

UNIVERSITÉ D'ALGER

9/77

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

hex

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT MECANIQUE

CAPTEUR à AIR

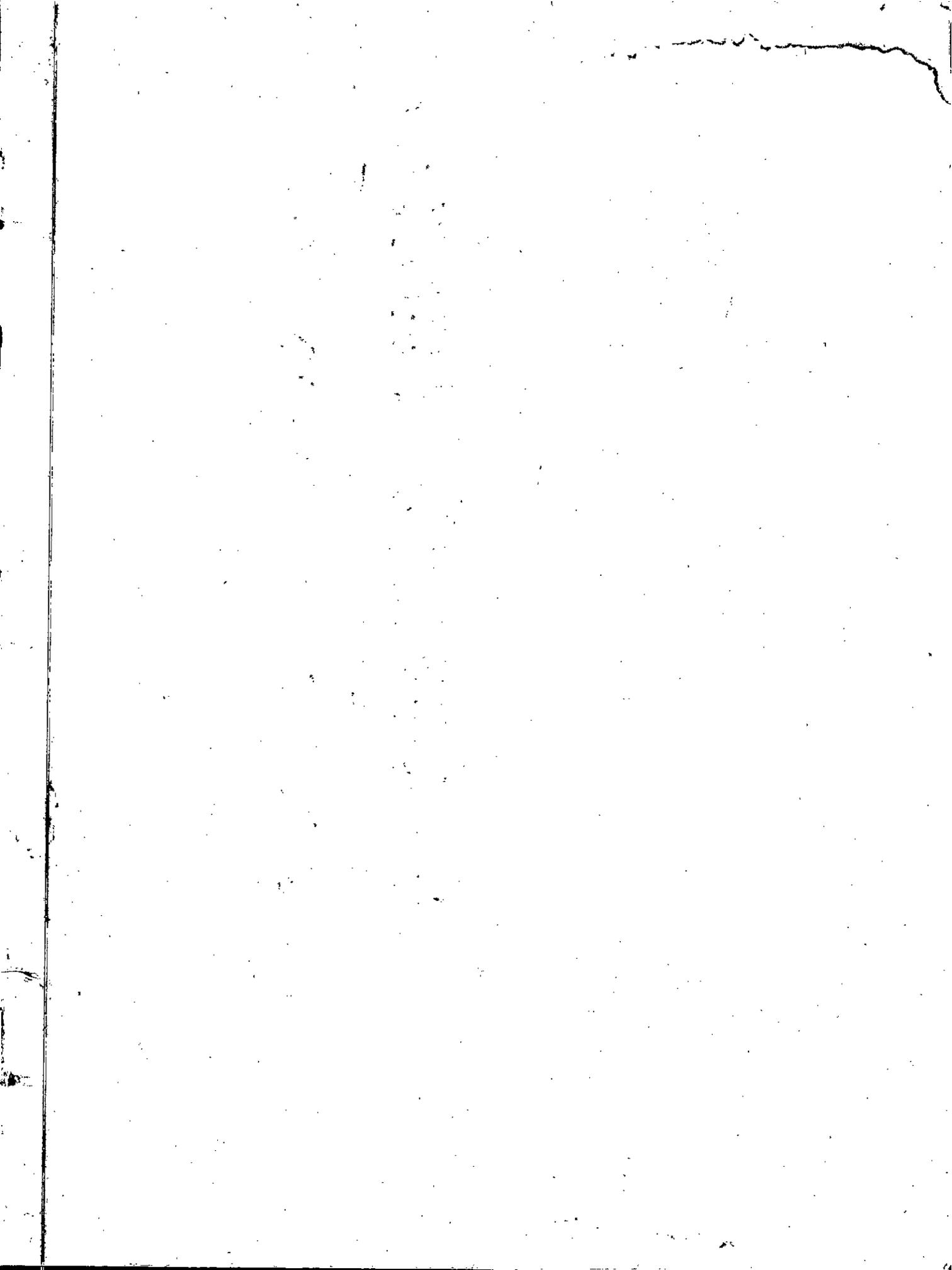
ETUDE EXPERIMENTALE
D'UN PROCÉDE DE CHAUFFAGE ET
VENTILATION à L'ÉNERGIE SOLAIRE

PROPOSE PAR
M. **A. COEVOET**

ÉTUDIÉ PAR
M'HAMMED **DJEBLOUN**

MOHAMMED **KADRI**

PROMOTION JUIN 1977



UNIVERSITÉ D'ALGER

E.N.P.A.

DEPARTEMENT MECANIQUE

THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

CAPTEUR à AIR

PRESENTEE PAR MRS

M'hammed **DJEBLOUN**

Mohamed **KADRI**

devant la Commission d'Examen:

Y. BOUSSARD

A. COEVOET

R. DELBOUIS

D. JACOB

H. LOTZ

AVANT - PROPOS

Ce travail a été réalisé avec la collaboration du Centre de Recherche en Architecture et Urbanisme , au sein de l'habitat solaire dirigé par messieurs D. JACOB et H. LOTZ qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

C'est avec un grand plaisir, que nous tenons à remercier Monsieur A. COEVOET de ses conseils et les encouragements qu'il nous a prodigués .

Monsieur R. DELEBOUIS , Docteur en sciences et maître de conférence au Département Genie chimique de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger nous a fait l'honneur de s'intéresser à ce travail et d'accepter de faire partie des membres du Jury , nous le prions de trouver ici l'assurance de notre respectueuse gratitude.

Nous remercions Monsieur Y. BOUSSARD, d'avoir accepté d'examiner les résultats de cette recherche et de faire partie des membres du Jury.

Nos remerciements s'adressent également à Monsieur MULLER pour ses conseils, qui nous ont été précieux.

Il serait vain de citer les noms de tous ceux qui ont contribué à notre formation qui a aboutit à la réalisation de cette étude . Aussi nous remercions tous nos anciens professeurs .

Enfin , nous ne saurons oublier tous nos collègues étudiants et amis . Qu'ils soient assurés de notre amicale sympathie.

INTRODUCTION

PAGE

Chapitre I Généralités

I. Rappels d'astronomie	I
I.1. mouvement de la terre	
I.2 temps et heures	
I.3 calcul du T.S.V.....	2
I.4 formules classiques.....	3
2. Techniques de mesures	6
2.1 mesure du rayonnement	7
2.2 mesure de l'ensoleillement	8
2.3 mesure de la température extérieure	
3. Présentation du site d'expérimentation	8
Chapitre <u>II</u> Transmission de la chaleur	10
I. Rayonnement	11
I.1 rayonnement solaire	11
I.2 rayonnement thermique	14
2. La conduction	19
2.1 loi fondamentale	19
2.2 transmission de la chaleur en régime périodique	21
2.3 abaques pour la conduction en régime variables.....	24
3. La convection	26
3.1 Paramètres de similitude pour la convection naturelle.....	26
3.1.1 L'effet ascensionnel de la force agissante en convection naturelle.....	26
3.1.2 détermination du régime du mouvement.....	29
3.1.3 détermination du coefficient de convection	29

A - Autres expressions du coefficient de "h" appliquées aux bâtiments	30
B - Parois intérieures d'un local d'habitation.....	32
Chapitre <u>III</u> Système de climatisation par rayonnement solaire...	33
1. Principe de l'effet de serre	34
2. Récupération de l'énergie solaire	36
3. La ventilation naturelle	36
4. Le stockage	38
Chapitre <u>IV</u> Etude du chauffage	29
4.I. Etude expérimentale	40
4.I.1. matériels utilisés.....	40
4.I.2? étalonnage	40
4.I.3 détermination des températures moyennes	40
4.I.4 description de l'isolateur à air	50
4.2 Evaluation des pertes et apports de chaleur	53
4.2.1. bilan thermique échangé à travers le capteur	53
Annexe : le rayonnement terrestre	82
Résultats des bilans thermique	83
4.3. Autres méthodes de calcul	88
4.3.1. calcul des déperditions	88
4.3.2. calcul des déperditions pour les locaux étudiés	97
4.3.2. Présentation de la deuxième méthode	104
Chapitre <u>V</u> Ventilation naturelle.....	113
5.1. Matériels utilisés.....	114
5.2. Mesure du débit d'air	115

5.3. Présentation et analyse des enregistrements	115
5.4. Méthode de calcul et résultats	119
bilan énergétique de la ventilation	120
Conclusions Générales	123

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

Toutes les formes d'énergie primaire : charbon, pétrole, gaz naturel, énergie hydraulique, géo-thermique, éolienne, dérivent d'une seule et même source originelle : le soleil.

Nous disposons à travers l'énergie solaire d'un réservoir fantastique disponible en permanence. Il nous revient de faire l'effort technique nécessaire pour la capter et l'utiliser. En un quart d'heure le soleil distribue une énergie équivalente aux besoins annuels mondiaux .

Nous nous sommes donc proposés d'étudier un système qui utilise l'énergie solaire pour climatiser un local . Dans cette étude il apparaît nécessaire, pour la mener à bien d'utiliser un support réel permettant une analyse globale des problèmes posés par l'habitat et d'établir les bilans énergétiques apportés par l'insolateur.

Pour déterminer les qualités du capteur à air nous avons considéré le local sous un régime variable (variation aléatoire de l'énergie incidente et variations des conditions climatiques extérieures) .

Dans une première partie nous avons fait une analyse de la distribution de température sur les différentes parois afin de monter notre système de mesure l'Experimentation consiste principalement à étudier le cas réel du chauffage et de ventilation pour un local.

La première méthode consiste à déterminer à partir des résultats expérimentaux l'énergie donnée par le capteur vis à vis de l'énergie qu'il reçoit .

La deuxième méthode consiste à comparer le local chauffé à un local voisin non chauffé.

.../...

L'intérêt de l'utilisation de l'énergie solaire ne peut-être mis en doute actuellement.

La pénurie d'énergie que nous allons connaître ne peut plus nous laisser indifférent à l'égard de cette énergie fabuleuse que nous gaspillons sans relâche.

La transformation de l'énergie solaire , en énergie mécanique a fait l'objet de nombreuses recherches et expérimentations.

La première application qui s'impose est le pompage de l'eau qui, de plus en plus, est un des problèmes primordiaux .

A cet effet le Gouvernement Algérien a envisagé un projet, permettant d'irriguer plusieurs hectares au sud, et d'abriter une coopérative agricole complète, dans une région où le pompage par moteurs diesel pose des problèmes de maintenance très difficiles à résoudre .

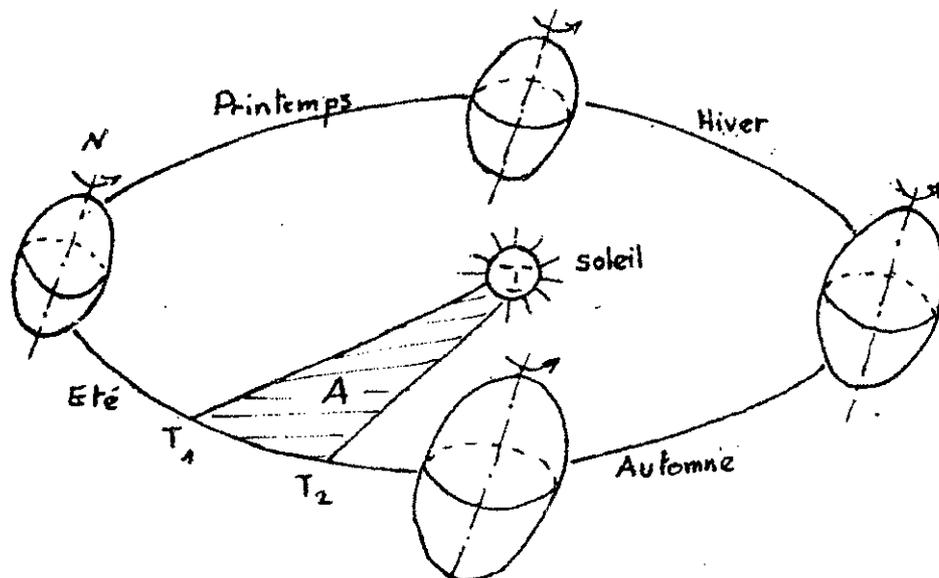
Il reste à diminuer les prix et à poursuivre ces réalisations sur les grosses puissances qui offrent probablement des applications très intéressantes, pouvant mettre à la disposition des pays en voie de développement, de nouvelles possibilités en vue de favoriser leur expansion .

Au surplus, l'énergie solaire protège notre environnement de toute pollution . Ecologiquement, elle représente notre unique chance de survie.

 HAPITRE   ENERALITE

I.1 MOUVEMENT DE LA TERRE

La terre est animée d'un mouvement de rotation uniforme autour de l'axe des pôles Nord-Sud
le centre de la terre décrit une ellipse ayant le soleil pour foyer
le mouvement de la terre autour du soleil obéit à la loi des aires :
L'angle balayé par le centre de la terre est inversement proportionnel au carré de la distance terre-soleil



Le plan de l'équateur est incliné d'un angle de $23^{\circ}27'$ sur celui de l'ecliptique et la déclinaison du soleil varie donc de $-23^{\circ}27'$ (solstice hiver) à $+23^{\circ}27'$ (solstice été) en passant par zéro aux équinoxes (printemps et automne).

A partir de ces lois on peut déduire la position apparente du soleil pour n'importe quel point de la terre, à n'importe quelle heure

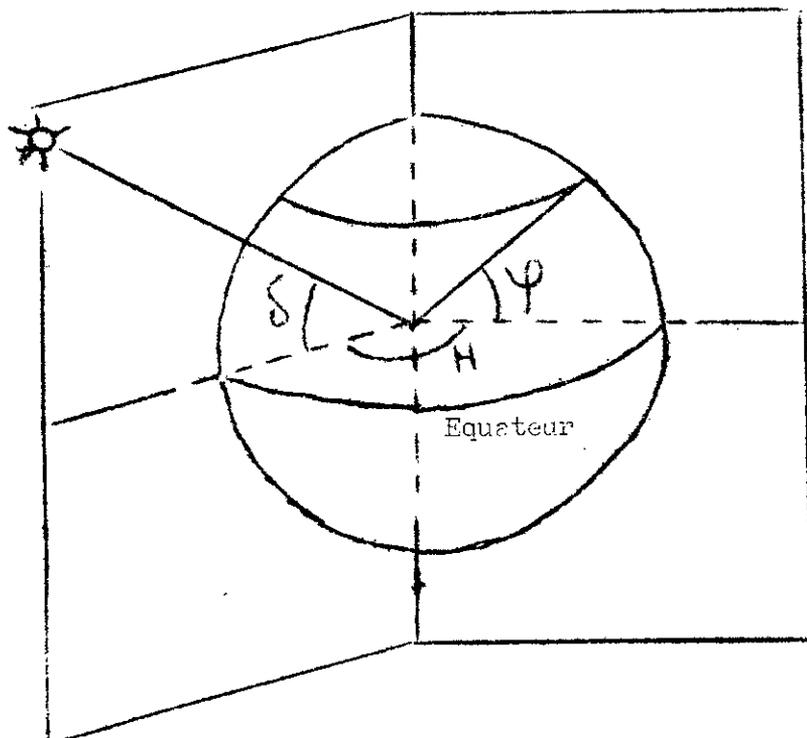
I.2 TEMPS ET HEURES.

Le temps étant par définition lié à des angles entre deux plans dont l'un passe par le soleil d'où la correspondance directe.

$$24h = 360^{\circ}$$

$$1h = 15^{\circ}$$

$$4mn = 1^{\circ}$$



φ = latitude
 δ = déclinaison
 H = angle horaire

I.2.1 TEMPS SOLAIRE VRAI - T.S.V -

Il est défini pour l'angle horaire H du centre du soleil, c'est à dire l'angle formé par le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan méridien (vertical) du lieu.

I.2.2 TEMPS SOLAIRE MOYEN - TSM .

TSM est parfois appelé temps local son origine 0 h reste voisine de 0 h T.S.V.

I.2.3 TEMPS CIVIL

C'est le T.S.M , avec son origine à minuit , appelé souvent temps civil moyen.

I.2.4 TEMPS UNIVERSEL T.U

C'est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (GMT : Greenwich Mean Time)

I.3 CALCUL DU T.S.V.

- Connaissant l'heure légale et la longitude pour l'Algerie l'heure légale c'est l'heure TU (GMT)
- Connaissant T U, on déduit le T.S.M pour Alger $3^{\circ} 25' E$ (longitude)

		Correction de temps min et s
JANVIER	1	- 2 14
	11	- 7 41
	21	- 11 10
FEBVIER	1	- 13 21
	11	- 16 22
	21	- 19 51
MARS	1	- 12 39
	11	- 10 24
	21	- 7 34
AVRIL	1	- 4 14
	11	- 1 31
	21	+ 1 05
MAI	1	+ 2 30
	11	+ 3 41
	21	+ 3 31
JUIN	1	+ 2 29
	11	+ 0 45
	21	- 1 21
JUILLET	1	- 5 28
	11	- 3 11
	21	- 0 11
AOUT	1	- 0 18
	11	- 5 18
	21	- 3 18
SEPTEMBRE	1	- 0 17
	11	+ 3 03
	21	+ 0 25
OCTOBRE	1	+ 3 39
	11	+ 12 28
	21	+ 15 10
NOVEMBRE	1	+ 16 19
	11	+ 18 01
	21	+ 14 13
DECEMBRE	1	+ 11 16
	11	+ 7 08
	21	+ 2 26

TABLEAU I

$$\text{TSM} = \text{TU} + 4 \text{ mn} \left(3 + \frac{25}{60} \right) = \text{TU} + 13 \text{ mn } 30 \text{ s}$$

Le T.S.V sera le TSM auquel on additionnera algebriquement la valeur correspondante à la correction du temps (tirés du tableau I).

I.4 FORMULES CLASSIQUES

Apartir des lois et des définitions précédentes, on calculera facilement les coordonnées angulaires du soleil en tout point de la terre à un mouvement précis. Si nous désignons par h hauteur du soleil on a :

$$\sin h = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos H$$

Si nous désignons par a l'azimuth du soleil par rapport au sud on a :

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

V distance zénithal ($V = 90^\circ - h$)

I.4.1 CORRECTION DE DISTANCE TERRE - SOLEIL.

On affectera la valeur moyenne du flux solaire qui atteint la terre d'un coefficient C donné par :

$$C = I + 0,034 \cos (30 (m - I) + d)$$

m = numéro du mois

d = numéro du jour du mois correspond

I.4.2 DIAGRAMME DE SCHÜTTE

C'est une diagramme dont les coordonnées sont proportionnelles :

- en abscisses à $\cos H$ - et graduées en T.V.S
- en ordonnées à $\sin h$ - et graduées en degrés

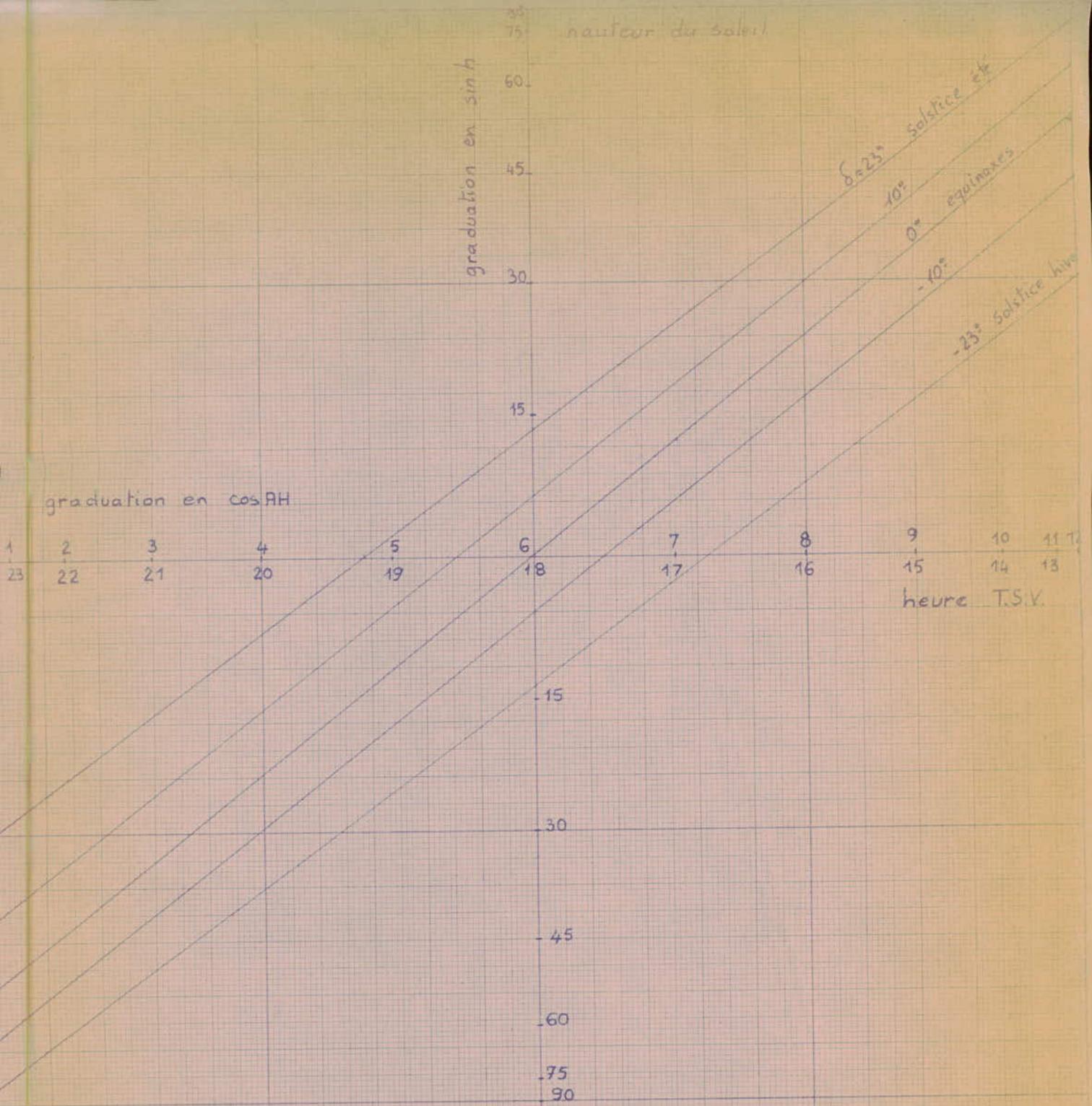
Les courbes liant la hauteur du soleil (h) à l'angle horaire (H) deviennent des droites pour φ et δ déterminées. Nous avons tracer ce diagramme pour la latitude d'Alger. (figure I)

I.4.2. CALCUL DE L'ANGLE D'INCIDENCE

le cosinus se déduit des formules d'astronomie précédente, (I.4)

Dans un système d'axes constitué de la verticale du lieu orientée vers ciel et deux horizontales se dirigeant vers l'Ouest et vers le Sud, nous appellerons :

$$\cos V = \sin h = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos H$$



$$\delta = 23,45 \cos(30m + d - 202)$$

m: n° du mois et d: numeros du jour du mois correspondant

Fig: 1 Diagramme de Schütte pour $\varphi = 37^\circ N$

.../...

$$\cos W = \sin a \cos h = \cos \delta \sin H$$

$$\cos S = \cos \delta \sin \gamma \left(\cos H - \frac{\text{tg } \delta}{\text{tg } \gamma} \right)$$

Les cosinus directeur de la normale à la paroi d'observation (capteur solaire) sont:

(dans le m système d'axes)

$$I = \cos s$$

$$m = \sin \gamma \sin s$$

$$n = \cos \gamma \sin s$$

s = inclinaison sur l'horizontale (s = 70° pour notre capteur).

γ = azimuth de la paroi

($\gamma = -10^\circ$ azimuth du capteur)

$\gamma = 0$ paroi face au Sud

$\gamma = -90^\circ$ paroi Est

$\gamma = +90^\circ$ paroi Ouest

$\gamma = 180^\circ$ paroi Nord

L'angle d'incidence du rayon solaire sur la paroi est alors fourni par le produit scalaire des vecteurs normés (cos V, cos W; cos S) et (I, m, n)

soit:

$$\cos i = I \cos V + m \cos W + n \cos S$$

Nota: $\cos i = \sin h$ pour une surface horizontale (s = 0)

2. TECHNIQUES DE MESURES

2.1 MESURE DU RAYONNEMENT

Elle se fait sur plusieurs plans, en particulier sur un plan vertical ou horizontal.

Le rayonnement étant différent sur deux plans différents

2.1.1 APPAREILS DE MESURE DU RAYONNEMENT

Ils sont multiples, on peut mesurer le rayonnement solaire à l'aide

- pyréliomètres (pour incidence normale)
- solarimètres ou pyra-nomètres (pour incidence quelconque)

On ce qui nous concerne; nous avons recueilli le rayonnement global,

.../...

sur plan horizontal donné par un pyranomètre monté sur un intégrateur électronique.

2.2. MESURE DE L'ENSOLEILLEMENT

Nous avons mesurés l'ensoleillement à l'aide d'un héliographe : Compbell par lequel on détermine la durée d'ensoleillement et la nature du temps (clair, nuageux)

2.3. MESURE DE LA TEMPERATURE EXTERIEURE

Donner à l'aide d'enregistreur de température, appelé souvent thermographe (type Jules-Richard)

Elle est enregistrée sous abri

3. PRESENTATION DU SITE D'EXPERIMENTATION

A Alger (El-Harrach) :

- latitude du lieu $\varphi = 37^\circ \text{ N}$
- longitude: $\lambda = 3^\circ 25 \text{ E}$
- l'altitude: 25 m

Notre capteur d'experimentation se trouve dans le Centre de Recherche en Architecture et Urbanisme construit en 1976 orienté par rapport à la direction Sud d'un angle de -10°

le capteur est intégré à un local sud de volume 36m^3 .

- Présentation du capteur (fig 2.)

Au vu le nombre d'avantages que présente la façade Sud (ensoleillement maximum) notre capteur est situé dans un plan incliné de 70° par rapport à l'horizontale orienté Est-Ouest (E.O) de surface $4,5 \text{ m}^2$

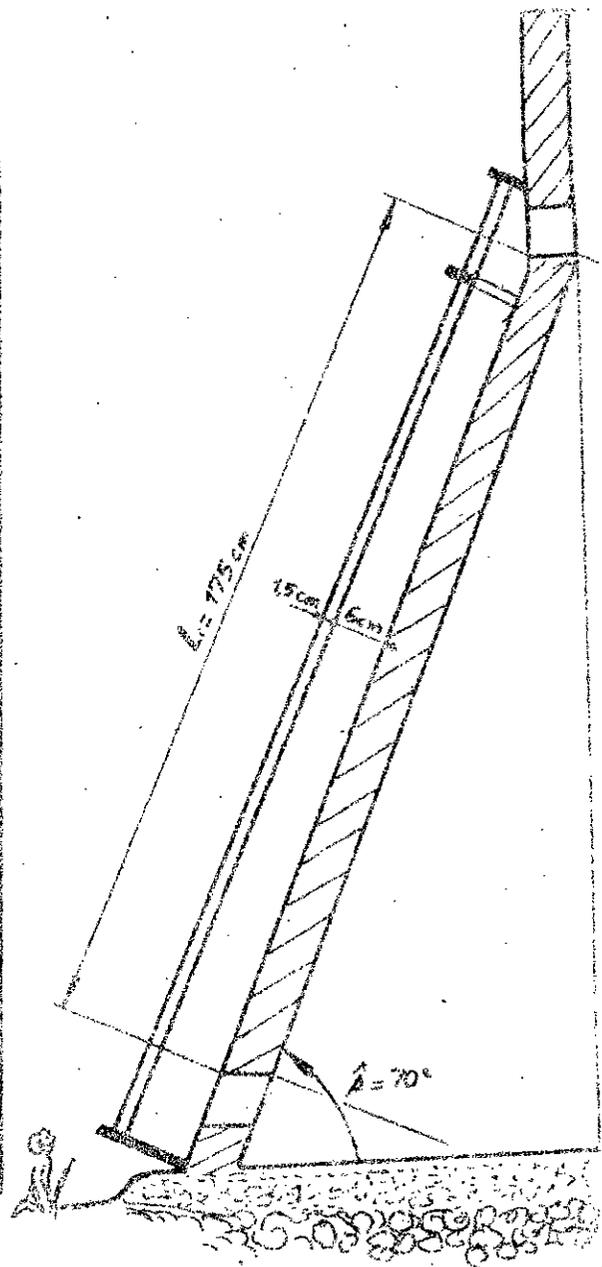
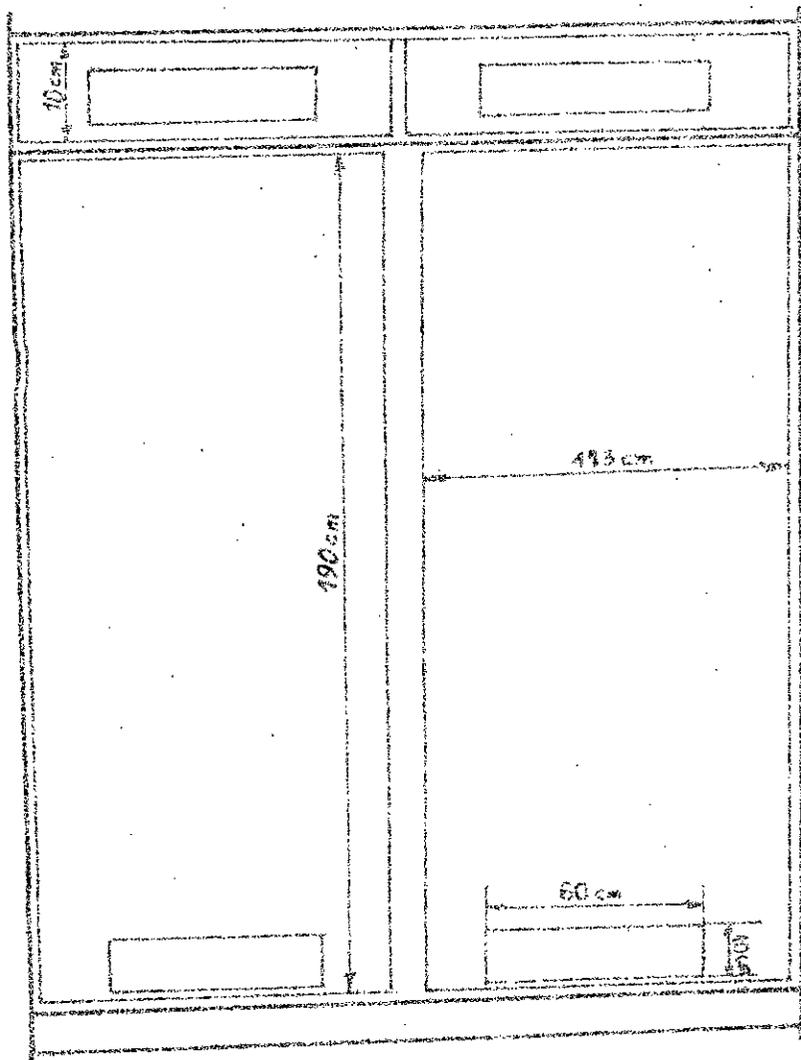


Fig: 3

Dimensions du Capteur

Surface exposée au rayonnement solaire

$$S = 2 \cdot (190 \times 413) + 2 \cdot 10 \times 413 = 6,52 \cdot 10^4 \text{ cm}^2$$

$$S = 6,52 \text{ m}^2$$

Volume du local : 36 m^3

Surface de captage par volume habitable

$$\frac{S}{V} = \frac{6,52}{36} = 0,181 \text{ m}^{-2}$$

4 ouvertures dans le capteur :

- 2 ouvertures supérieures
- 2 " inférieures
- de dimensions $10 \times 60 \text{ cm}^2$

CHAPITRE II

TRANSMISSION DE LA CHALEUR

TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température .
Du point de vue technique, le problème clef est la détermination des débits calorifiques pour des différences de température données.

Pour estimer le prix, la possibilité, et les dimensions d'un équipement nécessaire au transfert d'une quantité de chaleur déterminée dans un temps donné, il est nécessaire de faire une analyse détaillée de la transmission de chaleur.

Le transfert de chaleur reconnaît généralement trois modes de transmission :

- rayonnement
- conduction
- convection

1.1. RAYONNEMENT

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

Le terme "rayonnement" est généralement appliqué à toutes sortes de phénomènes d'onde électromagnétique.

On désigne par chaleur rayonnée l'énergie transmise à travers un milieu transparent ou à travers l'espace, qui résulte d'une différence de température.

Tous les corps émettent continûment de la chaleur par rayonnement. L'intensité du rayonnement dépend de la température et de la nature de la surface. L'énergie rayonnante se propage à la vitesse de la lumière ($3 \cdot 10^8$ m/s) et présente une ressemblance phénoménologique avec le rayonnement solaire, selon la théorie électromagnétique, la lumière et le rayonnement thermique diffèrent seulement par leurs longueurs d'ondes respectives.

1.1. RAYONNEMENT SOLAIRE

Le soleil est un corps chaud (6000°K environ) qui émet un rayonnement, sous forme d'ondes électromagnétique.

Les ondes très courtes transportent de l'énergie à l'aide de photons, le rayonnement solaire se décompose suivants les domaines de longueur d'ondes:

- | | |
|----------------------|-------------------|
| - Ultra violet (U.V) | 100 à 4 000 μ |
| - lumière visible | 0,40 à 0,70 μ |
| - proche infra-rouge | 0,7 à 3 μ |

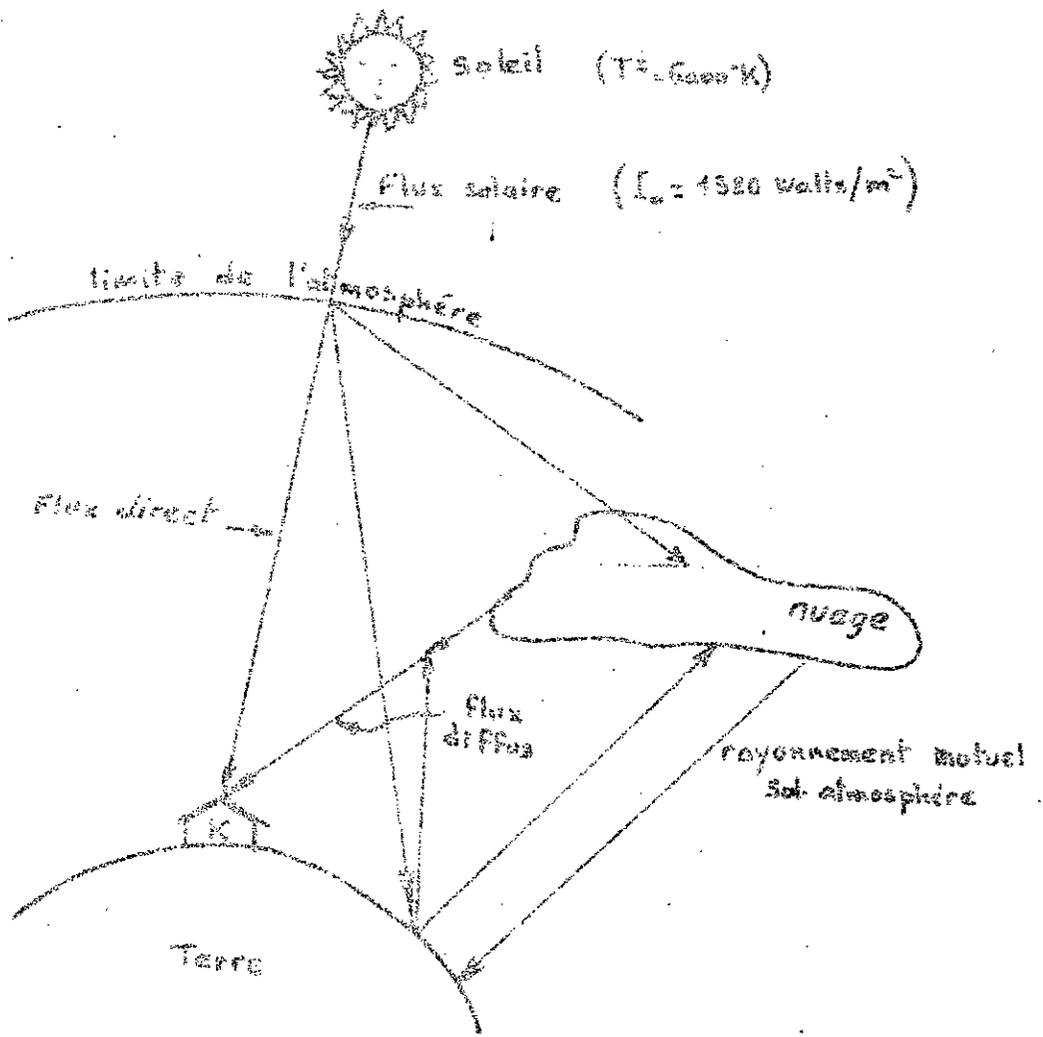


Fig 4: rayonnement solaire sur un objet K à la surface de la terre

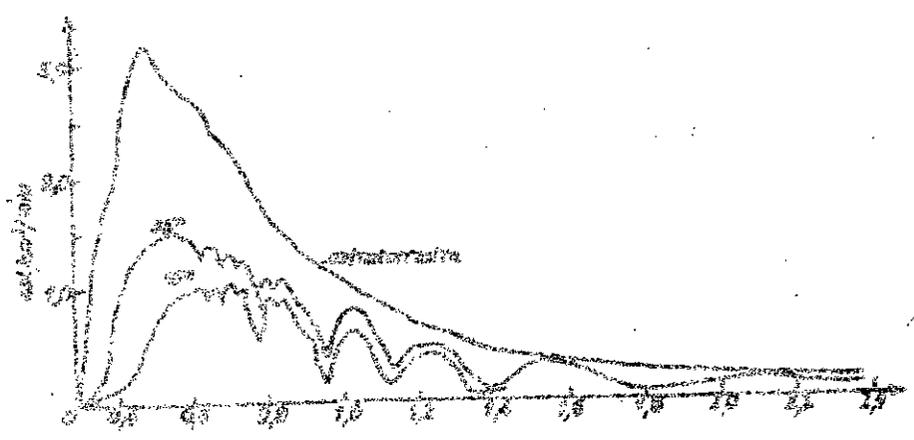


Fig 5 Répartition spectrale du rayonnement solaire direct

Anisi le soleil émet 90% de son rayonnement entre 0,1 et 3 microns .

- On désigne par rayonnement solaire direct, le flux énergétique de rayonnement par unités de surface d'un récepteur plan disposé normalement aux rayons incidents . Il s'agit donc d'un éclaircissement énergétique par le soleil, à incidence normale.

Le quantitatif "direct" indique qu'il s'agit en premier lieu du rayonnement parvenant directement du soleil, sans apport auxiliaire de rayonnement diffusé ou réfléchi .

La bonne précision de mesurer ce rayonnement direct parvenant au sol varie de manière notable avec de multiples facteurs, en particulier la hauteur du soleil, la pureté du ciel, et l'altitude de la station.

- Le rayonnement diffus qu'on ne peut guère définir avec précision que par différence: (diffus = global - direct), est constitué de tous les autres types de rayonnement qui parviennent au niveau du sol, après diffusions par l'atmosphère et les nuages ou réflexion sur le sol. (figure 4)

I.II Calcul du flux diffus sur une surface horizontale.

Il est donné par la formule:

$$\phi_d = I_0 \cdot C \cdot \sin h \left(0,27 - 0,29 A_e e^{\left(\frac{-B}{\sin h} \right)} \right)$$

avec

$I_0 = 1380 \text{ w/m}^2$

C = coefficient de distance terre - soleil

h = hauteur du soleil

A,B = coefficients de trouble

	ciel très pur	conditions normales	zone industrielle
A	0,87	0,88	0,91
B	0,17	0,26	0,43

Pour notre capteur solaire inclinée de ($s = 70^\circ$) par rapport à l'horizontale ; le rayonnement diffus qu'il reçoit:

$$\phi_d \times \frac{I}{2} \times 0,8$$

- le coefficient $\frac{I}{2}$ est dû à l'inclinaison
- le coefficient 0,8 tient compte des rayons rasant qui ne pénètrent pas.

I.I2 Calcul du rayonnement direct.

Le rayonnement direct est calculé à partir du rayonnement global et diffus sur une surface horizontale:

Le rayonnement direct incident sera:

$$\phi_{Di} = \frac{\phi_0}{\sin h}$$

Le rayonnement global sur une surface inclinée (inclinaison par rapport à l'horizontale)

$$\phi_{Gi} = \phi_{Di} + \frac{I}{2} = 0,8 \times \phi_d$$

La nature et l'état du sol impose un certain albedo à calculer.

Pour un sol cultivé et végétation nous trouvons un coefficient d'albedo égal à 20 % du flux global reçu sur une surface horizontale.

Alors le flux qui s'ajoutera au flux incident sera :

$$\phi_{alb} = 0,20 \times \phi_{Gi} \times 0,8 \times \left(\frac{1 - \cos s}{2} \right)$$

0,8 : coefficient qui tient compte d'une partie qui est comprise dans le diffus
s : inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale. le rayonnement utile sur le capteur:

$$\phi_u = \phi_{Gi} \cos i + 0,16 \phi_{Gi} \left(\frac{1 - \cos s}{2} \right)$$

$$\phi_u = (\cos i + 0,05) \phi_{Gi}$$

$$\cos s = \cos s \cdot \cos v + \sin \gamma \sin s \cdot \cos W + \cos \chi \sin s \cos S$$

$$\cos v = \sin h$$

$$\cos s = \cos \delta \cdot \sin \varphi \left(\cos H - \frac{\text{tg } \delta}{\text{tg } \varphi} \right)$$

I.2. - RAYONNEMENTS THERMIQUES

Un corps quel qu'il soit émet un rayonnement thermique à n'importe quel température T °

Tous les corps émettent continuellement des rayonnements thermiques. Cependant nos sens sont capables de détecter le rayonnement que si sa longueur d'onde est comprise de 0,1 à 100 microns sur le spectre des longueurs d'ondes.

On se limitera à ces longueurs d'ondes pour le calcul de la transmission de chaleur. Dans cette gamme le rayonnement chauffe de façon appréciable le corps qui le reçoit.

I.2.1. - ABSORPTION, REFLEXION ET TRANSMISSION DU RAYONNEMENT

Le rayonnement arrivant sur un corps est partiellement absorbé, partiellement réfléchi et transmis.

D'où les définitions suivantes:

I.2.1.1. - L'ABSORPTION

Le facteur d'absorption d'une surface est le rapport de l'énergie absorbée à l'énergie incidente.

On le note :

... / ...

- 15 -

$$\alpha = \frac{\phi_a}{\phi_i}$$

1.2.1.2. LA REFLEXION

Le facteur de réflexion d'une surface est le rapport de l'énergie réfléchie à l'énergie incidente.

On le note :

$$\rho = \frac{\phi_r}{\phi_i}$$

1.2.1.3. LA TRANSMISSION

Le facteur de transmission d'une surface transparente est le rapport de l'énergie transmise à l'énergie incidente.

On le note :

$$\tau = \frac{\phi_t}{\phi_i}$$

D'où la relation :

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Ces coefficients dépendent du matériaux, 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.

La relation précédente devient :

$$\alpha + \rho = 1 \quad \text{Car } \tau = 0$$

1.2.2. DEFINITIONS & LOIS

1.2.2.1. - POUVOIR EMISSIF

On définit le pouvoir émissif total par la quantité total de rayonnement qu'émet un corps par unité de surface et de temps.

