la surface efficace du collecteur}}$$

Ray<sup>†</sup> solaire direct tombant sur la surface efficace du collecteur

4°) Rendement du collecteur:

$$\eta_c = \frac{\sum \dot{m} C_p \Delta T_i}{A_x \sum H_{bi} R_{bi}}$$

$\dot{m}$  = débit massique:

$\Delta T_i$  = Différence de températures entrée-sortie du collecteur à l'heure  $i$

$\sum H_{bi} R_{bi}$  = flux du rayonnement direct reçu par un collecteur perpendiculaire aux rayons du soleil pendant l'expérience.

A = Surface Captrice du collecteur.

a)- Calcul du rendement frigorifique  $\xi$  (Coefficient de PERFORMANCE)

Le 13 décembre 1978

début d'expérience = 9h

fin d'expérience = 15h

Poids d'eau = 391 gr

Poids du bac = 160,4 gr

Température d'entrée d'eau: 19°C

Température de sortie : = 0°C (glace fondante).

-On calcule le rendement frigorifique de deux manières:

-1 En tenant compte d'une période de préchauffage d'une durée de 3 heures 46 minutes c'est à dire le temps mis pour atteindre la température 180°C à l'entrée de l'échangeur (Température d'amorçage du cycle).

$Q_o$  = Quantité de chaleur absorbée par le réfrigérant pendant la réfrigération.

$$Q_o = 391 \times 1 \times 19 + 391 \times 80 + 160,4 \times 0,218 \times 19 = 39373,68 \text{ cal}$$

$Q_E$  = Quantité de chaleur fournie par l'échangeur au Bouilleur.

$$Q_E = 324 1877,5 \text{ cal.}$$

$$\text{Rendement frigorifique} = \frac{Q_o}{Q_E} = \frac{39373,68}{3241877,5} = 1,21\%$$

2<sup>e</sup>) En ne tenant pas compte de cette période  
le rendement frigorifique devient.

$$\xi = \frac{39373,68}{1597722,5} = 2,46\%$$

b.)-Calcul du rendement de chauffage :  $\eta_E$

$$\eta_E = \frac{Q_E}{H_b R_b A} = \frac{3764,18}{4405,64 \times 7,2} = 11,86\%$$

c.)-Rendement de l'installation  $E$

$$E = \xi \times \eta_E = 2,46\% \times 11,86\% = 0,3\%$$

e.)-Rendement du Collecteur  $\eta_c$

$$\eta_c = \frac{\sum \dot{m} C_p \Delta T_i}{A \sum H_{bi} R_i} = \frac{6564,51}{4405,64 \times 7,2} = 20,7\%$$

N.B

$\eta_E$  est le rendement de chauffage solaire,  
 c'est le produit du rendement du collecteur  $\eta_c$   
 par le rendement de chauffage  $\eta_e$

$$\eta_E = \eta_c \times \eta_e$$

$$\eta_E = \frac{\varphi_u}{A \varepsilon H_{bi} R_{bi}} \times \frac{\varphi_E}{\varphi_u}$$

$$\eta_e = \frac{\varphi_E}{\varphi_u}$$

II A B L E A U X ET GRAPHIQUES.

Relevés du Mercredi 13/ 12/ 1978

Temps Local	10 <sup>h</sup>	11 <sup>h</sup>	12 <sup>h</sup>	13 <sup>h</sup>	14 <sup>h</sup>	15 <sup>h</sup>
Tambiante °C	20,5	21,5	23	23,5	22	21,5
T.entrée Collecteur °C	50	85	148	181	188	175,5
T.Sortie Collecteur °C	54	90	154	188	194	180
T.entrée Echangeur °C	53	88	152	187	193	180
T.Sortie Echangeur °C	51,5	86	149	183	189	176
T. Sortie Bouilleur °C	20,5	29	38,3	100,5	106,5	97
T.Vitrage °C 1er Cylindre	35	55	64	74	71	75
T.Vitrage °C 2ème Cylindro	31	45	58	67	62	60
T.Vitrage °C 3ème Cylindro	33	50	55	65	70	65
Vitesse du vent Km/h	27	28	29	35	25	25
Débit . l/s	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Hb (W/α <sub>h</sub> )	756,5	809,7	845,15	839	827,4	756,5
Rb	0,8	0,91	0,97	0,99	0,94	0,84
Qu (W)	739,14	954,92	1227,8	1449,24	1263,1	930,31
QE (W)	272,23	385,04	613,91	832	830,8	830,2
$\eta_c$ % instantané	16,96%	18	20,8%	24,23%	22,55	20,33

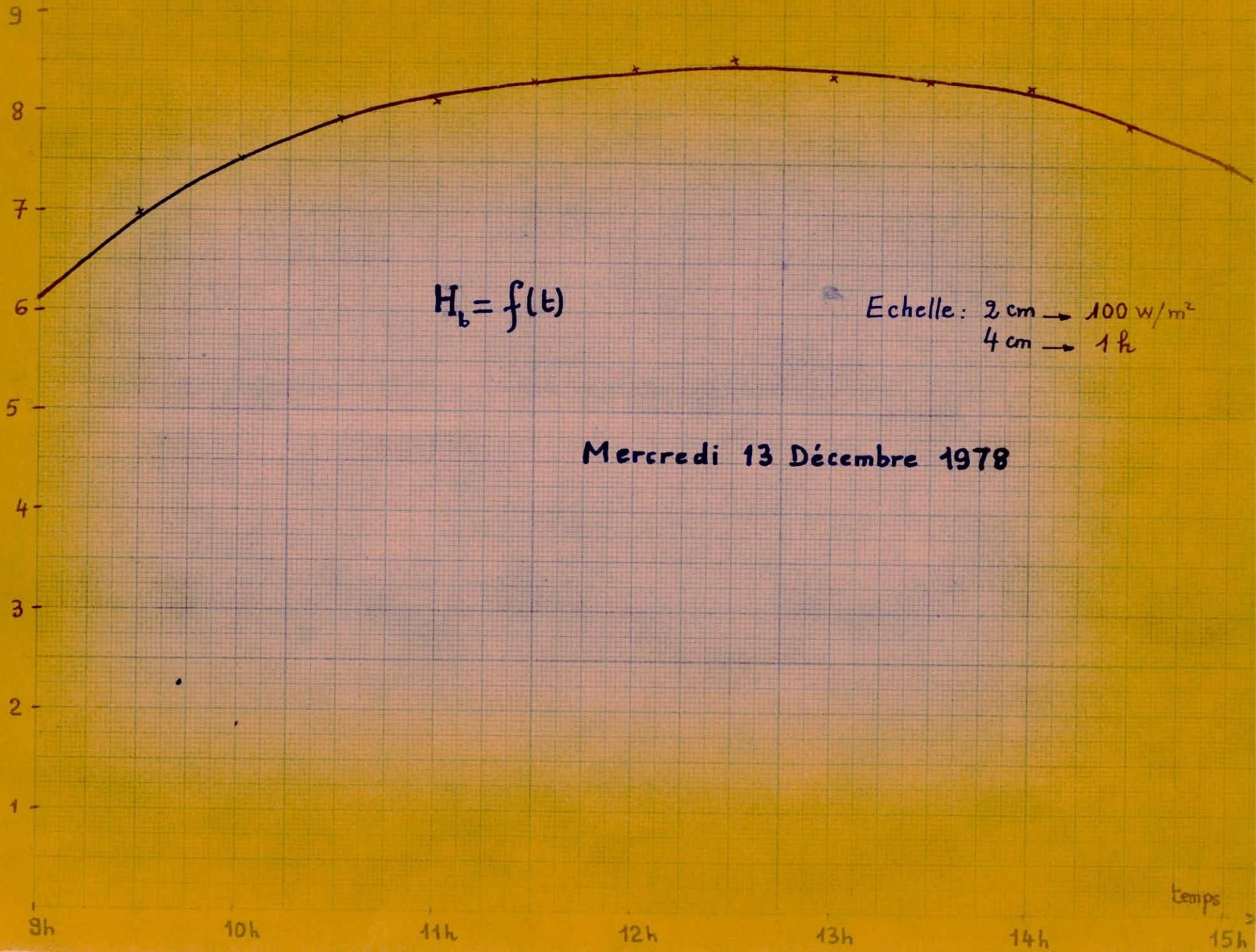
Début d'expérience : 9<sup>h</sup>  
 Fin d'expérience : 15<sup>h</sup>  
 Midi Solaire : 12<sup>h</sup>41 mn

