

9/85

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

العلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
البيئية
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

lex

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SYSTEME SOLAIRE DE
CHAUFFAGE DOMESTIQUE

1 PLAN

Proposé par :

Mr. AIT-ALI

Etudié par :

BENAMROUCHE .K.

Dirigé par :

Mr. AIT-ALI

PROMOTION : JUIN 1985

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SYSTEME SOLAIRE DE
CHAUFFAGE DOMESTIQUE

Proposé par :

Mr AIT-ALI

Etudié par :

BENAMROUCHE K.

Dirigé par :

Mr AIT-ALI

PROMOTION JUIN 1985



Je dédie ce travail :

- à ma sœur Samia pour ses encouragements.
- à la mémoire de mon arrière-grande-mère pour ses prières.
- à ceux que j'aime.

Karima

Mes remerciements s'adressent à :

- Mr.AIT-ALI pour m'avoir proposé un sujet qui m'a intéressé,pour ses conseils.
- Mrs.RAHLI,BAÏRI,BOUHDJAR pour les innombrables services qu'ils m'ont rendus,pour leur amabilité.
- Tout le personnel de la station solaire de Bouzarah qui s'est montré coopératif et gentil.
- Tous ceux qui ont participé de près ou de loin à ma formation.

Département : Genie Mécanique

دائرة : الميكانيك

Promoteur : M^r Aït - Ali

موجه : السيد آيت علي

Élève - Ingénieur : BENAMROUCHE Karima

تلميذ مهندس : كريمة بن عروش

الموضوع : نظام شمسي، للتدفئة، المنزلية.
للغرض :

لقد سمحت لنا هذه الدراسة بتحديد قياسات نظام شمسي لتدفئة مسكن مساحته $142,23 \text{ m}^2$ وتزويده يوميا بـ 300 لتر من الماء الساخن. لأن العظيمة المستعملة ترتكز على العوامل المناخية للساحل الجزائري خلال يوم من شهر مارس. يتكون نظام الإلتقاط المستعمل من حاجز زجاجي واحد مساحته $31,36 \text{ m}^2$ أما مساحة المشعاع الموضوع في الغرف فهي $26,76 \text{ m}^2$

Sujet : Système solaire de chauffage domestique.

Résumé :

Cette étude nous a permis de dimensionner un système de chauffage solaire d'une habitation de $142,23 \text{ m}^2$ avec production de 300 l d'eau chaude par jour. Les hypothèses de calcul utilisées se rapportent aux conditions climatiques du littoral Algérois pour une journée du mois de Mars. La surface de captage nécessaire aux besoins considérés est de $31,36 \text{ m}^2$ simple vitrage, celle des radiateurs à installer dans les pièces est de $26,76 \text{ m}^2$

Subject : Solar heating systems for a house.

Abstract :

This study has enabled us to calculate a solar heating system for a house of surface area $142,23 \text{ m}^2$, with a production capacity of 300 l hot water per day. We have used as hypotheses, the climatic conditions of Algiers coastline prevailing during a day in March. The necessary collecting area is of $31,36 \text{ m}^2$ single glazing; that of the radiators to be fitted indoors, amounts to $26,76 \text{ m}^2$

CHAPITRE I : INTRODUCTION.

L'énergie, cette ressource qui conditionne le développement et l'industrialisation, s'est vue décerner depuis une quinzaine d'années une place prépondérante dans les programmes de travail des gouvernements de divers sinon de tous les pays du monde.

La sonnette d'alarme tirée en 1973, a fait prendre conscience au monde que cette ressource parfois abondante, n'est pas pour autant inépuisable. Essentiellement constituée par les hydrocarbures, elle risque de s'épuiser dans un très proche avenir si elle n'est pas utilisée avec parcimonie.