Son unité : (kcal / h. m²) ou (W / m²)

1.2.2.2. - LA LOI DE STEFAN

Elle permet de calculer l'énergie émise par un corps " noir "

$$E_T = \sigma \cdot T^4$$

$$E_T : (\text{Kcal} / \text{h.m}^2) \quad \text{si } \sigma : 4,88 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{°K}^4$$

$$E_T : (\text{W} / \text{m}^2) \quad \text{si } \sigma : 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{°K}^4$$

$$T : \text{°K}$$

1.2.2.3. - LA LOI DE PLANCK

Si $E_{T,\lambda}$ représente le pouvoir émissif d'un corps noir pour la longueur d'onde λ tel que :

$E_{T,\lambda} \cdot d\lambda$ égale à l'énergie émise par unité de surface dans l'intervalle des longueurs d'onde $d\lambda$

$$E_{T,\lambda} = \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1}$$

$E_{T,\lambda}$: Pouvoir émissif monochromatique d'un corps noir
(Kcal / h.m².μ)

T : Température absolue °K

λ : Longueur d'onde

C_1 : $3,22 \cdot 10^8$ (Kcal/m²/m².h)

C_2 : $1,4387 \cdot 10^4$ (μ.°K)

1.2.2.4. - LOI DE WIEN

Si l'on connaît la courbe d'émittance spectrale correspondant à la Température T, on obtient la courbe correspondant à T' en multipliant les longueurs d'ondes (en abscisses) par T/T' et les émittances (en ordonnées) par (T/T')⁵

La courbe a l'aspect de la fig:

Si l'on calcule la valeur de la longueur d'onde correspondant au maximum, on trouve :

$$\lambda_{\text{max}} \cdot T = C^{\text{te}} \approx 2880 \mu \text{°K}$$

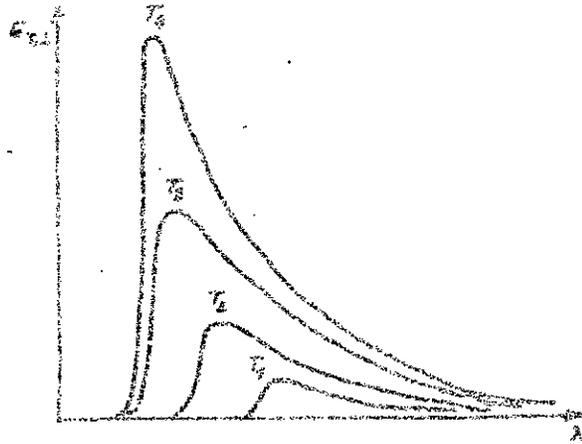


Fig 6. Loi de WIEN

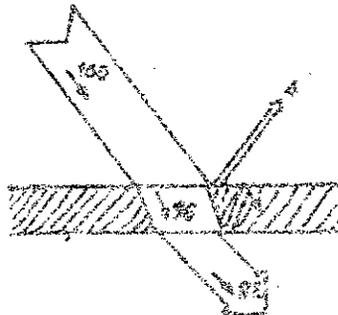


Fig 7: rayonnement réfléchi sur une vitre

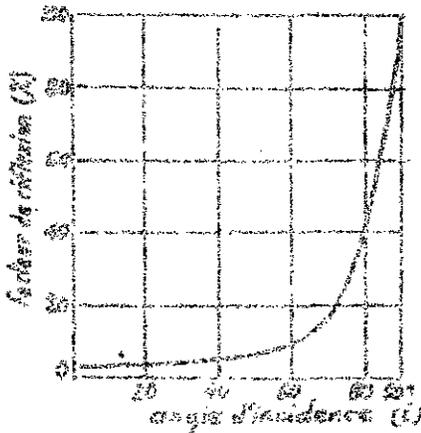


Fig 8: facteur de réflexion d'une vitre

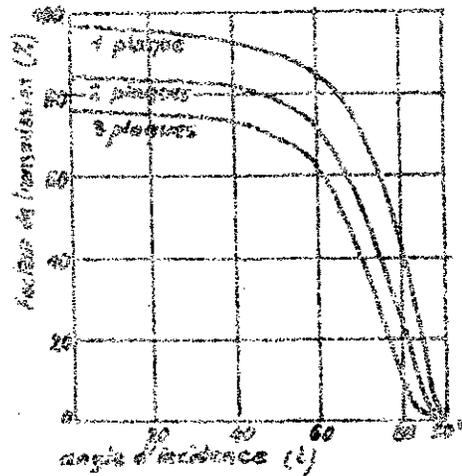


Fig 9: facteur de transmission de plusieurs vitres

... / ...

Pour le soleil on aura :

$$\lambda_{\max} \cdot 6000 = 2880$$

$$\text{d'où } \lambda_{\max} = 0,5 \mu$$

1.2.3. - RAYONNEMENT DES SURFACES REELLES

1.2.3.1. - Définition. du corps gris

On désigne par corps gris les corps presque noirs pour lesquels à une Température donnée, les facteurs d'absorption $\alpha_{\lambda, T}$ sont pratiquement indépendantes de λ (souvent entre 0,5 et 10 μ) et donc pour lesquels l'émissivité ϵ_T à pratiquement la même valeur numérique de l'absorptivité α_T

$$\text{d'où } \alpha_T = \epsilon_T$$

Il est nécessaire de prendre une valeur moyenne pour ces deux coefficients dans la bande de longueur d'onde .

$$\text{d'où } \alpha = \epsilon$$

Pour un corps gris , dans le domaine de Température bien précisé, la loi de S T E F A N en T^4 est vérifiée.

Seul la valeur de σ est multipliée par l'émittance ϵ

$$E = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

unités : (Kcal/ h.m²) ou (W / m²)

2. - LA CONDUCTION

La conduction est le phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule à l'intérieur d'un milieu (solide, liquide, ou gazeux) d'une région à haute Température vers une à basse Température.

Dans l'écoulement de chaleur par conduction , l'énergie se propage par contact.

La conduction est le seul mécanisme au moyen duquel la chaleur peut s'écouler dans mes corps solides.

2.1. LOI FONDAMENTALE DE LA TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONDUCTION

2.1.1. - P a r o i s i m p l e :

Elle a été proposée par le savant Français F O U R R I E R, elle établie que q_k , le flux de chaleur par conduction transmis dans le matériau , est égale au produit des trois quantités suivantes :

$$q_k = K \cdot A \left(- \frac{dT}{dx} \right)$$

K : La conductivité thermique du matériau.

AA : L'aire de la section traversée par le flux de chaleur

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de Température

- Le flux de chaleur est exprimé en Kcal / h

- A : m²

- $\left(\frac{dT}{dx} \right)$ en °C/m

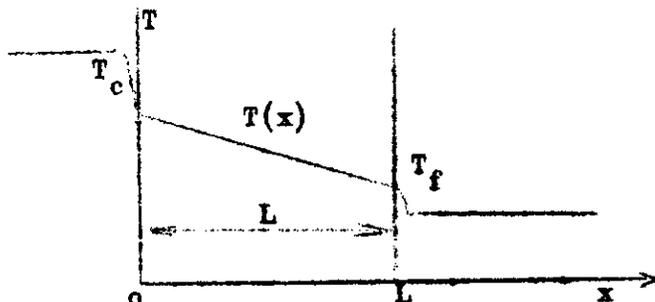
- K : Kcal / h.m.°C

La répartition de Température dans un mur plan :

$$q_k = -K.A. \frac{dT}{dx}$$

$$\frac{q_k}{A} . dx = - K.dT$$

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_c}^{T_f} K.dT$$



$$q_k \cdot \frac{L}{A} = K (T_c - T_f)$$

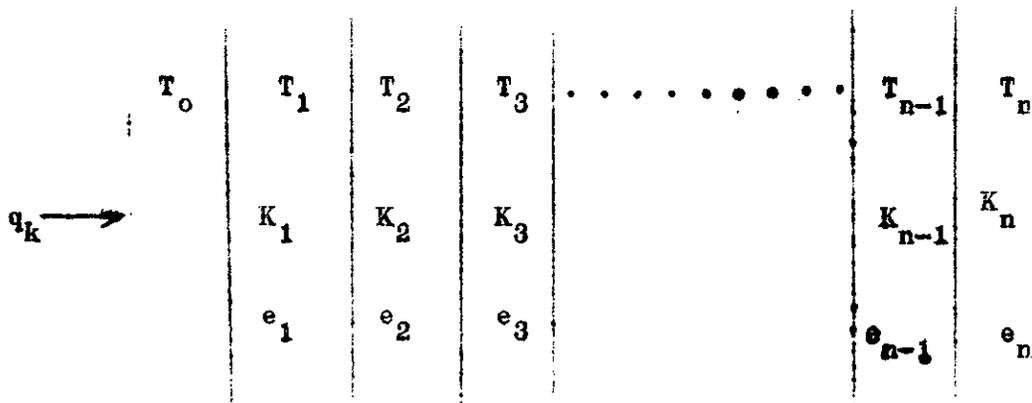
$$q_k = \frac{A \cdot K}{L} (T_c - T_f)$$

$\frac{L}{A \cdot K} = R_k$ est appelé résistance thermique que le mur oppose à l'écoulement de chaleur par conduction.

2.1.2. - P a r o i s a c c o l é e s :

Supposons que l'on ait plusieurs murs accolés d'épaisseur respectifs $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$ et de coefficients de conductivités $K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$, et soient $T_0, T_1, T_2, \dots, T_n$ les Températures sur les faces des différentes parois accolées.

En régime permanent le flux qui traverse les parois est le même pour chacune d'elle.



En appliquant la formule de la paroi simple à chaque paroi en supposant que $T_0 > T_n$

$$q_k = A \cdot \frac{K_1}{e_1} (T_0 - T_1) = A \cdot \frac{K_2}{e_2} (T_1 - T_2) = \dots = A \cdot \frac{K_n}{e_n} (T_{n-1} - T_n)$$

Et en additionnant numérateur et dénominateur on obtient :

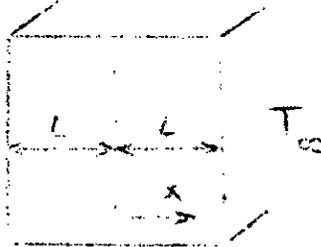
$$q_k = A \cdot \frac{T_0 - T_n}{\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{K_i}}$$

2.2. TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONDUCTION EN RÉGIME PÉRIODIQUE

L'équation générale de la conduction de chaleur, s'écrit :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad 0 \leq x \leq L$$

a : diffusivité thermique du matériau.



La diffusivité thermique du matériau, apparaît dans tous les problèmes de conduction de chaleur en régime variable, est une propriété du matériau et la variation de la Température en fonction du temps dépend de sa valeur.

Comme la Température est fonction du temps t et de la distance x , la solution de l'équation précédente est le produit de deux fonctions :

$$T(x, t) = X(x) \cdot \Theta(t)$$

Il s'ensuit que :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = X \frac{\partial \Theta}{\partial t} \quad \text{et} \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \Theta \frac{\partial^2 X}{\partial x^2}$$

la substitution, de ces dérivées partielles donne :

$$\frac{1}{a} \cdot X \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial t} = \Theta \frac{\partial^2 X}{\partial x^2}$$

où encore

$$\frac{1}{a\Theta} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial t} = \frac{1}{X} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2}$$

Le premier membre dépend uniquement de t .

Le second " " " de x .

Ce qui implique que la valeur commune des deux membres de l'équation est une constante, qu'on désignera par μ . Finalement on dispose de deux équations différentielles ordinaires et linéaires à coef-

... / ...

coefficients constants.

$$\frac{d\Theta(t)}{dt} = a \Theta(t)$$

$$\frac{d^2 X(x)}{dx^2} = \mu X(x) = -\lambda^2 X(x)$$

d'où les solutions générales de ces deux équations :

$$\Theta(t) = C_1 e^{a\lambda^2 t} = C_1 e^{-a\lambda^2 t}$$

$$X(x) = C_2 \cos \lambda x + C_3 \sin \lambda x$$

d'où $T(x,t) = (C_2 \cos \lambda x + C_3 \sin \lambda x) \cdot C_1 e^{-a\lambda^2 t}$

En tenant compte des conditions initiales et aux limites:

1 - pour $x=0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$

2 - pour $x=l$, $-(\partial T / \partial x) = (\bar{h}/k) (T_{x=l} - T_\infty)$

3 - pour $t=0$, $T = T_0$

Comme la chaleur qui s'écoule par conduction à l'interface est égale à celle qui s'écoule par convection, On a l'égalité suivante:

$$-\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=l} = e^{-a\lambda^2 t} \cdot \lambda \sin \lambda l = \frac{\bar{h}}{k} \cdot e^{-a\lambda^2 t} \cdot \lambda \cos \lambda l$$

qui doit être vraie pour toutes valeurs de t , ce qui donne :

$$\frac{\bar{h}}{k} \cos \lambda l = \lambda \sin \lambda l$$

où $\frac{\cos \lambda l}{\sin \lambda l} = \frac{\lambda k}{\bar{h}} = \frac{k \cdot \lambda l}{\bar{h} \cdot l}$

$$\frac{\bar{h} \cdot l}{k} = Bi \quad \text{nombre addimensionnel appelé nombre de Biot}$$

Pour exprimer la Température dans la paroi en fonction des nombres sans dimensions, on pose:

$$\lambda_n = \frac{\xi_n}{L}$$

... / ...

On a :
$$\text{Cotg} \delta_n = \frac{K}{h.L} \delta_n$$

où :
$$\delta_n \text{tg} \delta_n = \frac{\bar{h}.l}{k} = \text{Bi}$$

d'où :

$$\frac{T(x,t)}{T_0} = \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 (t.a/L^2)} \cdot \frac{\text{Sin} \delta_n \cdot \text{Cos}(\delta_n x/l)}{\delta_n + \text{Sin} \delta_n \cdot \text{Cos} \delta_n}$$

n est fonction seulement du nombre de Biot
 T(x,t) est " de $F_0 = \frac{t.a}{L^2}$, $\text{Bi} = \frac{\bar{h}.L}{K}$ et $\frac{x}{L}$

A chaque instant t, le flux de chaleur qui s'écoule du fluide vers la surface de la paroi est donné par :

$$\frac{q}{A} = -K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=l}$$

Si on représente par dq, le flux de chaleur pendant l'intervalle dt, on peut écrire :

$$dq = K \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=l} \cdot dt$$

Or
$$\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=l} = \frac{-2T_0}{L} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\delta_n^2 \cdot F_0} \cdot \frac{\delta_n \text{Sin}^2 \delta_n}{\delta_n + \text{Sin} \delta_n \cdot \text{Cos} \delta_n}$$

En intégrant dq entre t=0 et t on obtient la quantité de chaleur emmagasinée dans (ou dissipée par) la paroi .

$$Q = 2T_0 L c \left(\sum_{n=1}^{\infty} (1 - e^{-\delta_n^2 \cdot F_0}) \right) \frac{\text{Sin}^2 \delta_n}{\delta_n + \text{Sin} \delta_n \cdot \text{Cos} \delta_n}$$

- T_0 : Température de la surface de la paroi à l'instant t=0
- l : largeur de la paroi
- c : chaleur massique
- ρ : masse volumique
- a : diffusivité thermique
- T_{∞} : Température du fluide
- T : " de la surface de paroi

... / ...

$$Q_0 = c \cdot \rho \cdot L \cdot T_0$$

Q_0 représente l'énergie absolu interne initiale par mètre carré de

$$\frac{Q}{Q_0} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \delta_n}{\delta_n^2 + \delta_n \sin \delta_n \cdot \cos \delta_n} \cdot (1 - e^{-\delta_n^2 Fo})$$

Ainsi la répartition de la quantité de chaleur transmise à n'importe quel instant peut être déterminée à partir de cette équation .

Les expressions finales de cette formule ont la forme d'une série finie . Ces séries ont été calculées et les résultats sont utilisés sous forme d'abaques (voire fig: 9 et 10) .

2.3. ABAQUES POUR LA CONDUCTION EN REGIME VARIABLE

=====

Les abaques présentées ici ont été extrait de :

Heat transfert

L.M.K. Bolter , V.H. Cherry et H.A. Johnson

Elle sont relatives à une grande paroi plane d'épaisseur $2L$, initialement à une Température T_0 . Si la Température T_{∞} de l'air est plus élevée que T_0 la chaleur commence à s'écouler du fluide vers la paroi .

On a tracer sur la figure 9 le rapport adimensionnel des températures $(T_{x/l} - T_{\infty}) / (T_0 - T_{\infty})$ en fonction du nombre de Fourier Fo

$$Fo = \frac{a \cdot t}{L^2}$$

Il y a six graphiques séparés pour des rapports x/l différents , où la distance comptée à partir du plan médiant .

Le paramètre constant qui caractérise chacune des courbes donnant l' évolution de la température en fonction du nombre de Biot .

La fig: 10 , donne les variations de Q/Q_0 en fonction du nombre de Biot pour divers valeurs de Fo . Q_0 relatif à la Température de l' air

$$Q_0 = c \cdot \rho \cdot L (T_0 - T_{\infty})$$

Par conséquent si $Q > 0$, la chaleur est transmise du mpr vers le ... tandis que si $Q < 0$ le sens du flux de chaleur est dirigé vers la plaque .

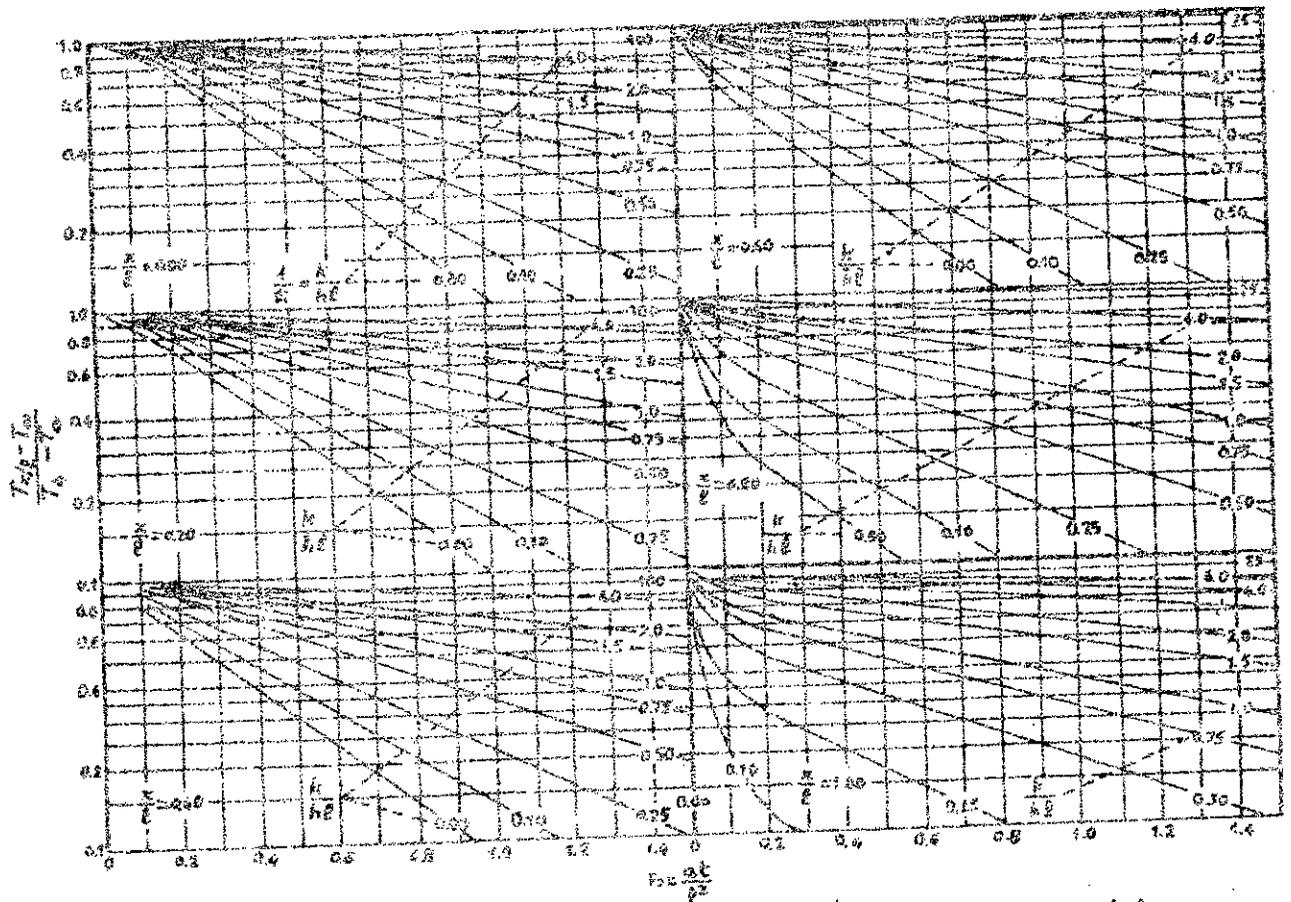


Fig. 9: Répartition des températures dans une paroi soumise à un changement brusque de la température ambiante.

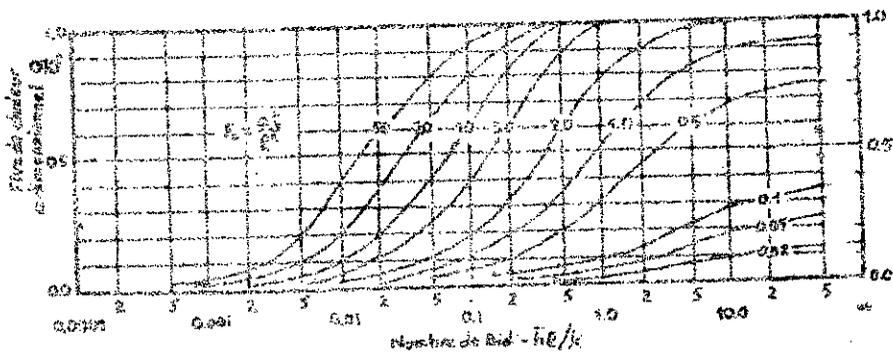


Fig. 90: Flux de chaleur adimensionnel traversant une paroi soumise à un changement brusque de la température ambiante.

3. LA CONVECTION

La convection est un mode de transfert d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et le milieu fluide. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température de ces particules fluides.

L'énergie, emmagasinée dans les particules fluides, est transportée sous l'effet de leur mouvement. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de températures, on dit que la convection est naturelle ou libre.

L'efficacité de la transmission de la chaleur par convection dépend largement du mouvement du fluide.

Lois de NEWTON

Le flux de chaleur transmis par convection entre une surface et un fluide peut être évalué par la relation suivante:

$$q_c = \bar{h} \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

dans laquelle:

q_c : Flux de chaleur par convection (Kcal / h)

A : Aire de la surface de transmission (m²)

T_s : Température de la surface (°C) ou (°K)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface (°C) ou (°K)

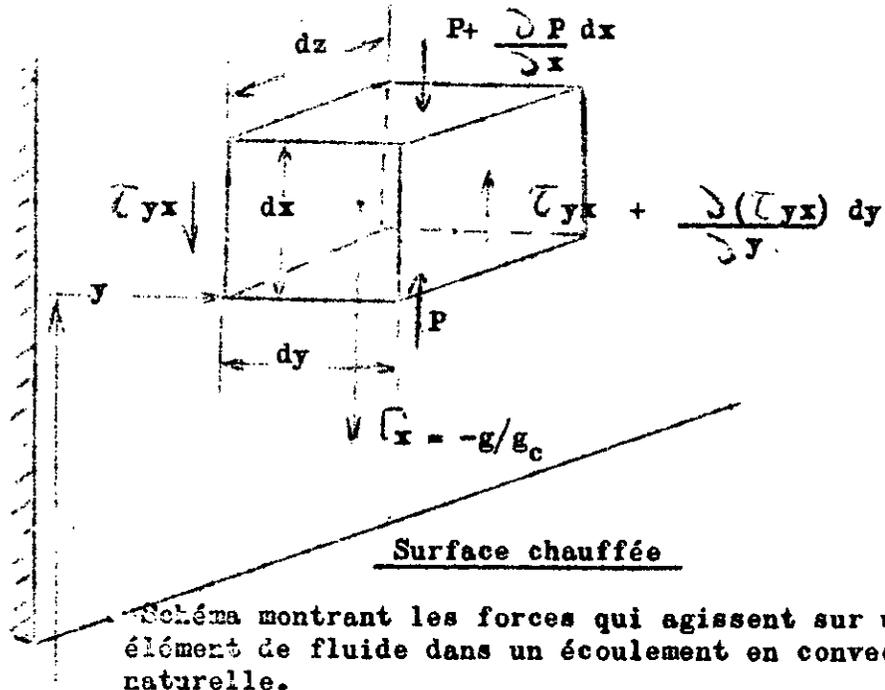
\bar{h}_c : Coefficient moyen de convection (Kcal / m² .h.°C)

3.1. PARAMETRES DE SIMILITUDE POUR LA CONVECTION NATURELLE.

3.1.1. L'effet ascensionnel de la force agissante en convection naturelle.

.../...

La force de gravité agissant sur une unité de volume dans la partie chauffée du fluide est plus faible que dans le fluide non chauffé. Ce déséquilibre est à l'origine de la montée du fluide chaud. C'est sur ce principe que les cheminées solaires sont conçues.



Lorsque l'air est en mouvement, des forces de pressions et de frottement viennent s'ajouter à la force ascensionnelle.

La force totale sur un élément de volume $dx \cdot dy \cdot dz$ agissant dans la direction positive de l'axe des X on a :

— La force due au gradient de pression

$$p \, dy \, dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy \, dz = - \frac{\partial p}{\partial x} (dx \cdot dy \cdot dz)$$

— La force de gravitation

$$\frac{\rho}{\rho_e} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz.$$

— La force de frottement due au gradient de vitesse.

$$\left(\frac{\mu}{g_c} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) dx \cdot dy \cdot dz.$$

avec $g_c = \frac{-\rho_e g}{\frac{\partial p_e}{\partial x}}$

L'indice "e" indique la condition d'équilibre

En appliquant la seconde loi de NEWTON qui lie l'augmentation de la quantité de mouvement aux forces agissant sur le volume élémentaire $dx.dy.dz$.

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho_0 \frac{\partial p}{\partial x} - \rho g + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

On remplace

$$\rho_0 g \quad \text{par} \quad - \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = (\rho_0 - \rho) g + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Mais ρ ne dépend que de la température, dans le cas de faible vitesse on a :

$$g (\rho_0 - \rho) = g (\rho_\infty - \rho) = - g \rho \beta (T_\infty - T_s)$$

$$\text{où } \beta = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho (T_s - T_\infty)} \quad \text{Coefficient de dilatation thermique}$$

D'où l'équation du mouvement pour la convection naturelle :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = g \rho \beta (T_s - T_\infty) + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Pour caractériser le mouvement du fluide en convection naturelle, on établit le nombre sans dimension appelé nombre de GRASHOF déduit de l'équation précédente.

Il représente le rapport de la force ascensionnelle à la force de viscosité.

$$Gr = \frac{\rho g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\mu^2}$$

$$\begin{array}{l} \rho \text{ (Kg/m}^3\text{)} \\ \mu \text{ (Kg/m.s)} \\ \beta \text{ (1 / }^\circ\text{K)} \end{array}$$

L : (m) Longueur de la paroi

$(T_s - T_\infty)$ en $^\circ\text{K}$

g (m/s²) Accélération de la pesanteur

Ainsi les résultats expérimentaux concernant la transmission de la chaleur en convection naturelle peuvent être traduits par une équation de la forme :

$$Nu = Gr \cdot Pr$$

Où Pr est le nombre de PRANDTL

Nu est le nombre de NUSSELT

3.1.2. Détermination du régime du mouvement

Le régime du mouvement en convection naturelle est déterminé par le graphique de la fig:11 , sur lequel on porte en abscisse le produit $Gr \cdot Pr$ et en ordonnée Nu .

3.1.3. Détermination du coefficient de convection

SCHMIDT et BECKMAN on établie l' equation:

$$h_x = 0,36 \frac{k}{x} (Gr_x)^{1/4}$$

Pour l'air ayant un nombre de Prandtl égal à 0,75 et pour une plaque de longueur L , le coefficient de convection moyen \bar{h} est obtenu par integration entre :

$$x=0 \quad \text{et} \quad x=L$$

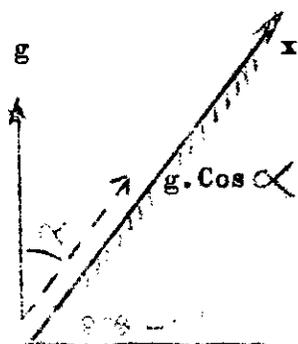
et en divisons par L

$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^L h_x dx}{k} = 0,480 (Gr_L)^{1/4}$$

Par contre pour des fluides ayant lenombre de PRANDTL $Pr \neq 0,75$ E.R.G. Eckert à obtenue l' équation :

$$\overline{Nu}_x = 0,508 \left(\frac{Pr}{0,952 + Pr} \cdot Gr_x \cdot Pr \right)^{1/4}$$

Cette équation peut être appliquée à des surfaces inclinées en modifiant la valeur de la force de gravité :



La composante de la force de gravité sur l'axe X est :

$$g \beta (T_s - T_\infty) \cos \alpha$$

Le Nusselt devient alors pour un régime laminaire :

$$Nu_x = 0,508 \left(\frac{Pr}{0,952 + Pr} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{g \beta \Delta T \cos \alpha \cdot x^3}{\nu^2} \right)^{1/4}$$

et pour un régime turbulent on a :

$$\overline{Nu} = 0,024 \left(\frac{Pr}{1 + 0,494 Pr^{2/3}} \cdot Gr_L \cdot \cos \alpha \right)^{2/5}$$

Connaissant le nombre de Nusselt : \overline{Nu}

On déterminera le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'intérieur de la serre :

$$h = \frac{\overline{Nu} \cdot k}{L}$$

k : coefficient de conductibilité thermique de l'air.

L : la longueur de la paroi.

A) Autres expressions du coefficient "h" appliqué aux bâtiments.

Mc. Adams indique un certain nombre de formules simplifiées pour un "h" moyen, dans le cas de surfaces chauffantes placées dans l'air ambiant.

— Plaque horizontales, face chauffante vers le haut :

$$\overline{h} = 2,15 \sqrt[4]{T_s - T_\infty}$$

Tableau II : Propriétés physiques de l'Air

T (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kcal/kg °C)	$\mu \times 10^5$ (kg/ms)	$\nu \times 10^4$ (m ² /s)	k (kcal/m °C)	P_r	α (m ² /h)	$\beta \times 10^5$ (1/°C)	$\frac{g\beta T}{\nu^2}$ (1/°C m ²)
0	1,294	0,240	1,792	0,135	0,0108	0,72	0,067	3,63	$20,0 \times 10^7$
38	1,136	0,260	1,910	0,168	0,0230	0,72	0,084	3,22	$11,2 \times 10^7$
93	0,960	0,241	2,140	0,222	0,0259	0,72	0,112	2,74	$54,6 \times 10^6$

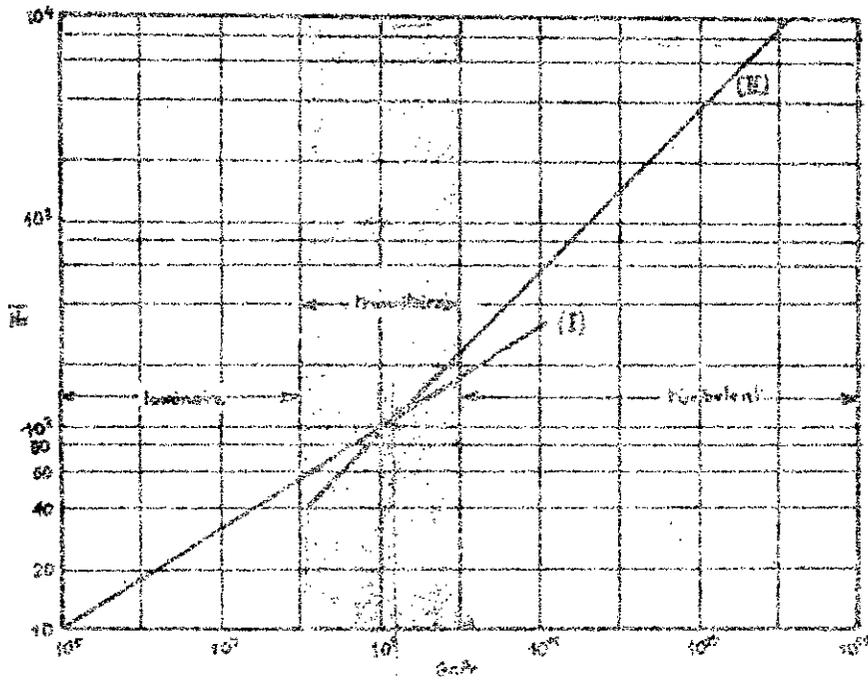


Fig. 11.

la droite (I) a pour équation :

$$\bar{Nu} = 0,555 (Gr.Pr)^{1/4}$$

la droite (II) a pour équation :

$$\bar{Nu} = 0,021 (Gr.Pr)^{2/5}$$

--Plagues horizontales , face chauffante vers le bas :

$$\bar{h} = 1,13 \sqrt[4]{T_s - T_\infty}$$

-- Plagues verticales de plus de 30 Cm de haut :

$$\bar{h} = 1,53 \sqrt[4]{T_s - T_\infty}$$

--Plagues verticales de hauteur H inférieur à 30 Cm :

$$\bar{h} = 1,17 \sqrt[4]{\frac{T_s - T_\infty}{H}}$$

B) Parois intérieur d'un local d'habitation.

L'aide mémoire du thermicien (I.F.C.E.) donne les formules suivantes :

- Pour la surface de plancher intérieur :

$$\bar{h} = 2,21 \sqrt[4]{T_\infty - T_s}$$

- Pour la surface d'un mur ou plafond :

$$\bar{h} = 2,76 \sqrt[4]{T_\infty - T_s}$$

NOTE : Dans les deux sous paragraphes A et B les coefficients \bar{h} sont exprimées en (Kcal / h.m².°K) .

CHAPITRE III

SYSTEME DE CLIMATISATION

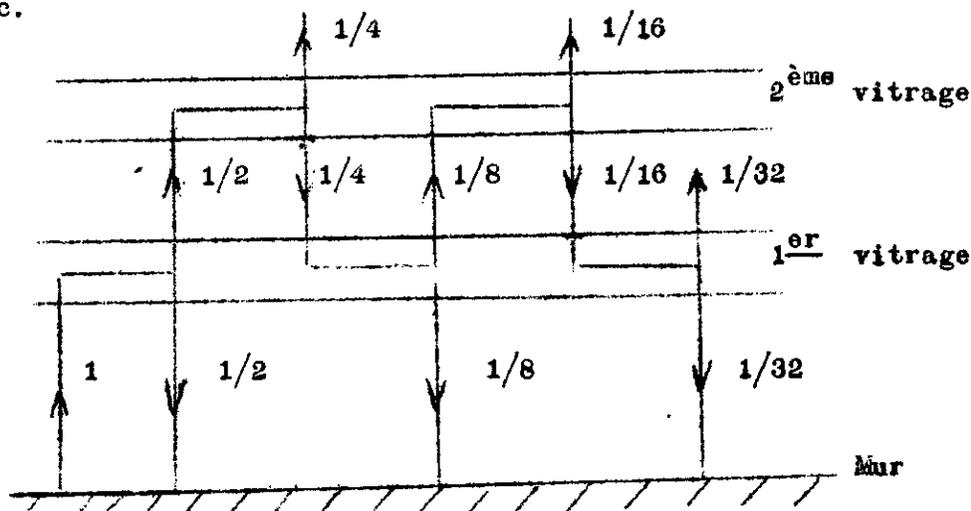
par rayonnement solaire

I. PRINCIPE DE L'EFFET DE SERRE

Le rayonnement solaire qui apportent une energie lumineuse dans un dome de longueur d'onde compris entre 0,3 et 3 microns (c'est-à-dire, le visible et le proche infrarouge) traverse le verre classique et est arrêté sur une surface qui les absorbe. L'idéal pour l'absorption est le corps noir des physiciens, mais la plupart des surfaces relativement sombres et non réfléchissantes, comme une surface de béton rugueux par exemple donnent un excellent rendement dans l'absorption.

La surface réceptrice chauffée émet un rayonnement dans un domaine de longueur d'onde très différent du précédent, entre 4 et 30 microns, c'est-à-dire dans un infrarouge relativement éloigné du rayonnement visible. Ce rayonnement est pratiquement totalement arrêté par la paroi de verre qui s'échauffe et rayonne sensiblement, la moitié vers la surface émetrice et l'autre moitié vers l'extérieur.

Si on interpose un second vitrage à un ou deux centimètres en avant du précédent, les deux verres seront toujours transversés (aux réflexions vitreuses qui dépendent de l'angle d'incidence), mais la localisation des calories apportées sur la surface réceptrice sera meilleure. L'energie infrarouge E sera arrêtée par le premier verre qui rayonnera $I/2 E$ dans chaque sens; le second verre en avant recevra $I/4 E$ et réémettra $I/4 E$ vers l'exterieur, et $I/4$ de E vers le premier verre, etc.

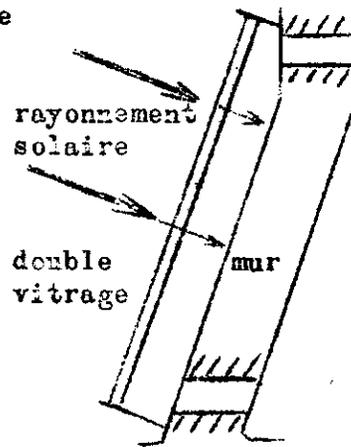


L'analyse poussée du phénomène montre que l'on n'a pas intérêt, en raison des pertes par réflexion; à mettre plus de deux verres en avant de la surface réceptrice. Ainsi, le rayonnement solaire peut entrer, mais une fois qu'il a été absorbé, il ne peut sortir de la serre.

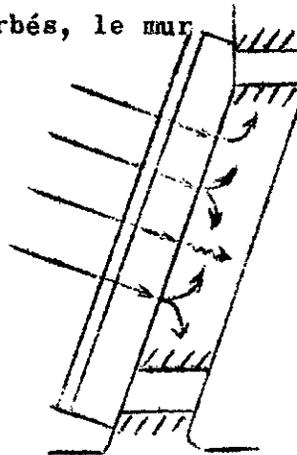
... / ...

L'EFFET SERRE EN TROIS PARTIES

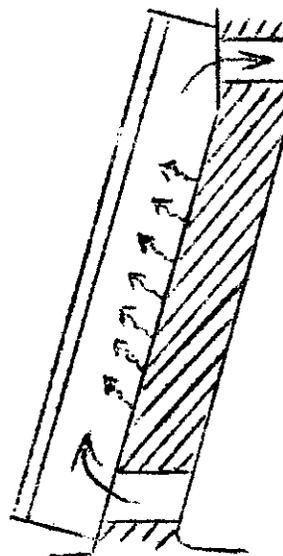
1- Les rayons traversent le verre et pénètrent à l'intérieur de la serre.



2- Les rayons sont en partie absorbés, le mur s'échauffe .

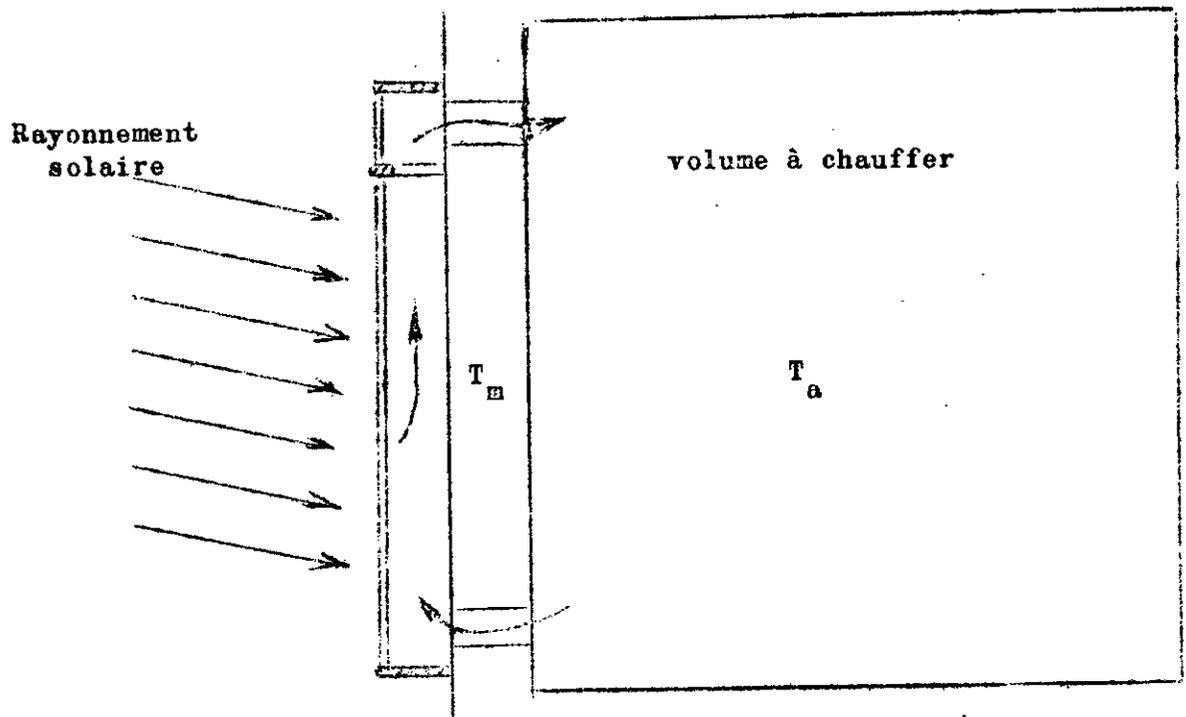


3- Le mur échauffé rayonne à son tour ,des radiations de grande longueur d'onde qui ne peuvent traversé le verre échauffe l'air.



2. - RECUPERATION DE L'ENERGIE SOLAIRE

Le dispositif adopté comporte l'implantation des serres sur les façades verticales. On a alors une possibilité de circulation permanente de l'air chaud derrière le vitrage des ouvertures convenablement placées lui permettent de passer en arrière de la surface réceptrice. voir schéma



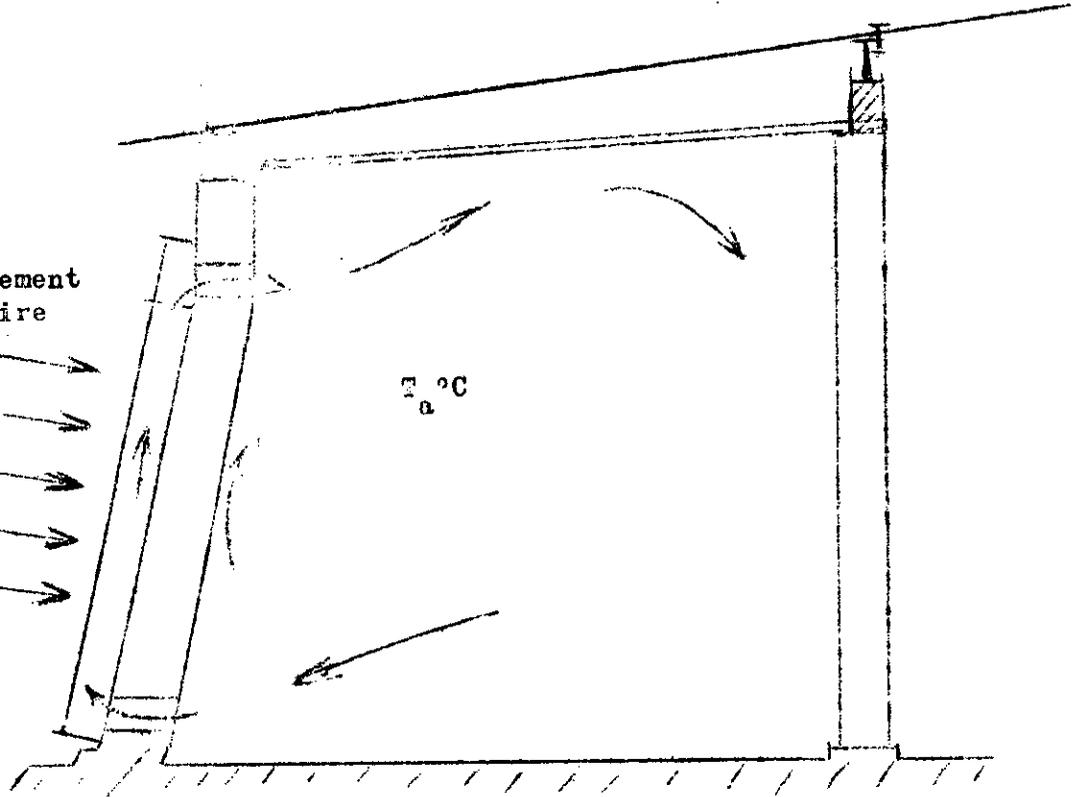
Les rayons solaires traversent le vitrage (1) et sont absorbés sur la surface réceptrice (2) qui, comme nous le verrons, est un mur (3) ayant une certaine masse thermique. L'air chauffé derrière la serre constitue une colonne de densité plus faible que celle de l'air de la pièce à chauffer située derrière. Il en résulte une circulation permanente suivant le sens des flèches, tant que l'air de la serre est plus chaud que l'air de la pièce. Lorsque cela n'est pas le cas, par exemple en fin de nuit, on a intérêt à localiser la perte de charge sur l'ouverture de bas pour éviter une circulation inverse importante.

Un tel système fonctionne sans aucune intervention mécanique, et comme nous allons le voir, peut continuer à fonctionner relativement longtemps après l'absence du soleil, grâce à un stockage partiel des calories reçues.

3. - LA VENTILATION NATURELLE

Le dispositif représenté sur la figure ci-dessus est uniquement chauffé par le soleil. Or il existe de nombreux cas, en particulier pour les façades Est et Ouest, où les calories apportées représentent une surchauffe inutile des locaux, il faut donc les éliminer.