Temps : Ciel Clair

Masse de glace obtenue: 391 gr  
 (glace Fondante)

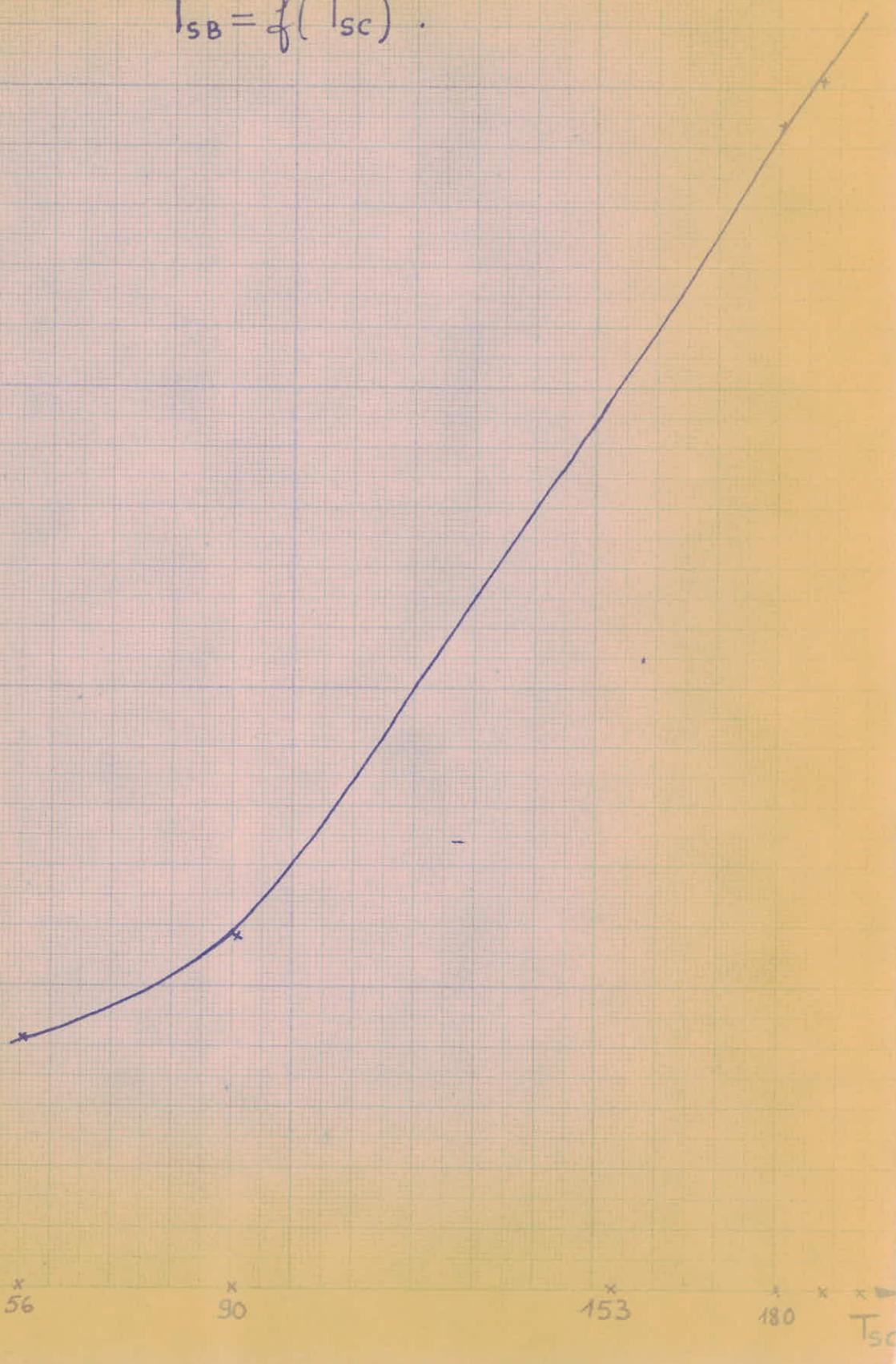
$\eta_E = 11,86\%$     $\eta_c = 20,7\%$     $E = 0,3\%$