Ainsi, les nouveaux objectifs de travail ont été axés sur la recherche et le développement de technologies en vue d'exploiter de nouvelles formes d'énergie, dont la mise en valeur permettra dans une certaine mesure de satisfaire les besoins énergétiques futurs. On s'intéresse aux énergies dites renouvelables, dont on peut citer: l'énergie éolienne, l'énergie marémotrice, l'énergie géothermique, et l'énergie solaire. En particulier, l'énergie solaire fait l'objet de beaucoup d'intérêts et d'espoirs; bien qu'ayant certains inconvénients, elle offre néanmoins de riches possibilités.

Le soleil, par sa force et sa douceur a de tout temps fasciné l'Homme. Les anciennes civilisations ont en fait une divinité. Au Pérou 500 ans après la disparition de la civilisation Incas, on célèbre encore le 24 Juin la fête du soleil en allumant un feu à l'aide d'un miroir dirigé vers l'étoile sacrée. Au musée du Caire, on peut voir les fresques qui divinisent le disque solaire Aton. En Irlande, il existe des temples construits de façon à ce que certaines de leurs ouvertures permettent l'illumination des statues par le soleil levant pour un seul jour de l'année; ce jour correspondrait à une fête ou un solstice.

Le soleil fut aussi l'objet d'études depuis l'antiquité; on peut citer chronologiquement: les travaux de l'école pythagoricienne, de Ptolémée, de Copernic, de Galilée, de Kepler et de Newton.

L'énergie solaire fut aussi étudiée et utilisée depuis l'antiquité. Ainsi, en 212 av-JC, Archimède incendia la flotte romaine au large de Syracuse avec des miroirs de bronze poli. En 1746, Lavoisier démontra qu'il était possible de fondre des métaux avec le four solaire qu'il avait réalisé au moyen de lentilles convergentes. En 1902, un moteur alimenté par un capteur à concentration solaire fonctionna en Californie pour le pompage de l'eau.

Le soleil est une étoile de notre galaxie, son énergie provient des réactions thermonucléaires en chaîne. Sa température superficielle moyenne correspondant à la longueur d'onde de 5 est de 5800°K. Sa surface lumineuse ou "photosphère" a l'aspect d'un réseau de mailles irrégulières formées par une multitude de points brillants appelés "granules". Cette couche instable et il y apparaît des tâches sombres de différentes formes et étendues, correspondant à des zones plus froides. On y observe également

la présence de "facules" régions très brillantes qui sont les traces de structures situées dans une couche plus élevée, "la chromosphère". Celle-ci d'une épaisseur de 5000 Km, est le siège des protubérances. Au delà de la chromosphère, l'atmosphère solaire se prolonge par la "couronne solaire" qui s'étend sur des milliers de kilomètres dans l'espace.

Les caractéristiques du soleil sont:

- diamètre: 1400 000 Km, soit 109 fois celui de la Terre à l'équateur.
- densité: 1.41
- masse: $1.998 \cdot 10^{27}$ Tonnes, soit 333 000 celle de la Terre.
- volume: $1.40831 \cdot 10^{11} \cdot 3$ Km, soit 1 300 000 fois celui de la Terre.

Une partie de l'énergie produite par les réactions thermo-nucléaires est utilisée pour maintenir la température du soleil, le reste est émis dans l'espace. Il en arrive une infime partie sur la Terre sous formes d'ondes électromagnétiques de courtes longueurs d'ondes.

Le rayonnement solaire est réparti sur un spectre de longueurs d'ondes obéissant à la loi de WIEN, $\lambda T = 2897.6 \mu m.K$.

Les avantages de l'énergie solaire sont essentiellement: sa disponibilité, sa distribution géographique, son adaptation à la vie terrestre même dont elle fut l'origine, et dont elle demeure la condition sine qua none.

Les applications de l'énergie solaire, peuvent être passives ou actives.

Les systèmes passifs reposent en partie sur la conception et la construction adéquates d'un bâtiment afin d'obtenir un gain direct de chaleur solaire. Théoriquement, un tel système ne devrait utiliser comme sources d'énergie que le soleil et le vent. Pratiquement, des ventilateurs pour faire circuler l'air et des moteurs pour manoeuvrer des panneaux isolants sont utilisés pour augmenter l'efficacité du systèmes. Comme exemple, on pourrait citer le mur de Trombe dont le mode de fonctionnement est donné dans l'annexe (1).