Rayonnement
solaire

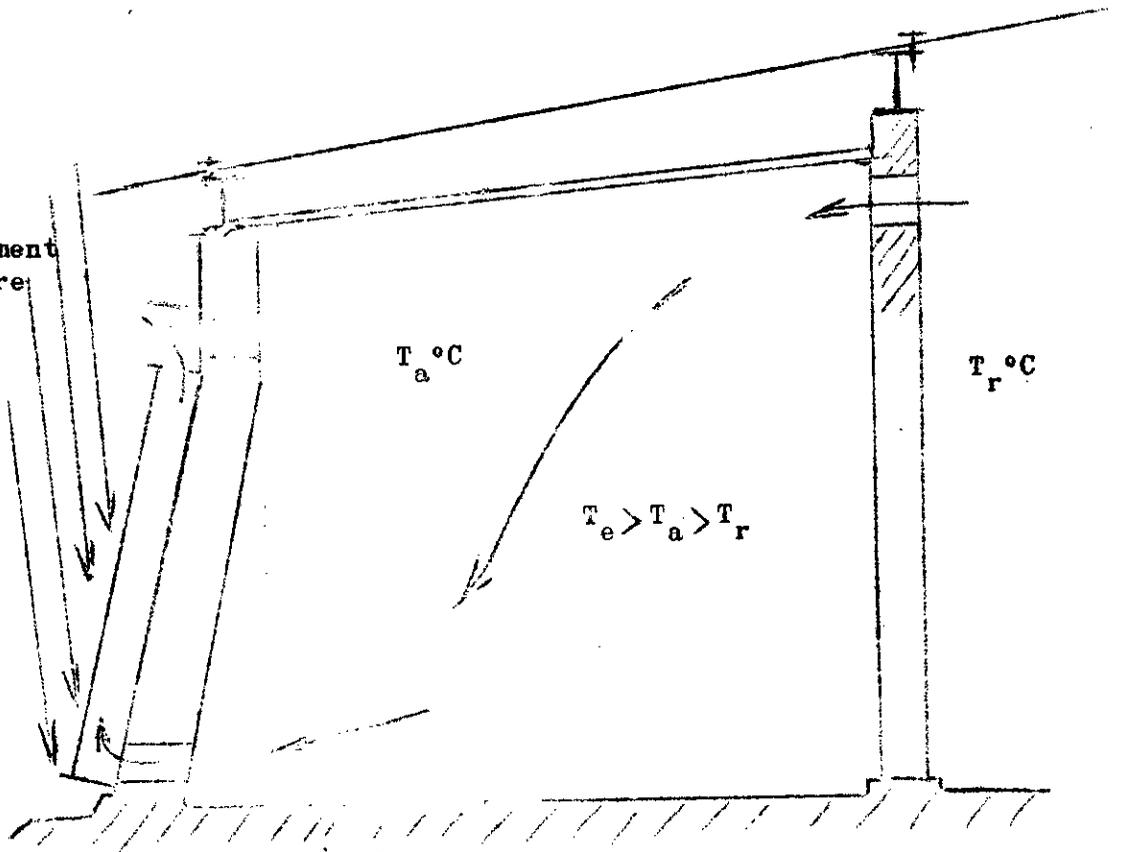


T_a °C

Chauffage du local en hiver

Rayonnement
solaire

T_e °C



T_a °C

T_r °C

$T_e > T_a > T_r$

Ventilation du local en été

.../...

Par ailleurs, dans beaucoup de climats, la lutte contre la chaleur existe pendant de nombreux mois de l'année alors qu'en hiver, d'importants apports de calories sont nécessaires.

Les figures suivantes montrent, d'après un récent brevet (Anvar-Trombe I) comment on peut utiliser les calories apportées dans la serre, soit pour chauffer les locaux, soit pour les ventiler. La première figure représente le circuit d'été. L'air chaud circule et permet de chauffer les pièces situées en arrière du mur dans le schéma de la deuxième figure la façade sert d'aspirateur et l'air est expulsé en haut de la serre. Il se crée dans l'habitation une dépression qui permet d'admission d'air froid venant d'une façade Nord ou d'un dispositif d'aspirateur. Avec cette amélioration, les serres solaires sont d'un emploi beaucoup plus universel que lorsqu'elles servent uniquement au chauffage.

4. LE STOCKAGE

Grâce à la masse thermique de l'enveloppe d'un local, le climat extérieur est modulé vers le climat intérieur et inversement comme les transferts se font avec une certaine inertie, alors l'enveloppe constitue un stock principal de calories ou de frigories.

Sur la surface extérieure du mur capteur les calories, reçues sont transmises, en partie à l'air qui circule, en partie au mur qui s'échauffe dans son épaisseur, ainsi les calories sont stockées durant toute la journée et seront restituées le soir après le coucher du soleil.

Mais le problème de l'accumulation des calories n'est pas résolu d'une manière satisfaisante, dû à la faible inertie du mur.

L'expérience montre que notre mur assure le chauffage de l'air par thermique circulation jusqu'aux premières heures du matin.

Le système accumulateur ne coûte pratiquement rien, car il est amorti par la construction par son rôle de mur porteur.

CHAPITRE 4 : ETUDE DU CHAUFFAGE

L'étude consiste à analyser les flux de chaleur qu'échange un local par son enveloppe avec l'environnement. Ensuite de faire un bilan global des gains et des pertes et d'évaluer l'apport d'énergie dû au Capteur plan.

Connaissant l'énergie incidenté, déterminer le rendement du Capteur.

4.1. ETUDE EXPERIMENTALE

4.1.1. Matériels utilisés pour la première méthode :

- Deux thermomètres à mercure
- Douze thermocouples
- Un enregistreur PHILIPS à 12 voies
- Une boîte de jonctions
- Un potentiomètre
- Un microvoltmètre ACIP
- Deux vases D E W A R D (Fig:12)
- Deux thermographes J.Richard
- Un psychromètre J.Richard

4.1.2. Etalonnage :

L'étalonnage des thermographes est fait à l'aide du psychromètre en utilisant la température du thermomètre sex.

Pour l'étalonnage des thermocouples se reporter aux fig:13 et 15

Pour l'ensemble enregistreur-thermocouples voire fig:14,16,17.

4.1.3. Détermination des Températures moyennes:

Un flux de chaleur que ce soit par conduction, convection ou rayonnement est toujours fonction de la température des deux corps (ou milieux) entre lesquels se fait l'échange de la chaleur.

Alors en subdivisant chaque paroi en douze parties égales et au milieu de chacune d'elle nous implantons un Thermocouple pour mesurer la température de chaque subdivision.

-Calcul de la température moyenne :

$$T_m = \frac{S_1 T_1 + S_2 T_2 + \dots + S_{12} T_{12}}{S_1 + S_2 + \dots + S_{12}}$$

Lorsque les subdivisions sont égales la relation précédente se simplifie est devient :

$$T_m = \frac{T_1 + T_2 + \dots + T_{12}}{12}$$

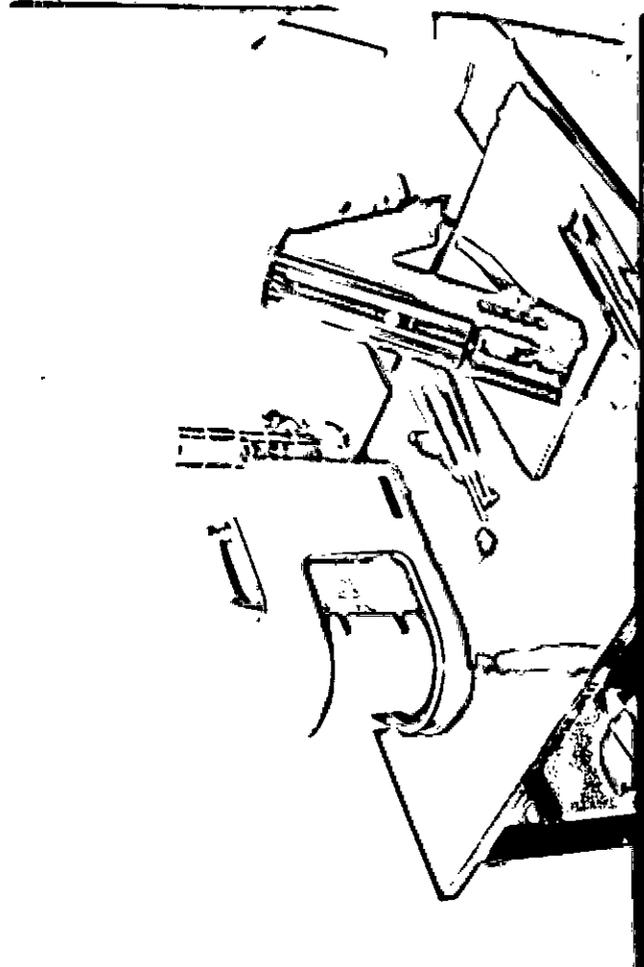
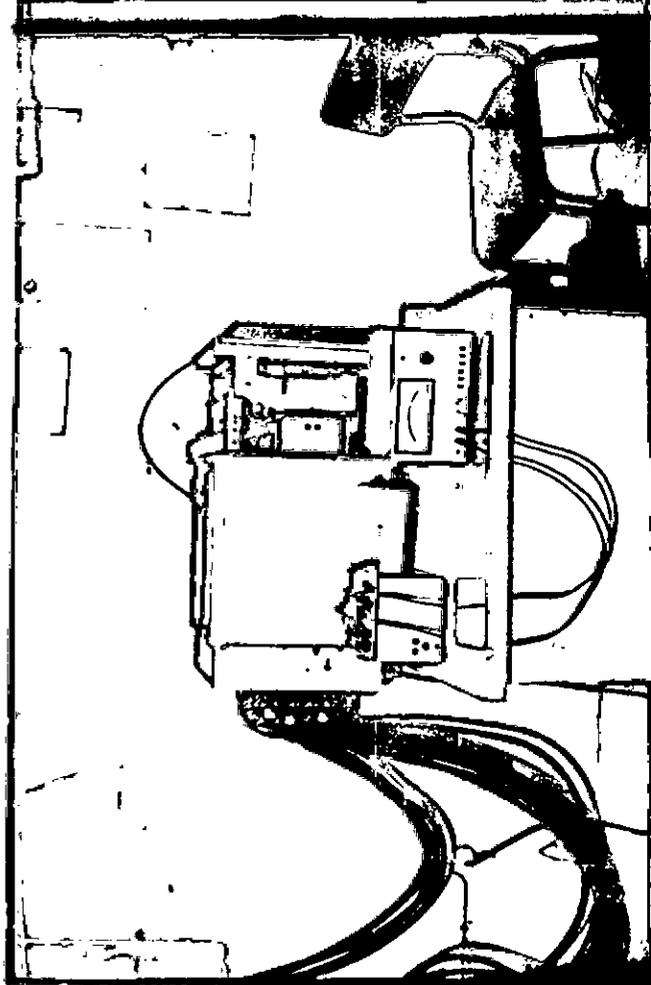
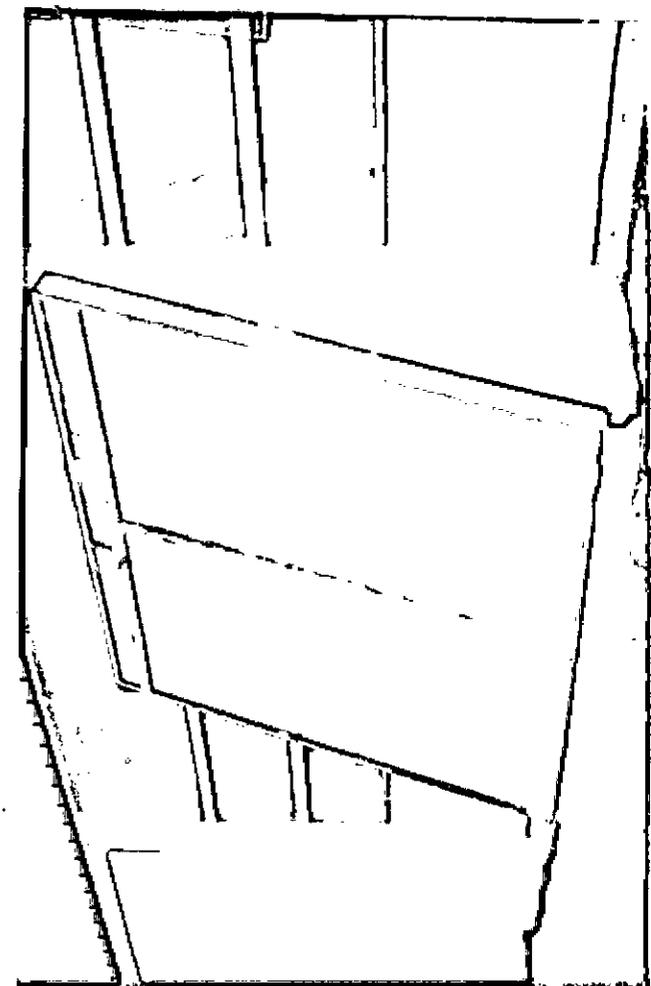


Fig. 13

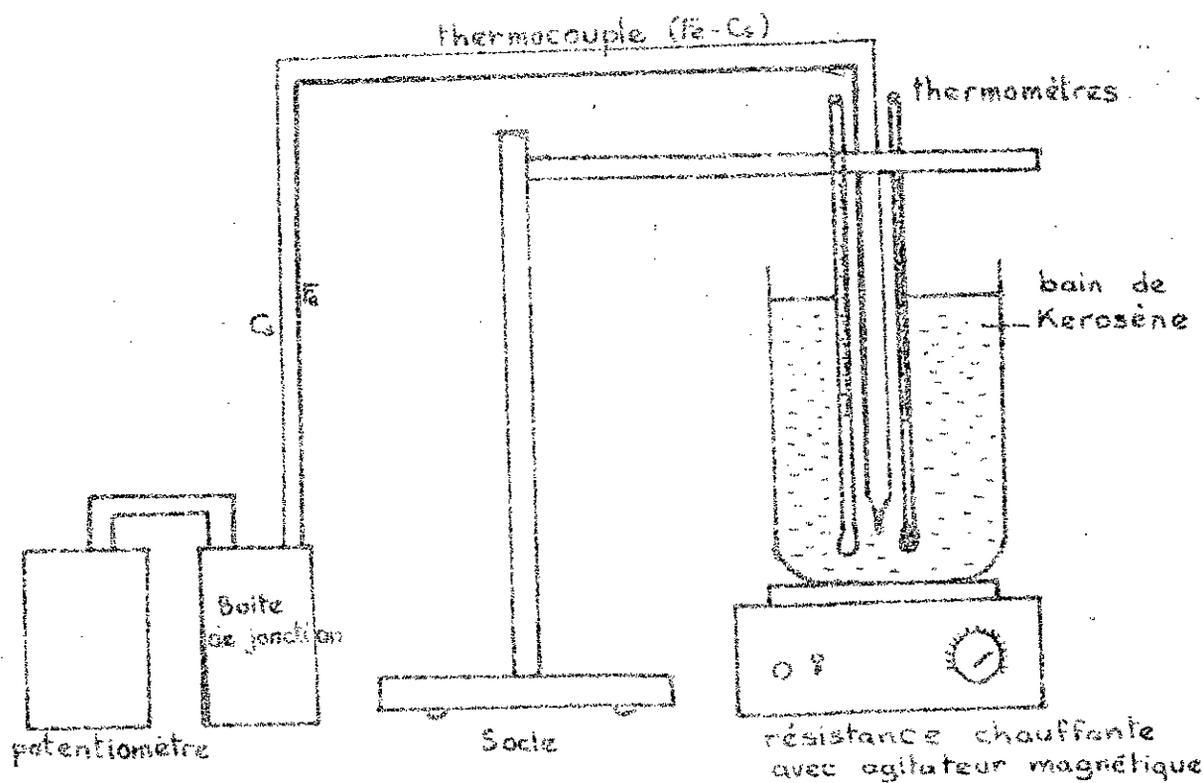


Schéma de montage pour l'étalonnage

Pratique d'étalonnage des Thermocouples

matériels utilisés: potentiomètre, boîte à jonctions, bain de Kerosène thermostaté, agitateur magnétique (pour uniformiser la température dans le bain de Kerosène), deux thermomètres pour vérifier l'uniformité de la température du bain, et enfin deux thermocouples de même nature pour vérifier s'ils donnent le même d.d.p. en mV sur le cadran du potentiomètre.

une première fois: nous commencerons notre étalonnage à partir de 80°C et descendre jusqu'à la température ambiante.

une deuxième fois: Nous recommencerons à partir de la température ambiante et nous monterons le bain de Kerosène en température jusqu'à 80°C avec les mêmes thermocouples utilisés la 1^{re} fois et deux nouveaux thermocouples.

On trouve que les quatre thermocouples donnent le même résultat que la 1^{re} fois.

Conclusion: les thermocouples sont identiques et la courbe d'étalonnage est une droite.

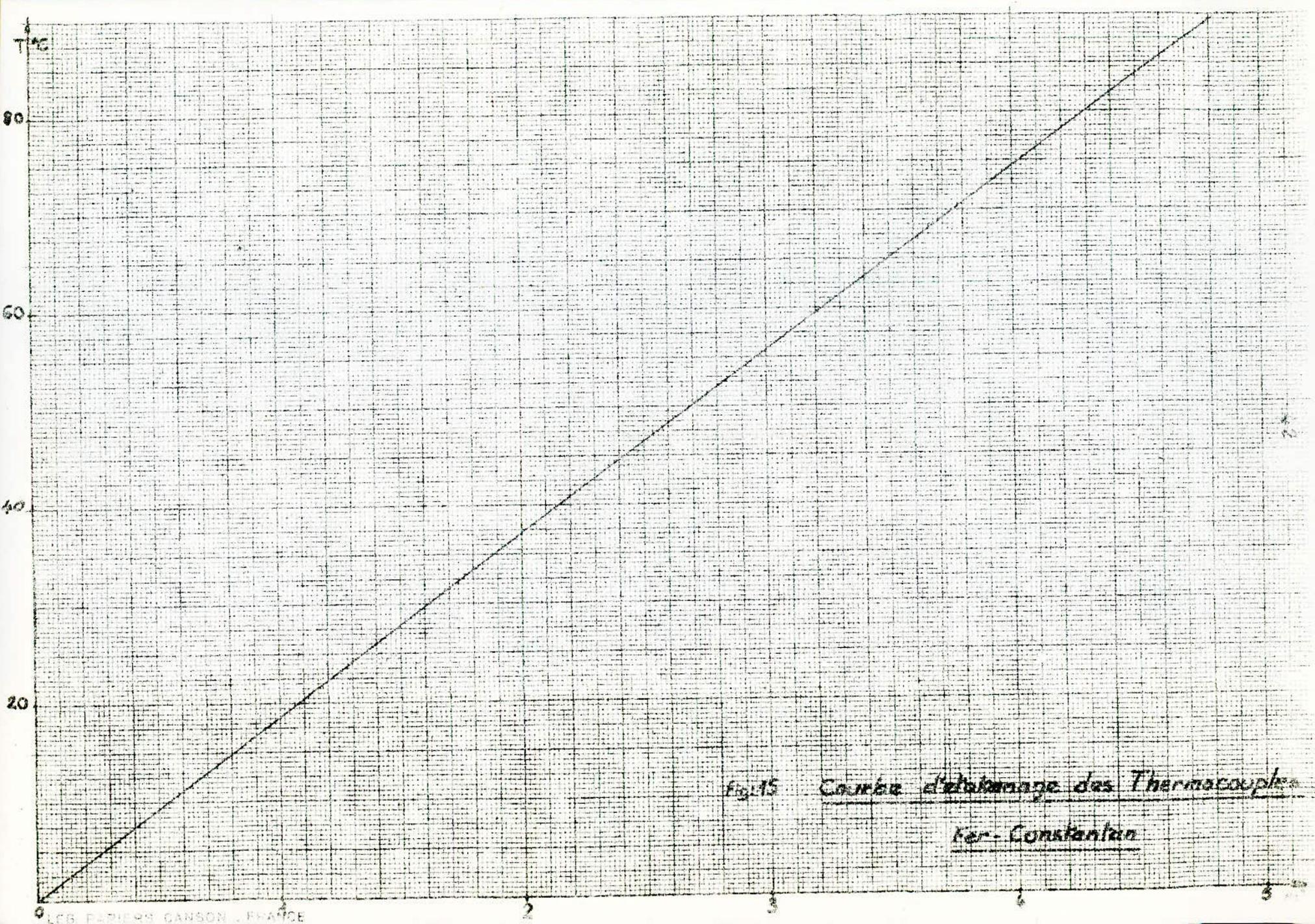
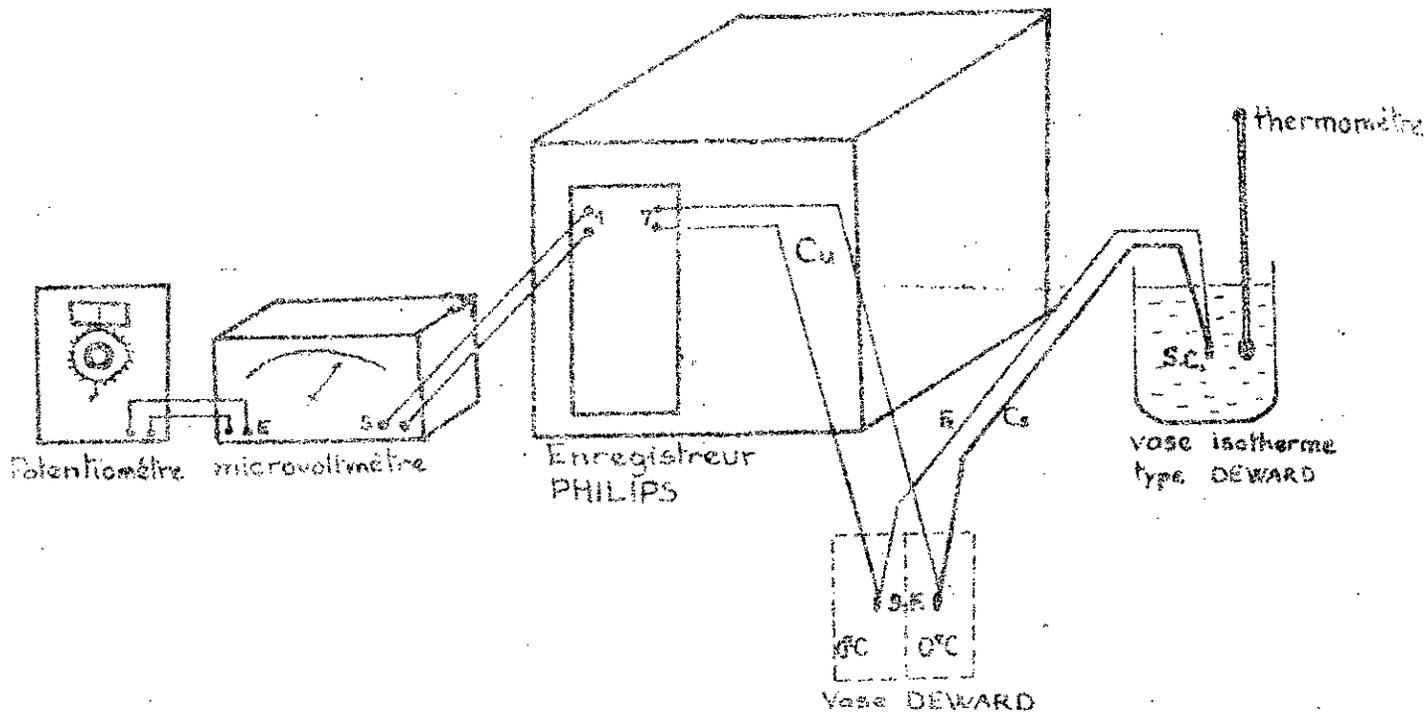


Fig. 15

Courbe d'étalonnage des Thermocouples

Ker-Constantan

Fig. 14



1° Etalonnage de l'enregistreur

Nous avons utilisés un potentiomètre, un microvoltmètre qui mesurera la tension envoyée sur l'enregistreur dans la voie 1. Par ce montage nous étalonnons l'enregistreur PHILIPS (sur la gamme 0-5 mV) qui sera utilisé pour les mesures antérieures.

Nous remarquons que la courbe d'étalonnage est différente de la courbe théorique. Alors nous avons fait un deuxième étalonnage.

2° Etalonnage des thermocouples-Enregistreur.

Nous branchons un thermocouple, sur la voie 7, dont la soudure froide est reliée à l'enregistreur par un câble de cuivre de 3m de long et un deuxième thermocouple, sur la voie 8, dont la soudure froide est reliée à l'enregistreur par un câble de 15m.

Un vase isotherme rempli d'eau chaude dans lequel plongent les deux thermocouples et un thermomètre. Les voies 7 et 8 indiquent la même d.d.p. donc tous les thermocouples sont identiques et en notant la température donnée par le thermomètre et en lisant la d.d.p. nous établissons la courbe d'étalonnage des thermocouples-Enregistreur.

Et finalement c'est cette courbe qui nous permettra de connaître les différentes températures mesurées et enregistrées.

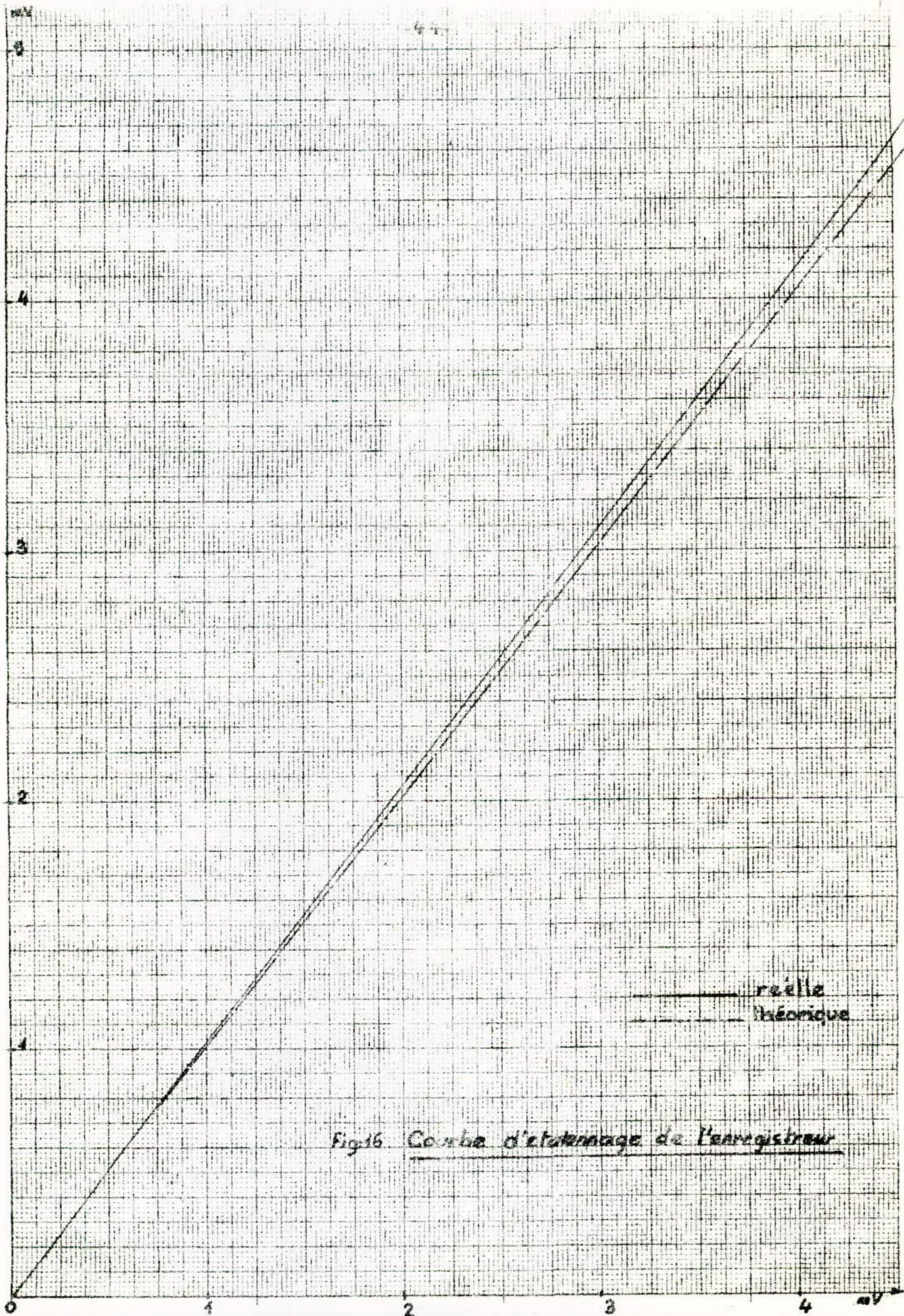
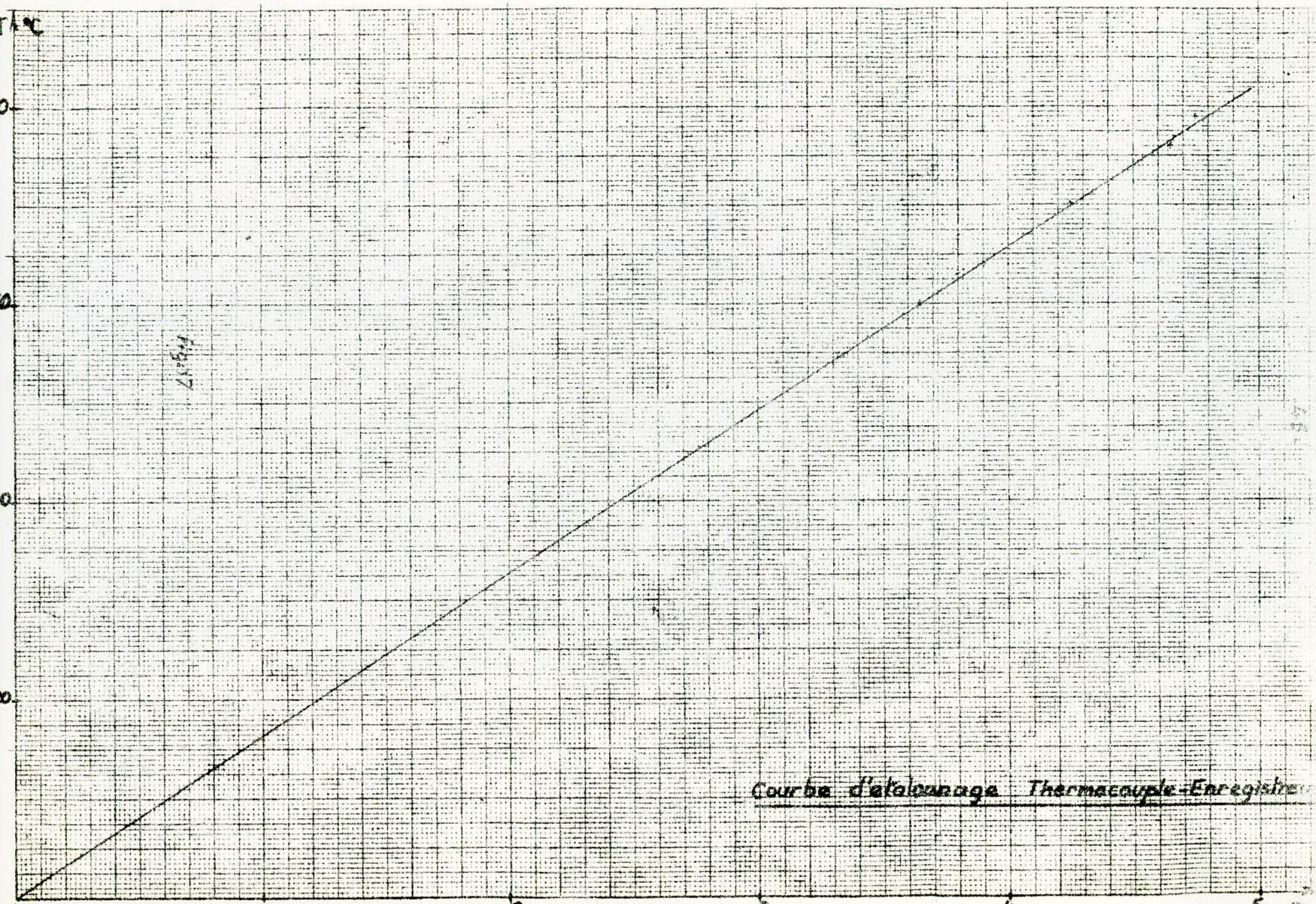


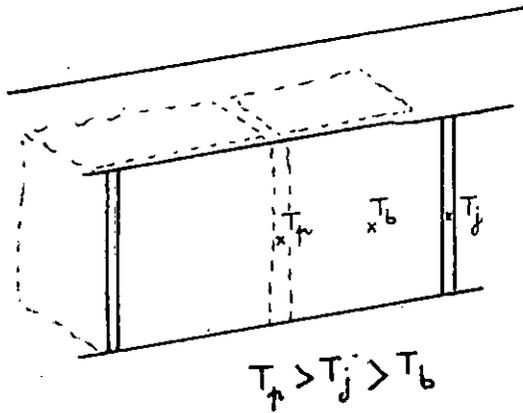
Fig.16 Carbe d'étalonnage de l'enregistreur

TRC

Fig. 17

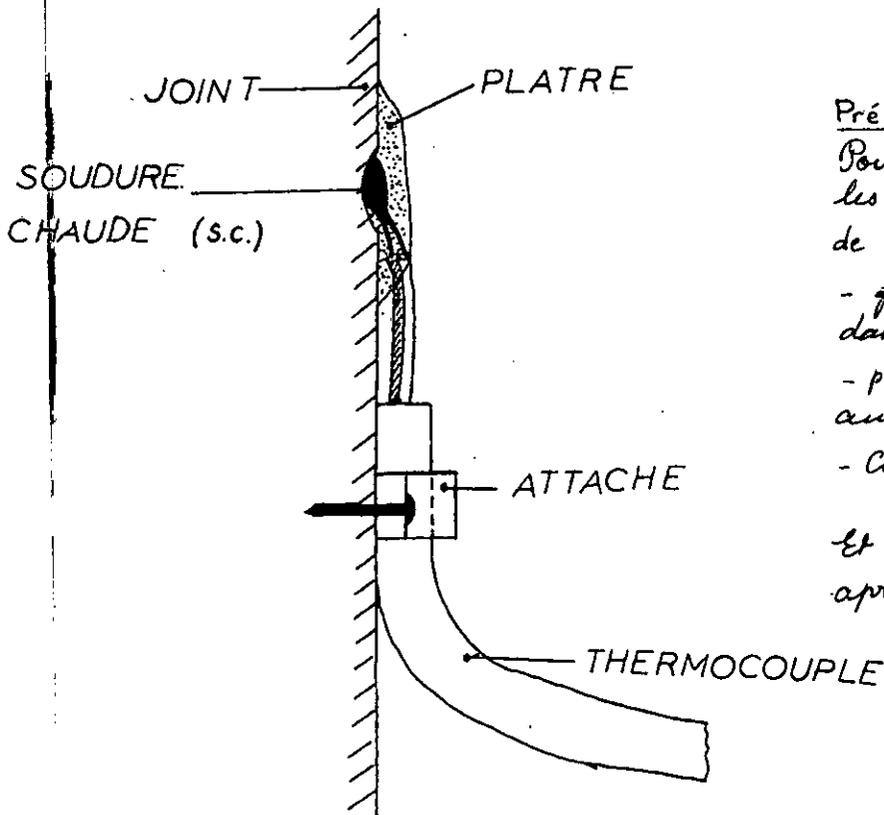


Courbe d'étalonnage Thermocouple-Enregistreur



Remarque: Nous remarquons que la température du pont est supérieure à la température du joint qui elle-même est supérieure à la température de la brique. Et on a trouvé que $T_j = \frac{T_p + T_b}{2}$

Ainsi, nous avons fixé les soudures chaudes aux joints.

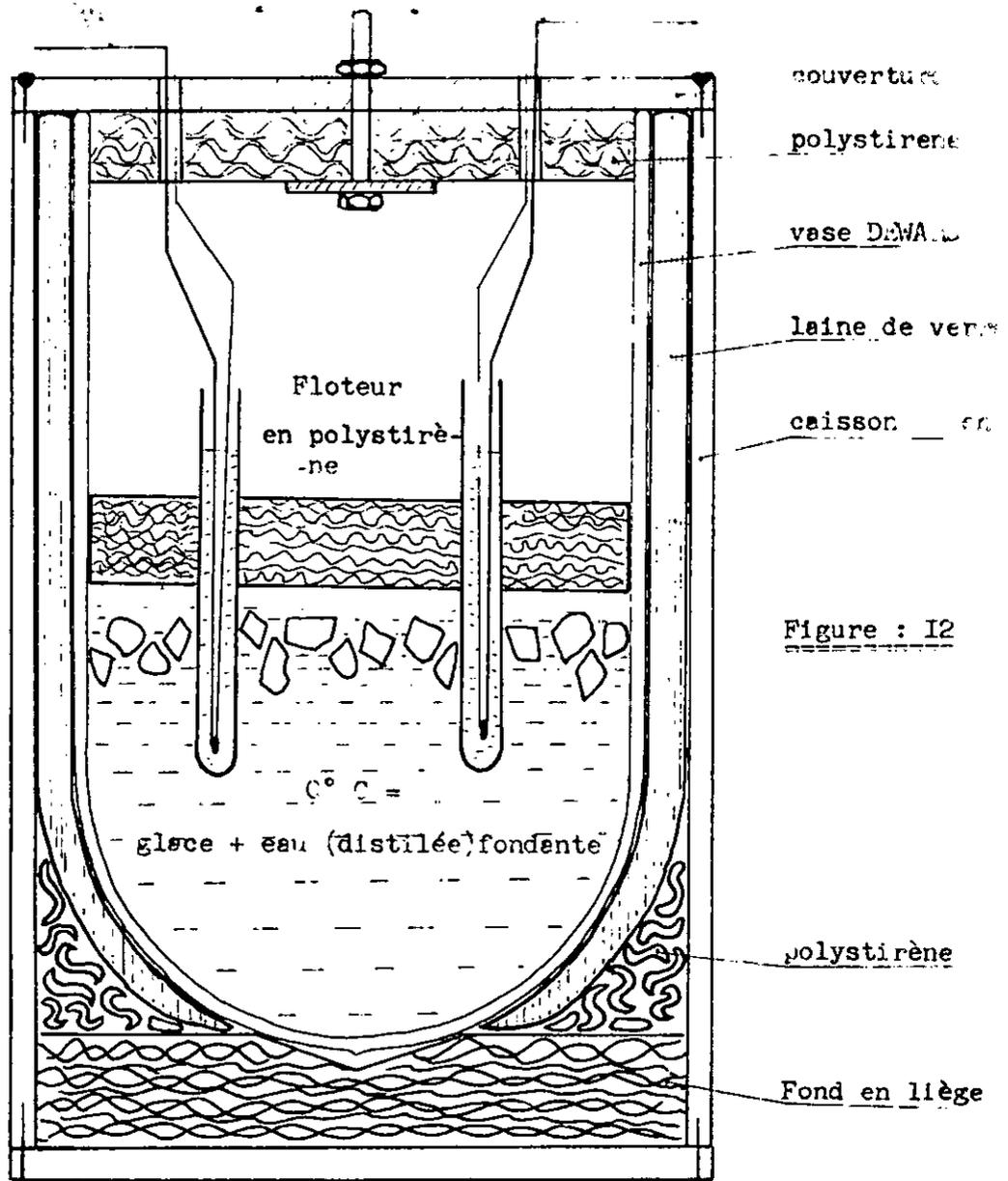


Précautions à prendre :

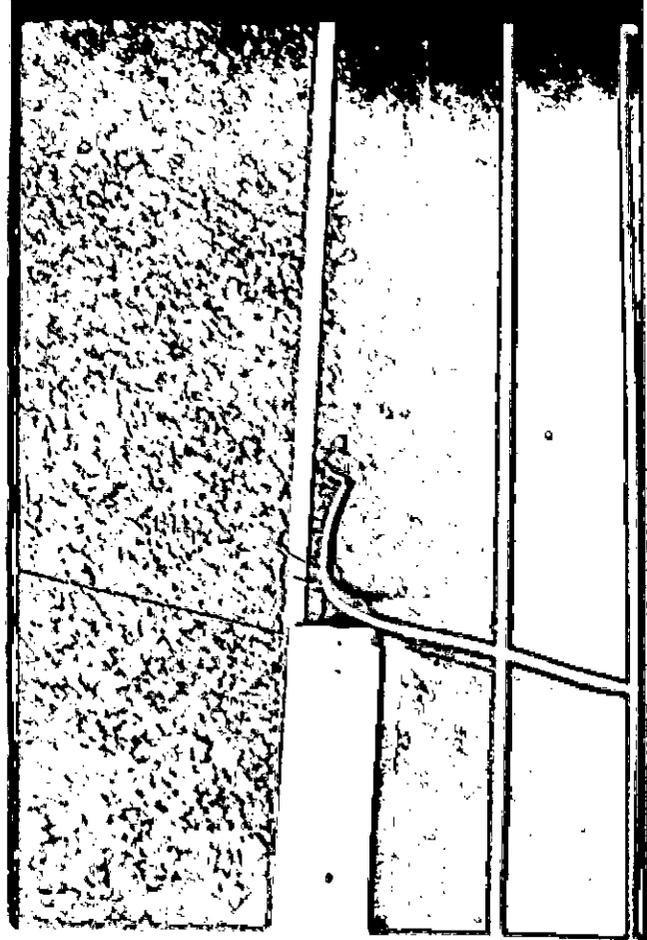
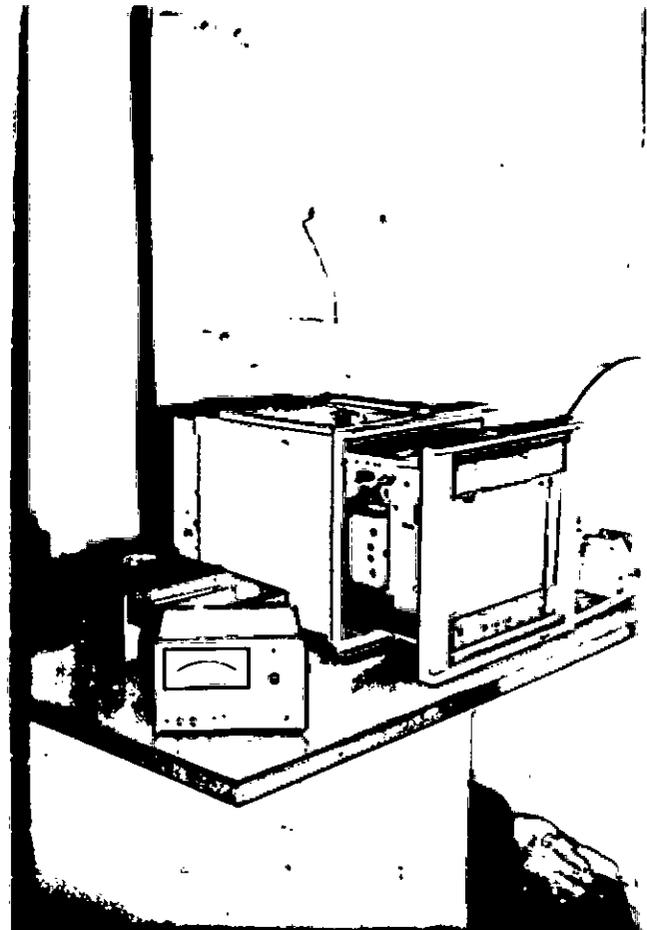
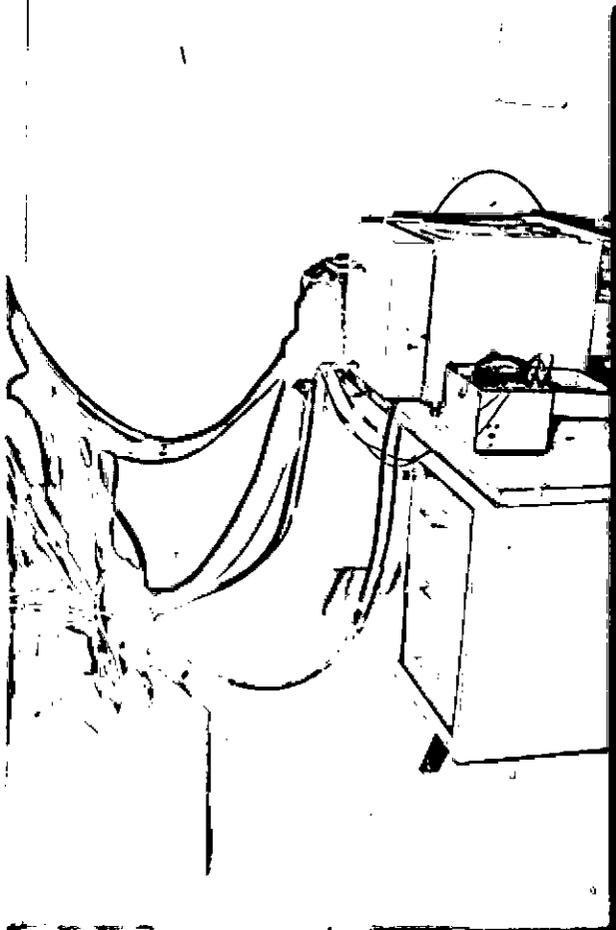
Pour fixer les soudures chaudes dans les joints afin de prendre la température de parois des murs :

- faire un creux de profondeur 3 mm dans le joint.
- placer la S.C. et attacher le câble au mur.
- Coller le plâtre au niveau de la S.C.

Et ne prendre des mesures qu'un jour après (plâtre séché).



Nous avons réalisé deux caissons de ce type pour pouvoir mesurer les températures en dessous de l'ambiante. On plongera toutes les soudures froides des thermocouples dans les éprouvettes. Des éprouvettes que nous avons fait en chauffant le bout d'un tube de verre au chalumeau on arrive ainsi à les soudés en bout. A l'aide d'une telle boîte nous arrivons à conserver de la glace en équilibre avec de l'eau fondante durant cinq à six jours.