$E = 2,46\%$



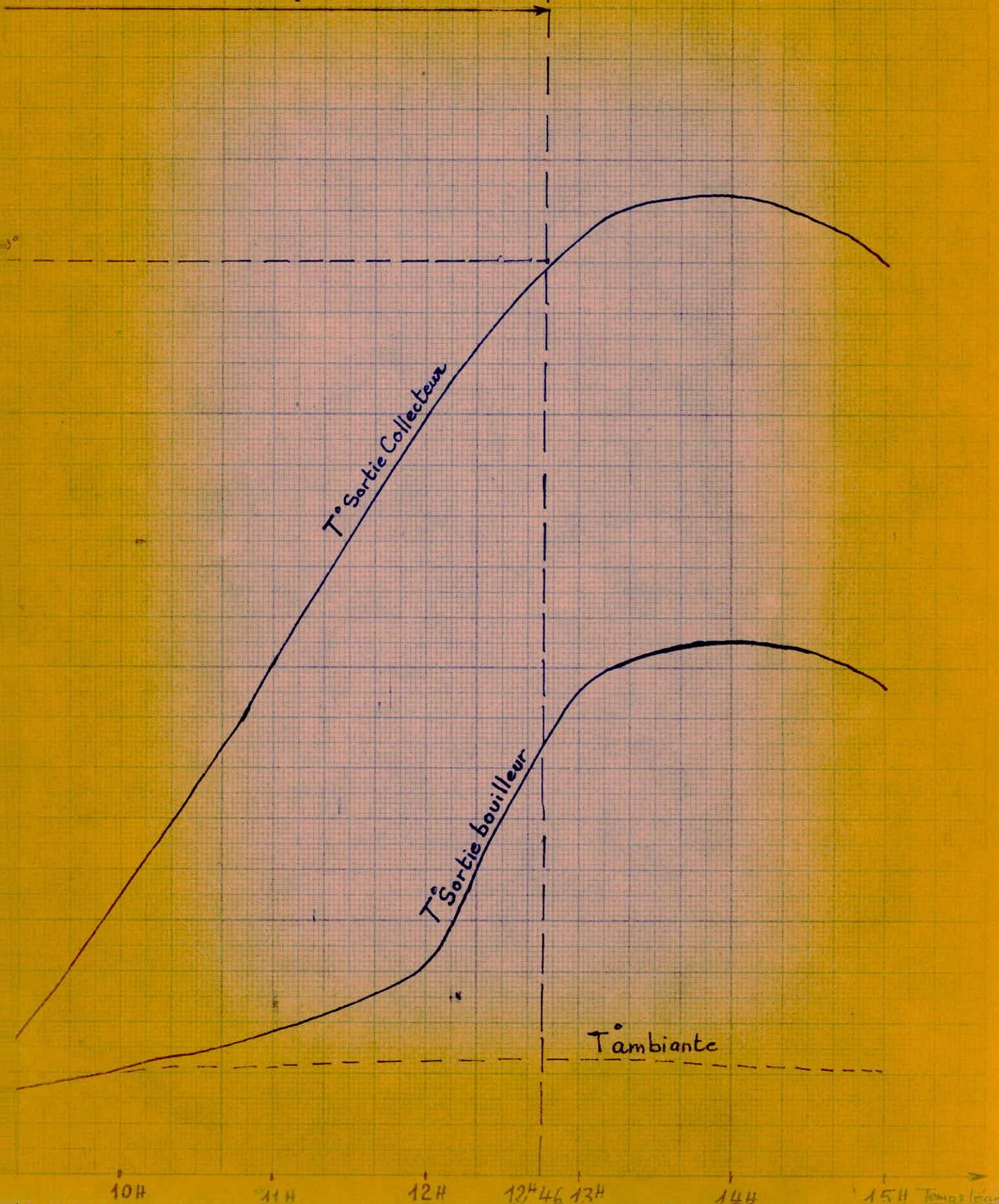
$T_{sB} \text{ } ^\circ\text{C}$

$$T_{sB} = f(T_{sc}) .$$



°C

Temps de Préchauffage



Relevés du 24/ 12/ 1968.

Temps Local	12 <sup>h</sup>	13 <sup>h</sup>	14 <sup>h</sup>
Temp ambiante °C	16 <sup>^</sup>	17,5	18
T°entrée Collecteur °C	137	151	145
T°sortie collecteur °C	141	154	150
T°entrée Echangeur °C	139	153	149
T°sortie Echangeur °C	137,5	151	146
T°sortie bouilleur °C	30,5	36,6	34
T° vitrage du 1er cylindro. parab.	45	45	45
T° vitrage du 2° Cylindro. parab.	42	43	43
T° vitrage du 3 Cylindro. parab.	41	47	46
vitesse du vent (km/h)	21	21	27
Débit (l/s)	0,1	0,1	0,1
Hb (W/m <sup>2</sup> )	738,77	644,2	449,17
Rb	0,98	0,99	0,91
Q <sub>a</sub> (W)	812	613,12	1025,92
Q <sub>E</sub> (W)	302,73	409,53	603,67
$\eta$ % inst. Collecteur	15,57	13,35	34,86

Début d'expérience = 11<sup>h</sup>  
Fin d'expérience = 14<sup>h</sup>

A cause de la nébulosité du ciel, cette expérience n'a duré que trois heures.

Le cycle du réfrigérateur n'est pas amorcé car la température voulue à l'entrée de l'échangeur n'est pas atteinte.

Relevés du 26/ 12/ 1978

Horaire	11 <sup>h</sup> 15	12 <sup>h</sup> 15	13 <sup>h</sup> 15	14 <sup>h</sup> 15	15 <sup>h</sup> 15
T. ambiante °C	20,5	22	24,2	24	22,5
T. entrée Collecteur °C	130	167	190	194	177
T.Sortie collecteur °C	134	172	198	200	181
T.entrée Echangeur °C	130	170	195	199	180,5
T.Sortie Echangeur °C	131	167,5	191	195	176
T.Sortie Bouilleur °C	37	54	111	113	101
T.Vitrage 1er Cylindro	64	73	85	73	69
T.Vitrage 2ème Cylindro	56	63	66	69	65
T.Vitrage 3ème Cylindro	62	74	69	74	67,5
Vitesse du vent (km/h)	8	8	8	8	8
Débit (l/s)	1/9	1/9	1/9	1/9	1/9
Hb (W/m <sup>2</sup> )	756,5	774,23	750,59	774,23	691,56
Rb	0,93	0,99	0,99	0,93	0,83
Qu (W)	896,1	1129,83	1801	1357,93	901
QE (W)	448	561,4	901,94	673,7	506,81
$\eta_c$ instantané	17,69	20,46	33,66	26,19	21,8

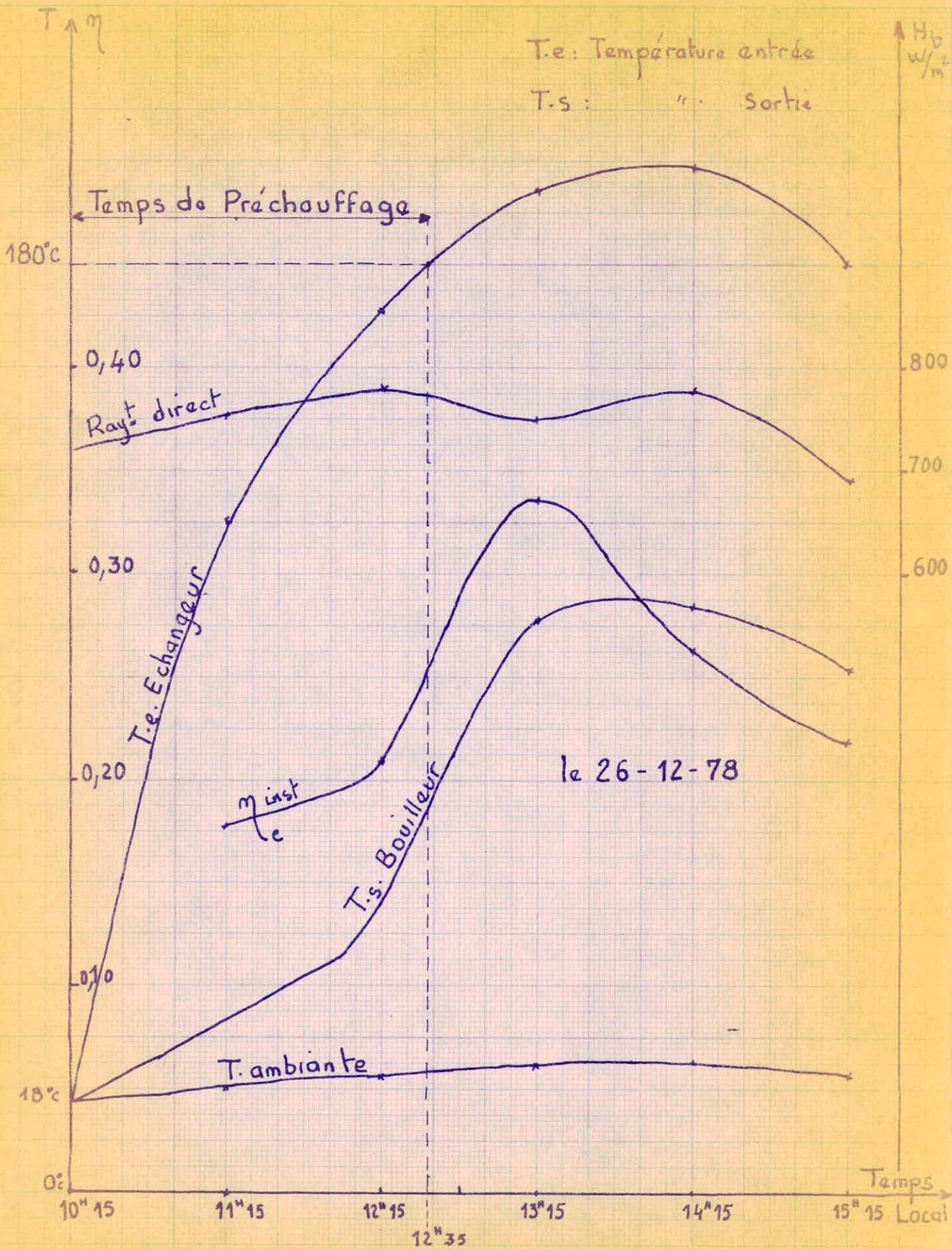
Début d'expérience : 10<sup>h</sup>15

Fin d'expérience : 15<sup>h</sup>15 Masse d'eau = 373 g

Temps Clair ensoleillé      Temperature de sortie = 0;1 degré

Midi Solaire : 12<sup>h</sup>45

$\eta_E = 12,24\%$  ;  $\eta_c = 24\%$  ;  $\xi = 0,53\%$  ;  $E = 0,065$



Midi Solaire : 12<sup>h</sup> 45

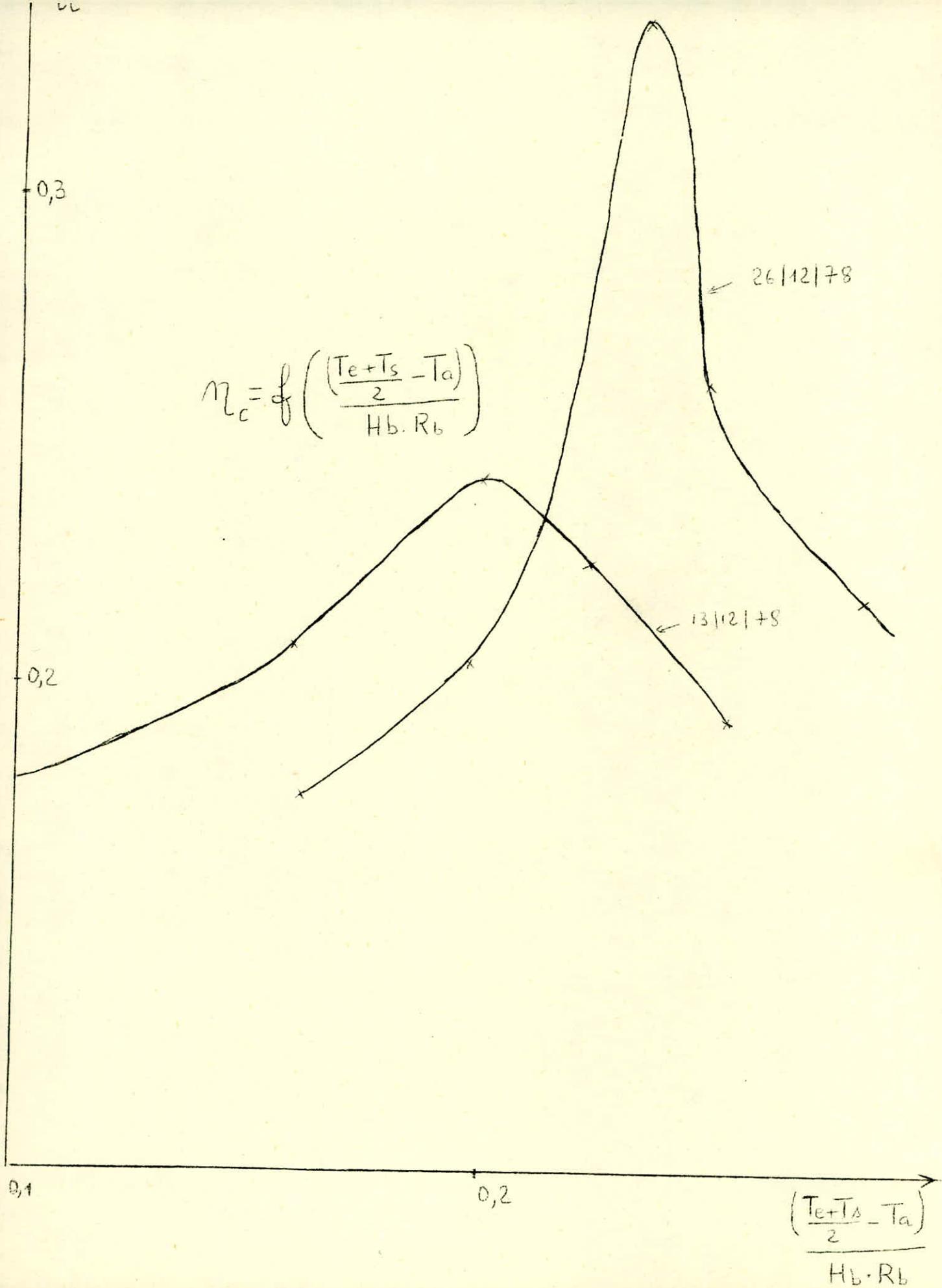


Tableau - Comparatif

Source de chaleur	Electricité	Energie solaire
Temp. ambiante Moyenne	15,5°C	22°C
Durée d'expérience	4 Heures	6 Heures
Poids d'eau	317 g	391 g
Temp. d'entrée d'eau	13,5°C	19°C
Temp. de sortie d'eau	- 8°C	0°C (glace fondante)
Durée de préchauffage	1 heure	3 heures 46 mn
Apport de chaleur	2016 kj	6678, 48 kJ
Production frigorifi. g/2	132,38 KJ	164, 58 KJ
Temp. max. bouilleu.	115°C	106,5°C
Rendement frigorifi- qua	6,5%	2, 46%

## Analyses des rendements et ameliorations de l'installation

### Remarque:

-Par comparaison au résultat obtenu à l'électricité on constate que le rendement frigorifique obtenu à l'énergie solaire est faible.

-L'obtention de la température voulue au niveau du bouilleur (180°C) nécessite une longue période de préchauffage (à l'électricité cette période est très courte).

L'évolution du rendement en fonction du temps présente un maximum juste après midi solaire.

-Le rendement augmente avec le flux utile

-Lorsque l'intensité solaire augmente la température moyenne du fluide augmente aussi, mais cette dernière croît encore (pendant une courte période, tandis que l'intensité diminue c'est l'effet de l'inertie thermique.

-Les causes qui sont à l'origine de la différences entre les résultats obtenus et ceux donnés par la théorie et d'autres résultats expérimentaux sont:

1.)-Faible rendement de l'échangeur (petite surface d'échange lors de l'expérience on a utilisé dans un premier temps comme surface d'échange. seulement la cheminée.

Dans un deuxième essai nous avons augmenté On constate une nette amélioration du rendement de chauffage.

2.)-Les pertes dans la canalisation, au niveau du bouilleur (isolation) et par les sondes et vannes qui jouent le rôle d'ailettes.