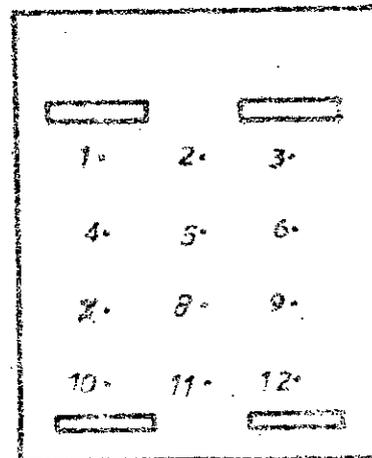
Relevé des températures sur la face non exposée

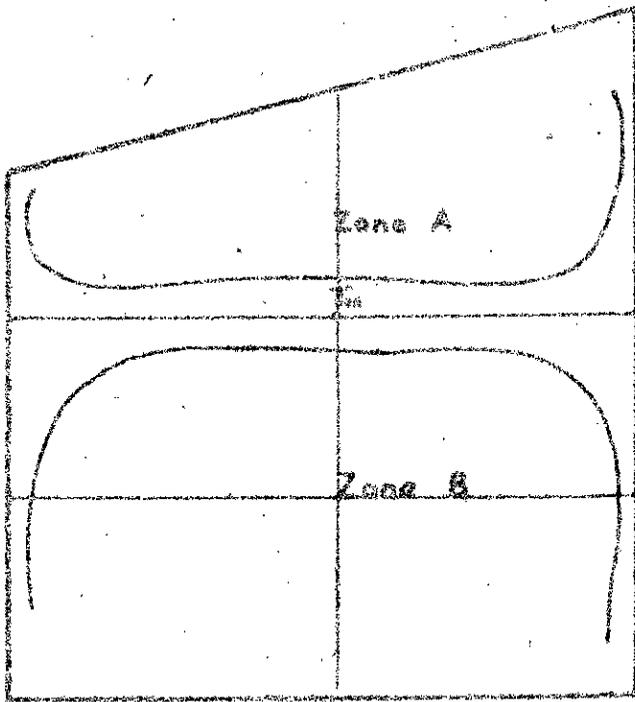
T _m	Points		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Temps													
1,08	3 ^h 25 - 3 ^h 40		1,13	1,10	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07
	T _a = 25°C													
1,10	4 ^h - 4 ^h 20		1,15	1,10	1,14	1,11	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
	T _a = 24°C													
1,15	4 ^h 40 - 5 ^h 05		1,23	1,13	1,21	1,18	1,16	1,20	1,14	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13
	T _a = 24,5°C													
1,17	5 ^h - 5 ^h 30		1,25	1,14	1,25	1,20	1,18	1,22	1,15	1,15	1,14	1,13	1,13	1,13
	T _a = 24,5°C													
1,24	5 ^h 30 - 6 ^h 00		1,32	1,20	1,33	1,28	1,28	1,32	1,25	1,18	1,22	1,16	1,16	1,16
	T _a = 23°C													
1,34	6 ^h 30 - 7 ^h 00		1,42	1,37	1,44	1,43	1,41	1,47	1,40	1,35	1,37	1,28	1,22	1,23
	T _a = 23°C													
1,45	7 ^h - 7 ^h 30		1,54	1,42	1,54	1,54	1,51	1,56	1,50	1,46	1,46	1,35	1,29	1,28
	T _a = 23,5°C													
1,49	7 ^h 30 - 8 ^h 05		1,38	1,47	1,57	1,57	1,55	1,60	1,57	1,48	1,55	1,36	1,29	1,28
	T _a = 23,5°C													
1,51	8 ^h - 8 ^h 30		1,59	1,45	1,67	1,58	1,58	1,68	1,57	1,49	1,59	1,36	1,31	1,36
	T _a = 24°C													
1,52	8 ^h 30 - 9 ^h 00		1,59	1,46	1,62	1,62	1,61	1,70	1,58	1,51	1,58	1,36	1,29	1,36
	T _a = 24°C													
1,57	9 ^h - 9 ^h 30		1,63	1,51	1,66	1,67	1,66	1,75	1,62	1,56	1,44	1,40	1,35	1,42
	T _a = 24°C													
1,59	9 ^h 30 - 10 ^h 00		1,64	1,53	1,67	1,69	1,68	1,76	1,64	1,58	1,66	1,42	1,38	1,42
	T _a = 24°C													
1,61	10 ^h - 10 ^h 30		1,60	1,56	1,68	1,71	1,71	1,78	1,67	1,60	1,68	1,45	1,41	1,45
	T _a = 24°C													
1,61	10 ^h 30 - 11 ^h 00		1,65	1,55	1,67	1,72	1,71	1,79	1,66	1,61	1,67	1,46	1,39	1,41
	T _a = 24°C													
1,61	11 ^h 30 - 12 ^h 00		1,64	1,58	1,69	1,72	1,71	1,79	1,66	1,61	1,66	1,46	1,40	1,45
	T _a = 24°C													
1,63	12 ^h 30 - 13 ^h 00		1,65	1,58	1,67	1,73	1,71	1,80	1,68	1,63	1,70	1,47	1,43	1,47
	T _a = 24°C													

TABLEAU: II

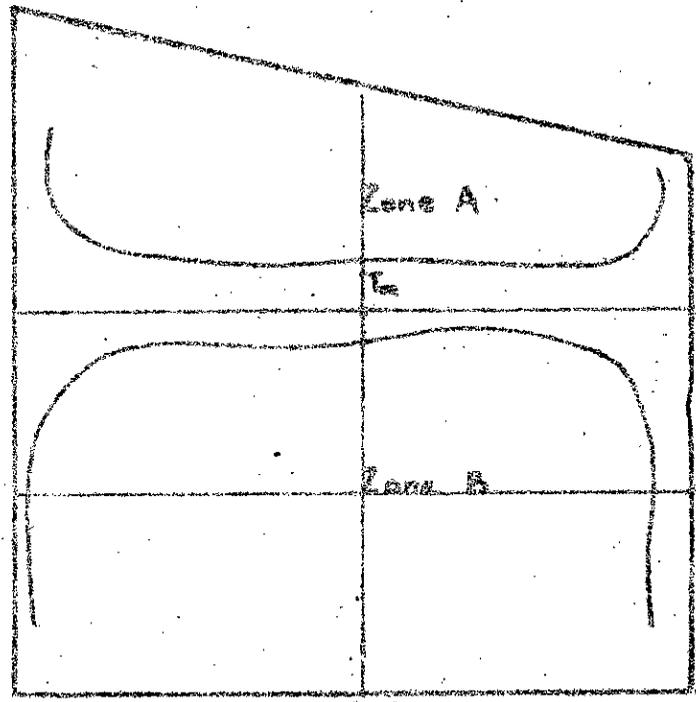
Exploitation : pour déterminer le point qui représentera la température moyenne de la paroi, nous calculons la moyenne pour chaque série de mesures et nous cherchons le point qui se rapproche le plus, alors il sera considéré comme point représentatif de la température moyenne.

Ici c'est le point n°8 qui nous permettra d'avoir la température moyenne.



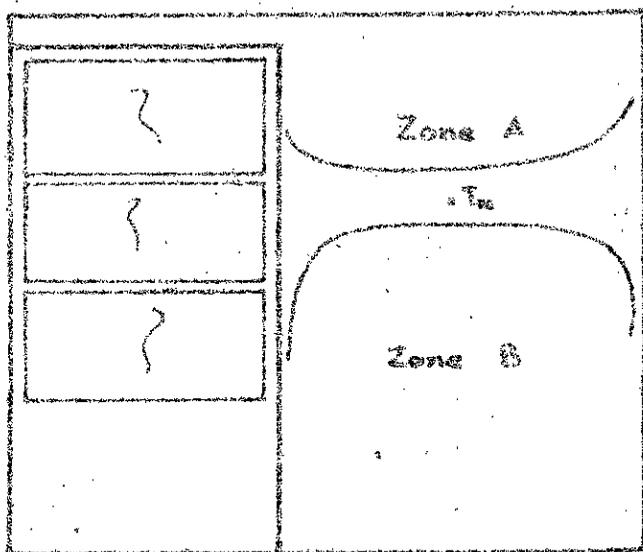


mur Ouest

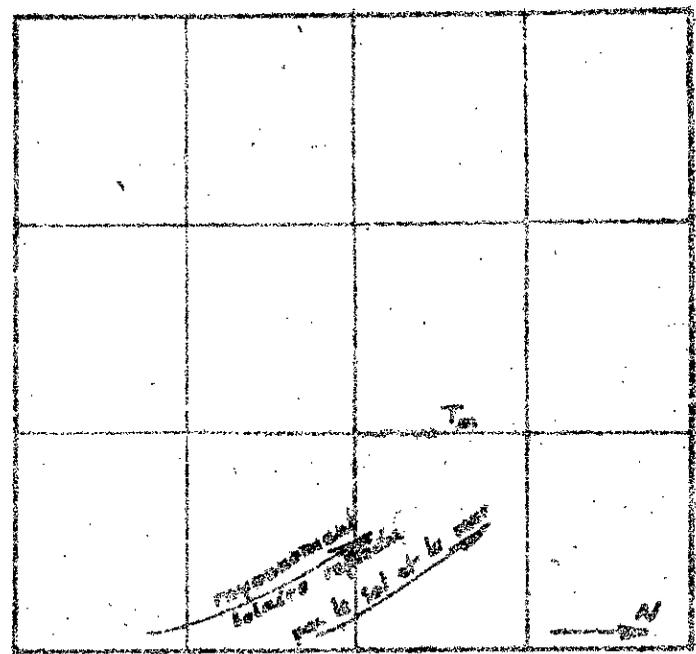


mur Est

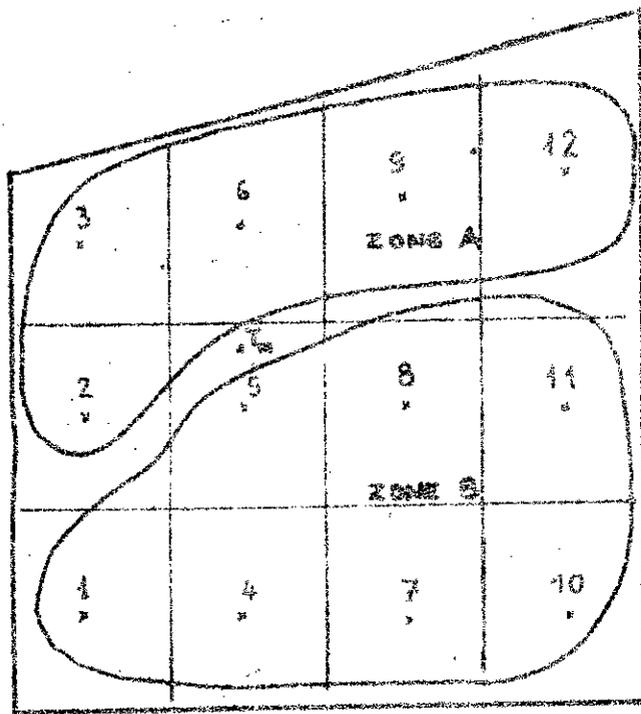
bureau non chauffé



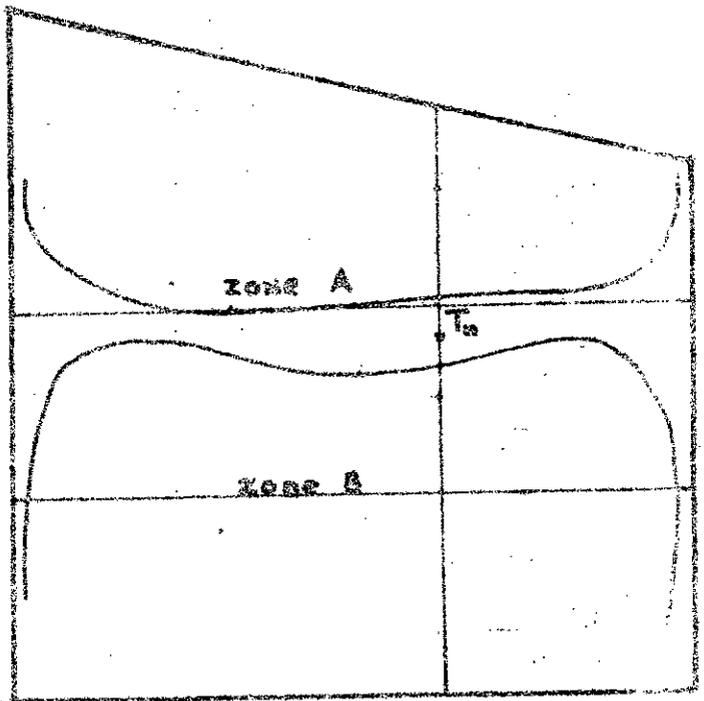
mur Sud



plafond

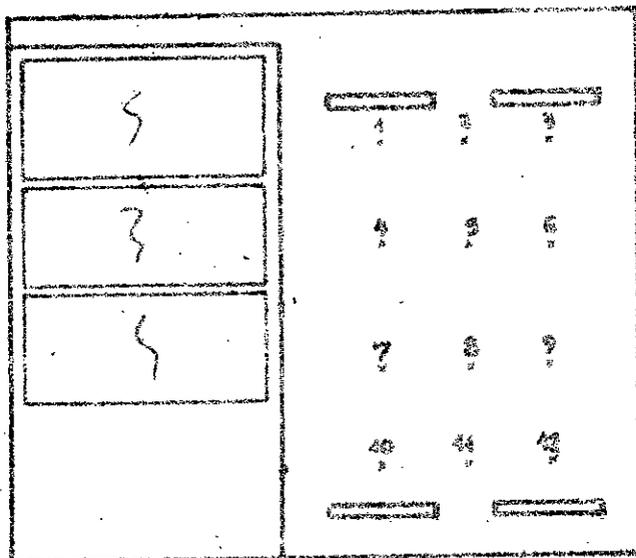


mur Ouest

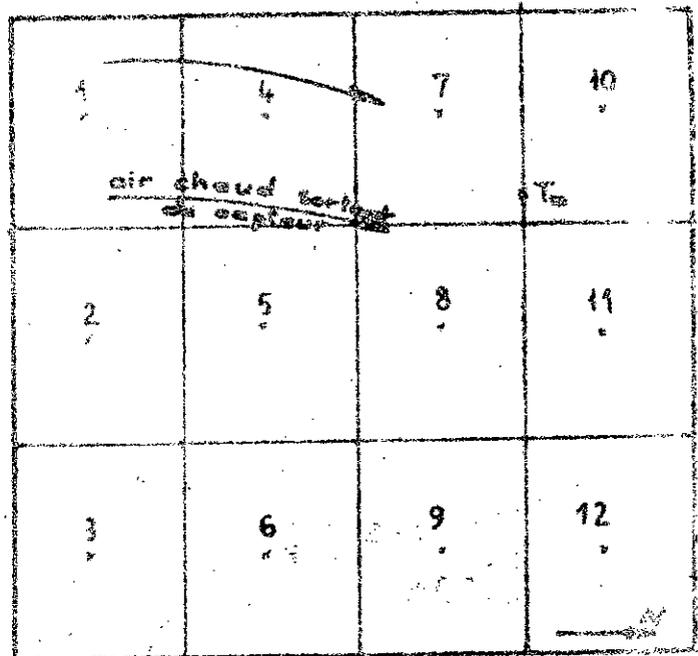


mur Est

bureau chauffé à l'énergie Solaire



mur capteur Sud



plafond

Zone A : chaude

Zone B : froide

Ainsi nous calculerons l'isotherme moyenne et nous déterminerons une zone de Température moyenne pour n'importe quelle paroi.

Nous dressons le tableau II de la distribution des températures sur la face non exposée du capteur, et l'on trouve que la température moyenne se trouve à 1/3 du bas du mur. Ceci, est dû au fait que l'échange de chaleur par convection est plus important sur la partie inférieure qu'à la partie supérieure en admettant qu'un flux uniforme est transmis par conduction.

Par contre sur le côté exposé (qui lui reçoit un flux de chaleur uniforme) la Température moyenne se trouve au centre.

Nous avons tracé les courbes donnant les variations de Températures en différents points du mur Capteur durant un cycle de 24H. Pour cela voir les figures 18 et 19.

4.1.4. Description de l'INSOLATEUR à air :

Il se compose de trois parties essentielles :

- Un double vitrage avec support en bois.
- Un mur absorbant de rayonnement solaire.
- Une lame d'air emprisonnée entre le double vitrage.

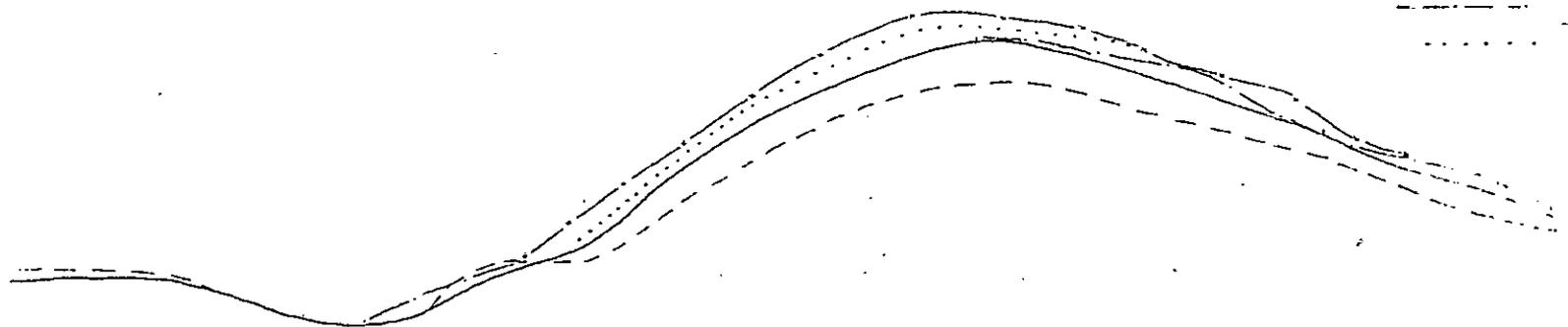
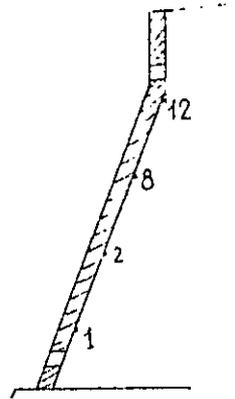
4.1.4.1. - Caractéristiques du CAPTEUR :

- Les vitrages d'épaisseur 4mm sont distants de 15 mm
- Le mur absorbant de rayonnement est peint en noir. Il est construit en parpin (blocs creux à deux trous) d'épaisseur 22 Cm.
- Le double vitrage et le mur sont distants de six centimètres.
- Deux ouvertures ($10 \times 30 \text{ Cm}^2$) sur le mur accumulateur situées dans la partie supérieure à une hauteur de 1,75 m des deux ouvertures inférieures qui ont les mêmes dimensions.
- La surface du capteur est de $4,5 \text{ m}^2$.

4.1.4.2. - Principe de fonctionnement du capteur à air :

Le rayonnement solaire arrivant sur la surface du capteur est un rayonnement global (direct + diffus) .Il traverse le double vitrages par conséquent diminue d'intensité; arrive sur la surface absorbante alors la majeure partie du rayonnement est absorbée.

Le rayonnement fait augmenter la température de la paroi exposée et sert à chauffer le vitrage. Le mur absorbant porté à la Température T_s émet un rayonnement thermique (dans le lointain infra-rouge)



- T_m
- - - - - T_1
- · - · - T_8
- · · · · T_2
- · · · · T_{12}

Fig: 19

distribution des Températures
le long du capteur côté non
exposé

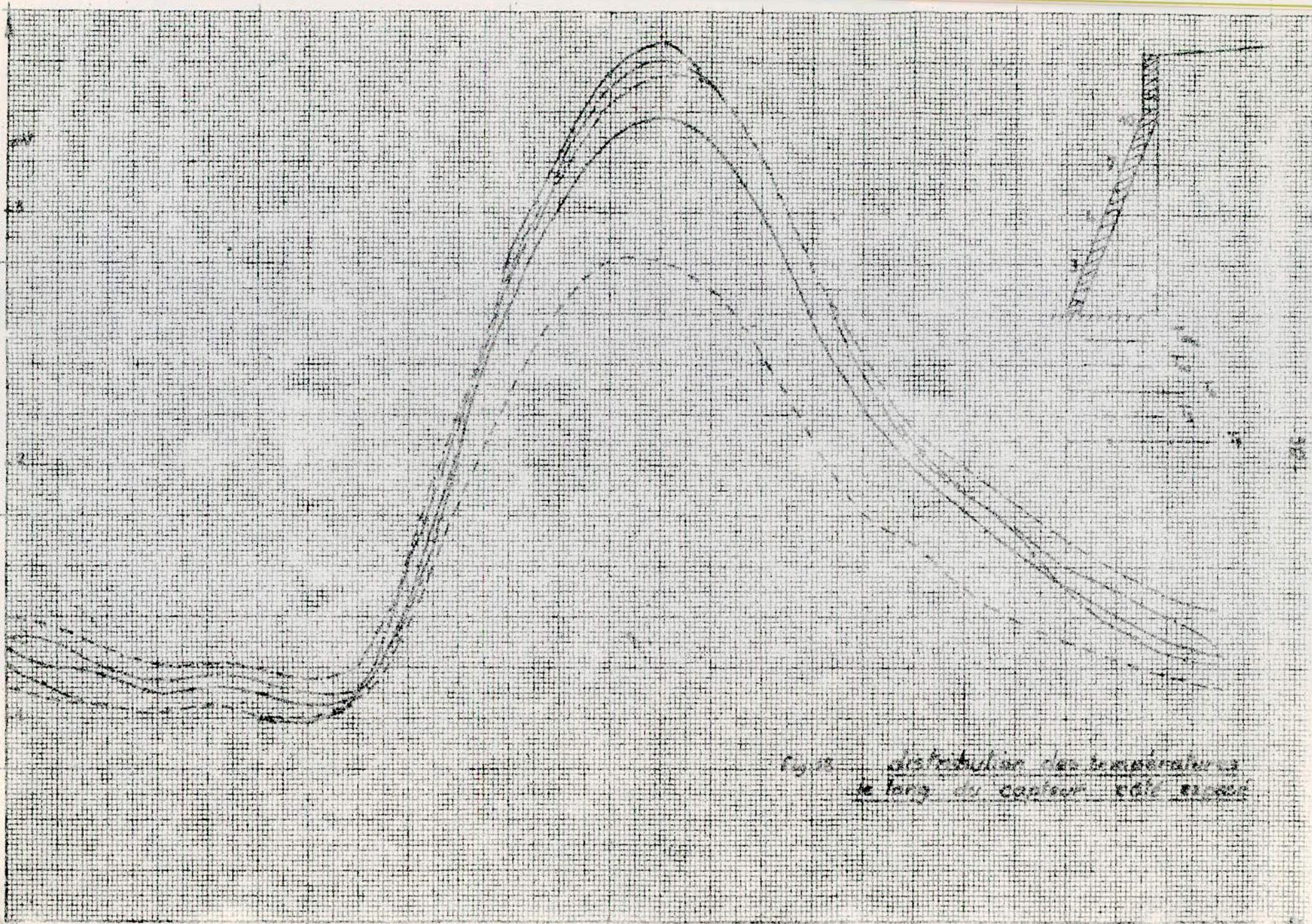


Fig. 23. distribution des températures
le long du contour côtié exposé

pour lequel le verre est opaque . Ce rayonnement sert à chauffer le vitrage et l'air .

L'air à l'intérieur du capteur s'échauffe par convection naturelle tous le long du mur , par différence de densité il s'élève et pénètre dans le local à chauffer par les deux ouvertures supérieures ; tandis que l'air frais est aspiré naturellement par les deux ouvertures inférieures .

Le mur absorbeur remplit la fonction de stockage de chaleur qui sera restituée la nuit par convection et rayonnement des deux côtés de la paroi .

La lame d'air comprise entre le double vitrages constitue un isolant intermédiaire entre le capteur et le milieu extérieur .

4.1.5. -Présentation des mesures expérimentales :

Nous avons enregistré les températures moyennes des parois à l'aide de l'enregistreur P H I L I P S (que nous avons mis en état de marche) durant 24H par des journées ensoleillées et des journées à temps variable .Nous avons traduit nos mesures dans les tableaux III à VI et par les courbes des figures 17 à 33

Les données de Températures extérieures ainsi que le rayonnement global reçu sur une surface horizontale sont portées sur les tableaux VII à IX

4.2. E V A L U A T I O N DES PERTES ET LES APPORTS DE CHALEUR :

4.2.1. - Bilan thermique échangé à travers le CAPTEUR:

Le capteur reçoit un rayonnement global (direct + diffus) auquel s'ajoute l'albédo du sol , et le flux de rayonnement utile (normale) sur la surface du capteur est :

$$\phi_u = \phi_{Gi} (\cos \varphi + 0,05)$$

où φ : angle d'incidence des rayons solaires avec la normale à la surface du capteur.

0,05 : coefficient dû à l'albédo du sol

ϕ_{Gi} : rayonnement global incident.

Mais ce rayonnement n'est pas totalement récupéré car il existe des pertes vers l'extérieur et par les parois latérales du capteur .

	5	6	9	11	T _{air}	3	12 °C
	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	
1	1,05 17,25	0,95 15,6	0,80 13,2	0,50 8,2	16,5	0,67 11	18
2	1,00 16,5	0,92 15,11	0,75 12,3	0,50 8,2	16	0,65 10,7	17,2
3	1,00 16,5	0,90 14,8	0,75 12,3	0,45 7,4	16	0,65 10,7	17,2
4	0,95 15,6	0,90 14,8	0,70 11,5	0,45 7,4	15,5	0,60 9,9	16,5
5	0,95 15,6	0,87 14,3	0,70 11,5	0,40 6,6	15	0,60 9,9	16,4
6	0,90 14,8	0,85 14	0,65 10,7	0,40 6,6	14,5	0,60 9,9	15,6
7	0,90 14,8	0,82 13,5	0,70 11,5	0,35 5,75	14,3	0,60 10	15,6
8	0,95 15,6	0,85 13,96	0,85 14	0,35 5,75	15	0,65 10,7	15,6
9	0,95 15,6	0,85 13,96	0,95 15,6	0,35 5,75	16	0,75 12,3	16,4
10	1,00 16,5	0,85 13,96	1,00 16,5	0,4 6,6	17	0,75 12,3	17,4
11	1,05 17,25	0,90 14,8	1,10 18	0,45 7,4	18	0,75 12,3	18
12	1,10 18	0,95 15,6	1,15 18,9	0,50 8,2	18,8	0,85 13,96	19
13	1,15 18,8	1,00 16,5	1,20 19,7	0,60 9,95	19,2	0,90 14,78	19,8
14	1,20 19,7	1,00 16,5	1,20 19,7	0,70 11,5	19,5	0,90 14,78	20,4
15	1,20 19,7	1,05 17,25	1,20 19,7	0,75 12,3	19,5	0,90 14,78	20,6
16	1,20 19,7	1,05 17,25	1,20 19,7	0,75 12,3	19,4	0,85 13,96	20,6
17	1,20 19,7	1,05 17,25	1,05 17,25	0,75 12,3	19	0,85 13,96	20,6
18	1,20 19,7	1,05 17,25	1,00 16,4	0,70 11,5	18,6	0,80 13,14	20,5
19	1,15 18,8	1,05 17,25	0,95 15,6	0,70 11,5	18,4	0,75 12,3	20,4
20	1,12 18,4	1,00 16,5	0,92 15,1	0,65 10,7	17	0,75 12,3	19,8
21	1,10 18	1,00 16,5	0,90 14,8	0,60 9,85	16,5	0,75 12,3	19,2
22	1,10 18	1,00 16,5	0,85 14,0	0,60 9,85	16,4	0,70 11,5	18,8
23	1,07 17,57	0,91 16	0,85 14,0	0,55 9	16	0,70 11,5	18,6
24	1,05 17,25	0,95 15,6	0,80 13,2	0,52 8,54	15,8	0,67 11	18

Tableau II: Relevés des Températures correspondantes
 au bureau non chauffé
 temps ensoleillé : 24.3.77

	7	2	0	4	1	8	T ₀	T _e
	mv pc	mv pc	mv pc	mv pc	mv pc	mv pc	sc	sc
1	1,45	1,45	1,25	1,15	1,10	1,20		
	23,7	23,7	20,5	19	18	19,7	19,8	9
2	1,35	1,35	1,20	1,10	1,05	1,15		
	22,0	22,0	19,5	18	17,25	18,9	19	9
3	1,30	1,30	1,17	1,05	1,05	1,10		
	21,25	21,25	19	17	17,25	18,0	19	7
4	1,20	1,20	1,12	0,95	1,00	1,10		
	19,6	19,6	18,5	15,5	16,5	18,0	18	6,8
5	1,20	1,20	1,06	0,90	0,95	1,05		
	19,6	19,6	17,5	14,7	15,6	17,25	18	5
6	1,15	1,10	1,07	0,85	0,90	1,05		
	18,8	19,6	16,7	13,9	14,8	17,25	17	5
7	1,20	1,15	1,05	0,95	0,95	1,00		
	19,6	18,8	17,2	15,5	15,6	16,5	17	7
8	1,85	1,15	1,45	1,15	1,10	1,02		
	30,25	18,8	23,7	18,8	18	16,75	18	11,2
9	2,40	1,20	1,70	1,20	1,25	1,05		
	39,25	19,6	27,8	19,6	20,5	17,25	19,5	15
10	3,10	1,25	2,00	1,30	1,50	1,10		
	57	20,5	33	27,5	24,5	18,0	20,5	16,5
11	3,60	1,40	2,25	1,35	1,55	1,15		
	58,8	22,9	36,8	22	27	19	21,6	16,8
12	3,90	1,55	2,40	1,40	1,70	1,20		
	63,7	26,3	39,2	22,9	28	19,7	22,5	17,4
13	4,05	1,65	2,45	1,45	1,75	1,25		
	66,2	27,0	40,0	23,7	28,8	20,5	23,1	17,2
14	4,00	1,80	2,50	1,50	1,75	1,30		
	65,4	29,4	40,8	24,5	28,8	21,35	23,5	17
15	3,70	1,90	2,35	1,50	1,75	1,35		
	60,5	31,0	38,4	24,5	28,8	22,17	23,9	17
16	3,35	2,00	2,20	1,50	1,65	1,40		
	54,75	32,7	36	24,5	27	22,9	24	16,5
17	2,75	1,95	1,90	1,45	1,45	1,35		
	45	37,8	37,0	23,7	23,8	22,17	23,7	16
18	2,30	1,90	1,70	1,40	1,30	1,35		
	37,6	31,0	27,8	22,8	21,35	22,17	23	15,2
19	2,10	1,85	1,60	1,35	1,25	1,30		
	34,3	30,25	26,0	21,0	20,5	21,35	22,5	15
20	1,90	1,75	1,50	1,30	1,22	1,30		
	31,0	28,6	24,5	21,5	20	21,35	22	12
21	1,80	1,65	1,45	1,27	1,20	1,25		
	29,4	27,0	23,7	20,8	19,7	20,5	21,5	11,5
22	1,65	1,60	1,37	1,25	1,15	1,25		
	27,0	26,0	22,4	20,4	18,9	20,5	21	11
23	1,60	1,55	1,32	1,22	1,15	1,20		
	26	25,3	21,6	19,9	18,9	19,7	20,4	10,5
24	1,50	1,45	1,27	1,20	1,10	1,20		
	24,5	23,7	20,8	19,6	18	19,7	20	10,2

Tableau III: Relevés des températures correspondantes au bureau chauffé à l'énergie solaire

temps constant 24.3.77

A A m²

24.3.77

fig:20 7
2

— Temperature moy. côté exposé
— " " côté non exposé
⊏ Energie reçue sur le capteur

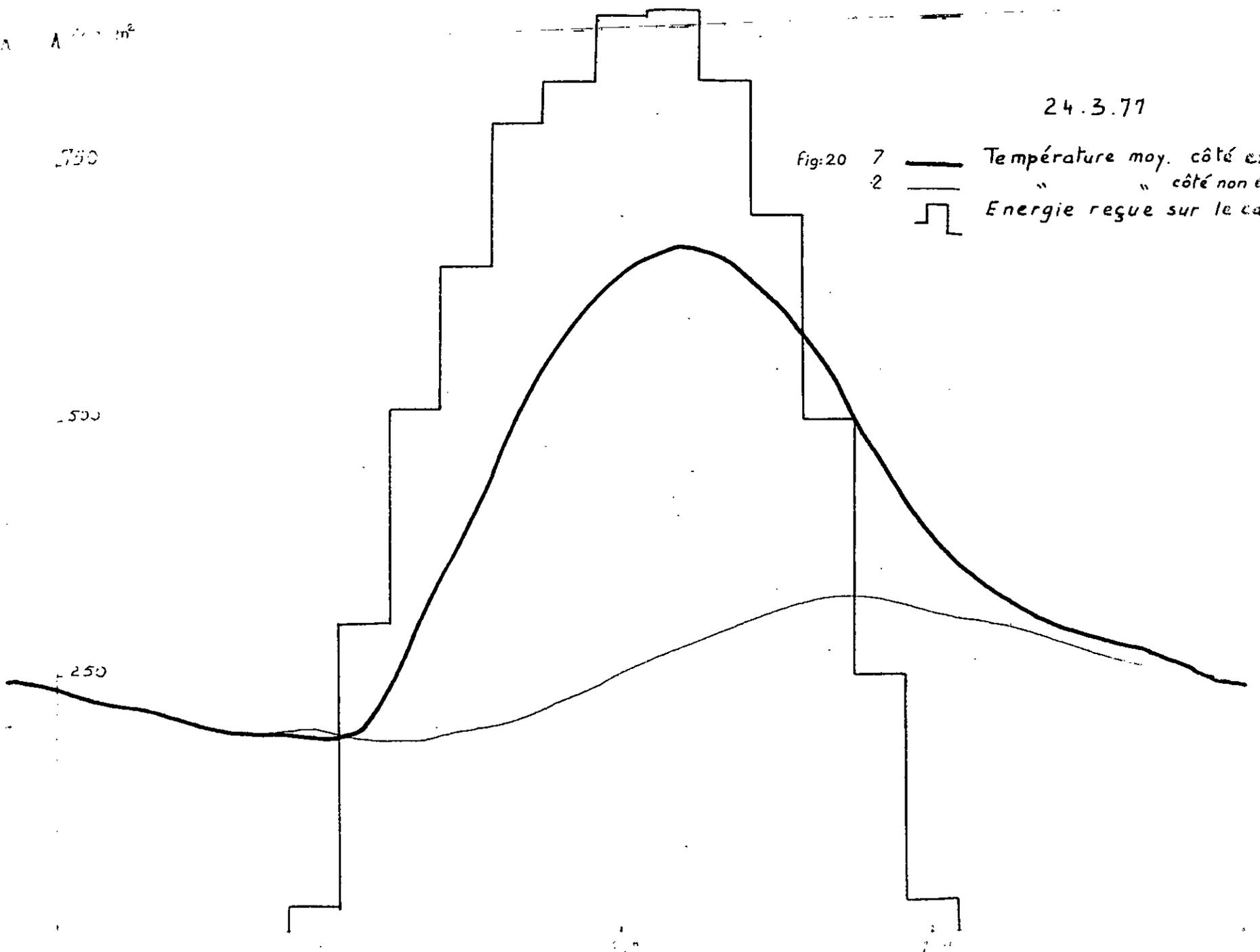
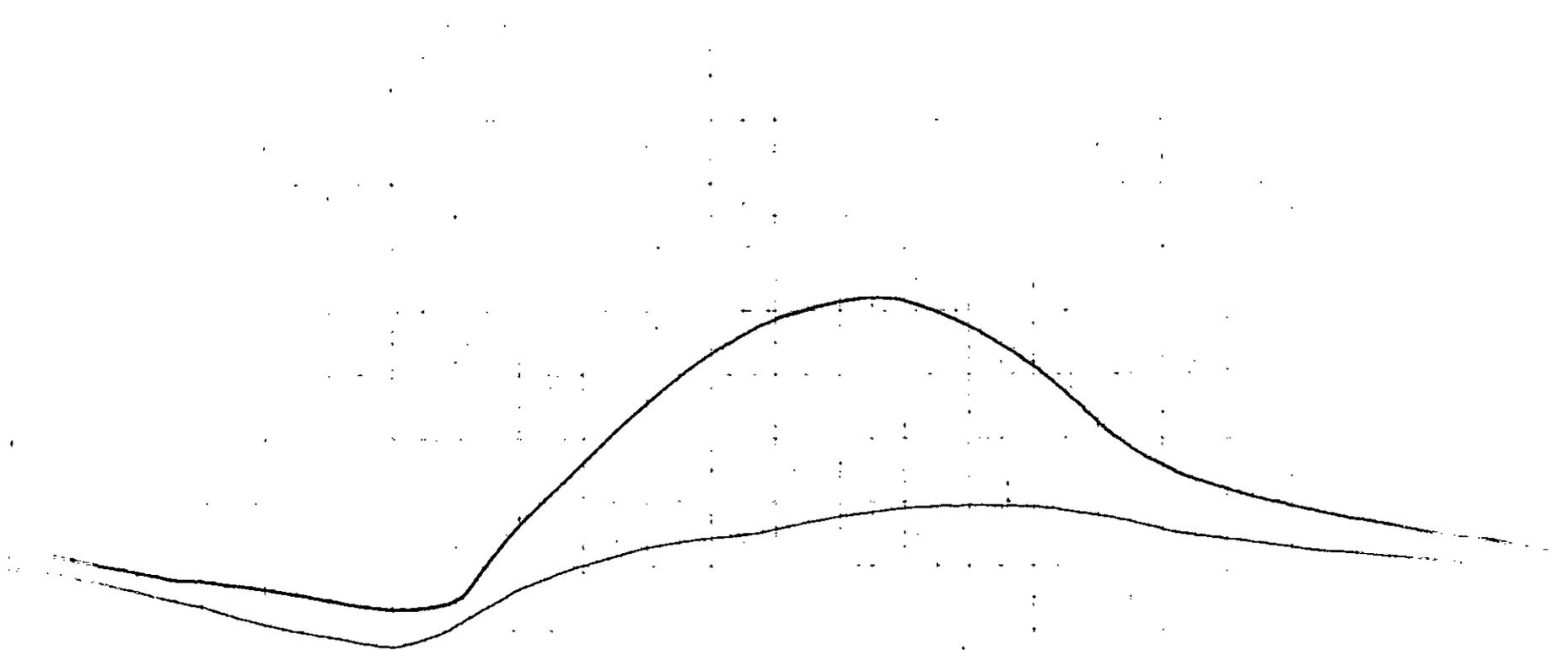


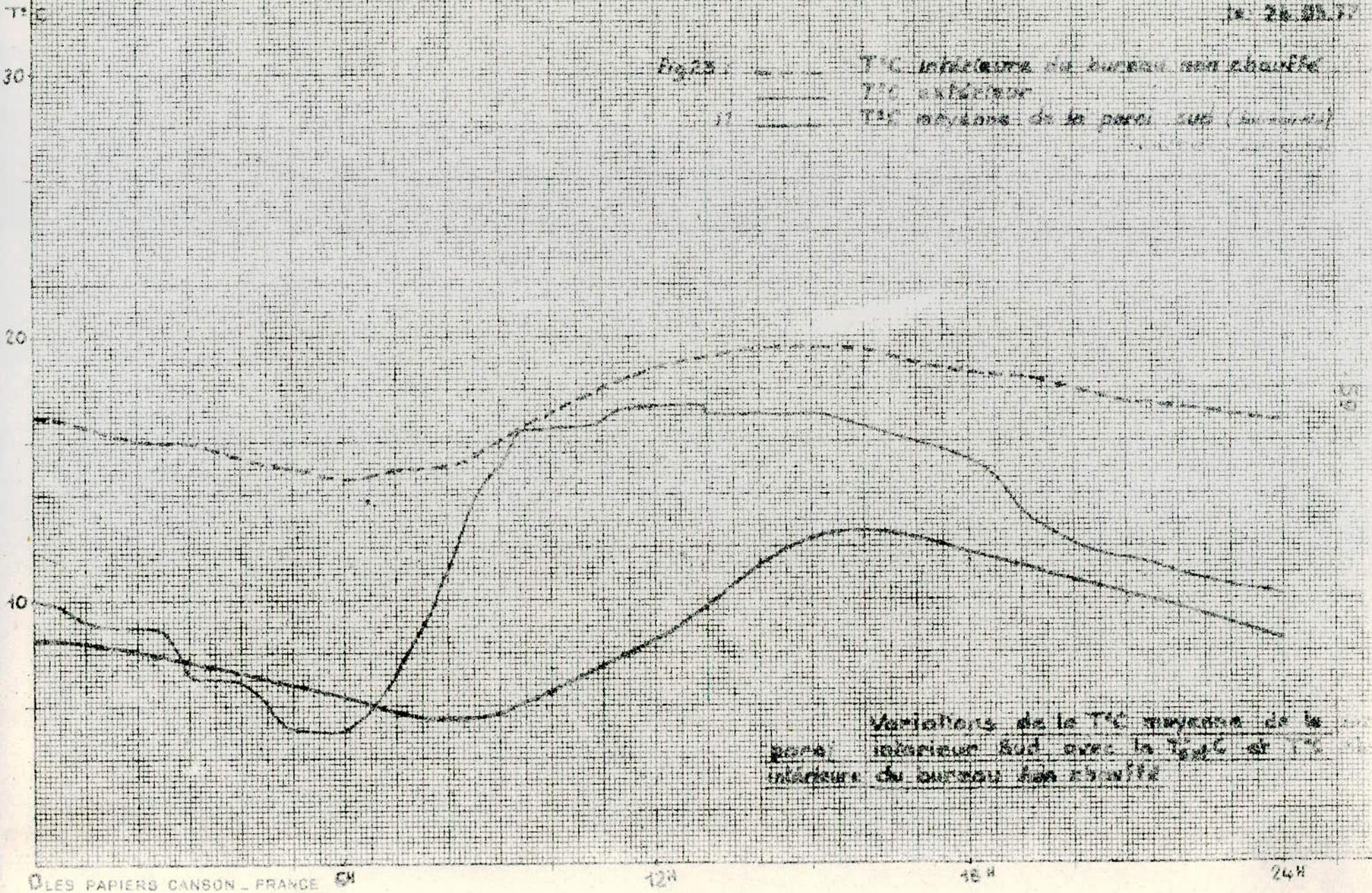
Fig 21: 10 — T°C de sortie
4 — " d'entrée



Variations des T°C moyen
circulant dans le capteur

le 26.05.77

Fig 23 : ——— T°C intérieure du bureau non chauffé
——— T°C extérieur
——— T°C moyennes de la parcelle Sud (intermédiaire)