### 3.)-Conception du Capteur:

Les irregularités et les salissures de la surface réfléchissante causant la dispersion de l'image (ces effets diminuent la réflectance spéculaire)

-Les erreurs macroscopiques dans le réflecteur contorsionnant l'image du soleil.

-L'erreur relative sur la position relative de l'absorbeur par rapport au réflecteur.

#### Améliorations:

1.)-Le serpentin du bouilleur doit être immergé dans l'huile dans un boîtier bien isolé.

2.)-Le capteur est composé d'une surface réfléchissante et d'un absorbeur, un seul de ces éléments doit être fixe tandis que l'autre peut être ajusté continuellement.

Il est préférable que l'absorbeur (parce que moins lourd) se déplace par intervalle pendant le jour, de cette façon il n'est pas nécessaire de régler à nouveau le cylindre il suffit d'ajuster le cylindre seulement chaque mois ou lors des changements de saison pour une orientation Est-Ouest.

3.)-Prévoir un système de réglage de la distance focale et avoir une surface réfléchissante continue épousant correctement une forme parabolique.

4.)-Les mesures de températures doivent être faites par des thermocouples (moins de pertes).

5.)-L'erreur d'orientation du système impliquant un élargissement de l'image et son déplacement

6.)-L'erreur sur la mesure du débit (variation de températures de l'huile provoque un changement de fluidité et par conséquent le débit).

Problème de Matériels

Vu l'importance qui est amenée à prendre l'énergie Solaire de par ses applications de l'importance que devrait être amenée à jouer la S.E.S, on ne peut envisager de contribution sérieuse de la part si elle ne dispose pas.

1.)-D'une ateliers de mécanique comprenant

- Un tour
- Une Fraiseuse
- Perceuse
- Un poste de soudure(soudure par point électrique)

2.)-Materiel Scientifique courant tel que:

- Galvanometres
- Enregistreur de températures
- Débitmetres
- Manometre.

(Manque d'approvisionnement du Marché National).

ALCULECONOMIQUE

1.)-Circuit Primaire

§ Désignation §	§ Quantité §	§ Prix unitaire §	§ Total(DA) §	§ Observation §
§ Tubes galva- § nisés	21m	§ 25,00	§ 525,00	
§ Laine de verre	1rouleau	§ 570,00	§ 570,00	
§ Papier Goud- § ronné	10 m	§ 19,00	§ 190,00	
§ Tés(15/21)	8	§ 15,00	§ 120,00	
§ Coudes(15/ ) 21	2	§ 10,50	§ 21,00	
§ Raccords § Simples(15/21)	3	§ 4,50	§ 13,50	
§ Raccords § unions(15/21)	8	§ 45,00	§ 360,00	
§ Vannes(15/21) § d'arrêt	9	§ 98,50	§ 886,50	§ Pris très § excessif.
§ sondes § (Thermomètres	6	§ 180,00	§ 1080,00	§ rares sur § le marché
§ Vase d'expansion	1	§ 120,00	§ 120,00	
§ Pompe+ § Moteur	1	§ 450,00	§ 450,00	
§ Durites	4	§ 15,00	§ 60,00	
§ Feuilles § d'alumimium	17 kg	§ 1200	§ 204,00	
§ Huile:	10l	§ 2,40	§ 25,00	
§ Bouchons(15/ § cuivre	1	§ 3,50	§ 3,50	

§ Tubes en Verre § Ø = 39 mm	§ 7	§ 2700	§ 189,00	§
§ Tubes en verre § Ø=70	§ 4m	§ 31,00	§ 124,00	§ are sur § le marché
§ Bouchons § Caouchouc	§ 6	§ 3,500	§ 21,00	§
§ Contre-plaqué § (10mm)	§ 6m <sup>2</sup>	§ 42,00	§ 252,00	§
§ Vis à Bois	§ 1 Boite	§ 6,50	§ 6,50	§
§ clous	§ 1kg	§ 4,00	§ 4,00	§
§ Connières de § réglage	§ 4m	§ 3,00	§ 12,00	§
§ Peinture noir § mat	§ 1kg	§ 18,00	§ 18,00	§
		§ Total:	§ 5254,00	§

### II) Circuit decondaire:

§ Désignation	§ Quantité	§ Prix unitaire	§ Prix total	§ Observation
§ 1 réfrigérateur § à absorption	§ 1	§ 1600,00	§ 1600,00	§ Très rare § acheté au § marché § d'el Harrah
§ Echangeur	§ 1	§ <u>45,00</u>	§ <u>45,00</u>	§ Réalisé à § à partir § d'éléments § récupérés.
		§ Total	§ 1645,00	§

N.B. la main d'oeuvre pour le montage et la conception des Capteurs n'a pas été évaluée.

En conclusion:

Le prix global de l'installation

est : 5254,00

1645,00

Total:6899,00 DA

Le réfrigérateur que nous avons réalisé présente des accessoires supplémentaires qui ont considérablement augmenter son prix, leur utilisation a été rendue nécessaire pour connaître les performances de l'installation

Pour ces accessoires nous citerons. (Vannes, Coudes très

Remarque:

Le prix de revient de l'installations très élevé est du au fait que le materiel acheté dans le secteur (introuvable dans le secteur d'état) est considérablement excessif.

CONCLUSION

D'après les résultats obtenus, notre réfrigérateur est loin d'être opérationnel et ne peut prétendre concurrencer le réfrigérateur classique (gaz, électricité).

Pour un premier étape de la réfrigération solaire c'est à dire le changement de l'élément chauffant seulement, les coefficients de performance obtenus sont encourageants.

Nous souhaitons que ceux qui désirent poursuivre ce travail, suppriment complètement le premier circuit. en plaçant l'élément chauffant du frigidaire directement sur la ligne de focalisation de l'énergie rayonnante. Alors pour cela il faut refaire considérablement le deuxième circuit (contour de la circulation d'ammoniac) et choisir le fluide moteur du réfrigérateur. Le mélange habituel ammoniac eau est il le meilleur qui convienne pour la réfrigération solaire ? le système Bromure de lithium eau et les autres qui abondent dans la littérature sur l'énergie solaire peuvent constituer des propositions séduisantes.

Ensuite il faut construire un système de stockage de la chaleur qui puisse permettre un fonctionnement continu tel est le frigidaire solaire aux paramètres perfectionnés. pour conclure nous regrettons de ne pas avoir un temps nécessaire et un ciel clair pendant une longue période afin d'exploiter à fond cette installation.

17-1 N N E X E  
-----

## Quelques Définitions:

### Absorption:

Le facteur d'absorption d'une surface est le rapport de l'énergie absorbée à l'énergie incidente.

$$\text{On le note: } \alpha = \frac{\emptyset a}{\emptyset i}$$

### La réflexion:

Le facteur de réflexion d'une surface est le rapport de l'énergie réfléchie à l'énergie incidente.

$$\text{On le note : } \rho = \frac{\emptyset r}{\emptyset i}$$

### La transmission:

Le facteur de transmission d'une surface transparente est le rapport de l'énergie transmise à l'énergie incidente.

$$\text{On le note : } \tau = \frac{\emptyset t}{\emptyset i}$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Ces coefficients dépendent du matériau, de son épaisseur, de l'état de surface et de la longueur d'onde du rayonnement.