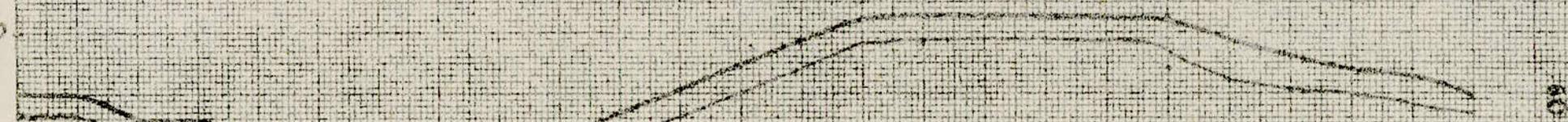
Variations de la T°C moyenne de la parcelle intérieure Sud avec la T°C et T°C intérieure du bureau non chauffé

le 26 12 77

log. 12 T°C moy. de la nuit sur le lit

5

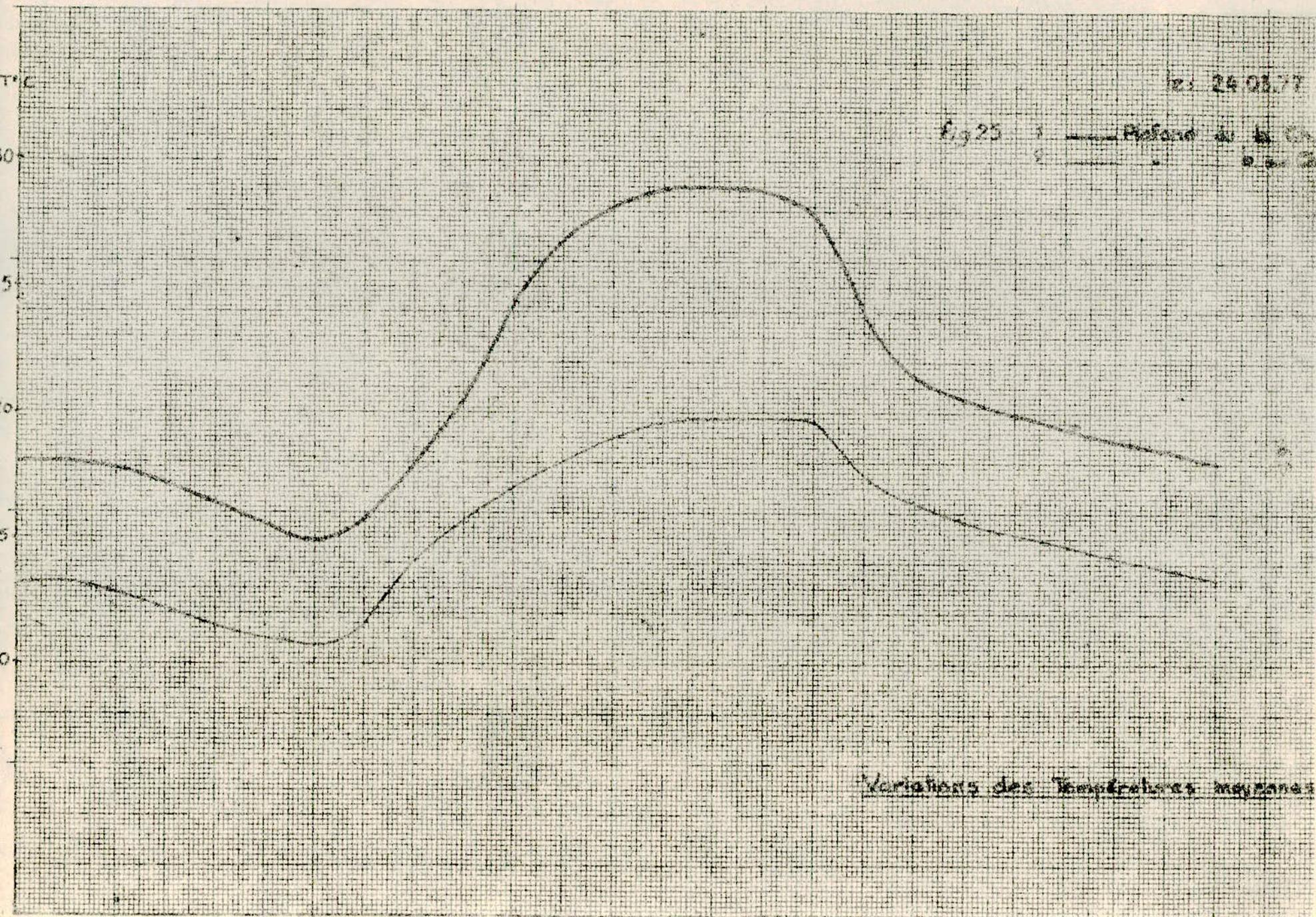
6 m 0



Variations des températures

le: 24 03 77

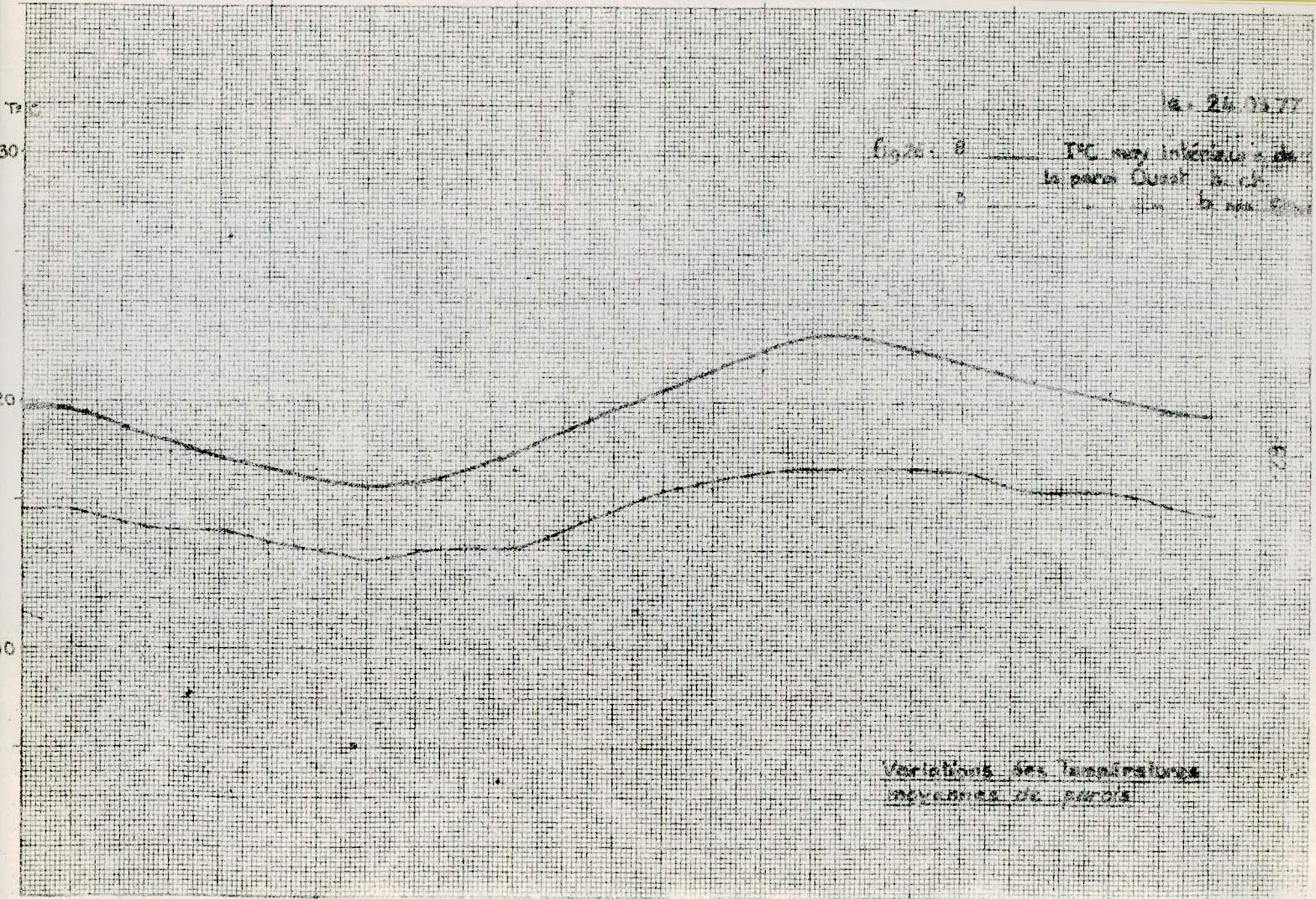
fig 25 1 — Profond de la Ch.
2 —



Variations des Températures moyennes

le 24.12.77

Fig. 25. 8
IPC moy. intérieure de
la paro. Ouest de St.
le 24.12.77



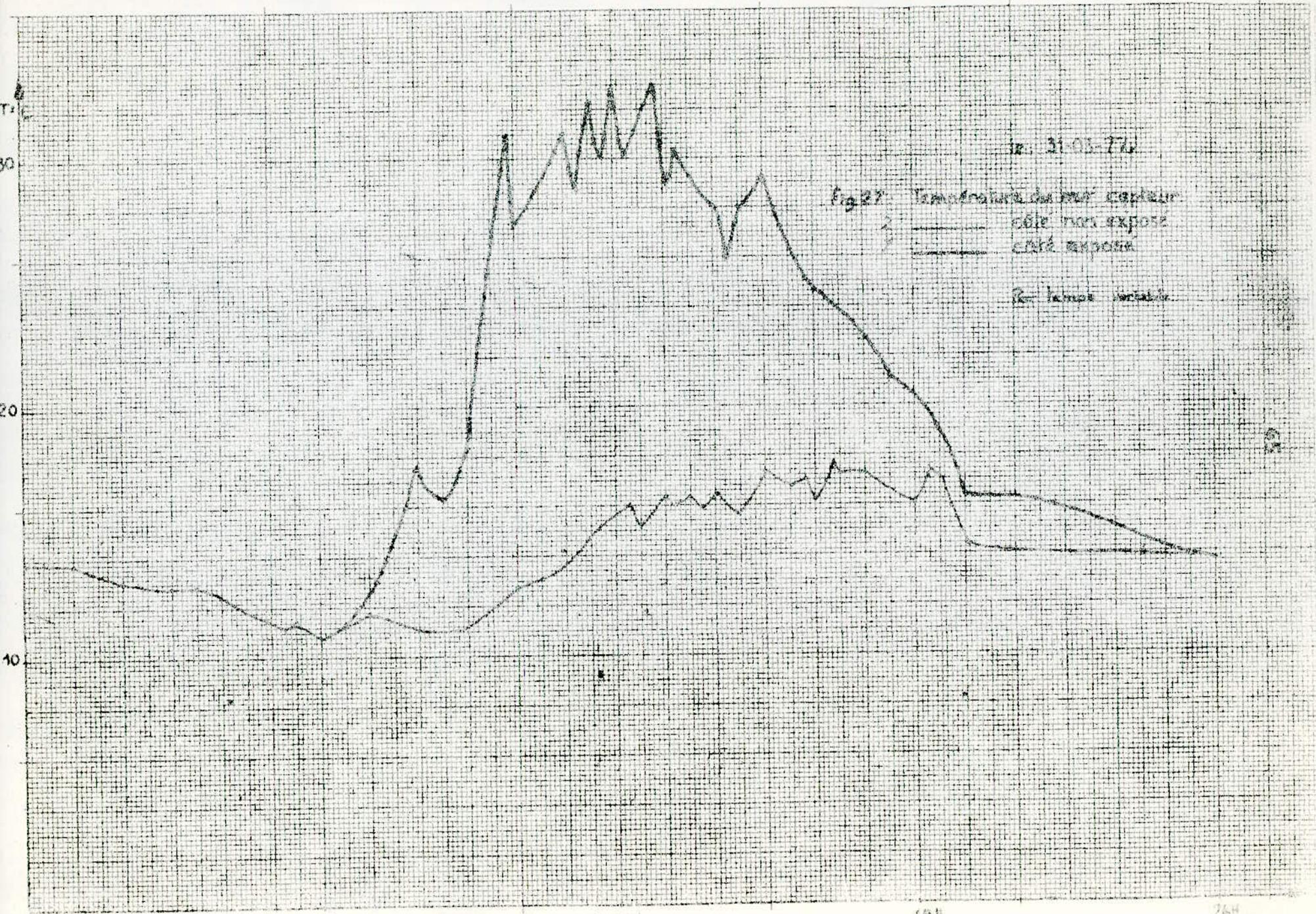
Variations des températures
moyennes de parois

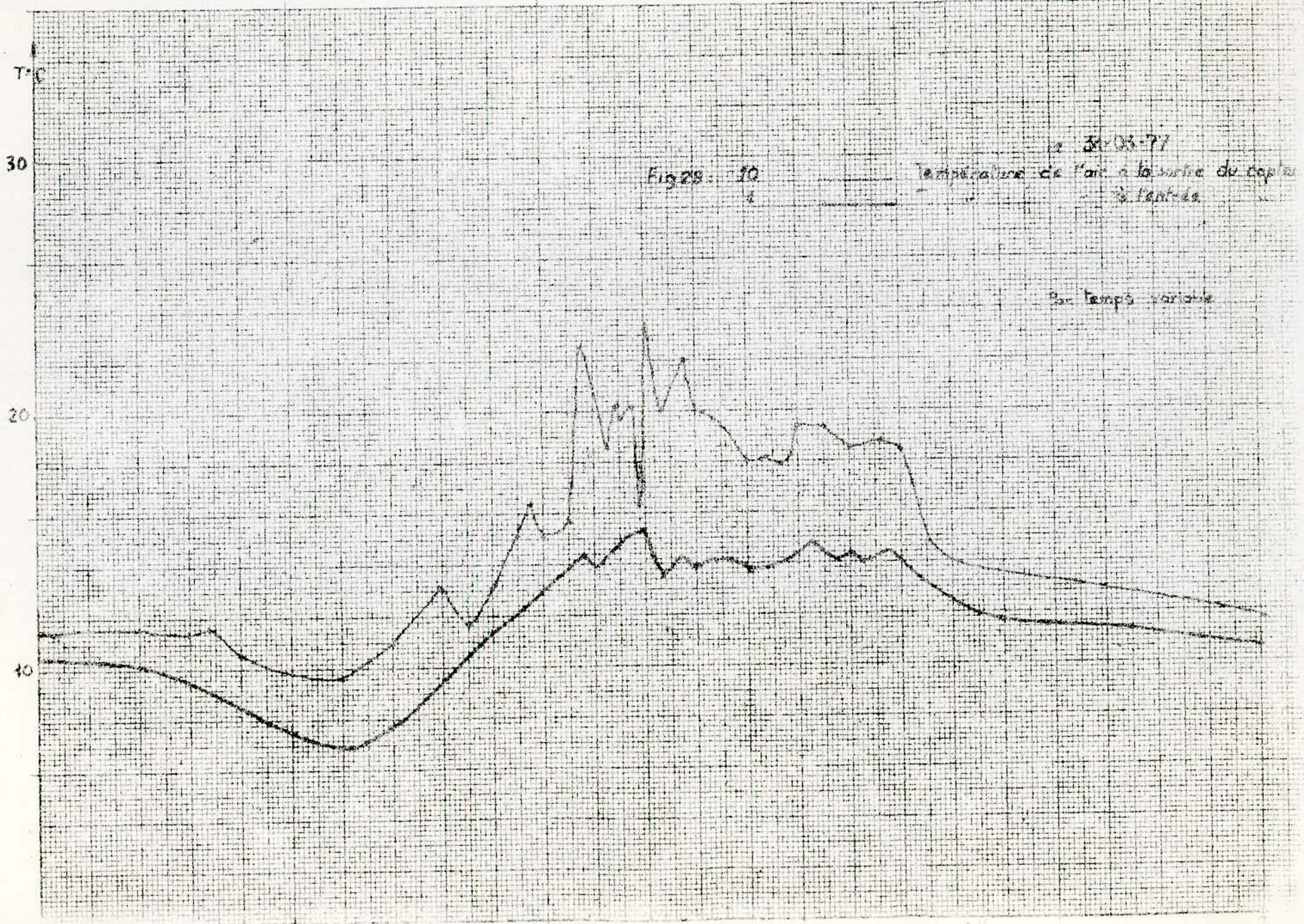
(H)	5		6		9		11		3		T _a °C	12(°C)
	points	mV °C										
1					0,65	0,38	0,36				11,8	10,1
	10,7	13,1			10,62	6,21	6,88					
2					0,56	0,36	0,36				11,4	10,6
	10,6	12,8			10,78	5,83	5,88					
3					0,64	0,34	0,34				11,1	10
	10	12,4			10,46	5,56	5,56					
4					0,62	0,32	0,32				11	9,7
	9,1	12			10,13	5,23	5,23					
5					0,60	0,30	0,26				11	9,5
	9,5	11,4			9,80	4,9	4,75					
6					0,58	0,30	0,24				11	9
	9	11			9,48	4,9	3,92					
7					0,60	0,28	0,30				11,3	8,5
	8,5	11			9,8	4,58	4,9					
8					0,64	0,28	0,30				11,8	9
	9	11			10,46	4,58	4,9					
9					0,66	0,24	0,32				12,6	9,4
	9,2	10,7			10,78	3,92	5,23					
10					0,74	0,24	0,34				13	10,2
	9,4	11,2			12,09	3,92	5,56					
11					0,80	0,26	0,48				13,6	10,6
	9,8	11,8			13,07	4,25	7,19					
12					0,84	0,32	0,40				14	11,8
	11	12,6			13,75	5,23	6,54					
13					0,84	0,36	0,44				14,2	11,8
	11	13			13,75	5,88	7,19					
14					0,86	0,40	0,46				14,4	11,5
	10,7	13,1			14,03	6,54	7,52					
15					0,84	0,42	0,44				14,4	12
	11	13,2			13,73	6,86	7,11					
16					0,82	0,44	0,50				14,4	12,2
	11,4	13,2			13,40	7,19	8,07					
17					0,82	0,43	0,42				14,5	12,4
	11,5	13,2			13,40	7,55	6,85					
18					0,84	0,60	0,50				14,5	12,2
	11,2	13			13,73	9,8	8,17					
19					0,92	0,46	0,42				14,4	12
	10,9	13			13,03	9,52	6,86					
20					0,84	0,50	0,40				14,4	11,6
	10,7	13			13,75	8,17	6,54					
21					0,86	0,48	0,40				14,4	11,4
	10,2	13,8			14,05	9,84	6,54					
22					0,82	0,46	0,58				13,9	11
	9,8	12,6			13	7,52	6,24					
23					0,78	0,44	0,38				13,6	10,2
	9,1	12,3			12	7,19	6,21					
24					0,76	0,40	0,36				13,4	9,8
	8,8	12			11	6,54	5,88					

Tableau V: Relevés des températures correspondantes
au bureau non chauffé
temps variable 31.3.77

Points (H)	7	2	10	4	1	3	T _a °C	T _e °C
	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	mv °C	°C	°C
1					0,70		12,2	2,5
	13,8	13,8	11,6	10,4	11,44	13,2		
2					0,70		11,8	2
	13	13	11,6	10,2	11,44	12,8		
3					0,68		11,6	1,6
	12,8	12,8	11,4	9,5	11,11	12,4		
4					0,62		11,6	1,5
	12,4	12,4	10,5	8,5	10,13	12,1		
5					0,60		11,6	2
	11,4	11,4	9,8	7,5	9,80	11,4		
6					0,58		11,8	2
	10,8	10,8	9,6	9,9	9,48	11		
7					0,55		12	2,4
	12,6	11,7	11	7,7	9,15	11		
8					0,58		12,0	6
	11,6	11	13,2	9,4	11,11	11		
9					0,70		13,6	6
	18,4	17,2	13,1	13,4	11,44	11,4		
10					0,88		14,5	9
	27,3	12,7	15,2	13	14,38	12		
11					0,98		15	10
	37	13,6	20,8	14	15,01	12,6		
12					1,07		15,3	10,6
	32,8	15,6	23,4	15,2	17,18	13,4		
13					1,00		15,4	10,6
	30	16,4	20	13,8	16,39	13,6		
14					0,92		15,5	10,7
	28	16,5	18	13,8	15,03	14		
15					0,92		15,6	10,8
	23,2	17,4	19,4	14,4	15,13	14,2		
16					0,82		15,6	10,7
	24,6	16,2	18,4	14,4	13,40	14		
17					0,82		15,6	10,4
	22,8	17,3	18,4	14	13,40	13,8		
18					0,89		15,6	10,2
	20,2	16	14	12,5	13,73	13,8		
19					0,78		15,4	9
	16,4	14,4	13,6	11,7	13,75	13,8		
20					0,76		15,2	8,4
	16,2	14,1	12,2	11,7	14,12	13,8		
21					0,74		15	8
	15,8	14	12,8	11,4	12,09	13,6		
22					0,72		14,7	8
	15	13,9	12,6	11,2	11,76	13,4		
23					0,70		13,8	8
	14,2	13,8	12,2	10,8	11,44	13,3		
24					0,70		13,4	7,7
	13,7	13,7	11,8	10,6	11,44	13		

Tableau VI Relevés des Températures correspondantes
 au bureau chauffé à
 l'énergie solaire
 Temps variable : 31.3.77

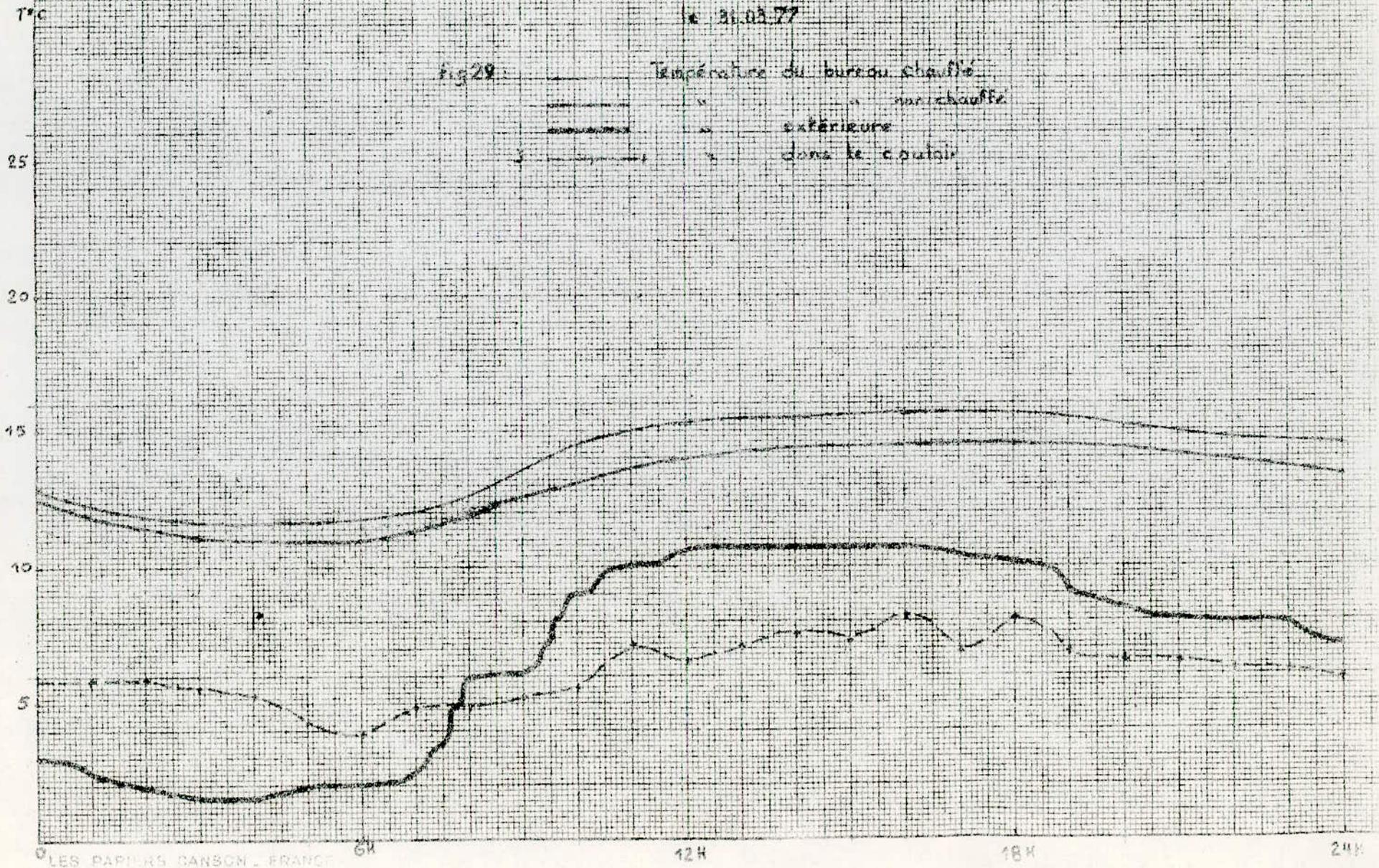




le 21.03.77

fig 29

Température du bureau chauffé
" " non chauffé
extérieure
dans le couloir



T_e °C

30

20

10

le 31-03-77

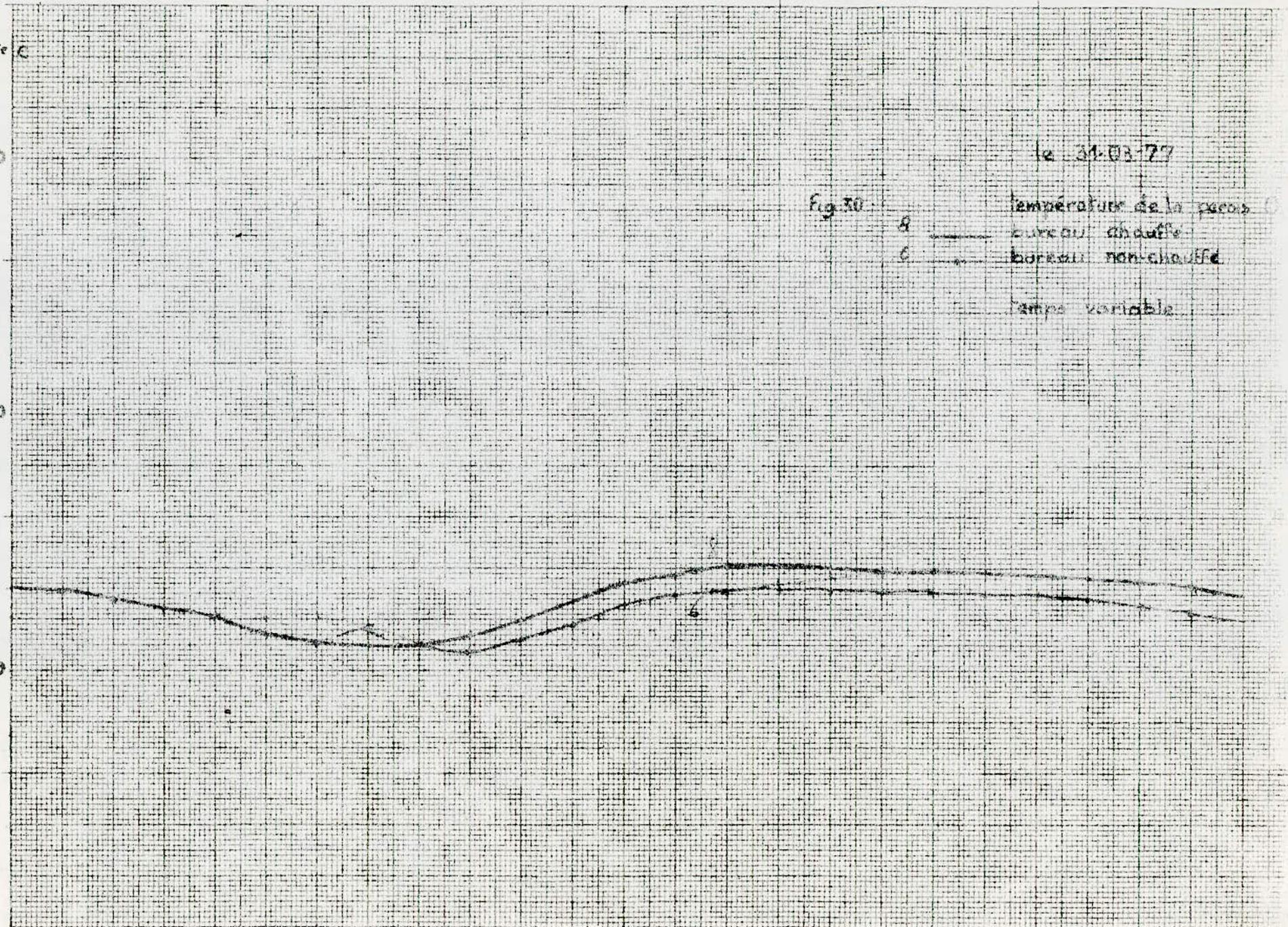
Fig. 30

température de la pièce

8 ——— bureau chauffé

6 ——— bureau non chauffé

temps variable



T°C

30. 5. 77

fig 31

1

Plafond du bureau chauffé

9

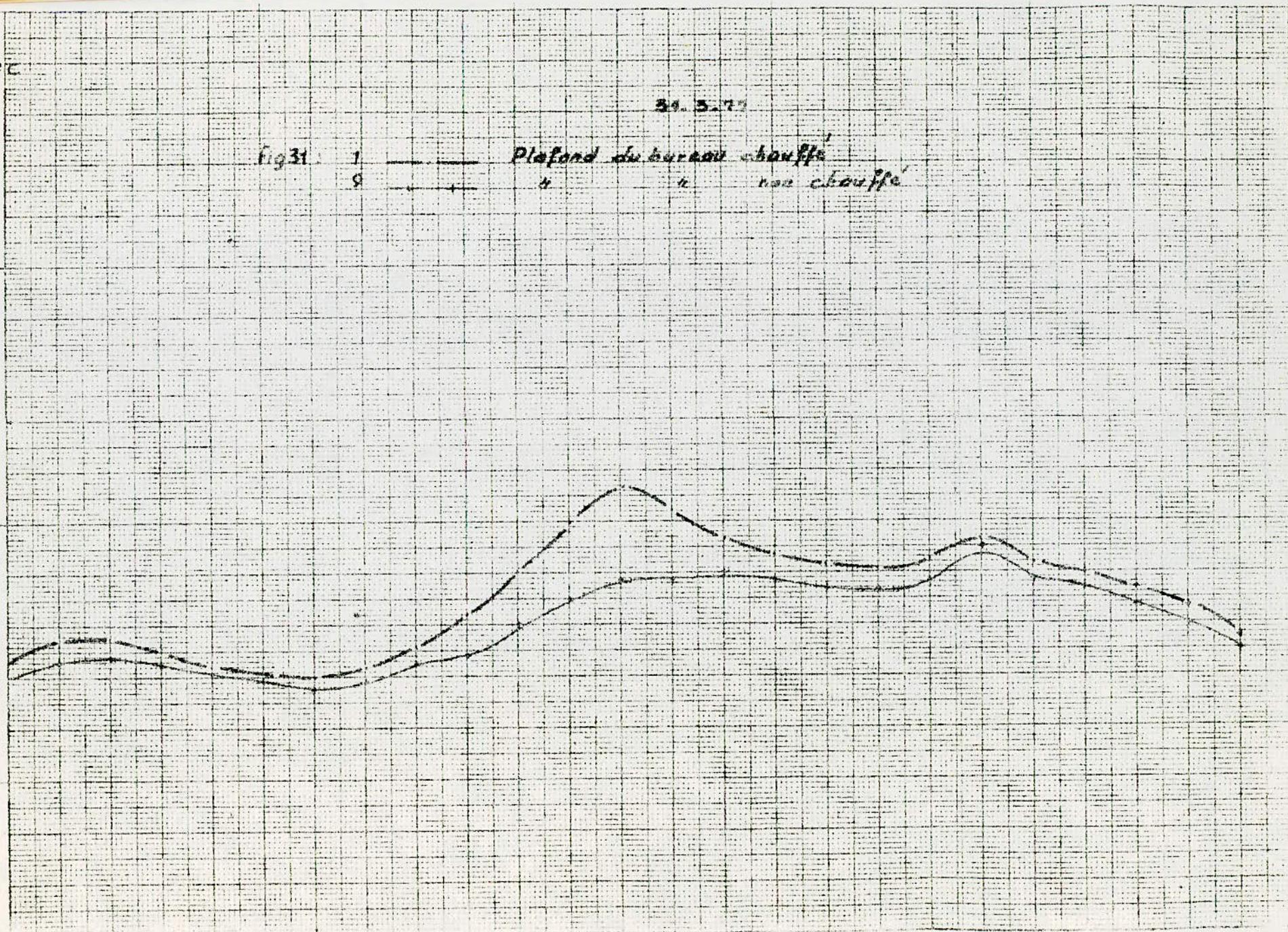
"

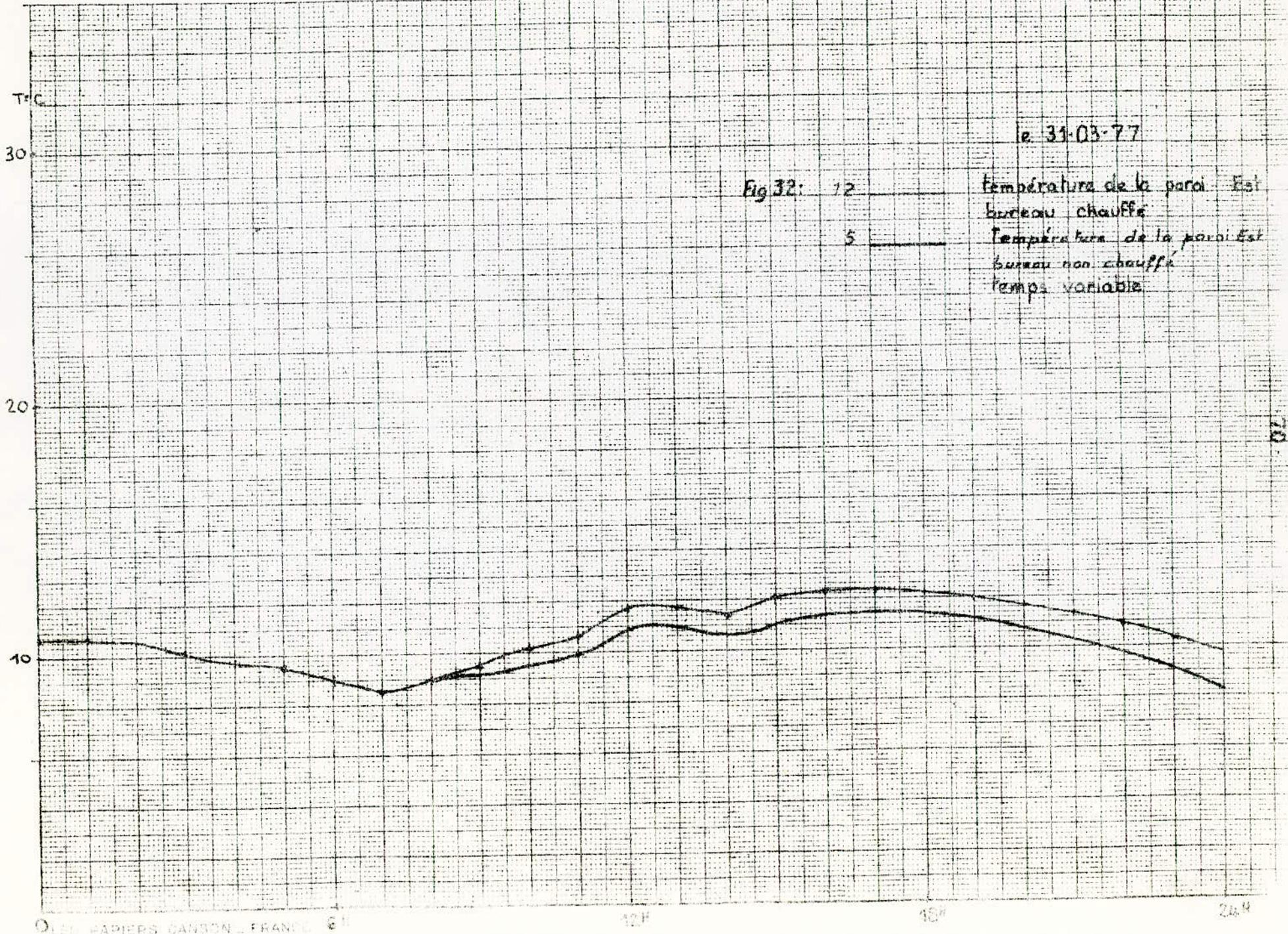
"

non chauffé

20

10





31. 3. 77

Fig 33

T°c intérieure du bureau non chauffé

T°c extérieure

T°c moyenne de la paroi sud (Bureau n°)

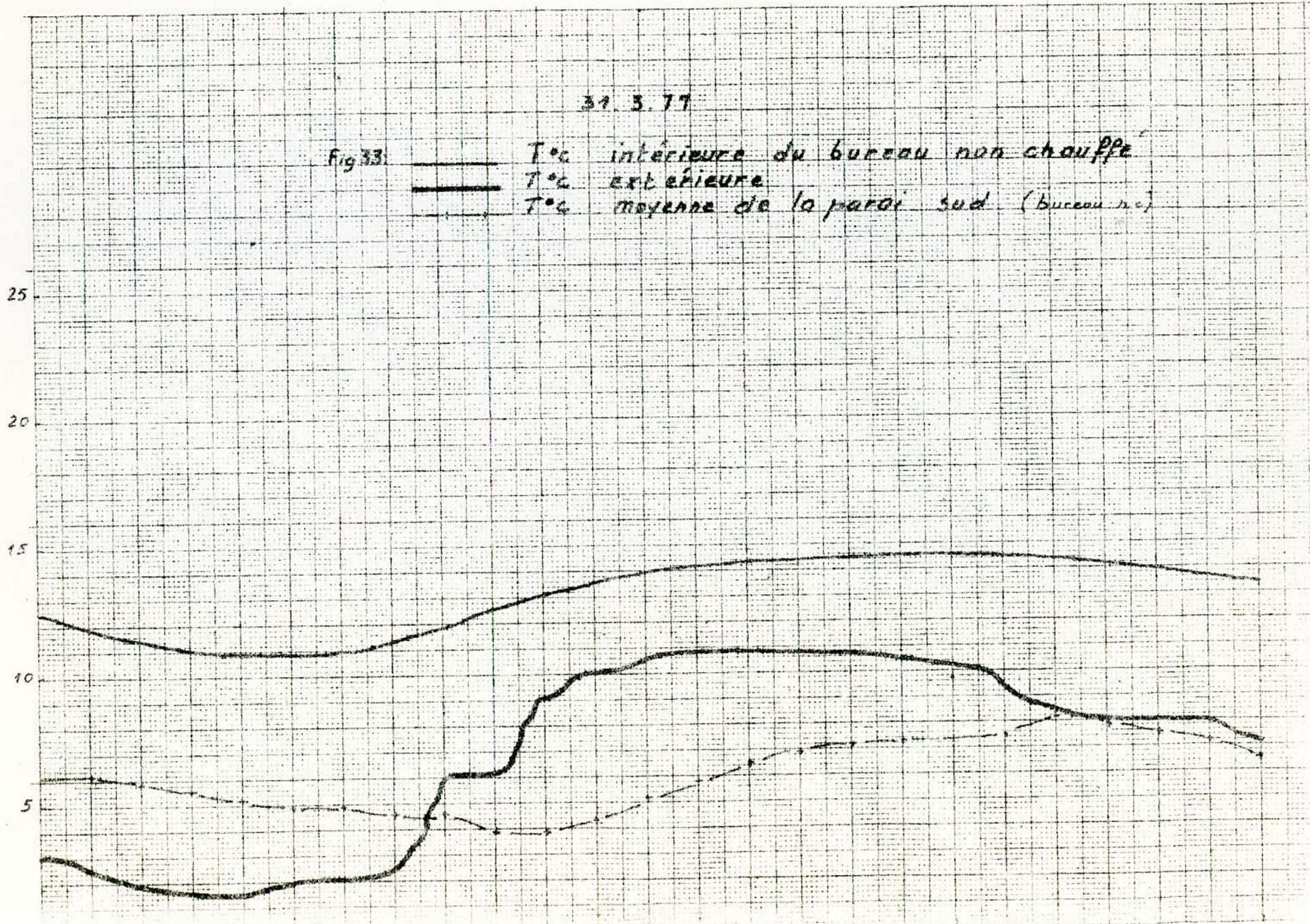
25

20

15

10

5



DATE	TEMPERATURE EXT			T°C bureau C.			T°C bureau N.C.			nbr d'heures d'ensoleillement 4/10 (h)	rayonnement (Joules/cm ² /h)
	MIN	MAX	MOY	MIN	MAX	MOY	MIN	MAX	MOY		
1/02/77	6,0	15,0	10,5	13,0	19,5	10,5	11,5	16,5	14,0		10079
2	7,0	14,5	10,75	13,0	18,0	15,5	12,5	16,0	14,25	53	12151
3	10,5	17,5	14,0	15,0	22,0	18,5	14,0	19,0	16,25	6,5	8936
4	14,0	18,5	16,25	17,0	19,0	18,0	15,0	18,0	17,0	27	11141
5	9,0	20,5	14,75	15,0	24,0	19,5	14,0	19,5	16,75	88	15015
6	9,5	16,5	13,0	17,0	22,0	19,5	15,0	19,0	17,0	85	12932
7	10,0	17,5	13,75	16,5	18,0	17,25	15,0	16,5	15,75	14	7695
8	10,5	18,0	14,25	15,0	20,0	17,5	14,0	18,0	16,0	53	12406
9	9,0	20,0	14,5	15,0	22,5	18,75	14,0	19,0	16,5	71	
10	10,0	21,0	15,5	16,0	19,0	17,5	14,5	17,5	16,0	34	8847
11	14,5	17,0	15,75	16,5			16,0	17,0	16,5	15	4262
12	9,0	20,0	14,5		19,0						12614
13	9,0	14,0	11,5	14,0	20,0	17,0					7320
14	10,5	14,5	12,5	15,5	18,0	16,75				16	5390
15	13,0	14,5	13,75	14,5	21,0	17,25	13,5	17,5	15,5	93	16060
16	4,5	15,5	10,0	14,0	21,5	17,25	12,5	18,0	15,25	100	17240
17	4,0	16,0	10,0	13,5	22,6	17,25	12,5	18,0	15,25	100	16710
18	5,0	16,0	10,5	14,0	18,5	16,25	13,0	16,5	14,75	48	10920
19	7,0	18,0	12,5	14,0	19,0	16,5	13,0	16,5	14,75	28	11320
20	15,0	21,5	18,25	17,0	23,0	20,0	16,0	20,0	18,0	65	12450
21	13,5	22,5	18,0	18,0	23,0	20,5	17,0	19,0	18,0	65	13530
22	9,5	17,0	13,25	16,5	20,0	18,25	15,0	18,0	16,5	41	8980
23	9,5	25,8	17,65	16,0	24,5	20,25	15,0	20,5	17,75		18413
24	9,0	17,2	13,10	16,5	19,0	17,25	15,5	17,0	16,25	78	7590
25	6,0	16,5	11,25	13,0	20,0	16,5	13,0	17,5	15,25		15110
26	6,0	18,8	12,4	15,0	23,0	19,0	14,0	19,0	16,5	89	18552
27	7,0	22,0	14,5	16,0	24,0	20,0	14,0	20,0	17,0	102	18216
28	11,5	20,0	15,75	17,0	23,0	20,0	16,0	20,0	18,0	70	18909
29											
30											

Bureau III Données Météorologique pour l'année 77
 Energie globale sur plan horizontal (J/cm²/h)
 Ensoleillement 4/10 h
 Température extérieure °C
 à ALGER

DATE	TEMPERATURE EXT.			T°C bureau C.			T°C bureau N.C.			nbr d'heures d'ensoleillement 1/10 h	rayonnement (Joules/cm²/h)
	MIN	MAX	MOY.	MIN	MAX	MOY	MIN	MAX	MOY		
1/03/77	8,0	17,0	12,5	17,0	23,5	20,75	15,0	20,0	17,5	78	19843
2	10,0	17,0	10,5	15,0	23,0	19,0	13,0	18,0	15,5		19689
3	6,0	21,0	13,5	15,5	23,5	19,5	13,0	19,5	16,25		20062
4	8,0	24,0	16,0	16,0	24,0	20,0	14,0	20,0	17,0		20018
5	7,5	21,0	14,25	16,5	24,0	20,25	14,5	20,0	17,25	107	30459
6	10,0	24,0	17,0	17,0	24,5	20,75	15,0	21,0	18,0	109	17498
7	7,5	22,0	14,75	17,0	24,0	20,5	15,0	20,5	17,75	97	18824
8	9,0	19,0	13,5	17,0	23,5	20,25	15,5	20,5	18,0	93	13971
9	12,0	17,0	14,5	17,5	23,0	20,25	16,0	20,0	18,0	71	20327
10	14,0	18,0	16,0	18,0	23,0	20,5	17,0	20,0	18,5	44	19360
11	10,5	23,5	17,0	17,0	23,5	20,25	15,5	20,0	17,75	96	21668
12	11,5	19,5	16,0	18,0	23,5	20,75	17,0	20,5	18,75	105	18726
13	8,0	20,0	14,0	16,5	23,0	19,75	15,0	20,0	17,5	106	22200
14	6,0	20,0	13,0	15,5	23,0	19,25	14,0	20,0	17,0	103	15320
15	6,5	18,0	12,25	15,0	23,0	19,50	13,5	19,0	16,25	91	21155
16	6,0	22,0	14,0	16,0	25,0	20,25	14,0	20,0	17,0	104	19023
17	10,5	21,5	16,0	18,0	24,0	21,0	15,0	20,0	17,5	78	22622
18	10,25	19,0	14,5	18,0	23,0	20,5	16,5	21,0	18,75	61	16585
19	8,5	20,0	14,25	17,0	24,0	20,25	15,0	20,0	17,5	93	19111
20	9,0	20,0	14,5	17,0	23,0	20,0	15,0	19,5	17,25	76	
21	10,5	20,5	15,5	18,0	23,5	20,75	16,0	21,0	18,5	81	
22	10,0	18,0	14,0	18,5	23,0	20,75	16,0	20,0	18,0	66	
23	9,0	19,0	14,0	18,0	23,0	20,5	16,0	20,5	18,25	90	20070
24	6,0	17,5	11,75	19,0	23,5	20,25	15,0	20,0	17,5	92	23709
25	5,0	19,0	12,0	17,0	23,5	20,25	15,0	20,0	17,5	100	23910
26	5,5	20,0	12,75	16,5	23,0	19,75	15,0	20,5	17,75	90	21452
27	6,5	21,0	13,75	18,5	23,0	20,75	16,5	20,5	18,5	71	17021
28	10,0	21,0	16,5	18,0	24,0	21,0	16,0	18,5	17,25	83	19917
29	9,5	12,5	10,5	16,0	20,0	18,0	14,0	17,0	15,50	2	1254
30	3,0	9,5	6,25	13,0	16,0	14,5	12,5	15,5	14,0	18	9261
	12,5		10,5	15,5	18,5	17,0	13,0	17,0	15,0	20	17936

Energie globale sur plan horizontal (J/cm²/h)
 Ensoleillement 4/10 h
 Température extérieure °C
 ALGER

Tableau III - Observations météorologiques pour Mars 1977 - Alger

4.2.1.1. - Calcul des pertes vers l'extérieur:

Pour ce calcul nous avons besoin de connaître les Températures des deux vitres (intérieure et extérieure).

Soit à un instant t donné, la paroi du mur est portée à la Température T_{pe} , la vitre intérieur à la Température T_{vi} , la vitre extérieure à la Température T_{ve} tandis que l'air extérieur est à la Température T_e .

On écrit l'équilibre thermique du double vitrages (voir fig:30)

- équilibre de la vitre intérieure:

$$\begin{aligned} \tau \phi_u + 0,1 \tau^2 \phi_u + \varepsilon \sigma T_{pe}^4 + \varepsilon \sigma T_{ve}^4 + 0,15 \varepsilon \sigma T_{vi}^4 \\ = \tau^2 \phi_u + (\tau \phi_u + 0,1 \rho \tau^2 \phi_u + 0,1 \tau^3 \phi_u + 2 \varepsilon \sigma T_{vi}^4 + 0,15 \varepsilon \sigma T_{pe}^4 + 0,15 \varepsilon \sigma T_e^4) \end{aligned}$$

Par contre les quantités absorbées par le vitrage :

$$\alpha \tau \phi_u + 0,1 \alpha \tau^2 \phi_u + 0,85 (\varepsilon_p \sigma T_{pe}^4 + \varepsilon \sigma T_{ve}^4)$$

servent à augmenter sa Température de ΔT un instant $t+dt$ plus tard.