Les corps qui ne transmettent pas le rayonnement (ne sont pas traversés par le rayonnement) sont dit corps opaques

$$\text{d'où } \alpha + \rho = 1 \text{ car } \tau = 0$$

l'émission:

Soit  $I_{n,\lambda}$  l'intensité énergétique de longueur d'onde émise par un corps noir ( $I_{n,\lambda}$  est constante pour toute direction).

et soit  $I_\lambda(\chi; \theta)$  l'intensité monochromatique directionnelle

Emise par une surface donnée à la même température on note le coefficient d'émission par:

$$\epsilon_\lambda(\chi, \theta) = \frac{I_\lambda(\chi, \theta)}{I_{n,\lambda}}$$

( $\chi = \cos \theta$ ; angle d'incidence,  $\theta$  angle azimutal).

Facteur d'interception:

Le Facteur d'interception représente la fraction de radiation réfléchi (spéculairement) qui est interceptée par la surface absorbante.

$\chi$  peut sous quelques circonstances, représenter un facteur significatif dans le bilan d'énergie.

Pour un système cylindrique, la distribution du flux normal peut être écrite comme:

$$\frac{I}{I_{\max}} = e^{-h^2 \left( \frac{w}{W} \right)^2}$$

$I$  = densité de flux

$I_{\max}$  = Flux maximal sur la ligne centrale

$h$  = Coefficient de la distribution de flux

$w$  = Distance entre le centre et la Zone

$W$  = demi largeur du concentrateur.

Pour une distribution symétrique le facteur d'interception est donné par.

$$\gamma = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{h(w/w)}{w}} e^{-h^2 (w/w)^2} \left( \frac{h(w)}{w} \right)$$

Dans ce cas, les valeurs de  $\gamma$  sont obtenues par l'utilisation des tables de probabilités  $\left( \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-x^2} dx \right)$   
 l'entrée des tables a une limite  $x = \frac{h(w)}{w}$  [ + ]

### Determination du Coefficient de performance Réel d'un réfrigérateur

#### Fonctionnant au gaz butane:

Tout au début de notre projet on a fait des expériences sur un réfrigérateur a absorption de marque electro lux de capacité 80l fonctionnant au gaz butane

Les resultats obtenus sont faibles que les resultats theoriques pour diverses causes.

- Pertes par rayonnement et conduction importantes
- Placement du brûleur par rapport au bouilleur
- Calorifugeage du réfrigérateur
- Débit de gaz butane, le débitmètre utilisé et un débitmètre à CO<sub>2</sub> mais étalonné pour le gaz butane.

Lors de la soudure de l'échangeur sur le bouilleur, c'est à dire en réalisant un échangeur à bain d'huile, ce dernier s'est troué (Rouille + Chaleur) laissant échapper l'hydrogene et l'ammoniac. Le remplissage de ces gaz est très délicat et cet appareil n'existe pratiquement plus sur le marché d'où il resulte que notre réfrigérateur devient inutilisable.

Le dimanche 29/10/78.

Début d'expérience 14h

Poids d'eau = 247,4 g

Poids du Bac = 85 Gg ( plastique )

Température ambiante = 21°C

Température d'entrée d'eau = 25,5°C

Débit gaz Butane = 0,2571 l/mn

P C I 28500 Kcal/m<sup>3</sup>/ condition Normale)

Horaires	15 <sup>h</sup>	16 <sup>h</sup>	17 <sup>h</sup>	18 <sup>h</sup>	19 <sup>h</sup>
Température ambiante	21°C	20°C	19°C	17°C	16°C
Température de sortie bouilleur	97,5°C	97,6	99,3°C	97,6°C	97,6
Température de sortie de l'eau		Parasites			-1°C

Fin d'expérience 19h

Coefficient de Performance = 1,38%

Le-Lundi 30/10/78

Début d'expérience = 13<sup>h</sup>55

Poids d'eau = 231, 9 g

Poids du Bac = 85g (Plastique)

Température d'entrée d'eau = 17°C

Débit gaz butane = 0,2571l/mn

P.C.I. = 28 500 kcal/m<sup>3</sup> (condition Normale)

Horaire	14 <sup>h</sup> 55	15 <sup>h</sup> 55	16 <sup>h</sup> 55	17 <sup>h</sup> 55
Temperature ambiante	21°C	19°	17°C	16°C
Temperature sortie Bouilleur	104,6°C	99°C	98°C	97°C
Temperature de l'eau	←	Parasites	→	-1,4°C

Fin d'experience 17<sup>h</sup>55

Coefficient de performance = 148%

### Resultats experimentaux

#### Cycle intermittent

A l'aide des capteurs paraboliques ,on chauffe le BOUILLleur-absorbeur.

Le condenseur étant refroidi par de l'eau ou par de l'air quand le bouilleur atteint le palier de température voulue ,on enlève le capteur et on immerge dans l'eau pendant peu de temps le bouilleur-absorbeur pour commencer rapidement une refrigeration.

Une expérience a été faite à l'université de Madison (U.S.A.) et a donnée les resultats suivants:

Température fin de du Bouilleur °C	Température du Condenseur °C	Temps en Heures	Réfrigérant (KJ)	Rapport de Réfrigérant E	Rapport de Chauffage %E	Rendement Total E
123,88	30	2	787	0,38	0,39	0,15
129,44	29,44	2	847	0,38	0,41	0,16
121,66	27,77	2,2	814	0,4	0,38	0,15
126,11	27,22	2,5	892	0,41	0,35	0,14

Comparaison directe et simultanée des collecteurs plans  
et des concentrateurs Cylindro-paraboliques:

Le collecteur plan est réalisé avec une tôle de cuivre de 0,89 m de large sur 1,02 m de long.

12 tubes de cuivre de 5 mm de diamètre intérieur sont soudés à intervalles constants sur le côté arrière de la tôle la surface supérieure non ondulée est peinte en noir mat et les calorifugeages sont appliqués sur les bords et à l'arrière.

Un vitrage simple à une seule vitre est mis en couverture, fermement fixé à 10mm de la surface réceptrice noire

Une parabole cylindrique en bois, de même longueur et de même surface efficace, est rigidement alignée avec le collecteur plan. De petites <sup>bandes</sup> miroirs réfléchissantes (18 mm de large) sont collées, serrées sur la surface intérieure, réalisant ainsi un profil presque parabolique avec une bande focale à environ 11,6 cm du sommet (c'est à dire 31,1 cm de la surface d'ouverture) en tenant compte de l'épaisseur du miroir.

Un tuyau de cuivre de 20 mm de diamètre intérieur, monté sur l'axe de la Bande focale, transporte l'eau et sert d'absorbeur des rayons réfléchis.

Les deux collecteurs sont montés Nord-Sud, c'est à dire "Equatoriellement" sur le même châssis à 1,5 m du sol mais incliné à un certain angle variable  $\alpha$  sur l'horizontale l'angle  $\alpha$  varie légèrement en fonction du temps de telle manière que  $\alpha = \varphi - \delta$  Chaque jour de l'expérience  $\varphi$  étant la latitude locale.

et  $\delta$  la déclinaison solaire

Le dispositif assure cependant que les rayons solaires sont pratiquement normaux aux deux collecteurs à midi solaire.

Le débit d'eau est rendu variable, bien que constant pour chaque essai, et il n'y a pas de recyclage.

Apartir des débits et des augmentations de températures on trace les densités de flux d'énergie recueillies presque chaque instant.