- équilibre de la vitre extérieure:

$$\begin{aligned} \phi_u + \varepsilon_v \sigma T_{vi}^4 + \sigma T_e^4 + 0,15 \varepsilon_v \sigma T_{ve}^4 \\ = \tau \phi_u + 2 \varepsilon_v \sigma T_{ve}^4 + 0,15 \sigma T_e^4 + 0,15 \varepsilon_v \sigma T_{vi}^4 \end{aligned}$$

Les quantités: $\alpha \phi_u + 0,85 (\varepsilon_v \sigma T_{vi}^4 + \varepsilon \sigma T_e^4)$ servent à augmenter la Température du vitrage extérieure de T' un instant $t+dt$ plus tard.

On tire des deux équations précédentes les expressions suivantes pour les Températures des deux vitres:

$$T_{vi} = \sqrt[4]{20^6 \phi_u + 0,3 T_e^4 + 0,6 T_{pe}^4}$$

$$T_{ve} = \sqrt[4]{1,46 \cdot 10^6 \phi_u + 0,65 T_e^4 + 0,28 T_{pe}^4}$$

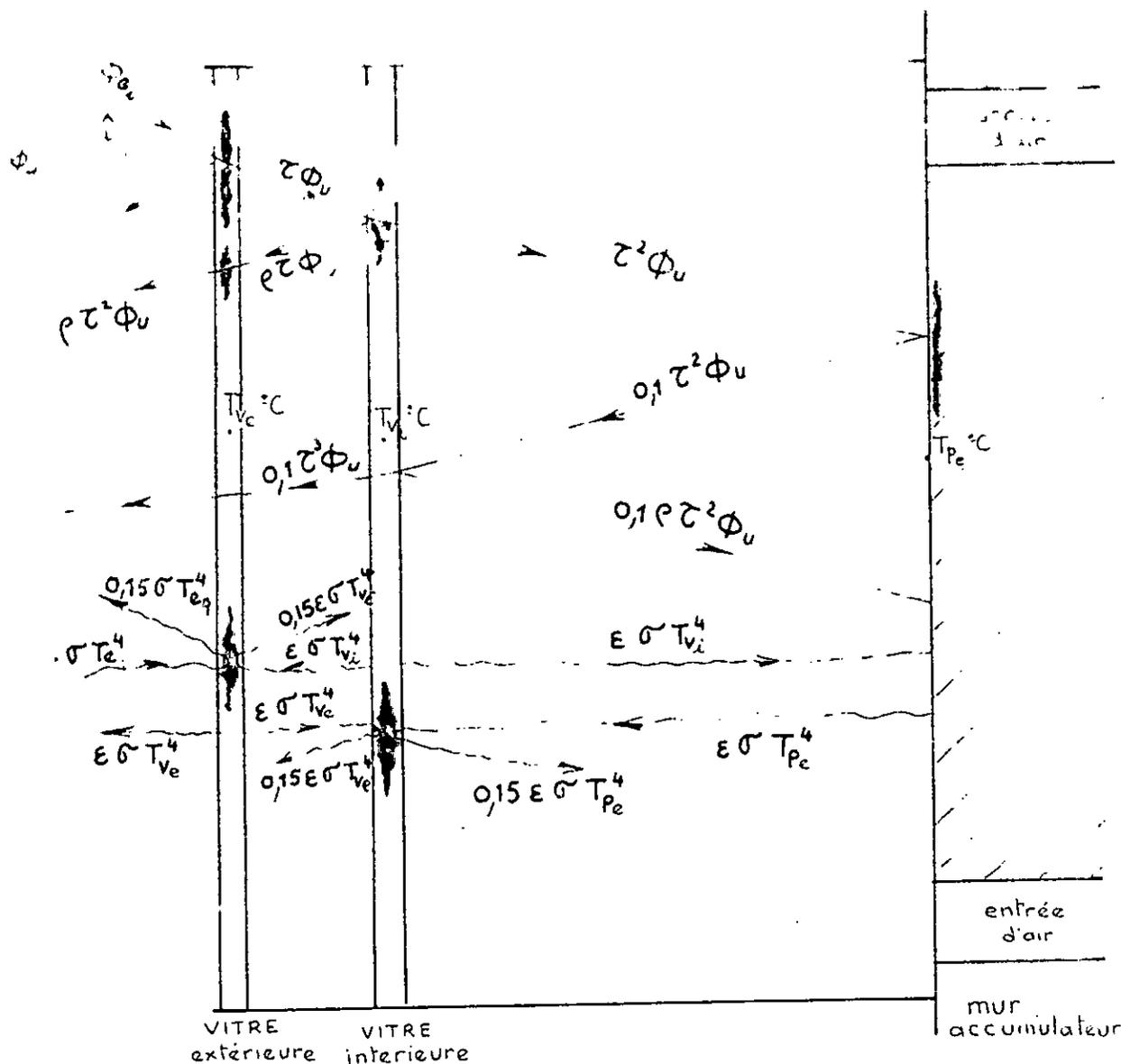


Fig 32: SCHEMA DE TRANSMISSION DES DIFFERENTS RAYONNEMENTS

TABEAU XI

	α Coefficient d'absorption	ρ Coefficient de réflexion	τ Coefficient de transparence	facteur d'émission pour le rayl therm
verre	0,052	0,078	0,87	0,92
parpin	0,9	0,1	0	0,90

pour les matériaux transparents

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

pour les matériaux opaques

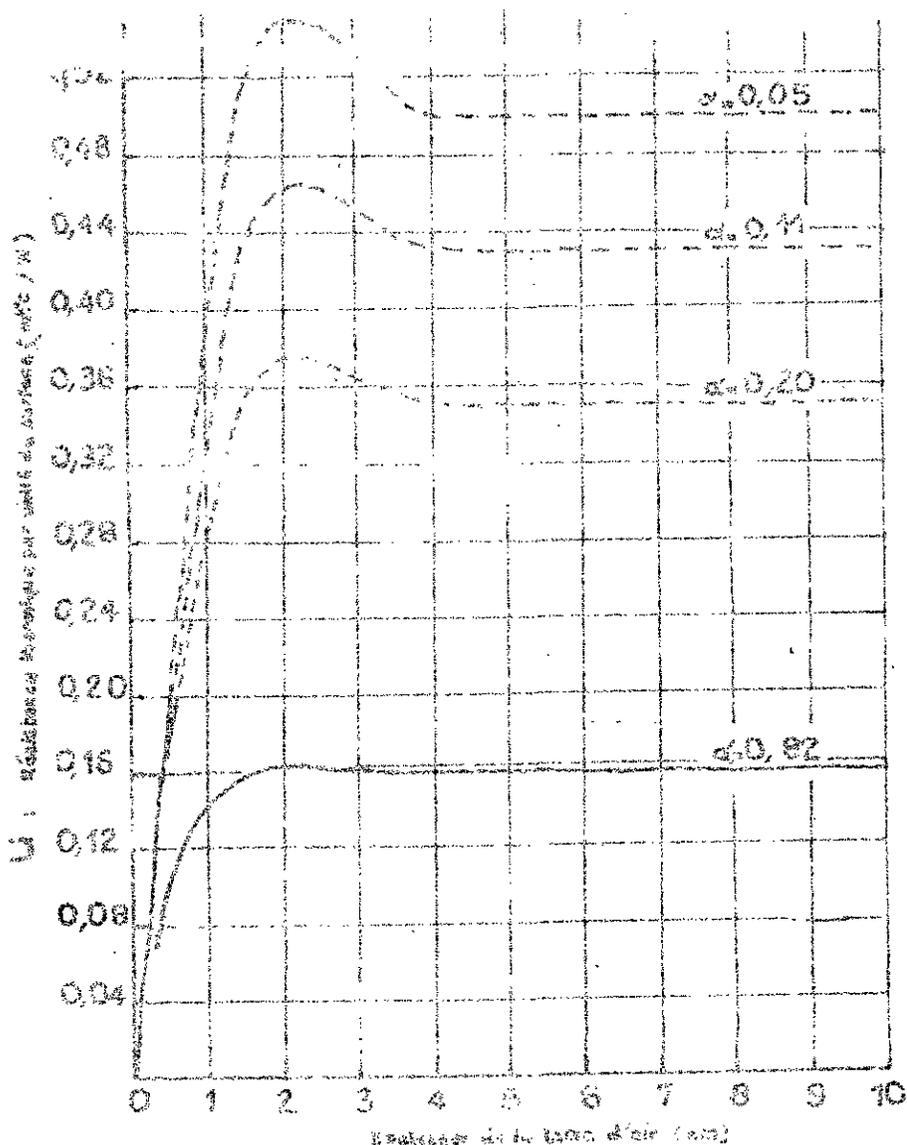


Fig. 33

Forme type du bloc		Épaisseur de fabrication (cm)										
		15 (15)	20 (20)	25 (25)	30 (30)	35 (35)	40 (40)	45 (45)	50 (50)	55 (55)	60 (60)	65 (65)
	$k_e (m/s/m)$	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13					
	$\alpha (g/m^3)$	135	145	155	165	175	185					

TABLEAU 12

Blocs creux en béton de sable et gravillon

Le flux de chaleur perdu à travers le vitrage extérieur :

$$\text{durant la journée: } \phi_p = h_e (T_{ve} - T_e) + \epsilon \sigma (T_{ve}^4 - T_{eq}^4)$$

avec $T_{eq} \text{ } ^\circ\text{K} = T_e \text{ } ^\circ\text{K} - 10^\circ$ en temps normale

- 14 à 16° en Été

- 6° en hiver.

$$\text{durant la nuit: } \phi_p = h_e (T_{ve} - T_e) + \epsilon \sigma (T_{ve}^4 - T_{vc}^4)$$

avec T_{vc} la température de la voûte céleste.

- h_e : étant le coefficient de convection entre l'air extérieur et le capteur, donné par la formule suivante :

$$h_e = 1,77 \sqrt[4]{T_{ve} - T_e}$$

Les pertes extérieures sont diminuées par la lame d'air (isolant) emprisonnée entre le double vitrage dont sa résistance thermique utile R_u est donnée par le graphique de la figure 33.

La résistance thermique de l'ensemble double vitrage et lame d'air est donnée par la formule qui suit :

$$U = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right) + R_u + \frac{2 \cdot e}{\lambda}$$

$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$ dépend du mouvement convectif de la lame d'air .

e : épaisseur du vitrage .

λ : conductibilité thermique du verre .

R_u : dépend de l'épaisseur de la lame et d'un coefficient α

avec :

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$$

α_1 et α_2 sont les pouvoirs absorbants des deux vitres pour les

grandes longueur d'onde : $\alpha_1 = \alpha_2 = \epsilon = 0,92$

$$U = 3,2 \text{ m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$$

4.2.1.2. Flux de chaleur transmis par thermocirculation de l'air :

Le flux de chaleur pris par thermocirculation de l'air peut être calculer de deux manières différentes :

- en mesurant le débit d'air qui sort des ouvertures supérieures du capteur, et la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.

Nous ne pouvant pas utiliser cette méthode car nous ne disposant d'aucun appareil de mesure qui nous permet de calculer le débit d'air .

$$\phi_a = \dot{m} \cdot C_p (T_{as} - T_{ae})$$

avec : \dot{m} = débit d'air (Kg/s)

C_p = Chaleur massique de l'air (Kcal/ Kg.°C)

$(T_{as} - T_{ae})$ = Différence de température d'air entre la sortie et l'entrée .

- On calculera le coefficient de convection \bar{h} à partir des nombres sans dimensions : Nu , Gr , Pr et des équations de la fig : 11 .

$$\phi_a = \bar{h} (T_{pe} - T_{ae})$$

avec : T_{pe} = Température de la paroi exposée .

unité de ϕ_a : (W / m²) si \bar{h} (W / m² .°C)

(Kcal/h.m².°C) si \bar{h} (Kcal/h.m².°C)

4.2.1.3. - Flux de chaleur échangé par
la paroi intérieure :

Ce flux se compose en deux flux :

- le flux échangé par convection

$$\phi_c = \bar{h} (T_{pi} - T_a)$$

- le flux échangé par rayonnement

$$\phi_r = \epsilon \cdot \sigma (T_{pi}^4 - T_a^4)$$

avec : T_{pi} = Température de paroi interne du capteur.

T_a = Température moyenne de l'air .

ϵ = émissivité du mur au grande longueur d'onde

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} (W / m^2 \cdot ^\circ K^4)$$

$$\bar{h} = 1,77 \sqrt[4]{T_{pi} - T_a}$$

4.2.1.4. - L' énergie accumulée par le mur :

L'énergie stockée par le mur sera dissipée dans le volume à chauffer par convection et par rayonnement le long de sa surface intérieure plus tard .

4.2.1.5. - Calcul du flux récupéré et du
rendement instantané

Le flux récupéré sera égal à la somme du flux pris par l'air et les flux échangés par la paroi interne et l'air ambiant .

$$\phi_{ré} = \phi_a + \phi_c + \phi_r$$

le rendement instantané : $\eta = \frac{\phi_{ré}}{\phi_u}$

L'énergie récupérée par unité de surface en 24h :

$$E_{ré} = \sum_{i=1}^{24} (\phi_{ré})_i$$

L'énergie fournie au local par le capteur en 24 h :

$$E_f = E_{ré} \times S$$

- S : étant la surface du capteur à air chaud .

APPLICATION NUMERIQUE :

Nous donnant une application illustrant les calculs à faire.

A midi nous avons : $T_e = 290^\circ\text{K}$, $T_{pe} = 337^\circ\text{K}$, $T_{pi} = 298^\circ\text{K}$ et $T_a = 296^\circ\text{K}$

$$\phi_G = 866 \text{ W/m}^2 \text{ sur un plan horizontal.}_B$$

$$\phi_d = I_o \cdot C \cdot \sin h \left(0,27 - 0,29 A \cdot e^{-\frac{h}{\sin h}} \right)$$

$$\phi_d = 1380 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,09 = 95 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_D = \phi_G - \phi_d = 771 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_{Di} = \frac{\phi_D}{\sin h} = 964 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_{Gi} = \phi_{Di} + \frac{1}{2} \times 0,8 \phi_d = 1000 \text{ W/m}^2$$

$$\phi_u = \phi_{Gi} (\cos f + 0,09) = 920 \text{ W/m}^2$$

$$\text{d'où } T_{vi} = 322^\circ\text{K} \text{ et } T_{ve} = 312^\circ\text{K}$$

$$\text{le flux de chaleur perdu sera : } \phi_p = 218 \text{ W/m}^2$$

le flux de chaleur pris par l'air :

$$\text{Gr.Pr} = 1,43 \cdot 10^{10} \text{ (le régime est Turbulant)}$$

$$\text{d'où } Nu = 250 \text{ et } \bar{h} = 4 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\phi_a = 164 \text{ W/m}^2$$

le flux de chaleur échangé par convection à l'intérieure: $\phi_c = 4 \text{ W/m}^2$

le flux échangé par rayonnement : $\phi_r = 16 \text{ W/m}^2$

ANNEXE

LE RAYONNEMENT TERRESTRE

Le rayonnement d'origine terrestre, bien qu'il produise des éclaircissements énergétiques moins importants que le rayonnement solaire, ne doit pas être négligé dans l'évaluation des échanges radiatifs naturels. Son influence se fait surtout sentir dans les échanges thermiques au voisinage du sol. Le rayonnement terrestre comporte deux composantes principales:

-- le rayonnement thermique de l'atmosphère qui, au sol, est grossièrement assimilable, dans le cas d'une atmosphère humide, à celui d'un corps noir à la température sous abri mesurée dans les stations météorologiques. Il existe d'ailleurs des formules, développées par divers auteurs, qui donnent une évaluation plus précise de ce rayonnement à partir de la température de l'air ou de la tension de vapeur d'eau. On peut estimer que les résultats obtenus à l'aide de ces formules sont aussi précis que ceux obtenus par des mesures directes, compte tenu des techniques de mesure actuellement utilisables. Ces résultats sont cependant suffisants eu égard à la précision couramment demandée par la majorité des utilisateurs.

-- le rayonnement thermique du sol, qui est à la base de certains phénomènes importants principalement pour l'agriculture et la météorologie tels que certains types de gelées ou de dégelées.

Référence : COMPTES Décembre 1973 n° 2

par G. LAMBOLEY et J.L. PLAZY
Division des Travaux météorologiques
Observatoire Leon Teisserenc de Bort. Trappes.

Le flux récupéré sera : $\phi_{ré} = 164 + 4 + 16 = 184 \text{ W/m}^2$

Le rendement instantané : $\frac{184}{920} = 0,20$

La puissance instantanée du capteur : $P = \phi_{ré} \cdot S = 828 \text{ Watts}$.

RESULTATS DES BILANS THERMIQUE :

Pour la journée du 24 Mars 1977 (temps ensoleillé mais assez froid)

l'énergie fournie en 24h par le capteur :

$$E_f = 1,806 \times 4,5 = 8,13 \text{ KWh}$$

l'énergie reçu par le capteur solaire :

$$E_c = 29,21 \text{ KWh}$$

le rendement journalier : $\eta = \frac{E_f}{E_c} = 0,28$

Pour la journée du 31 Mars 1977 (temps variable succédant à deux journées sans soleil).

l'énergie fournie en 24 h par le capteur :

$$E_f = 1764 \text{ Wh}$$

l'énergie reçu par le capteur solaire :

$$E_c = 22.397 \text{ Wh}$$

le rendement journalier : $\eta = 0,08$

H	T_{pi} (°C)	T_{a} (°C)	h_i (W/m ² ·°C)	T_c (°C)	T_m	G_p	\bar{N}_u	Régime	\bar{h} (W/m ² ·°C)	Q_d	Q_{ci}	Q_r	ΣQ	e_{24h}
1	296	293	201	4,5	20	$1,545 \cdot 10^3$	141	Transitoire	1,62	7,30	6,04	15,64	20	"
2	295	292	200	4,5	20	$1,545 \cdot 10^3$	141		1,52	7,30	6,04	15,48	20	"
3	294	292	1,82	4	19	$1,540 \cdot 10^3$	140		1,60	6,40	3,64	10,27	20,30	"
4	293	291	1,82	4	18	$1,527 \cdot 10^3$	139		1,61	6,24	3,64	10,16	20,24	"
5	292	291	1,53	5	17	$1,522 \cdot 10^3$	139		1,72	8,60	1,65	6,06	15,20	"
6	292,5	290	1,92	5	16	$1,521 \cdot 10^3$	132		1,81	6,55	4,01	12,60	23,95	0,014
7	292	290	1,82	5	16	$1,520 \cdot 10^3$	137		1,54	7,70	3,64	10,00	24,34	0,083
8	291,5	290	1,79	12	20	$1,511 \cdot 10^3$	161		2,34	28,08	0,65	2,52	31,25	0,065
9	292,5	292,5	0,00	18,5	23	$1,047 \cdot 10^3$	177		2,59	47,91	0,00	0,00	47,91	0,069
10	293,5	293,5	0,00	21,5	27	$1,46 \cdot 10^3$	193		2,85	78,65	0,00	0,00	78,65	0,044
11	295,5	294,5	1,53	36,5	33	$1,51 \cdot 10^3$	204	3,05	141,32	1,53	5,24	148,09	0,123	
12	298,5	295,5	1,92	41,5	37	$2,016 \cdot 10^3$	209	3,	130,30	1,20	12,33	142,53	0,153	
13	300,5	296	1,46	44	32	$2,14 \cdot 10^3$	212	3,14	188,92	6,57	24,37	170,80	0,183	
14	302,5	296,5	2,39	41,5	32,5	$1,997 \cdot 10^3$	208	3,18	136,20	14,34	32,90	177,54	0,242	
15	304	297	2,54	37	31	$1,722 \cdot 10^3$	202	3,14	114,00	11,78	38,78	157,46	0,300	
16	304,5	297	2,61	30	29	$1,522 \cdot 10^3$	197	3,00	87,90	22,19	47,44	157,53	0,620	
17	305	296,5	2,61	21	27	$1,14 \cdot 10^3$	169	2,95	56,28	22,19	47,21	125,68	2,327	
18	304	296	2,57	15	25	$1,22 \cdot 10^3$	167	2,68	36,90	20,56	44,40	101,56	"	
19	303	295,5	2,53	14	24	$1,31 \cdot 10^3$	137	2,46	24,00	18,99	44,03	84,02	"	
20	301,5	295,1	2,44	7	23	$1,13 \cdot 10^3$	113	2,02	11,62	15,88	35,23	62,70	"	
21	300	294,5	2,34	6	23	$1,82 \cdot 10^3$	114	1,66	11,00	12,84	29,49	52,38	"	
22	299	294	2,29	4,5	21	$1,55 \cdot 10^3$	110	1,57	7,20	11,44	26,60	45,24	"	
23	298	293,5	2,23	4,5	21	$1,55 \cdot 10^3$	110	1,60	7,30	10,03	23,76	41,00	"	
24	297	293	2,16	4,5	20	$1,545 \cdot 10^3$	111	1,60	7,30	8,65	20,96	36,90	"	

N°13 Tableau de calcul des gains d'énergie (Wh/m²)
 temps ensoleillé : 24.3.77

H	Q_u	$T_{ex_{out}}$	T_{pe}	T_{vi}	T_{vex}	h_e	$Q_{P_{conv}} = h_e(T_{vex} - T_{vi})$	$Q_{P_{cond}} = \frac{1}{R}(T_{vi} - T_{vex})$	$Q_{P_{ray}} = \sigma \epsilon (T_{vex}^4 - T_{ext}^4)$	$\sum Q = Q_u + Q_{P_{conv}} + Q_{P_{cond}} + Q_{P_{ray}}$
1	0	282	296,5	284	281	1,53	0	9,38	165	165
2	0	282	295	283	281	1,53	0	6,25	165	165
3	0	280	294	282	277	1,53	0	0,38	156	156
4	0	280	292,5	281	279	1,53	0	6,25	156	156
5	0	298	292,5	280	278	0	0	0,25	152	152
6	39	278	292	281	278	0	0	9,38	152	152
7	230	280	293	284	283	0,02	0,06	3,12	174	174
8	480	284	303	294	290	2,39	14,54	12,50	28	42
9	699	288	311	303	301	2,04	37,83	0,25	68	106
10	841	289	321	312	308	3,24	54,87	18,75	91	144
11	958	290	331	318	311	3,28	38,88	24,88	116	185
12	971	290	337	326	313	3,35	71,05	40,63	129	206
13	902	290	340	324	313	3,35	77,05	34,38	123	200
14	734	290	338	322	311	3,28	68,88	37,50	116	185
15	558	290	333	317	307	3,41	52,87	31,25	92	145
16	254	289	328	310	300	2,79	38,69	31,25	57	88
17	54	289	318	302	294	2,29	11,45	25,00	25	35
18	0	298	311	296	290	1,82	3,64	18,75	208	212
19	0	286	307	293	287	1,60	3,20	15,63	193	195
20	0	285	304	290	286	1,63	1,63	12,50	188	190
21	0	284,5	302	289	285	1,29	0,64	12,50	183	184
22	0	284	300	287	284	0	0	9,38	179	179
23	0	283,4	298	296	283	1,29	0	9,38	175	175
24	0	283	297	285	282	1,53	0	9,38	170	170

M14 Tableau de calcul de pertes d'Énergie (Wh/m²)
 Temps ensoleillé: 24 3.77

H	T_{pi} (°K)	T_o (°K)	h_i (W/m ² °K)	$T-T_o$ (°K)	T_m (°K)	G_p	Nu	Régime	\bar{h} (W/m ² °K)	Φ_{ci}	Φ_{ce}	Φ_r	$\Sigma \Phi$
1	286,8	285,2	1,72	2,4	10,9	1,62 · 10 ⁸	119,33	transitoire	1,45	3,48	2,75	7,64	13,87
2	286	284,5	1,50	2,6	10,7	1,75 · 10 ⁸	113,65		1,48	3,85	1,92	5,69	11,46
3	285,8	284,6	1,50	2,3	10,4	1,65 · 10 ⁸	112,53		1,43	3,29	1,92	5,58	10,80
4	285,4	284,5	1,45	2,3	9,5	1,55 · 10 ⁸	110,66		1,44	3,31	1,16	3,76	8,25
5	286,4	284,6	1,02	5	8,6	3,46 · 10 ⁸	137,38		1,73	8,95	-0,10	-0,44	7,85
6	283,8	284,8	1,53	3,8	8,5	2,65 · 10 ⁸	123,56		1,60	6,08	-1,53	-4,63	-0,14
7	284,7	285	1,13	4,7	8,4	3,25 · 10 ⁸	133,89		1,74	8,18	-0,79	-3,12	5,97
8	284	285,5	1,59	8,7	11	5,44 · 10 ⁸	164,82		2,14	17,33	-2,54	-11,7	1,72
9	284,2	286,5	1,82	7	12	4,65 · 10 ⁸	154,64		2,04	14,01	-4,32	-10,80	-1,11
10	285,7	287,5	1,77	14,5	14,3	9,34 · 10 ⁸	204,35		2,66	38,57	-3,19	-8,55	26,74
11	286,6	288	1,66	17	17,8	1,04 · 10 ⁹	213,48	2,70	47,20	-2,33	-5,78	38,15	
12	286,9	288,4	0,86	17,6	18,2	1,10 · 10 ⁹	218,47	2,84	49,98	0,09	0,98	51,05	
13	289,4	288,4	1,57	13	17	8,06 · 10 ⁸	192,65	2,50	32,5	1,72	4,92	39,14	
14	289,4	288,4	1,57	14	16	8,8 · 10 ⁸	199,59	2,59	36,26	1,72	4,92	42,9	
15	290,4	288,6	1,77	14,5	16,7	9,25 · 10 ⁸	204,60	2,32	37,99	3,19	8,91	50,09	
16	289,2	288,6	1,45	10,1	16,6	6,24 · 10 ⁸	174,55	2,27	22,93	1,16	2,95	27,04	
17	290,4	288,6	1,77	8,4	16,4	5,25 · 10 ⁸	162,33	2,41	27,72	3,19	8,91	29,82	
18	289	288,6	1,22	8	13,6	5,2 · 10 ⁸	161,71	2,10	16,8	0,49	1,97	19,26	
19	287,5	288,6	1,53	4,8	12,6	3,47 · 10 ⁸	132,55	1,72	8,26	-1,53	-5,37	1,32	
20	287	288,2	1,60	4,9	12,4	3,24 · 10 ⁸	133,79	1,74	8,53	-1,92	-5,83	0,78	
21	287	288	1,53	4,4	12	2,92 · 10 ⁸	128,34	1,67	7,35	-1,53	-4,85	0,97	
22	286,8	287,6	1,45	3,8	11,9	2,53 · 10 ⁸	121,42	1,58	6	-1,16	-3,87	0,97	
23	286,8	287,6	1,45	3	11,5	2,00 · 10 ⁸	110,48	1,44	4,32	-1,16	-3,87	-0,71	
24	286,8	287,5	1,40	2,4	11	1,62 · 10 ⁸	111,29	1,45	3,48	-0,98	-3,38	-0,88	

N°15 Tableau de calcul des gains d'Énergie (Wh/m²)
 Temps variable : 31.3.77

4.4. - AUTRES METHODES DE CALCUL.

4.4.1. Calcul des déperditions :

Dans cette partie nous calculerons les déperditions une fois du local chauffé à l'énergie solaire avec son environnement (l'extérieur, les locaux environnants, etc ...); une deuxième fois les déperditions du local non chauffé avec son milieu environnement. Ce local est séparé du précédent par deux autres locaux, ceci pour éviter qu'il ait une influence du local chauffé sur le local témoin (non chauffé).

4.4.1.1. - Définitions :

- Le coefficient G d'un local est égale aux déperditions thermiques de ce local pour un degré d'écart de température entre l'extérieur et l'intérieur, divisées par son volume habitable. Il est exprimé en $(W/m^3 \cdot ^\circ C)$.

- La surface habitable d'un local est la surface de plancher construite, après déduction des surfaces occupées par les murs, cloisons, marches et cages d'escaliers, gaines, ébrasements de portes et de fenêtres.

- Le volume habitable correspondant au total des surfaces habitables est la somme des produits de chaque surface habitable par sa hauteur sous plafond :

$$V_h = \sum_{i=1}^n S_i \times H_i$$

- Le coefficient "G" d'un local est donné par la formule :

$$G = \frac{\sum d}{V_h}$$

d : représente la somme des déperditions du local

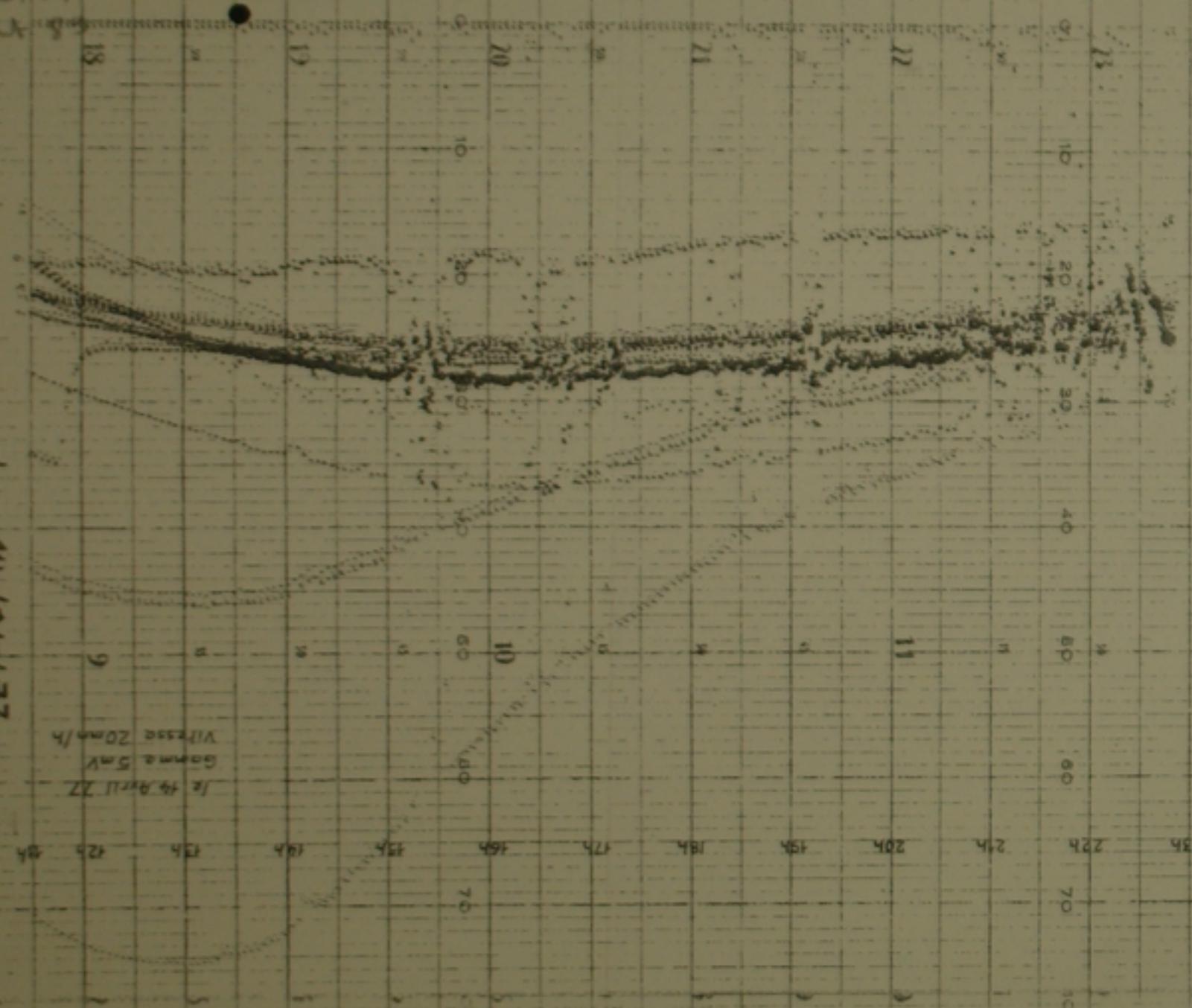
- Ces déperditions comprennent :

•- Les déperditions par transmission à travers les parois en contact avec l'extérieur, un vide sanitaire ou le sol, pour une différence de Température de $1^\circ C$ entre le volume habitable et l'extérieur.

PM009177

April 18

Le 14 104177
Game 5mV
V = 20 mpm/h

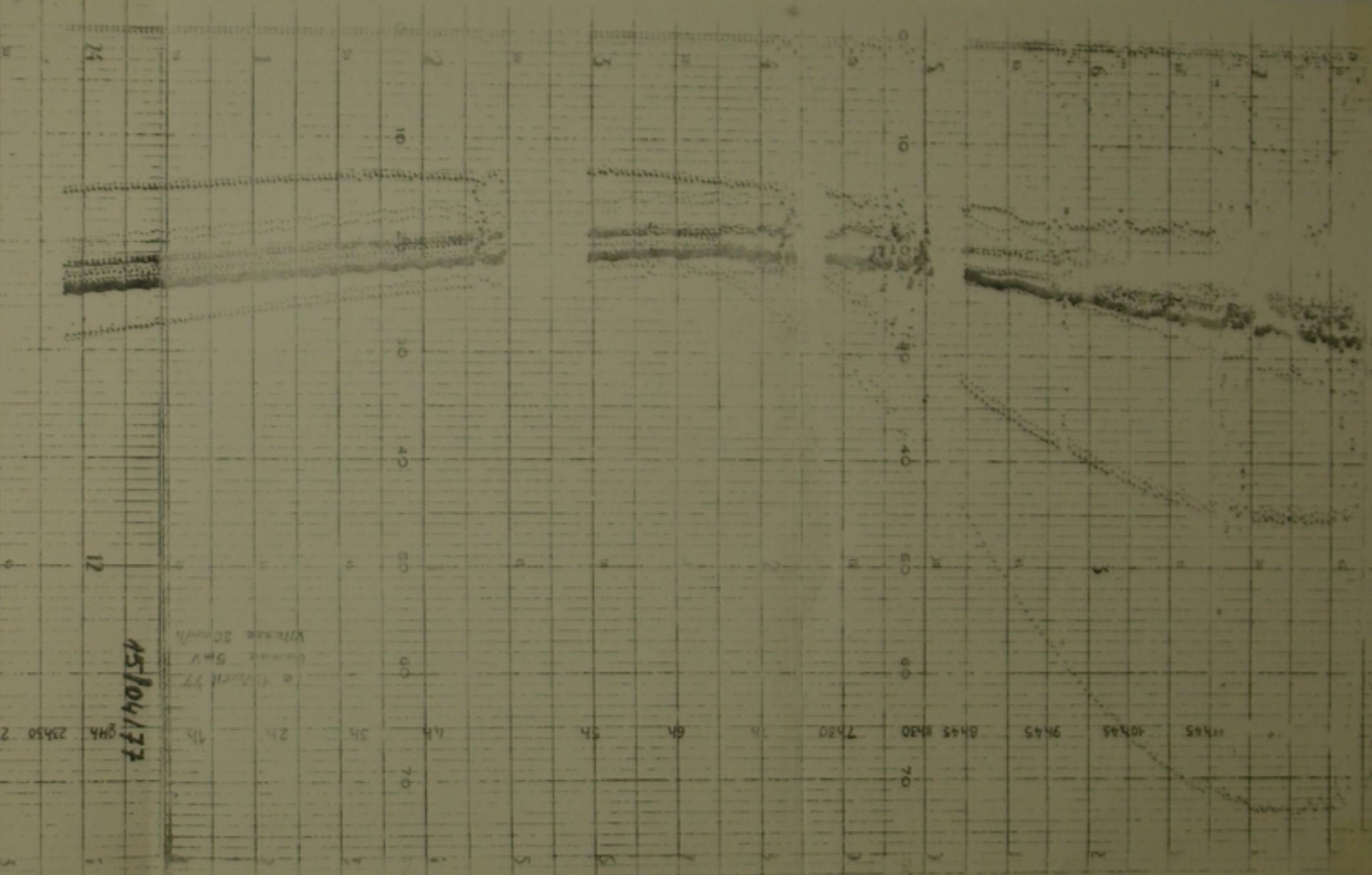


Le 14 April 77
Game 5mV
Vitesse 20 mpm/h

PM009177

April 18

Le 14 104177
Game 5mV
V = 20 mpm/h



Le 14 April 77
Game 5mV
Vitesse 20 mpm/h

- Les déperditions par transmission à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés.
- Les déperditions par renouvellement d'air pour un différence de température de 1°C entre le volume habitable et l'extérieur.

4.4.1.2. - C o é f f i c i e n t s d e t r a n s m i s s i o n d e s p a r o i s e n c o n t a c t a v e c l e s o l .

On utilise ici la notion du coefficient de transmission thermique linéique (k). "k" est égale au flux de chaleur sortant du local considéré par mètre de pourtour extérieur du sol ou du mur considéré pour 1°C de différence de température entre le local et l'ambiance extérieur.

son unité : (W / m.°C)

Sol sur terre-plein (voir fig:)

Le coefficient "k" est donné par l'abaque (Fig:) en fonction de la résistance thermique (r_i) d'une isolation éventuelle et de sa largeur l_i . Notre cas est identique au schéma A de la Fig: , l_i 3m ; le plancher est fait en béton ordinaire d'épaisseur 10 Cm d'où :

$$r_i = \frac{e}{\lambda}$$

e : épaisseur du béton, .

λ : conductibilité thermique du béton.

Ensuite de l'abaque fig: en déduit la valeur du "k" linéique; et les déperditions par le plancher bas :

$$d = k.P(T_a - T_e)$$

P : étant le périmètre extérieur du local

4.4.1.3. - A n g l e s d e d e u x p a r o i s e x t é r i e u r e s :

- Si les deux parois sont identiques le caéfficient "k" est donné par la formule suivante :

$$k = 0,2 K.e.$$

Où K et e sont respectivement le coefficient K et l'épaisseur commune aux deux parois.

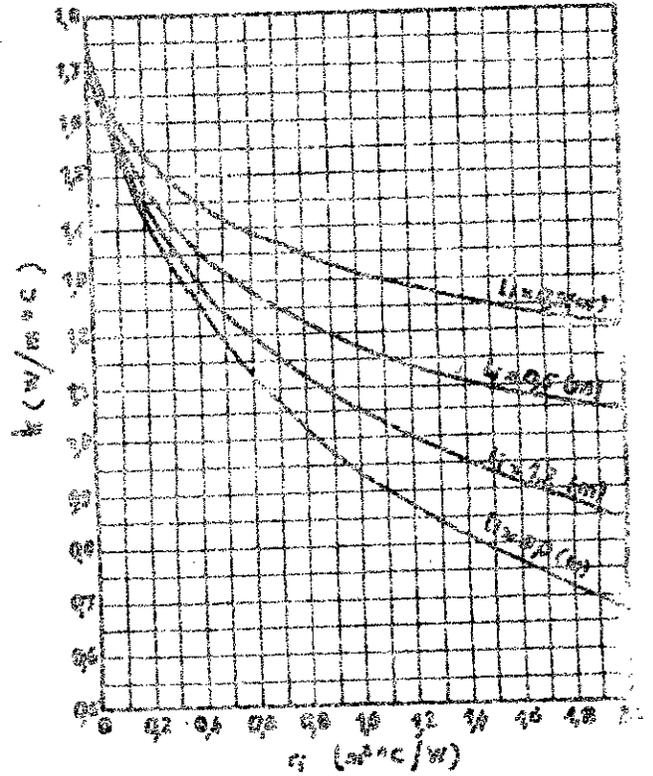
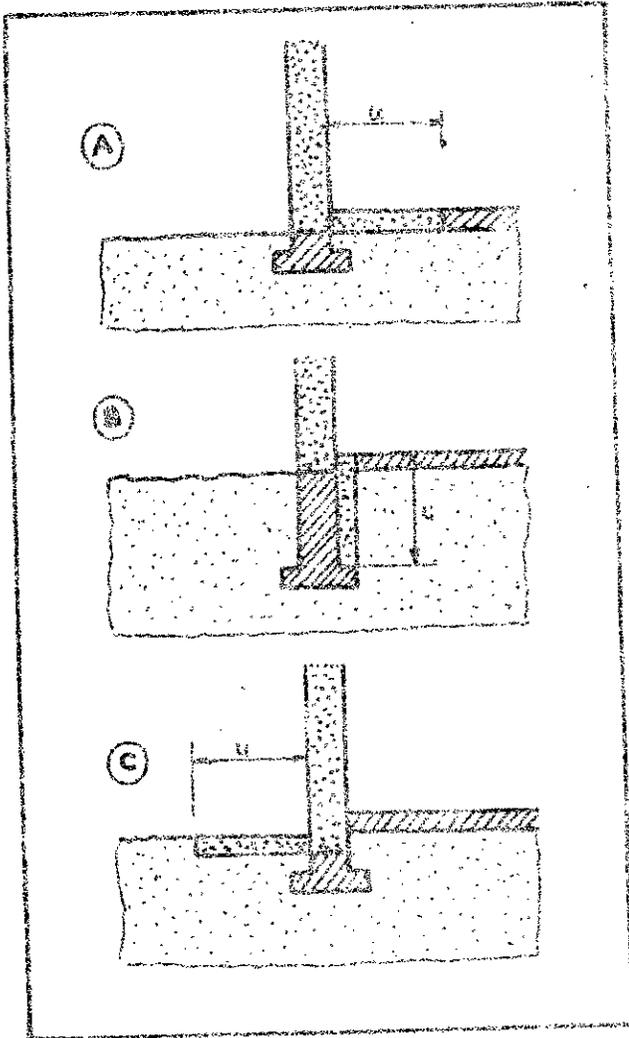


Fig 34:

Coefficient de transmission thermique linéique (des sols sur terre-plein)

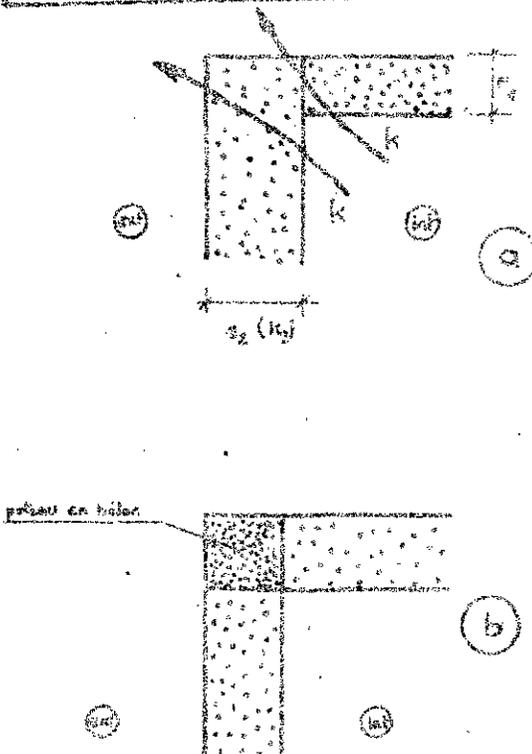


Fig 35: Angles saillants entre deux pipes

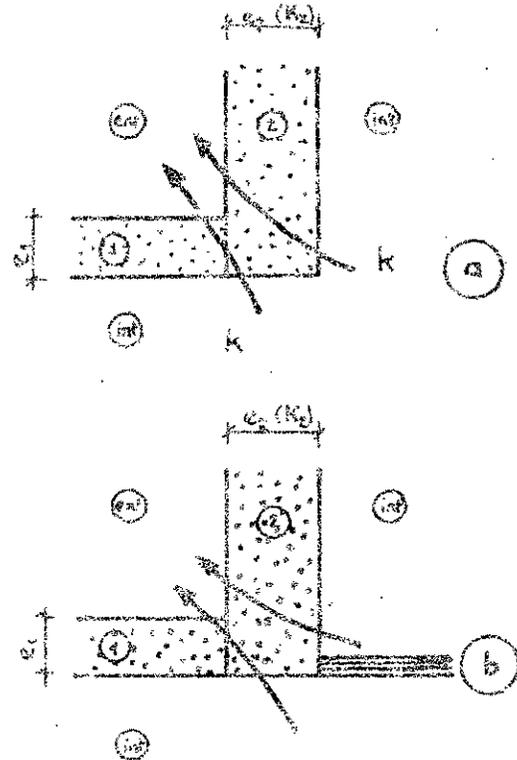


Fig 36: Angles rentrants entre deux pipes

-Si les deux sont différentes et s'imbrique l'un dans l'autre dans l'angle (cas des maçonneries par exemple)

$$k = 0,2K.e$$

K et e sont les valeurs moyennes des coefficients K et des épaisseurs de ces parois.

-Si les deux parois sont différentes, l'une d'entre elles constituant l'angle. Le coefficient "k" est donné par la formule:

$$k = \frac{0,2 e}{0,2 + R_2 \cdot e_1/e_2} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

R_2 : est la résistance thermique de la paroi constituant l'angle réperée (2) sur la fig:36

e_1 et e_2 sont respectivement les épaisseurs des deux parois et e est la moyenne arithmétique de ces épaisseurs.

- SI l'angle est constitué par un poteau en béton

$$k = 0,45 e \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

e : étant la moyenne arithmétique des deux parois .

4.4.1.4. -C o é f f i c i e n t "K" é q u i v a l e n t d 'u n p l a n c h e r s o u s c o m b l e .

Le calcul des déperditions vers un local non chauffé nécessite la connaissance de la température de ce local.

Si les locaux non chauffés sont largement couverts , leurs températures est prise égale à la température extérieure.

Si les locaux non chauffés sont faiblement ventilés ou fermés, leur températures sont déterminées en écrivant que les apports de chaleur venant directement ou indirectement des locaux chauffés sont égaux aux déperditions directes ou indirectes vers l'extérieur.

Toute fois on peut dans certains cas utiliser utiliser la notion de coefficient "K" équivalent.C'est un coefficient inférieur au coefficient "K" de la paroi considérée et dont la valeur est telle que les déperditions sont égales au produit de ce coefficient par l'écart entre la température du local chauffé et la température extérieure.

Un comble est considéré comme étant très faiblement, faiblement ou fortement ventilé suivant que le rapport de la surface total de ses orifices de ventilation à la surface au plancher est :

- inférieur à : 3/10 000
- compris entre : 3/10 000 et 3/1000
- ou supérieur à : 3/1000

Dans notre cas ici nous avons un comble faiblement ventilé.

-Le coefficient K équivalent est donné par la formule :

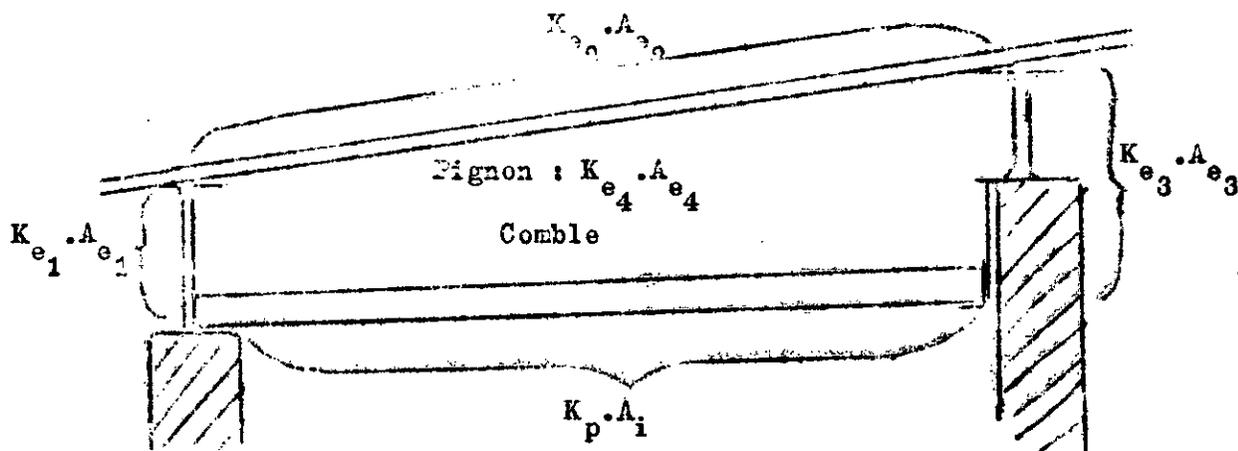
$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_p} + \frac{1}{\alpha + \sum (K_e \cdot A_e) / A_i}$$

K_p : coefficient de résistance thermique du plancher calculé en prenant la somme des résistance superficielles $(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e})$ égale à $0,2 \text{ m}^2\text{°C/W}$

$\sum K_e \cdot A_e$ est la somme des produits $K_e \cdot A_e$ relatifs à toutes les parois extérieures du comble .

K_e étant la résistance thermique de la paroi de surface A_e .

α : est un coefficient égale à zéro pour un comble très faiblement ventilé et à $5\text{W/m}^2\text{°C}$ pour un comble faiblement ventilé.



Local chauffé

4.4.1.5. - Coefficient de transmission
surfacique en partie courante

- Parties courantes d'épaisseur constante composés de couches homogènes (lame d' air exclue).

La paroi peut être composée d'un ou de plusieurs matériaux disposés en couches d' épaisseur constantes. Dans ce cas le coefficient "K" de la paroi est donné par la formule :

$$\frac{1}{K} = \sum \frac{e}{\lambda} + \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right)$$

$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$ somme des résistances thermique superficielles

e : épaisseur du matériaux .

λ : conductibilité du matériaux correspondant .

- Parties courantes d' hétéragénéités importantes mais réguliere dans ce cas on introduit directement la résistance thermique utile par unité de surface (R_u) de l' ensemble hétérogène (y compris les joints)

$$\frac{1}{K} = \sum R_u + \sum \frac{e}{\lambda} + \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (m^2 \cdot ^\circ C / W)$$

4.4.1.6. - Déperdition par renouvellement d'air

Les déperditions par renouvellement d'air sont donnés par la méthode suivante :

$$D_r = c \cdot \dot{Q}_m (T_i - T_e) \quad (\text{Watts})$$

$$D_r = C \cdot \dot{Q}_v (T_i - T_e) \quad (\text{Watts})$$

\dot{Q}_m : débit d'air renouvelé exprimé en Kg/s.

c : chaleur massique de l'air égale à 1000 J/Kg.°C

\dot{Q}_v : débit d'air renouvelé exprimé en m^3/h

C : chaleur volumique de l'air égale à 0,34 Wh/ m^3 .°C

T_i : température intérieure

T_e : température extérieure (dans un projet on prendra la température extérieure de base).

- Méthode de calcul pour le renouvellement d'air :

Le débit d'air renouvelé dans un local courant est donné par :

$$\dot{Q}_m \text{ (ou } \dot{Q}_v) = e (m A_m + E) + \dot{Q}_e$$

e : est un coefficient d'exposition.

m : est la perméabilité des menuiseries extérieures.

A_m : est la somme des surfaces d'ouvrants des menuiseries extérieures du local exprimée en m^2 .

\dot{Q}_e : est la somme des débits entrant par les orifices de ventilation en façade.

a) Valeur du coefficient d'exposition e :

La valeur du coefficient d'exposition est donné par le tableau suivant où interviennent :

- La classe d'exposition au vent de la façade où se trouve les menuiseries et les orifices de ventilation.
- Et l'orientation du bâtiment.

classe d'exposition	orientation	locaux à double exposition	locaux à simple exposition
E_1	S/SO/O	4	
	NO/N/NE/E/SE		
E_2	S/SC/O/	5,5	3,5
	NO/N/NE/E/SE		
E_3	S/SO/O	7,5	4
	NO/N/NE/E/SE		
E_4	S/SO/O	11	5,5
	NO/N/NE/E/SE		

b) Perméabilité m des menuiseries extérieures :

On distingue :

- menuiseries d'étanchéités améliorés, débit inférieur à :
 $12 \text{ m}^3/\text{h}$ sous 100 Pa
- menuiseries d'étanchéités normales, débit compris entre :
12 et $60 \text{ m}^3/\text{h}$ sous 100 Pa

- membranes d'étanchéités incertaines, débit supérieur à :

$60 \text{ m}^3/\text{a}$ sous 100 Pa

La perméabilité m par m^2 d'ouvrant sous 1 Pa

Type de fenêtres	étanchéité améliorée	étanchéité normale		étanchéité acrylique
	simple et double	double	simple	simple
Kg/s	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,53 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$
m^3/h	0,6	1,6	2,4	6,0

c) Perméabilité E des orifices de ventilation

Si on connaît le débit type pour lequel sont conçus ces orifices, on prend comme valeur de E les chiffres suivants :

débit type	$30 \text{ m}^3/\text{h}$	$60 \text{ m}^3/\text{h}$
perméabilité E		
en Kg/s sous 1Pa	$3 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$
en m^3/h sous 1Pa	9	18

Dans le cas contraire on calculera E par la formule suivante :

$$E = c \cdot A \cdot \Delta p \quad \text{ou} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$c = 0,85$ si le calcul est effectué dans le système S.I.
 $= 2500$ " " " " " Traditionnel.

A : section de l'orifice exprimée en m^2 .

d) Débit d'air entrant par les orifices de ventilation :

On prend comme valeur de Q_0 le débit entrant par l'orifice pour une différence de pression respectivement égale :

- 15 Pa en classe 1 de position E_1 et E_2
- 30 Pa en classe 2 de position E_3
- 30 Pa en classe 3 de position E_4

4.A.1.7. - Valeurs des coefficients de conductibilité et de résistance utile

- pour le béton plein :

$$\rho_e = 2450 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{et} \quad \lambda = 1,75 \text{ W / m }^\circ\text{C}$$

- pour le mortier d'enduit et de joints :

$$\rho_e = 2150 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{et} \quad \lambda = 1,15 \text{ W / m }^\circ\text{C}$$

- pour le verre : $\lambda = 1,25 \text{ W / m }^\circ\text{C}$

- pour le bois en feuillus légers : $\lambda = 0,15 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

- pour panneaux de fibres de bois : $\lambda = 0,20 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

- pour liège expansé :

$$\rho_e = 210 \text{ Kg / m}^3 \quad \text{et} \quad \lambda = 0,043 \text{ W / m }^\circ\text{C}$$

- pour le Zinc : $\lambda = 112 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

- pour le Fer : $\lambda = 72 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

- pour les briques (3 trous) d'épaisseur 5Cm :

$$R_u = 0,09 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C / W}$$

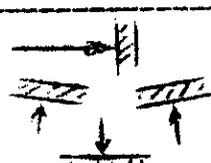
- pour le parpin creux (2 trous)

$$R_u = 0,16 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C / W} \quad (20 \text{ Cm d'épaisseur})$$

$$R_u = 0,12 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C / W} \quad (15 \text{ Cm d'épaisseur})$$

Type de vitrage	lame d'air (mm)	nature de la menuiserie	Paroi verticale ou presque verticale (60°/ à l'horizontale)	inclinaison 0° à 60°/Horizontal
Simple	/	bois	5 W/m ² ·°C	5,5 W/m ² ·°C
Double	10 à 14	bois	2,9 W/m ² ·°C	3,1 W/m ² ·°C

Tableau des résistances superficielles en m²·°C/ W

inclinaison des parois et sens du Flux	Parois extérieures			Parois intérieures		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
	0,11	0,06	0,17	0,12	0,12	0,24
	0,09	0,05	0,14	0,10	0,10	0,20
	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

4.4.2. -Calcul des déperditions pour les locaux étudiés :

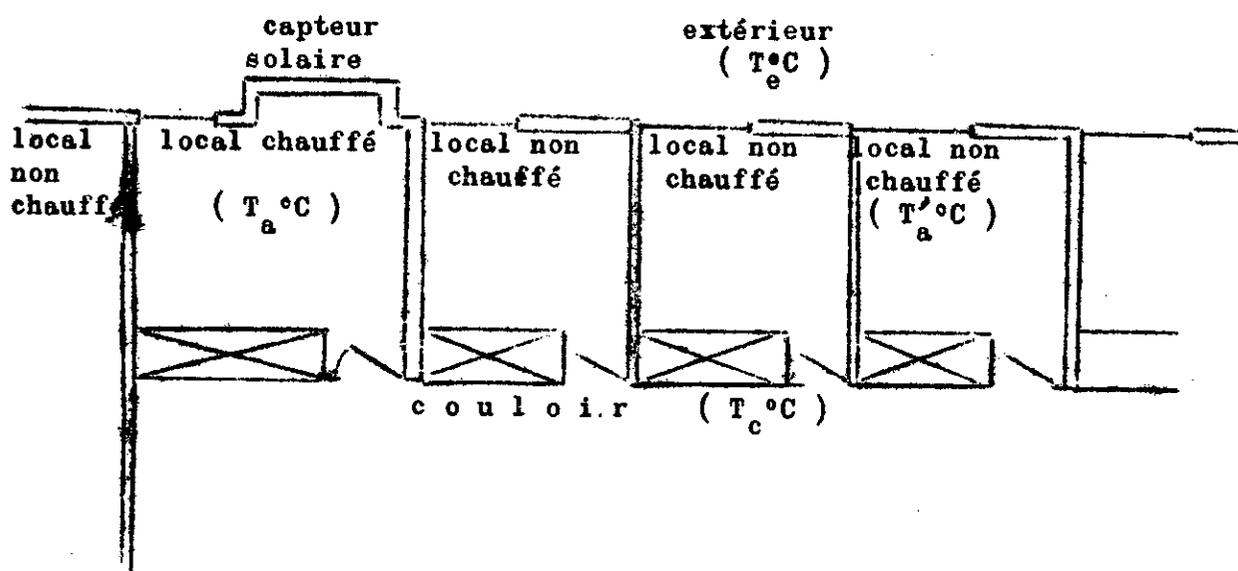
Nous avons rapporté les coefficients de déperditions pour le local chauffé et non-chauffé sur le tableau suivant :

	K ou k (W/m ² .°C)	K.k ou k.l (W/°C)	Bureau non chauffé	Bureau chauffé
Plafond	0,67	11,39		
Plancher	1,6	28,96		
Paroi vitrée	5	9		$K_G (T_a - T_e)$
Les Murs :				
Sud	3	13,5	$K_G (T'_a - T_e)$	Paroi Sud isolée de l'extérieur $T_p \quad T_a$
Poteau	2,25	9		
Chainage extérieur	3,52	1,95		
Est-Ouest	2,78	66,72	locaux non chauffés supposés à T_a	$K_G (T_a - T'_a)$
Chainage intérieur	3,07	12,16		
Façade Nord :				
Placard	1,45	8,12		
Mur en brique	3,85	4,24		
Porte	1,75	3		
Poteau	2,25	10	$K_G (T'_a - T_c)$	$K_G (T_a - T_c)$
Renouvellement d'air : Q		16,63		
	0,34 Q	5,65		
Somme des déperditions			184 W/°C	168 W/°C
Coefficient " G "			4,8 W/m ³ °C	4,4 W/m ³ °C

Nous trouvons un coefficient de déperdition "G" assez important.

En comparant ses valeurs aux valeurs habituellement utilisées. Ceci est dû à la mauvaise isolation du local . Pour le calcul des déperditions nous l'avons fait d'abord en considérant les locaux isolés:

- Le local chauffé étant identique au local non-chauffé et séparés tous les deux par deux locaux semblables aux premiers (voire fig).



- On fait une hypothèse sur la température ambiante des locaux environnant , c'est à dire qu'ils sont à la même température T'_a que le local non chauffé .

- Puis on fait un premier calcul émetant l'hypotèse que le local non chauffé n'a pas de déperditions à travers les parois Est et Ouest, Tandis que le local chauffé subit des déperditions thermiques vers des locaux non chauffés et qui sont à la température T'_a .

- La différence des déperditions sommée sur une période de 24h , sera l'énergie apportée par le capteur solaire .

- Le rendement sera le rapport de la différence des déperditions entre les deux locaux à l'énergie reçue par le capteur durant une journée .

Le calcul précédent est approximatif et peut être considéré comme valable pour une première approche du problème.

Nous avons fait un deuxième calcul plus précis; en éliminant l'hypothèse précédente des locaux environnants à la même température du local non chauffé. Nous faisons le calcul des déperditions à travers les parois Est et Ouest en calculant les flux échangés par convection entre l'air ambiant et la paroi (puisque nous avons mesuré les températures de parois).

- On calculera les coefficients d'échange par convection par la formule établie par Mac ADAMS appliquée dans le bâtiment. De là nous déterminerons les flux de chaleur perdus vers les locaux voisins avec plus de précision.

- Comme dans le premier calcul la différence des déperditions sommée sur une période de 24 h est l'énergie apportée par le capteur. Par cette deuxième méthode de calcul nous aboutirons presque au même résultat obtenu par la méthode des évaluations directs de l'énergie fournie par l'insolateur à air .

Remarque : Malgré ces résultats, la première méthode reste plus précise que la seconde qui ne tient pas compte de l'influence du local chauffé sur les locaux environnants .

H	T_0	$T_0 - T_{ext}$	ΣK_{AAT}	T_E	$T_0 - T_E$	$h_{i,E}$	$h_{i,AT}$	T_0	$T_0 - T_0'$	$h_{i,0}$	$h_{i,0} \Delta T_0$	$T_0 - T_0'$	$K \cdot A \cdot \Delta T'$	$T_0 - T_{ext}$	$K \cdot A \cdot \Delta T$
1	19,8	10,8	533	18	1,8	2,1	3,7	19,8	0	0	0	3	237	8,8	370
2	19	10	494	17,2	1,8	2,1	3,7	19	0	0	0	3	237	8,3	349
3	19	12	592	17,2	1,8	2,1	3,7	18,4	0,6	1,56	0,43	3	237	8,2	349
4	18	11,2	553	16,5	1,5	2	3	17,8	0,2	1,2	0,24	2,8	221	8	336
5	18	13	642	16,5	1,5	2	3	17,2	0,8	1,7	1,34	3	237	8	336
6	17	12	592	15,5	1,5	2	3	16,8	0,2	1,2	0,24	2,5	198	7	294
7	17	10	494	15,5	1,5	2	3	16,6	0,4	1,4	0,56	2	158	7	294
8	18	6,8	258	15,5	2,5	2,2	5,6	16,8	1,2	1,9	2,2	3	237	7,2	302
9	19,5	4,5	171	16,5	3	2,2	7	17,2	2,3	2,2	5	3,5	277	7,3	302
10	20,5	4	152	17,5	3	2,2	7	18	2,5	2,2	5,6	3,5	277	8,4	350
11	21,7	4,6	175	18	3,1	2,4	9,1	18,8	2,9	2,3	6,7	3,6	284	9,3	391
12	22,6	5,1	194	18	3,6	2,4	8,8	19,8	2,9	2,3	5,8	3,8	306	8,7	368
13	23,2	5,9	224	19,8	3,4	2,4	8,2	20,5	2,7	2,3	6,4	4	316	8,4	349
14	23,6	6,5	247	20,5	3,1	2,4	7,3	21,2	2,4	2,2	5,3	4	316	8,5	361
15	24	6,0	262	20,6	3,4	2,4	8,2	22	2	2,1	4,2	4,2	331,8	9	378
16	24	7,5	285	20,6	3,4	2,4	8,2	22,8	1,2	1,9	2,2	4,4	348	10	420
17	23,8	7,7	292	20,6	3,2	2,4	7,6	22,8	1	1,8	1,8	4,7	371	10	420
18	23	7,3	385	20,6	2,4	2,2	5,3	22,2	0,8	1,7	1,3	4,4	348	9,8	412
19	22,5	9,5	466	20,4	2,1	2,1	4,5	21,8	0,7	1,6	1,1	4	316	10	420
20	22	10	594	19,8	2,2	2,2	4,7	21,2	0,8	1,7	1,3	4	316	9,8	412
21	21,5	10	494	19,2	2,3	2,2	5	20,6	0,8	1,7	1,6	4	316	9,2	386
22	21	10	494	18,8	2,2	2,2	4,7	20,6	0,8	1,7	1,3	3,8	300	9,4	395
23	20,5	9,9	499	18,6	1,9	2,1	4	19,8	0,7	1,6	1,1	3,4	269	9	378
24	20	9,3	484	18	2	2,1	4,2	19,5	0,5	1,16	3	3,2	253	9	378
$\Sigma(Z)$			9769								59		6385		8250
$\Sigma(K \cdot A \cdot \Delta T)$							1606				708				

Tableau de calcul des déperditions bureaux chauffés

Année 1950-1951

N	T ₀	T _a -T _{ext}	ΣK.A.S.T	T ₀	T ₀ -T _{0'}	h ₁₀	h ₁₀ .ΔT ₀	T ₀	T ₀ -T ₀	h ₁₀	h ₁₀ .ΔT ₀	T ₀ -T _{0'}	K.A.ΔT	T ₀ -T _{0'}	K.A.ΔT
1	16,5	7,6	492	17,2	-0,7	1,62	-1,13	15,6	0,9	1,72	1,55			5,8	244
2	16	7	454	16,5	-0,5	1,49	-0,74	15	1	1,77	1,77			5,3	223
3	16	7	583	16,4	-0,7	1,41	-0,56	14,8	1,2	1,85	2,22			5,2	223
4	15,2	7,7	439	15,8	-0,4	1,41	-0,56	14,8	0,4	1,41	0,36			5	240
5	15	10	648	15,6	-0,6	1,56	-0,93	14,3	0,7	1,62	1,13			5	240
6	14,6	9,5	646	14,8	-0,2	1,18	-0,24	14	0,6	1,56	0,93			4	168
7	15	7,9	512	14,6	0,4	1,14	0,56	13,6	1,4	1,93	2,7			4	168
8	15	3,8	203	14,8	0,2	1,18	0,24	14	1	1,77	1,77			4,2	176
9	16	1	53	15,6	0,4	1,41	0,56	14	2	2,10	4,21			4,3	176
10	17	0,5	27	16,5	0,5	1,49	0,74	14	3	2,33	6,99			5,4	22
11	18	1,2	64	17,2	0,8	1,67	1,34	14,8	3,2	2,37	7,58			6,3	269
12	18,7	1,4	75	18	0,7	1,62	1,13	15,6	3,1	2,35	7,28			5,7	342
13	19	2	107	18,8	0,2	1,18	0,24	16,4	2,6	2,25	5,24			5,4	32
14	19,5	2,5	134	19,6	0,1	1	0,10	16,8	2,7	2,27	6,13			5,6	236
15	19,5	2,5	134	19,8	-0,3	1,31	-0,39	17,2	2,3	2,18	5,01			6	252
16	19,6	3,9	208	19,8	-0,2	1,18	-0,24	17,3	2,3	2,18	5,01			7	294
17	20	4	259	19,8	-0,8	1,67	-1,34	17,4	1,6	1,99	3,19			7	294
18	18,6	3,4	220	19,8	-0,8	1,67	-1,34	17,4	1,2	1,85	2,22			6,8	286
19	18,5	5,4	350	19,4	-0,9	1,72	-1,55	17,2	1,3	1,89	2,46			7	294
20	18	5	324	18,4	-0,4	1,41	-0,56	16,6	1,4	1,93	2,70			6,8	286
21	17,5	5	324	18,2	-0,7	1,62	-1,13	16,4	1,1	1,81	1,99			6,2	260
22	17,2	5,4	350	18	-0,8	1,67	-1,34	16,4	0,8	0,95	0,76			6,4	269
23	17	5,5	356	17,6	-0,4	1,41	-0,56	16	1	1,77	1,77			6	252
24	16,8	5,6	363	17,4	-0,6	1,56	-0,93	15,6	1,2	1,85	2,22			6	252
Σ(L)			7255								79				5953
Σ(A.ΔT)							-166				948				

Tableau 17: calcul des déperditions bureau non chauffé
temps clair 24.03.77

H	T_0	$T_0 - T_{air}$	$\sum K.A.\Delta T$	T_a	$T_0 - T_a$	h_{cF}	$h_{cF} \Delta T_s$	T_0	$T_0 - T_0'$	h_{i0}	$h_{i0} \Delta T_0$	$T_0 - T_0'$	$\sum K.A.\Delta T'$	$T_0 - T_{cav}$	$\sum K.A.\Delta T''$
1	12,2	9,7	479	10,7	1,5	1,96	2,94	13,2	-1	1,77	-1,77	0,4	32	6,3	265
2	11,8	9,8	479	10,6	1,2	1,85	2,22	12,8	-1	1,77	-1,77	0,4	32	5,9	248
3	11,6	10	494	10	1,6	1,99	3,19	12,4	-1,2	1,85	-2,22	0,5	40	6	252
4	11,6	10,1	494	9,7	1,9	2,08	3,95	12,1	-0,5	1,49	-0,74	0,6	47	6,4	260
5	11,6	9,6	474	9,5	2,1	2,13	4,47	11,4	0,2	1,49	0,24	0,6	47	6,8	286
6	11,8	9,8	479	9	2,8	2,29	6,41	11	0,8	1,67	1,34	0,8	63	7,8	328
7	12	9,6	474	8,5	3,5	2,42	8,47	11	1	1,77	1,77	0,7	55	9	294
8	12,6	6,6	326	9	3,6	2,44	8,78	11	1,6	1,99	3,19	0,8	63	7,6	319
9	13,6	7,6	375	9,4	4,2	2,53	10,6	11,4	2,2	2,16	4,74	1	79	8,4	353
10	14,5	5,5	271	10,2	4,3	2,55	11	12	2,5	2,23	5,56	1,5	119	8,9	374
11	15	5	190	10,6	4,4	2,56	11,3	12,6	2,4	2,20	5,29	1,4	111	7,8	328
12	15,3	4,7	174	11,8	3,5	2,42	8,5	13,4	1,9	2,10	3,95	1,3	103	8,8	370
13	15,4	4,8	182	11,8	3,6	2,44	8,8	13,8	1,6	1,99	3,19	1,2	95	8,2	344
14	15,5	4,8	237	11,5	4	2,50	10	14	1,5	1,96	2,94	1,1	87	8	336
15	15,6	4,8	237	12	3,6	2,44	8,8	14,2	1,4	1,93	2,70	1,2	95	8,6	361
16	15,6	4,9	242	12,2	3,4	2,41	8,2	14	1,6	1,99	3,19	1,2	95	7,4	311
17	15,6	5,2	257	12,4	3,2	2,37	7,6	13,8	1,8	2,05	3,69	1,1	87	8,7	365
18	15,6	5,4	266	12,2	3,4	2,41	8,2	13,8	1,8	2,05	3,69	1,1	87	7,4	311
19	15,4	6,4	316	12	3,4	2,40	8,2	13,8	1,6	1,99	3,19	1	79	8,5	357
20	15,2	6,8	336	11,6	3,6	2,44	8,8	13,8	1,4	1,93	2,70	0,8	63	8,7	365
21	15	7	345	11,4	3,6	2,44	8,8	13,6	1,4	1,93	2,70	0,9	71	8,5	357
22	14,7	6,7	338	11	3,7	2,45	9,1	13,4	1,3	1,89	2,46	0,8	63	7,9	332
23	13,8	5,8	286	10,2	3,6	2,44	8,8	13,3	0,5	1,49	0,74	0,2	16	7,6	319
24	13,4	6,3	311	9,8	3,6	2,44	8,8	13	0,4	1,41	0,56	0	0	7,5	311
$\sum_{i=1}^{24} (2)$			8052				186				58		1629		7775
$\sum_{i=1}^{24} \Delta AT$							2232				696				

Tableau 18: calcul des déperditions bureau chauffé
temps variable 31.03.77

H	T_o	$T_o - T_{ext}$	$\sum K \cdot A \cdot \Delta T$	T_E	$T_o - T_E$	h_{cE}	$h_{cE} \cdot \Delta T$	T_o	$T_o - T_o$	h_{i0}	$h_{i0} \cdot \Delta T_o$	$T_o - T_o'$	$\sum K \cdot A \cdot \Delta T'$	$T_o - T_{conv}$	$\sum K \cdot A \cdot \Delta T_c$
1	11,8	9,3	459	10,7	1,1	1,81	1,99	13,1	-1,3	1,89	-2,46			5,9	248
2	11,4	9,4	464	10,6	0,8	1,67	1,34	12,8	-1,4	1,93	-2,70			5,5	231
3	11,1	9,5	469	10	1,1	1,81	1,34	12,4	-1,3	1,89	-2,46			5,5	231
4	11	9,5	469	9,7	1,3	1,89	2,46	12	-1	1,77	-1,77			5,7	244
5	11	9	444	9,5	1,5	1,96	2,94	11,4	-0,4	1,41	-0,56			6,7	281
6	11	9	444	9	2	2,1	4,42	11	0	0	0			7	294
7	11,3	8,9	439	8,5	2,8	2,29	6,41	11	0,3	1,31	0,39			6,3	265
8	11,8	5,8	285	9	2,8	2,29	6,41	11	0,8	1,67	1,74			6,8	286
9	12,6	6,6	326	9,2	3,4	2,4	8,17	10,7	0,9	1,72	1,55			7,4	311
10	13	4	197	9,4	3,6	2,44	8,78	11,2	1,8	2,05	3,69			7,3	307
11	13,6	3,6	178	4,8	3,8	2,47	9,59	11,8	1,8	2,05	3,69			6,4	269
12	14	3,4	168	11	3	2,33	6,99	12,6	1,4	1,93	2,7			7,5	315
13	14,2	3,6	178	11	3,2	2,37	7,58	13	1,2	1,85	2,22			7	294
14	14,4	3,7	183	10,7	3,7	2,45	9,08	13,1	1,1	1,81	1,99			6,9	290
15	14,4	3,8	178	11	3,4	2,40	8,17	13,2	1,2	1,85	2,22			7,4	311
16	14,4	3,7	183	11,4	2,7	2,27	6,13	13,2	1,2	1,85	2,22			6,2	260
17	14,5	4,1	202	11,5	3	2,33	6,99	13,2	1,3	1,89	2,46			7,6	319
18	14,5	4,3	212	11,4	3,1	2,35	7,28	13	1,5	1,96	2,94			6,3	265
19	14,4	5,4	267	10,9	3,5	2,42	8,47	13	1,4	1,93	2,70			7,5	315
20	14,4	6	296	10,7	3,7	2,45	9,08	13	1,4	1,93	2,70			7,9	332
21	14,1	6,1	301	10,2	3,9	2,49	9,70	12,8	1,3	1,89	2,46			7,6	319
22	13,9	5,9	291	9,8	4,1	2,52	10,33	12,6	1,3	1,89	2,46			7,9	324
23	13,6	5,6	276	9,2	4,4	2,56	11,28	12,3	1,3	1,89	2,46			7,4	311
24	13,4	6,3	311	8,8	4,6	2,59	11,91	12	1,4	1,93	2,70			7,5	315
$\sum_{T_E} (Z)$			7221				167				43				6917
$\sum_{h_{cE}} (Z)$							2000				515				

Tableau 19: calcul des déperditions bureau non chauffé
temps variable 31-03-77

4.2.2 Présentation de la deuxième méthode:

Elle consiste à chauffer le local qui n'est pas équipé d'un capteur solaire par une résistance électrique de la même façon que le local chauffé par le capteur à air et d'en déterminer l'énergie électrique équivalente fournie par le capteur solaire .

4.2.2.1. - Caractéristique de la résistance électrique

Puissance de 2000 watts sous une tension de 220 Volts le système de chauffage est muni d'un ventilateur radial actionné par un petit moteur électrique, pour souffler de l'air sur la résistance.

Ainsi nous récupérerons de l'air chaud à la sortie de la boîte de résistance. Nous plaçons ce système de chauffage dans le local non chauffé de telle sorte qu'il se comportera vis à vis du local comme un capteur à air.

Mais seulement il faudra avoir ^{la} température ambiante identique dans les deux bureaux.

4.2.2.2. - Contrôle de la température des deux locaux .

On utilisera un thermocouple différentiel :
deux thermocouples montés en série suivant la figure : 36 et dans le circuit un microvoltmètre pour déceler la différence des deux températures .

4.2.2.3; - Circuit de chauffage

Il comporte l'ensemble chauffant, un ampèremètre monté en série avec interrupteur pour commander à volonté le chauffage et enfin un voltmètre en parallèle pour mesurer la tension du réseau .

Ainsi le produit: intensité x tension électrique nous donnera la puissance dissipée.

$$P = U \times I$$

Un chronomètre pour mesurer le temps de chauffage et l'énergie fournie par le réseau est obtenue par

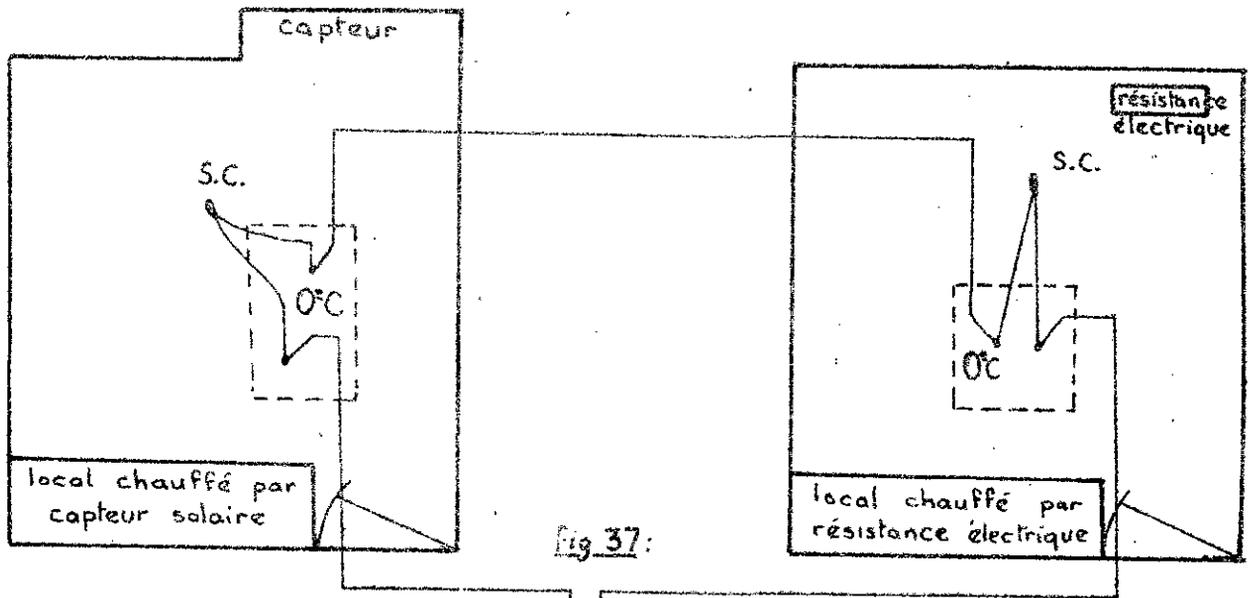
$$E = P \times T = U \times I \times T$$

4.2.2.4; - Poste de contrôle.

Le contrôle est assurée en permanence durant toute la période de l'expérience

Le contrôleur a pour rôle de :

-- porter le local à chauffer aux mêmes conditions que le bureau à capteur
(elle dura environ trois heures)



Poste
de Contrôle
et de Mesures

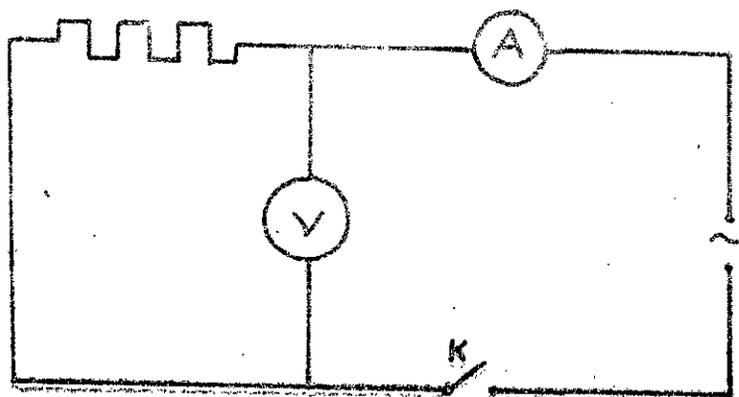
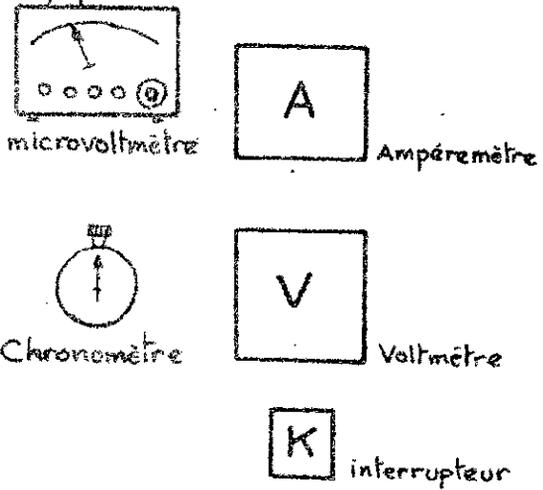


Schéma Électrique

-- suivre la température du bureau chauffer à l'énergie solaire à plus ou moins 1 °C ou par moment à plus ou moins 0,5 °C
-- chronométrer le temps de chauffage et de non chauffage par la résistance électrique.

-- prendre les valeurs de l'intensité et de la tension électrique.
En faisant la Σ des E dissipée par le réseau à partir du moment où les deux locaux auront leurs enveloppes sous les mêmes conditions de température extérieure.

Nous avons chauffé durant 4 h pour porter la température de paroi au même valeur dans les 2 locaux. Nous avons ensuite continué de réguler la température ambiante dans les deux locaux manuellement après 24 h nous avons fait le bilan énergétique. (tableau 20 et 21)

4.2.2.5. - Possibilité d'utilisation d'un circuit électronique

Pour commander le chauffage électrique et suivre la température du bureau à capteur, nous avons pensé à un circuit électronique qui sera intégré dans le circuit du chauffage ainsi que le thermocouple différentiel. Ainsi la tension en microvolts délivré par le thermocouple différentiel sera amplifié par un circuit électronique à la sortie duquel est monté un relais électrique (ou un triac) qui ouvre ou ferme le circuit de chauffage sur lequel est monté un compteur électrique donnant l'énergie consommé durant la période de chauffage.

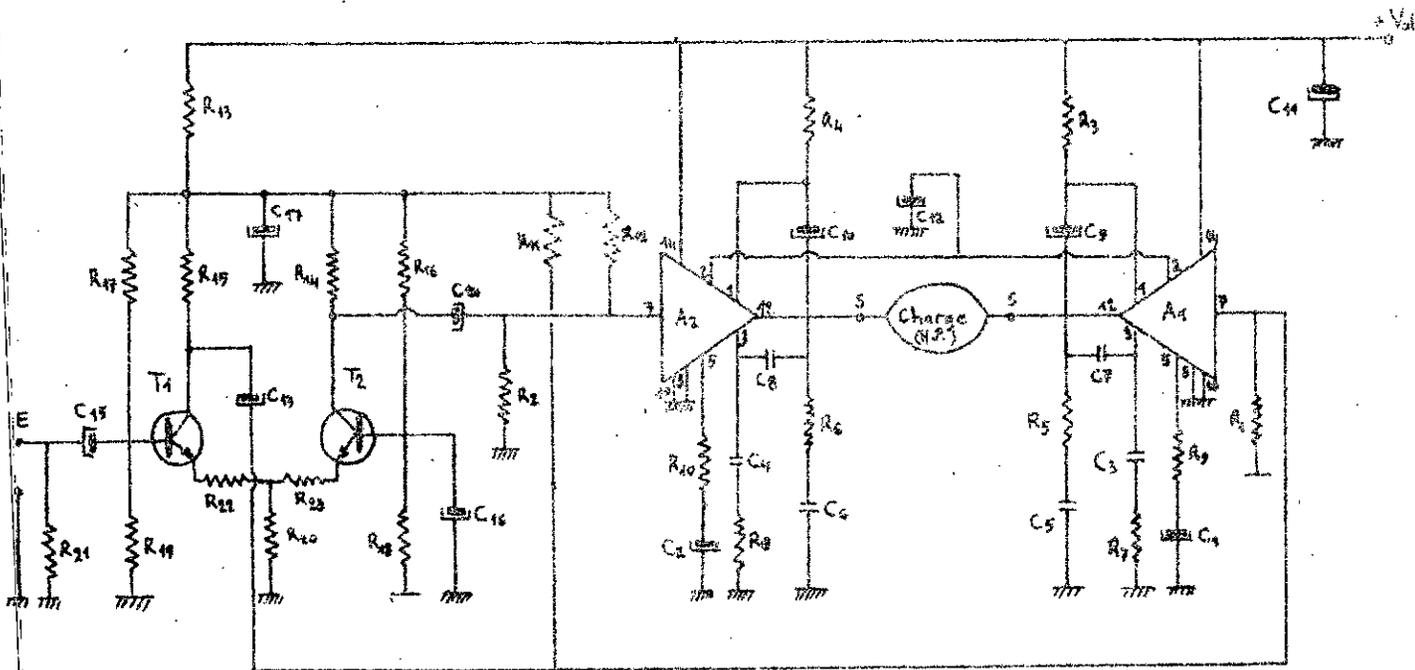
L'Amplificateur de puissance en H proposé sera réalisé à l'aide de deux circuits intégrés monolithiques comportants chacun un étage de sortie classique à Push serie. Il s'agit de l'amplificateur basse fréquence T.D.A. IO42.

--
Si l'on souhaite pouvoir disposer d'une puissance de sortie maximale P_s dans une résistance de charge R_L , il suffit en théorie d'une tension d'alimentation de :

$$V_{al} = \sqrt{2 \cdot P_s \cdot R_L}$$

Toutefois, les chutes de tension qui se produisent dans les étages de sortie dûes entre autres aux tension de saturations des transistors, conduisent à faire ré évaluer la tension d'alimentation ainsi déterminée et dans la pratique la tension V_{al} sera augmenter de 18 à 20 % de sa valeur calculer.

Fig 38: Schéma de détail de l'amplificateur en H



NOMENCLATURE DES ELEMENTS DE LA FIGURE CI-DESSUS

- R1 = 10 K Ω
- R2 = 10 K Ω
- R3 = 47 Ω
- R4 = 47 Ω
- R5 = 1 Ω
- R6 = 1 Ω
- R7 = 270 Ω
- R8 = 270 Ω
- R9 = 100 Ω
- R10 = 100 Ω
- R11 = 1 M Ω
- R12 = 1 M Ω
- R13 = 470 Ω
- R14 = 2 700 Ω
- R15 = 2 000 Ω
- R16 = 470 K Ω
- R17 = 470 K Ω
- R18 = 220 K Ω
- R19 = 220 K Ω
- R20 = 820 Ω
- R21 = 100 K Ω
- R22 = 220 Ω
- R23 = 220 Ω

- C1 = 100 μ F 25 V
- C2 = 100 μ F 25 V
- C3 = 470 pF 63 V
- C4 = 470 pF 63 V
- C5 = 0,22 μ F 63 V
- C6 = 0,22 μ F 63 V
- C7 = 47 pF 63 V
- C8 = 47 pF 63 V
- C9 = 100 μ F 25 V
- C10 = 100 μ F 25 V
- C11 = 2 200 μ F 25 V
- C12 = 100 μ F 25 V
- C13 = 10 μ F 25 V
- C14 = 10 μ F 25 V
- C15 = 4,7 μ F 25 V
- C16 = 10 μ F 25 V
- C17 = 100 μ F 25 V

A1, A2 = amplificateurs HF
 en circuits intégrés TIA 1042
 (Sencosem)
 T1, T2 = BC 238 B (Sencosem).

Mais ce système de contrôle à plusieurs inconvénients pour une expérience de ce genre, la température du bureau à chauffer n'aura jamais atteint celle du local à vapeur (elle sera tout le temps inférieure).

- précisions mauvaise du compteur électrique

- amplificateur électronique inexistant (manque de composants électroniques)

A tous ceci s'ajoutera le ^{non} discernabilité de la période de chauffage du local et celle du maintien des températures identiques dans les deux locaux.

4.2.2.6. - Exploitation des résultats de l'expérimentation

L'enregistreur nous permettra de connaître à tout instants les températures des parois des deux locaux ainsi nous remarquons que toutes les températures des parois correspondantes sont identiques au bout de trois heures de chauffage sans arrêt. Ceci explique que les conditions intérieures dans les deux locaux sont identiques au bout de 3 h. (voir l'enregistrement). L'énergie fournie par le capteur à air est comptée à partir du premier équilibre des températures et se poursuit durant 24 h.

Les résultats sont portés sur le tableau 20 et 21 (page 107 108).