Application de la chaleur solaire dans un réfrigérateur domestique à absorption de vapeur:

Le réfrigérateur utilisé pour l'expérience est un réfrigérateur domestique à brûleur à pétrole Electrolux type 27A1N° de série 9280 271.

Le serpentin du générateur est immergé dans de l'eau contenue dans un boîtier bien isolé mais percé. Une valve permet de régler le degré de fonctionnement du thermosiphon et l'eau chaude du collecteur passe à travers le collecteur de sortie et un tube jusqu'au générateur.

Les températures d'eau dans ce générateur et les températures de l'air intérieur dans le logement isolé de l'évaporateur sont lues à intervalles réguliers.

Le besoin en énergie est tel maintenant que deux collecteurs identiques décrit ci dessus sont assemblés en parallèle pour donner 2 m<sup>2</sup> environ de surface de collecteur.

Observation

Les tables I et II ci dessous sont des comparaisons numériques de la performance de chacun des deux types à midi solaire et lorsque les conditions de température maximales sont atteintes on observe:

-Collecteur plan: un débit réduit d'eau crée des températures de sortie d'eau plus élevées, mais qui avec des pertes accrues, mènent à des densités d'énergie collectée plus faibles dans le cas du collecteur plan.

-Cylindro-parabolique: concentrant seulement le rayonnement direct, est bien moins rentable au niveau du transfert de l'énergie concentrée au fluide en mouvement et de plus avec une surface de transfert réduite, un débit d'eau réduit conduit à une récolte d'énergie plus haute.

-Avec la parabole non commandée pour faire face au soleil, le rendement maximum est juste après midi solaire

Table I : Densités d'absorption d'énergie mesurées à midi solaire (12h31) et densité maximales atteintes.

jour de mars 1876	24	25	29	30
Densité d'absorption Collecteur d'énergie à midi solaire	823	636	473	284
	241	224	157	115
Collecteur plan	908 (15h)	1061 (14h)	788 (13h)	760 (14h)
collecteur parabole	251 (12h 30)	251 (13h)	279 (13h)	332 (13h)

Table Température maximale d'eau atteinte par le collecteur

Mars 1976		24	25	29	30
T de d'eau	Collec-Plan	309	3055	31	31
à l'entrée°C	Collec Parabolique	29	30,5	30,5	30
Ts de sortie	" Plan	41	50	87	96
deau maximale	" Parabolique	39 (13)	44,5 (12h30h)	07 (15h)	70 (13h)
et bare corr espon dante					
debit d'eau kg/h	" Plan	64,4	29	6,96	4,32
"	" Parabolique	16,7	12,5	5,96	6,48
Densité d'absorption d'énergie	" Plan	908	724	464	360
	" Parabolique	214	224	279	332

On a besoin de temperature de générateur plus hautes que celles atteintes pour realiser une opération efficace avec le systeme ammoniac

-eau

le collecteur parabolique pourrait seulement produire une baisse maximum de temperature dans l'évaporateur de 6°C en dessous de l'ambiante, comparée a environ 14°C pour le collecteur plan.

Note sur un réfrigérateur Electrolux:

La firme suédoise "Electrolux" nous a envoyée les informations suivantes:

- L'unité peut être mue par n'importe quelle source de chaleur, mais:
- La température au point où l'énergie doit être transférée doit dépasser 180°C sur les machines actuelles.
- L'énergie fournie à l'unité frigorifique va de 50w à 275w, en fonction de la taille de la machine.
- La longueur totale pour l'échange de chaleur (partie chauffante de l'unité) est de 85 à 150mm suivant l'unité.

En conséquence, si l'énergie solaire doit être utilisée, seuls des miroirs paraboliques perfectionnés peuvent fournir la température nécessaire.

La surface absorbant l'énergie solaire est aussi assez grande dans la partie Sud des Etats-Unis le miroir à généralement 2,5 m de diamètre si uniquement l'énergie solaire doit être utilisée pour un petit réfrigérateur domestique. En théorie de la chaleur perdue (de refroidissement) peut être utilisée comme source d'énergie.

Les gaz de cheminée doivent être au dessus de 200°C à cause du faible transfert de chaleur du gaz à la paroi de l'échangeur de chaleur.

La température de l'eau chaude doit être au moins de 200°C ce qui nécessite une haute pression et introduit des complications à la fois techniques et réglementaires.

Nous ne conseillons pas-en fait nous décourageons, toute expérience avec notre unité de refroidissement à cause de la haute pression interne dans l'unité, qui peut causer de sérieux accidents si on ne la mène pas bien.

Le Rendement frigorifique est égal à 20% pour un réfrigérateur Electrolux.

Peter. E. Blomb g.



20°C  
 = 5,58 / m²  
 = 95 × 10<sup>-6</sup>  
 = 863 kg/m<sup>3</sup>

15

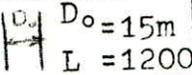
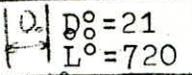
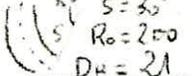
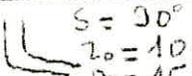
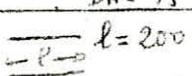
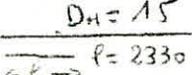
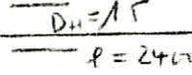
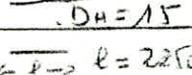
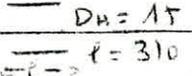
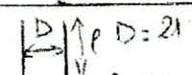
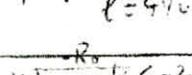
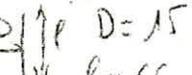
Re =  $\begin{cases} 123 \text{ (cuivre)} \rightarrow \lambda = \frac{64}{R_c} = 0,52 \\ 82 \text{ (acier)} \rightarrow \lambda = \frac{64}{R_c} = 0,78 \\ 57 \text{ (Duroite)} \rightarrow \lambda = \frac{64}{R_c} = 1,12 \\ 28 \text{ (Echangement)} \rightarrow \lambda = \frac{64}{R_c} = 2,29 \end{cases}$

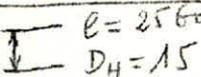
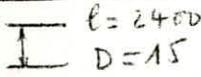
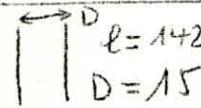
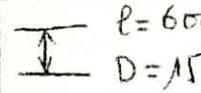
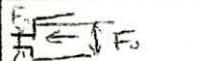
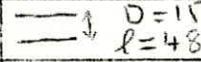
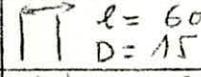
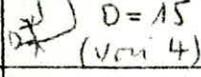
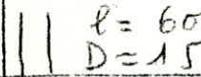
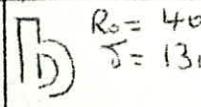
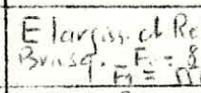
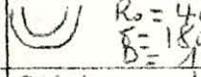
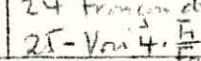
$\frac{\delta_i \cdot W_i^2}{2g} = 60,3$   
 " = 11,3  
 " = 3  
 " = 1,3

W<sub>1</sub> = 1,17 ; W<sub>2</sub> = 0,52 ; W<sub>3</sub> = 0,26 ; W<sub>4</sub> =

$\frac{\delta_i \cdot W_i}{\sum \delta_i \cdot W_i}$

LEMENT	$\frac{\delta_i W_i^2}{2g}$	$\sum m_i$	$\lambda_i$	$\delta_i$	$\sum \delta_i = \sum m_i + \sum \delta_i$	$\Delta H_i$
1	11,9	—	0,78	62,40	62,4	742,6
2	3,0	4,3	1,12	—	4,3	12,9
3	—	—	1,12	38,4	38,4	115,2
4	11,9	12,1	0,78	—	12,1	144,0
5	11,9	—	0,78	10,4	10,4	123,8
6	11,9	—	0,78	116,0	116,0	1380,4
7	11,9	—	0,78	124,8	124,8	1485,1
8	11,9	—	0,78	117,0	117,0	1392,3
9	11,9	—	0,78	16,2	16,2	192,8
10	11,9	12,1	0,78	—	12,1	144,0
11	3,0	—	1,12	23,1	23,1	69,3
12	3,0	2,9	1,12	—	2,9	8,7
13	11,9	—	0,78	34,3	34,3	408,2
14	11,9	12,1	0,78	—	12,1	144,0
15	11,9	"	0,78	133,2	133,2	1585,1
16	11,9	"	0,78	124,8	124,8	1485,1
17	11,9	12,1	0,78	"	12,1	2144,0
18	11,9	"	0,78	73,9	73,9	879,4
19	11,9	12,1	0,78	"	12,1	144,0
20	11,9	"	0,78	31,2	31,2	371,3
21	60,3	5,5	0,52	5,5	10,0	603,0
22	60,3/1,3	0,73	2,29	42,9	"	99,8
23	60,3	7,7	0,52	13,0	20,7	1258,2
24	60,3	"	0,52	31,2	32,2	1881,4
25	60,3	28,3	0,52	"	28,3	1706,3
26	11,9	"	0,78	31,2	31,2	371,3
27	11,9	2	0,78	"	2	23,8
28	11,9	"	0,78	"	"	23,8
29	11,9	"	0,78	25,0	25,0	297,5
30	11,9	"	0,78	31,2	31,2	371,3

N° DE 1'	Schéma (mm)	Paramètre Géométri ques	Qi m <sup>3</sup> /s)	Ti (°C)	$\gamma_i$ kg/m <sup>3</sup>	$\nu$ m <sup>2</sup> /s (m <sup>2</sup> /s)	$W_i$ (kg/m <sup>2</sup> )	$\frac{\gamma_i W_i^2}{2 \rho}$ (kg <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )	$R = \frac{W_i^2}{\nu}$	$S_{mi}$	$A_i$	$S_{fi} = \frac{S_{mi}^2}{D_{H,i}}$	$S_{fi} = \frac{S_{mi}^2}{D_{H,i}}$	$\Delta H_i = \frac{S_{fi} \cdot \gamma_i \cdot W_i^2}{2g}$	Ref.
1	 Do=15mm L=1200	$\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	186	763	$1,7 \cdot 10^{-5}$	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	3,12	3,12	32,8	2.3
3	 Do=21mm L=720	$\frac{R_o}{D_o} = 34,3$ $\Delta = 0$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	186	763	1,7	0,26	2,63	$\frac{32}{123}$	-	0,05	1,72	1,72	4,51	2.9
2	 S=30° R <sub>0</sub> =200 D <sub>H</sub> =21	R <sub>0</sub> =9,5 DH	$9,17 \cdot 10^{-5}$	186	763	1,7	0,26	2,63	$\frac{32}{12}$	0,31	-	-	0,31	0,82	6.3
4	 S=30° R <sub>0</sub> =10 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 0,67$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	185	764	$1,7$	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	0,54	-	-	0,54	5,61	6.9
5	 l=200 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 13,3$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	185	164	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	0,52	0,52	5,45	2.3
6	 l=2330 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 148,7$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	186	763	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	5,80	5,80	60,9	2.3
7	 l=2400 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 160$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	189	761	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	6,24	6,24	65,5	2.3
8	 l=2250 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 150$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	-	0,039	5,85	5,85	61,4	2.3
9	 l=310 D <sub>H</sub> =15	$\frac{R_o}{D_o} = 20,7$ $\Delta = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	-	0,039	0,81	0,81	8,5	2.3
10	Voir 4	R <sub>0</sub> =95 DH	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	0,54	-	-	0,54	5,61	6.9
11	 D=21mm l=440	L=210 DH=0	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,26	2,61	$\frac{34}{13}$	-	0,049	1,03	1,03	2,69	2.9
12	 S=30° R <sub>0</sub> =200 D <sub>H</sub> =21mm	R <sub>0</sub> =9,5 DH	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,26	2,61	$\frac{34}{13}$	0,20	-	-	0,20	0,52	6.3
13	 D=15mm l=65	L=44 D=8,10	$9,17 \cdot 10^{-5}$	195	758	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	-	0,039	1,72	1,72	18,02	2.3

14	Voir 4	$\frac{R_0}{D_H} = 0,67$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	0,54	-	-	0,54	5,61	6,9
15	 $l = 2560$ $D_H = 15$	$\frac{R_0}{D_H} = 170,7$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	194	758	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	0,54	0,0	6,66	6,66	69,9	2,3
16	 $l = 2400$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D} = 160$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	0,54	-	-	0,54	65,5	2,3
17	voir 4	$\frac{R_0}{D_H} = 9,5$	$19,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	0,54	-	-	0,54	5,6	6,9
18	 $l = 1420$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D} = 94,7$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$19,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,6	0,52	10,5	$\frac{48}{75}$	-	0,0	3,69	3,69	38,8	2,3
26	 $l = 600$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D} = 40$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	187	762	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,0	1,56	1,56	16,4	2,3
27	sortie libre 	—	$9,17 \cdot 10^{-5}$	187	762	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	1	-	-	1	10,5	11,1
28		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29	 $D = 15$ $l = 480$	$\frac{R_0}{D} = 32$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	187	762	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	1,25	1,25	13,1	2,3
30	 $l = 600$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D} = 40$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	186	763	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	1,56	1,56	16,4	2,3
19	 $D = 15$ (voir 4)	$\frac{R_0}{D_H} = 9,5$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	-	0,54	5,6	6,9
20	 $l = 600$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D} = 40$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	190	761	1,7	0,52	10,5	$\frac{45}{88}$	-	0,039	1,56	1,56	16,4	2,3
21	 $R_0 = 40$ $l = 1300$	$\frac{R_0}{D_H} = 4$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	190	761	1,7	1,17	53,2	$\frac{68}{82}$	0,55	0,039	0,37	0,92	49,0	6,3 Et 2,3
22	Elargissement Retr.  $l_1 = 300$ $D_H = 16$	$\frac{R_0}{D_H} = 4$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 8 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	191	761	1,7	1,17	53,29	$\frac{68}{82}$	-	0,9	-	40,2	2,3 et	
23	 $R_0 = 40$ $l = 1800$ $D = 15$	$\frac{R_0}{D_H} = 4$ $\frac{\Delta}{\Delta} = 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	192	760	1,8	1,17	53,2	$\frac{68}{82}$	0,76	0,035	0,88	1,64	87,0	2,3 et 6,3
24-25	24 - 25 - Voir 4  $l_1 = 2200$ $D_H = 16$	$\frac{R_0}{D_H} = 60$	$9,17 \cdot 10^{-5}$	193	759	1,6	1,17	53,2	$\frac{68}{82}$	1,12	0,035	2,10	3,22	171,3	2,3 6,8

Révision