La méthode à suivre :

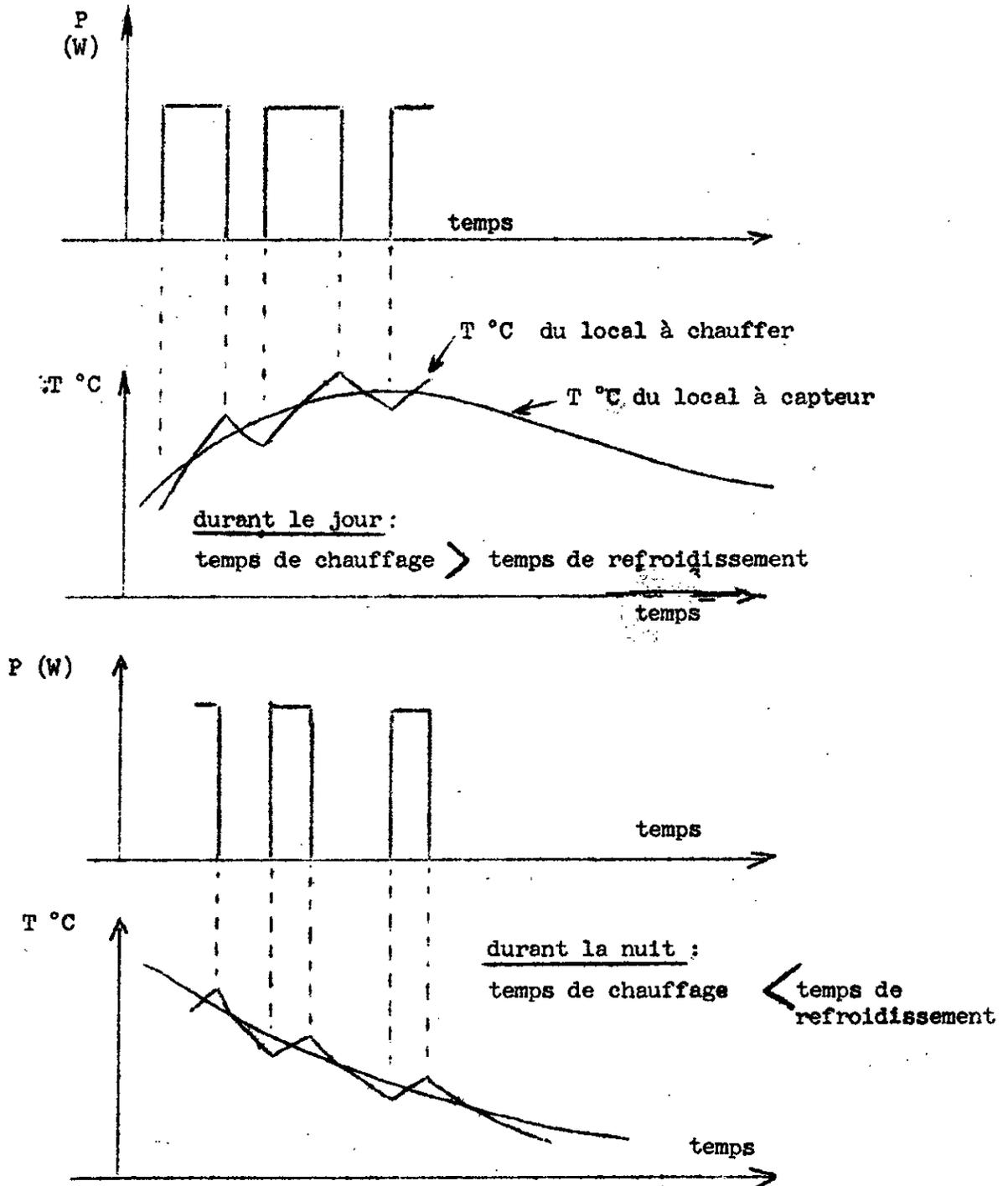
- sachant la Δ de température ambiante des locaux

- On envoie un échelon de puissance pendant un temps t jusqu'à ce que la température du bureau à chauffer dépasse de Δ celle du local à capteur (de 1°C).

Alors la T° de ce dernier continue à augmenter durant le jour tandis que dans l'autre local la $T^\circ \text{C}$ diminue (ce temps nous convenons de l'appeler temps de refroidissement).

Ainsi temps de chauffage > temps de refroidissement la nuit se passe l'inverse suivant les schémas ci-après.

.../...



- L'expérimentation de termine dans notre cas à 15h 30 mais à partir de ce moment là la température du local à capteur se stabilise durant environ encore une heure . Alors nous avons profiter pour voir le comportement du local lorsque le chauffage est éteind (vitesse de refroidissement.)

Tableau 20: des relevés expérimentaux pour le système de chauffage électrique.

temps de refroidissement	temps de chauffage	I (A)	U (V)	E (KJ)
	11 ^m 35 13 ^m 30	9,7	220	
	14 ^{mn} 47 Δ	9,6	220	1873
	14 ^{mn} 46 Δ	9,6	220	1491
	8 ^{mn} 25 Δ	9,7	220	1073
7 ^{mn} 52 Δ	7 ^{mn} 52 Δ	9,6	220	997
7 ^{mn} 52 Δ	7 ^{mn} 7 Δ	9,7	220	1007
9 ^{mn}	6 ^{mn} 42 Δ	9,7	220	858
9 ^{mn}	7 ^{mn} 43 Δ	9,7	220	983
9 ^{mn} 24 Δ	6 ^{mn} 7 Δ	9,7	220	783
10 ^{mn}	6 ^{mn} 12 Δ	9,8	220	798
9 ^{mn} 39 Δ	6 ^{mn} 35 Δ	9,7	220	839
4 ^{mn} 12 Δ	6 ^{mn} 45 Δ	9,5	218	839
	13 ^{mn} 16 Δ	9,5	218	1649
6 ^{mn} 1 Δ	10 ^{mn} 9 Δ	9,7	220	1220
6 ^{mn} 30 Δ	9 ^{mn} 30 Δ	9,7	220	1216
6 ^{mn} 30 Δ	8 ^{mn} 24 Δ	9,7	220	1076
6 ^{mn} 27 Δ	8 ^{mn} 5 Δ	9,7	220	1035
6 ^{mn} 27 Δ	8 ^{mn} 15 Δ	9,7	220	1056
6 ^{mn} 27 Δ	8 ^{mn} 15 Δ	9,7	220	1056
			Σ E =	19928

temps de refroidissement	temps de chauffage	I (A)	U (V)	E (KJ)
6 ^{mn} 48 Δ	8 ^{mn} 18 Δ	9,7	220	1063
7 ^{mn} 9 Δ	7 ^{mn} 57 Δ	9,6	218	998
6 ^{mn} 46 Δ	8 ^{mn} 6 Δ	9,7	220	1037
7 ^{mn}	7 ^{mn} 26 Δ	9,7	220	952
7 ^{mn}	6 ^{mn} 56 Δ	9,7	220	888
7 ^{mn} 47 Δ	6 ^{mn} 37 Δ	9,7	220	847
8 ^{mn} 39 Δ	7 ^{mn} 36 Δ	9,7	220	973
7 ^{mn} 26 Δ	7 ^{mn} 40 Δ	9,6	218	963
7 ^{mn} 14 Δ	6 ^{mn} 56 Δ	9,5	215	850
7 ^{mn} 32 Δ	6 ^{mn} 14 Δ	9,5	216	767
7 ^{mn} 50 Δ	6 ^{mn} 48 Δ	9,5	218	845
7 ^{mn} 23 Δ	6 ^{mn} 22 Δ	9,6	220	807
7 ^{mn} 58 Δ	6 ^{mn} 58 Δ	9,7	219	888
8 ^{mn} 36 Δ	6 ^{mn} 38 Δ	9,7	220	849
9 ^{mn} 45 Δ	6 ^{mn} 44 Δ	9,6	220	853
9 ^{mn} 1 Δ	6 ^{mn} 40 Δ	9,6	219	841
8 ^{mn} 46 Δ	6 ^{mn} 31 Δ	9,7	220	833
9 ^{mn} 2 Δ	6 ^{mn} 50 Δ	9,7	220	873
8 ^{mn} 54 Δ	6 ^{mn} 6 Δ	9,7	220	781
			Σ E =	16907

le 14.04.77

Tableau 21: des relevés expérimentaux pour le système de chauffage électrique

temps de refroid.	temps de chauffage	I (A)	U (V)	E (KJ)
9mn 41s	6mn 32s	9,7	220	837
10mn 56s	6mn 35s	9,75	220	847
10mn 54s	6mn 53s	9,8	221	894
10mn 57s	6mn 39s	9,8	221	864
12mn 48s	6mn 6s	9,85	221	796
13mn 45s	6mn 31s	9,85	221	851
14mn 4s	6mn 23s	9,8	220	826
10mn 51s	5mn 31s	9,8	221	717
10mn 42s	5mn 36s	9,85	221	731
11mn 32s	5mn 8s	9,85	221	670
11mn 6s	5mn 27s	9,85	221	712
13mn 50s	5mn 29s	9,85	220	713
15mn 38s	5mn 30s	9,9	222	725
18mn	5mn 30s	9,85	220	715
30mn 15s	7mn 42s	9,8	220	996
8mn 24s	5mn 44s	9,75	220	738
9mn 40s	4mn 24s	9,75	220	566
10mn 22s	4mn 26s	9,75	219	568
9mn 49s	4mn 35s	9,7	218	582
			$\Sigma E = 14349$	

temps de refroid.	temps de chauff.	I (A)	U (V)	E (KJ)
9mn 20s	4mn 36s	9,7	219	586
9mn 6s	5mn 17s	9,7	219	673
11mn 20s	6mn 24s	9,6	217	800
9mn 41s	9mn	9,7	220	1157
10mn 30s	40mn 46s	9,5	218	5092
10mn 5s	40mn 44s	9,5	218	5061
5mn 53s	45mn	9,5	218	5591
4mn 20s	19mn 34s	9,5	218	2431
2mn 24s	25	9,5	217	3092
	16mn 41s	9,5	217	2002
3mn	59mn 45s	9,7	220	7625
4mn 3s	32mn 26s	9,6	220	4110
	17mn 8s	9,6	219	2161
4mn 5s	15mn 48s	9,6	218	1984
4mn 35s	12mn 2s	9,5	218	1495
	7mn 26s	9,6	219	958
	11mn 18s	9,7	220	1447
			$\Sigma E = 46243$	

L'énergie électrique consommée par la résistance chauffante est la somme des $\sum E$ des tableaux 20 et 21 . Cette somme atteint la valeur de 97 427 KJ . Tandis que l'énergie reçue par le capteur durant ... période de chauffage est évaluée à 110 700 KJ .

Si nous calculons le rendement du capteur à air :

$$\eta = \frac{97\ 427}{110\ 700} = 0,88$$

ce rendement est abérant car les mesures ont été faite par un temps ensoleillé succédant à des journées aussi ensoleillées.

Nous expliquerons ce résultat par plusieurs causes :

- le renouvellement d'air dans le local témoin est plus important ceci dû au ventilateur incorporé dans la résistante chauffante .
- l'enveloppe du local témoin prend une importante quantité de chaleur pour chauffer sa masse.
- les parois ont un degré d'humidité plus grand du fait qu'ils n'ont pas été chauffé auparavant comme le local à Capteur .

Si nous devons tenir compte de tous ces facteurs, il faudrait :

- Un chauffage à rayonnement .
- Maintenir le chauffage pendant plusieurs jours de la même façon dans les deux locaux ; puis faire des mesures .

De cette manière nous approchons les conditions aux quels est soumis le local étudié .

 CHAPITRE  VENTILATION NATURELLE

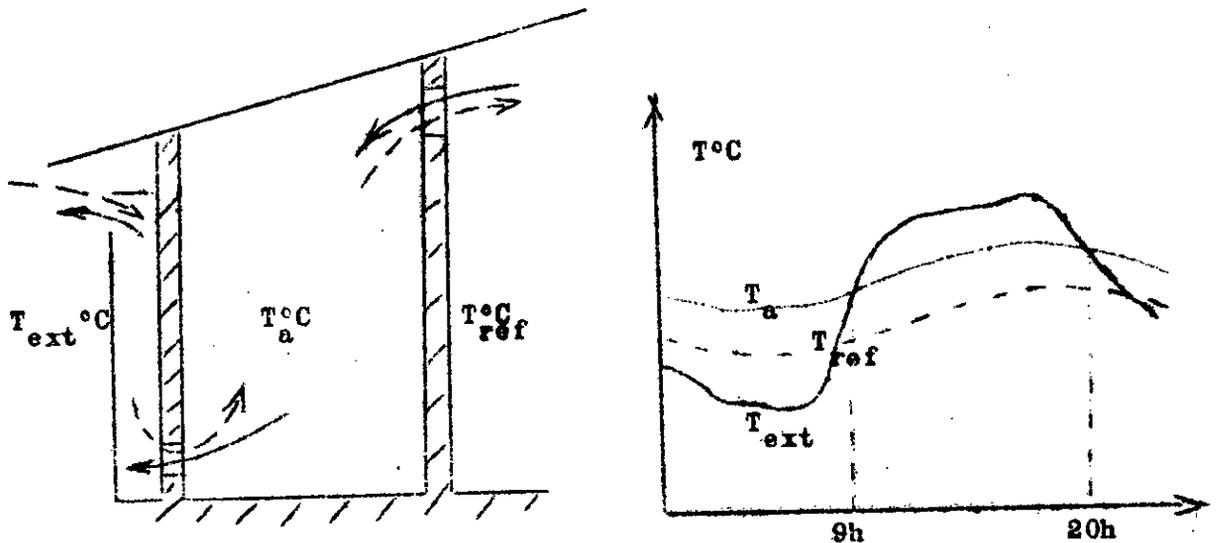
La ventilation naturelle par capteur à air a pour but d'évacuer les calories fournies par le capteur et les charges thermique que reçoit le local de la part de l'environnement extérieur .

5.1. - MATÉRIELS UTILISÉS :

Le matériels d'expérimentation est le même que celui utilisés en période de chauffage .

Rappel du principe de ventilation

En ventilation nous devons faire une ouverture d'amenée d'air frais dans la façade Nord, ce qui implique des débits d'air plus important qu'en chauffage .



L'air chaud du local est aspiré par le capteur pendant la journée (entre 9h et 20h), mais durant toute la nuit l'air pénètre de l'extérieur par les ouvertures du bas du capteur, puisque sa température est plus basse que celle de l'air venant du côté Nord (couloir) .

- - - ➔ Circulation d'air la nuit.
- — — ➔ Circulation d'air la journée.

5.2. - MESURE DU DEBIT D'AIR :

Pour étudier convenablement la ventilation nous devons connaître les débits d'air qui pénètrent dans le local à ventiler .

Il existe plusieurs méthodes de mesure du débit :

- En utilisant un tube de Pitot.
- A l'aide d'un thermomètre de KATA .
- Ou avec un Anémomètre à fil chaud .

Nous avons essayé un tube de Pitot et n'a pas réagit. Pour ce qui est du thermomètre de KATA , nous n'avons eut aucun renseignement pour le trouver .Enfin l'anémomètre à fil chaud qui existe au département de la mécanique des fluides de la faculté d'ALGER et défaillant donc inutilisable .

Sans l'un de ces trois éléments nous ne pouvons faire une approche précise du problème de la ventilation .

5.3. - PRESENTATION ET ANALYSE DES

ENREGISTREMENTS :

Nous avons fait des enregistremnts de température de l'air en bas du capteur , l'air ambiant du local l'air extérieur, ainsi que les températures de parois exposée. et non exposée .

Nous présentons ici les mesures relatifs à deux journées consécutifs (le 11/05/1977 et 12/05/1977)et qu'on a portés sur les fig :

38 , 39 , 40 et 41 .

Commentaire sur les mesures relevées :

Nous remarquons que la température de la paroi exposée est plus basse que la paroi non exposée durant toute la nuit , ce qui n'est pas le cas en chauffage. Ceci est dû au rayonnement zénitale la nuit et surtout à l'air extérieur qui refroidit la paroi.

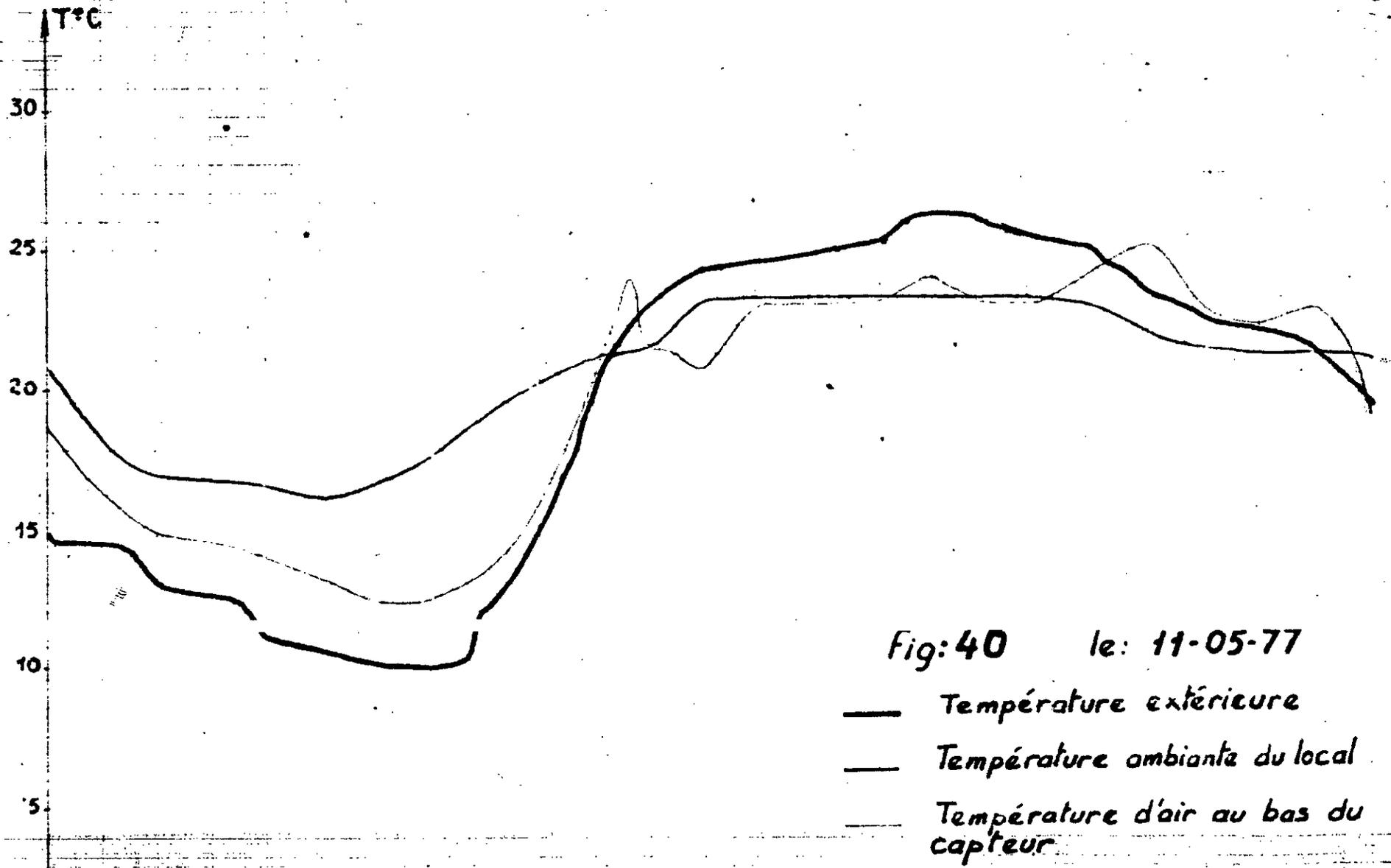


Fig:40 le: 11-05-77

- Température extérieure
- Température ambiante du local
- Température d'air au bas du capteur

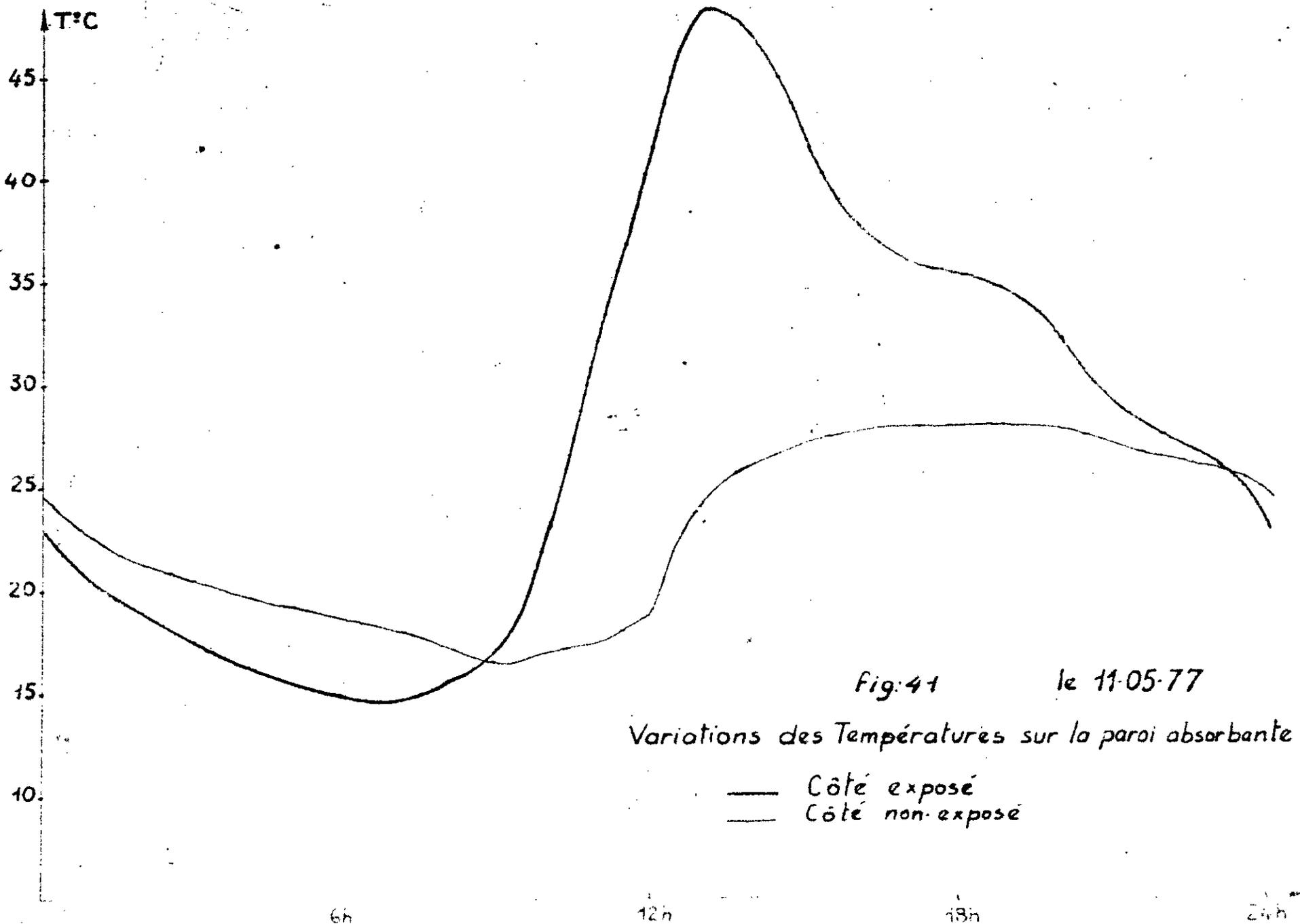


Fig:41 le 11-05-77

Variations des Températures sur la paroi absorbante

— Côté exposé
 — Côté non-exposé

heure	$T_{pe} - T_{ae}$	T_{air} à l'entrée	Gr.Pr	Nu	$\bar{h} = \frac{Nu \cdot K}{L}$	$\phi_{év}$ w/m ²	$\epsilon \delta (T_{pi}^4 - T_o^4)$ (w/m ²)	$T_{pi} - T_o$	$\phi_c = h_c (T_{pi} - T_o)$ (w/m ²)	$T_{ext} - T_o$	déperdition avec l'extérieur
1	4,1	16,5	2,50.10 ⁹	121	1,74	6,07	20,54	4,1	10,36	-3,5	-70
2	4,1	15	2,55.10 ⁹	122	1,76	7,03	17,83	3,8	9,36	-4,5	-90
3	3,1	14,5	1,93.10 ⁹	109	1,57	4,71	17,74	3,5	8,41	-4,5	-90
4	2,5	14	1,62.10 ⁹	101	1,46	3,66	15,17	2,9	6,58	-5,8	-116
5	2,5	13	1,64.10 ⁹	102	1,47	3,68	12,54	2,7	6,01	-6	-120
6	2,5	13	1,64.10 ⁹	102	1,47	3,68	12,48	2,5	5,59	-6	-120
7	2,5	12,5	1,65.10 ⁹	102	1,48	3,69	7,49	1,5	2,99	-6,5	-130
8	2,5	13	1,64.10 ⁹	102	1,47	3,69				-5,5	-110
9	1	15,5	6,45.10 ⁸	88	1,27	1,28				-4	-80
10	3	20	1,83.10 ⁹	106	1,54	4,61				0	0
11	11	21,5	6,56.10 ⁹	177	2,56	28,20				2	40
12	20	20,5	1,21.10 ¹⁰	227	3,30	66				3	60
13	25,5	23	1,49.10 ¹⁰	246	3,59	91,59	13,40	2,4	5,26	1,2	24
14	24	23	1,40.10 ¹⁰	240	3,51	84,14	16,12	3,2	7,61	1,5	30
15	19	23	1,11.10 ¹⁰	210	3,19	60,67	21,61	4,1	10,11	2	40
16	12	24	6,91.10 ¹⁰	181	2,64	51,7	21,15	4,9	12,74	3	60
17	13	23	7,59.10 ⁹	188	2,74	35,66	21,15	4,9	12,75	2,5	50
18	13	23	7,59.10 ⁹	188	2,74	35,66	21,15	4,9	12,74	2	40
19	11	24	6,34.10 ⁹	175	2,55	28,07	29,94	5,7	15,49	1,5	30
20	7	25	3,98.10 ⁹	145	2,12	14,82	29,75	5,4	14,40	0,5	10
21	0,5	22	3,85.10 ⁹	143	2,09	13,59	26,87	5,0	13,33	0	0
22	5,5	22,5	2,24.10 ⁹	134	1,95	10,73	29,49	5,3	14,23	0,3	6
23	4	22,5	2,35.10 ⁹	118	1,72	6,87	26,60	5,2	13,93	0	0
24	4	19	2,47.10 ⁹	120	1,75	7	18,48	3,8	9,3	-1,8	-36
11-05-77						$\Sigma = 558$	$\Sigma = 398 \text{ w/m}^2$		$\Sigma = 191 \text{ w/m}^2$		$\Sigma = -572$ watts
						S.Σ = 2510 wh	S.Σ = 1189 wh		S.Σ = 860 wh		

Tableau 23 : des calculs pour la ventilation

En ce qui concerne les températures ambiante et extérieure nous avons durant toute la journée la température ambiante du couloir égale à la température ambiante extérieure.

$T_{ext. max.} = 23^{\circ}C$	$T_a max. = 24^{\circ}C$	} le: 12/05/77
$T_{ext. min.} = 15^{\circ}C$	$T_a min. = 15^{\circ}C$	
$T_{ext. max.} = 26^{\circ}C$	$T_a max. = 23^{\circ}C$	} le: 11/05/77
$T_{ext. min.} = 10^{\circ}C$	$T_a min. = 16^{\circ}C$	

Quand la T_{ext} est inférieure à celle du local, la température de l'air au bas du capteur est compris entre T_a et T_{ext} .

Dès que la T_{ext} dépasse celle du local, la température de l'air au bas du capteur aussi dépasse celle du local est devient :

$$T_a < T_{ae} < T_{ext.}$$

Ceci explique l'inversement de la thermocirculation de l'air.

5.4. - METHODE DE CALCUL ET RESULTATS :

La méthode de calcul utilise les mêmes équations que pour le chauffage. Mais en ventilation nous voulons calculer la quantité de chaleur évacuée ou aspirée par le capteur et rejetée à l'extérieur de même que la quantité qui traverse la paroi exposée et pénètre dans le local, et enfin la quantité apportée par l'enveloppe. Ici nous ne tenons pas compte des frigories apportées par l'air entrant par la façade Nord pendant la journée. Estimeons amène à faire un calcul pessimiste.

Le flux de chaleur évacué par l'air sortant par le capteur :

$$\phi_{\text{év}} = \bar{K} (T_{\text{pe}} - T_{\text{ae}})$$

Quand la ventilation est inversée on aura un apport de froid :

$$\phi_{\text{ap}} = \phi_{\text{év}} = \bar{h} (T_{\text{pe}} - T_{\text{ext}})$$

Bilan énergétique de la ventilation :

L'énergie évacuée sera : $S \cdot \sum_{9h}^{20} \phi_{\text{év}}$

L'énergie reçue par le local :

$$- S \cdot \left(\sum_{0h}^{9h} \phi_{\text{év}} + \sum_{20h}^{0h} \phi_{\text{év}} \right) + \text{dép.} + S \cdot (\sum \phi_c + \sum \phi_r)$$

avec $\phi_r = \epsilon \cdot \sigma (T_{\text{pi}}^4 - T_{\text{a}}^4)$

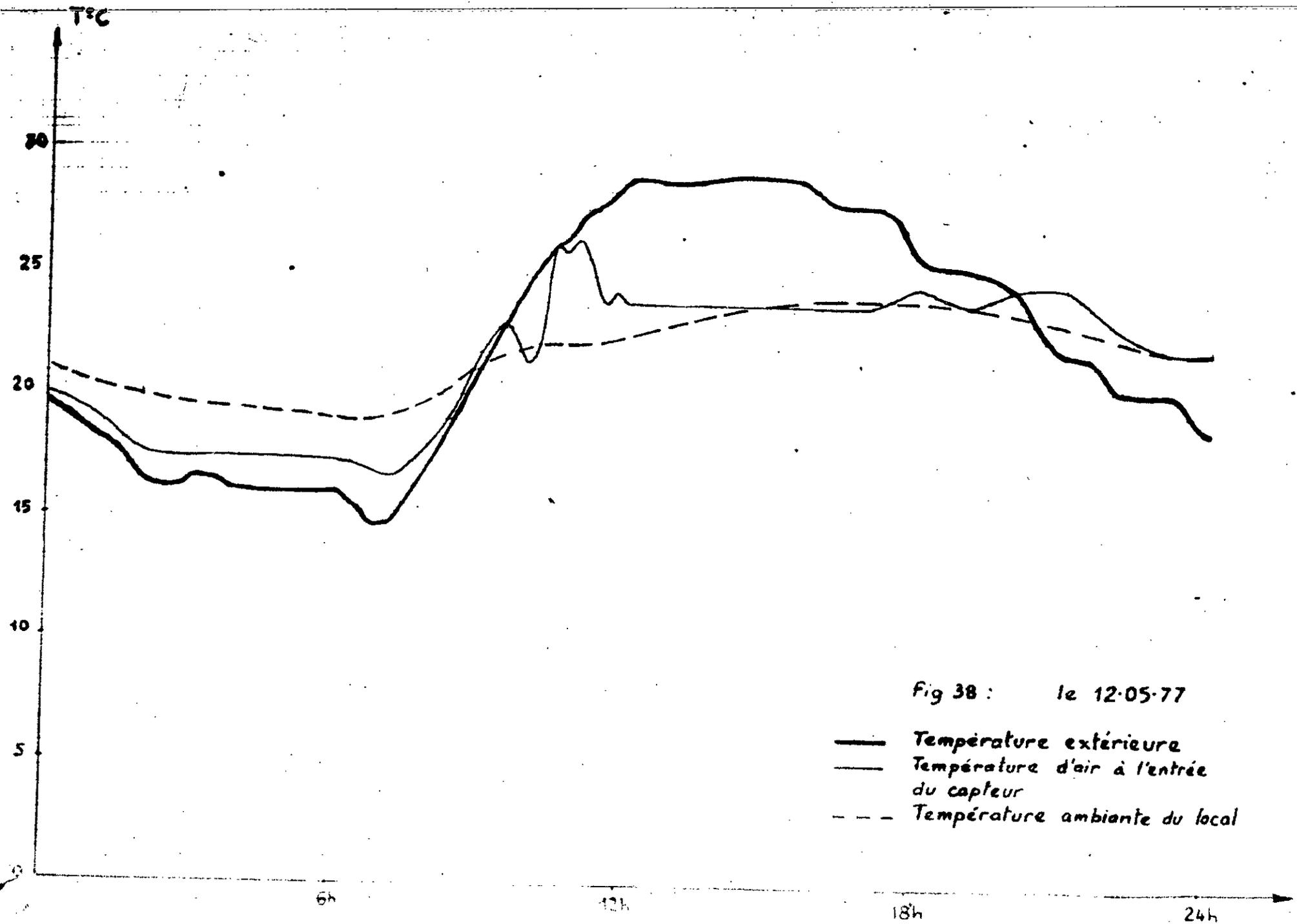
Rendement = $\frac{\text{Énergie évacuée}}{\text{Énergie reçue par le local}}$

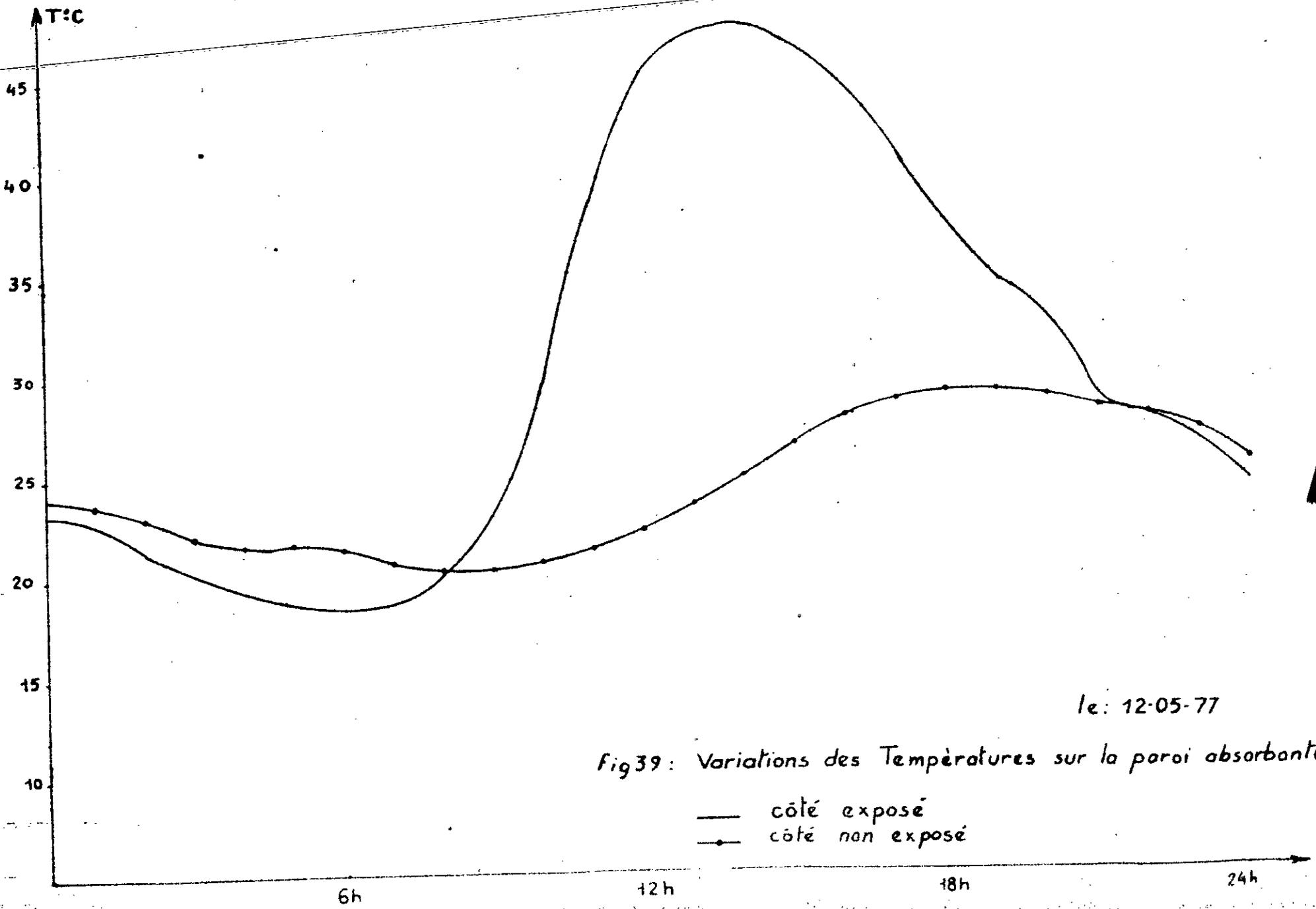
$\eta = 1,24$ le: 11/05/77

$\eta = 1,12$ le: 12/05/77

Nous remarquons que ces rendements ont été calculé avant de faire une ouverture sur la façade Nord, et sans tenir compte du renouvellement d'air le jour .

Les résultats des calcul sont reportés sur les tableaux 22 et 23 .





le: 12-05-77

Fig 39: Variations des Températures sur la paroi absorbante

— côté exposé
 —•— côté non exposé

heure	$T_{pe} - T_{ca}$	T_{air} à l'entrée	Gr. Pr	Nu	$\bar{h} = \frac{Nu K}{L}$	Φ_{ev} w/m ²	$\epsilon \sigma (T_{p_i}^4 - T_a^4)$ (w/m ²)	$T_{p_i} - T_a$	$\Phi_c = h_c (T_{p_i} - T_a)$ (w/m ²)	$T_{ext} - T_a$	déperdition avec l'exterieur
1	4	19	$2,4 \cdot 10^9$	119	1,77	6,96	17,84	3,4	8,17	-2,2	-44
2	3,75	17,6	$2,3 \cdot 10^9$	117	1,70	6,40	16,67	3,2	7,50	-3,4	-68
3	3,0	17,5	$1,8 \cdot 10^9$	107	1,55	4,70	12,42	2,4	5,29	-3,2	-64
4	1,75	17,5	$1,1 \cdot 10^9$	86	1,20	2,10	10,83	2,1	4,4	-3,4	-68
5	1,0	17,5	$6,2 \cdot 10^8$	87	1,22	1,22	11,85	2,3	5,01	-3,2	-64
6	1,0	17,5	"	87	1,22	1,22	11,31	2,2	4,74	-3	-60
7	2,0	16,5	$1,25 \cdot 10^9$	91	1,28	2,55	7,68	1,5	2,94	-4,4	-88
8	4,75	18	$1,07 \cdot 10^9$	86	1,19	2,09	1,03	0,2	0,24	-2,6	-52
9	1	22	$5,75 \cdot 10^8$	86	1,19	1,19				-0,2	-4
10	8	21	$4,67 \cdot 10^8$	155	2,16	17,26				2,6	52
11	12,5	26	$6,75 \cdot 10^8$	179	2,62	32,77				5,0	100
12	21,4	23,6	$1,20 \cdot 10^{10}$	226	3,29	70,50				6,4	128
13	22,9	23,6	$1,28 \cdot 10^{10}$	232	3,24	74,11	1,49	0,5	0,74	5,6	112
14	23,4	23,6	$1,31 \cdot 10^{10}$	234	3,26	76,27	1,91	1,35	2,58	5,6	112
15	22,4	23,6	$1,26 \cdot 10^{10}$	230	3,20	71,72	2,20	2,4	5,29	5,2	104
16	20,4	23,6	$1,44 \cdot 10^{10}$	222	3,09	62,96	2,46	3,75	9,24	4,0	80
17	17,4	23,6	$9,76 \cdot 10^9$	208	2,90	50,46	2,58	4,5	11,60	3,8	76
18	12,25	24,5	$6,78 \cdot 10^{10}$	180	2,51	30,69	2,65	5,0	13,23	1,6	32
19	10,8	23,6	$6,06 \cdot 10^{10}$	172	2,39	25,81	2,67	5,2	13,9	1,5	30
20	8,5	24,5	$4,70 \cdot 10^9$	155	2,16	18,34	2,66	5,1	13,57	0,9	18
21	4	24,5	$2,2 \cdot 10^9$	116	1,67	6,68	2,65	5,0	13,23	-1,0	-20
22	5	23,0	$2,83 \cdot 10^9$	127	1,84	9,82	2,67	5,2	13,9	-2,0	-40
23	4,25	22	$2,46 \cdot 10^9$	120	1,74	7,4	2,65	5,0	13,23	-1,7	-34
24	2,5	22	$1,44 \cdot 10^9$	97	1,42	3,54	2,42	3,5	8,47	-3,2	-64
12-05-17					$\Sigma = 586$		$\Sigma = 341 \text{ w/m}^2$		$\Sigma = 157 \text{ w/m}^2$		$\Sigma = 174 \text{ Watts}$
					S.Σ = 2687 wh/j		S.Σ = 1534 wh		S.Σ = 706 wh		

Tableau 22 : des Calculs pour la ventilation

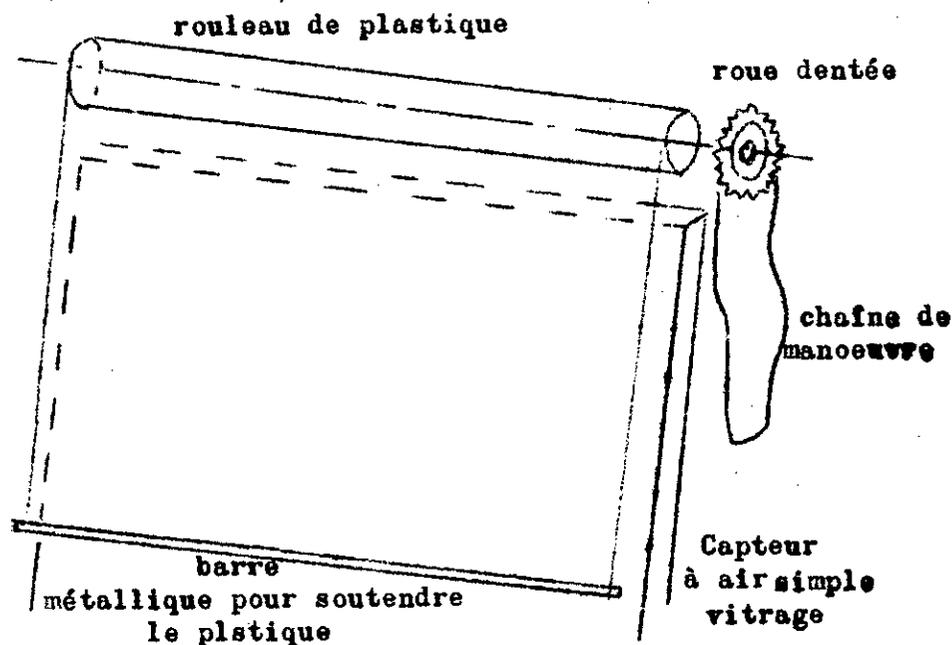
I CONCLUSIONS **II** GENERALES

1. Le local étudié avait un coefficient de déperditions trop élevé c'est à dire en hivers il se refroidit très vite et été il s'échauffe aussi rapidement . Si nous proposons d'améliorer le coefficient "G" de déperditions on gagnera certe beaucoup d'énergie . Mais les améliorations de ce coefficient se trouvent limitées par les prix de l'isolation thermique du local . Dans les locaux d'habitat on recommande des coefficients de l'ordre de l'unité et même inférieur . Pour ces valeurs la climatisation, par énergie solaire est suffisante, seulement cette énergie est cariable et à caractère aléatoire. Comme le problème de stockage n'est pas encore résolu , dans certain cas il demande un équipement presque de la même valeur que dans les systèmes traditionnels et un entretien périodique. C'est pour cette raison que nous pensons pour palier au problème de stockage on utilisera une énergie d'appoint et celle qui convient le mieux est évidemment l'énergie électrique..

2. Les possibilités de diminuer les pertes vers l'extérieur pour les capteur à air , on pourra utiliser un rideau en matière plastique pour protéger les capteur pendant la nuit . Un tel système a plusieurs avantages :

- il diminue les pertes vers l'extérieur.
- il protège le vitrage au moment de la grêle ou les accidents provenant de l'extérieur (cailloux) .

Pour les capteurs plan incliné , il ont l'avantage de recevoir plus de rayonnement solaire mais les pertes extérieures se trouvent augmenter par les pertes latéraux et si nous ne faisons pas d'isolations latérales , l'énergie récupérée en plus sera perdue par les côtés latéraux du capteur. Il augmente aussi la difficulté de l'architecture de l'habitat .



3. L'entretien du capteur nécessite un simple nettoyage de la vitre extérieure pour les locaux situés au rez de chaussé, pour les locaux à étages il suffit de réaliser un essuie glace manœuvrer de l'intérieur. Des précautions à prendre lors du nettoyage des locaux, afin que la poussière ne pénètre pas dans le capteur, il faudra fermer temporairement les ouvertures du capteur .

Si nous considérons que la période de chauffage est de quatre vingt dix jours pour l'Algérie, ces capteurs sont amortis au bout de deux années .

II -) N N E X E II
-----ooOoo-----

**CALCUL DU PRIX DE REVIENT DU
CAPTEUR EXPERIMENTE**

Le capteur ayant un support en bois blanc d'épaisseur 20 mm
Le prix du mètre linéaire du bois utilisé est de 17,03 D.A./m

$$17,03 \times 5,6 = 95,37 \text{ D.A.}$$

Le verre utilisé d'épaisseur 4mm se vend à 34,60 D.A./m²,
comme nous avons un double vitrage, la superficie du verre
sera $2 \times 4,5 \text{ m}^2$.

$$34,60 \times 9 = 311,40 \text{ D.A.}$$

Si on utilise 2 Kg de peinture à 4,00 D.A./Kg

Les charnières pour le volet extérieur valent 10,00 D.A.

Le salaire du manoeuvre est estimé à 30,00 D.A.

Le prix du capteur revient à : 450,00 D.A.

Le prix du mètre carré de capteur revient à : 100,00 D.A./m²

L'ECONOMIE D'ENERGIE REALISEE

L'économie d'énergie électrique équivalente, si la période
de chauffage en Algérie est de 90 jours, sera :

$$5 \text{ Kwh} \times 90 = 450 \text{ Kwh/An}$$

D'où l'économie annuelle : $450 \times 0,30 \text{ D.A.} = 135,00 \text{ D.A./An}$

Le capteur sera amortis au bout de quatre années.

Si l'on équipe tout les villages agricoles qui poussent
actuellement en Algérie par des capteurs plan à Air, en
tenant compte du rapport surface des capteurs au volume
habitable ($0,11 \text{ m}^{-2}$). La surface des capteurs est évaluée
à 20 000 000 m². L'énergie récupérée en moyenne par jour
et par mètre carré est de $1 \text{ Kwh/m}^2 \cdot \text{j}$

L'économie d'énergie réalisée chaque année serait de :

$$1 \times 20 \cdot 10^6 \times 90 = 1,8 \cdot 10^9 \text{ Kwh/An}$$

L'économie réalisée par la SONELGAZ serait :

$$1,8 \cdot 10^9 \times 1,50 \text{ D.A.} = 2,7 \text{ Miliards de D.A./an}$$