Les systèmes actifs, sont représentés par les applications industrielles et domestiques. Ils sont caractérisés par l'utilisation d'un équipement pour collecter, stocker et distribuer la chaleur solaire d'une manière contrôlée. Ils ont pour principe la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique, thermique ou autres.

Ainsi, dans le domaine de l'habitat, l'utilisation des capteurs solaires, permet d'assurer le chauffage et l'alimentation en eau chaude. L'énergie solaire est une énergie douce, c'est à dire relativement de faible densité; elle exige un investissement élevé par Kilo-Watt installé comparablement à l'électricité du réseau. Cet inconvénient en constitue parfois un handicap sérieux pour les pays pauvres. Cependant, c'est justement dans les pays en voie de développement, que sa disponibilité est la plus importante.

L'Algérie en particulier, bénéficie d'un ensoleillement très élevé notamment dans les régions sahariennes. Cet avantage couplé à un climat doux sur le littoral donc nécessitant peu de chauffage domes-

tique.

L'objectif de cette étude est précisément d'évaluer certains paramètres d'un tel système pour une habitation individuelle de taille moyenne implantée dans la région algéroise.

L'étude comprend d'abord la formulation du problème de chauffage solaire par capteurs plans en termes de besoins et de caractéristiques solaires locales, puis le dimensionnement des éléments principaux.

CHAPITRE II : NOTIONS DE PHYSIQUE SOLAIRE.

Gravitant autour du soleil, la Terre décrit une ellipse de faible excentricité dans un plan passant par le soleil appelé "écliptique". La durée de sa révolution sidérale est de 365 jours et un quart.

Cette masse ponctuelle à l'échelle de notre système solaire est animée d'un mouvement de rotation autour de l'axe qui joint ses deux pôles et dont la direction est très peu variable. La Terre, se trouve ainsi exposée régulièrement au rayonnement solaire. Elle est plongée dans le flux solaire qu'elle intercepte par une section diamétrale. A son rayon moyen de 6400 Km, correspond une surface d'interception de plus de 10^8 Km², soit une puissance incidente d'environ 2.10^{17} Kw.

1- DONNÉES ASTRONOMIQUES ET NOMENCLATURE :

On rappellera ici les formules habituelles de calcul relatives au Soleil. Elles sont toutes basées sur la déclinaison du Soleil et sur l'angle horaire.

a- déclinaison du Soleil. (δ)

C'est l'angle formé par le plan de l'équateur et celui de l'écliptique. Elle varie de + 23°27' au solstice (1) d'été à - 23°27' au solstice d'hiver en passant par la valeur 0° aux équinoxes (2) de printemps et d'automne.

On estime la déclinaison par l'expression suivante:

$$\sin \delta = 0.4 \sin t$$

avec:

t : produit de nombre de jours écoulés depuis l'équinoxe de printemps et du facteur correctif $\frac{360}{365}$.

Les chiffres indiqués entre crochets, renvoient à l'annexe (2).

b- angle horaire: (AH)

C'est l'angle formé par le plan méridien (3) d'un lieu et le plan méridien passant par l'astre visé. Il est déterminé par la rotation régulière de la Terre autour de son axe polaire, il est ainsi directement lié à l'heure solaire vraie (4). Il prend la valeur 0° quand le Soleil passe au plan méridien d'un lieu, il est alors midi vrai au Soleil.

L'intervalle de temps séparant deux passages successifs du Soleil par le même méridien étant de 24 heures, un écart de une heure correspondrait donc à un écart de 15° en angle horaire.

c- hauteur angulaire du Soleil: (h)

C'est la distance angulaire de la direction du Soleil à l'horizontale du lieu à un moment défini. Elle peut se formuler comme suit:

$$\sinh = \sin\phi \cdot \sin\delta + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos AH$$

avec:

ϕ : latitude (5) du lieu.

δ : déclinaison du Soleil.

AH : angle horaire du Soleil.

d- azimuth du Soleil: (a)

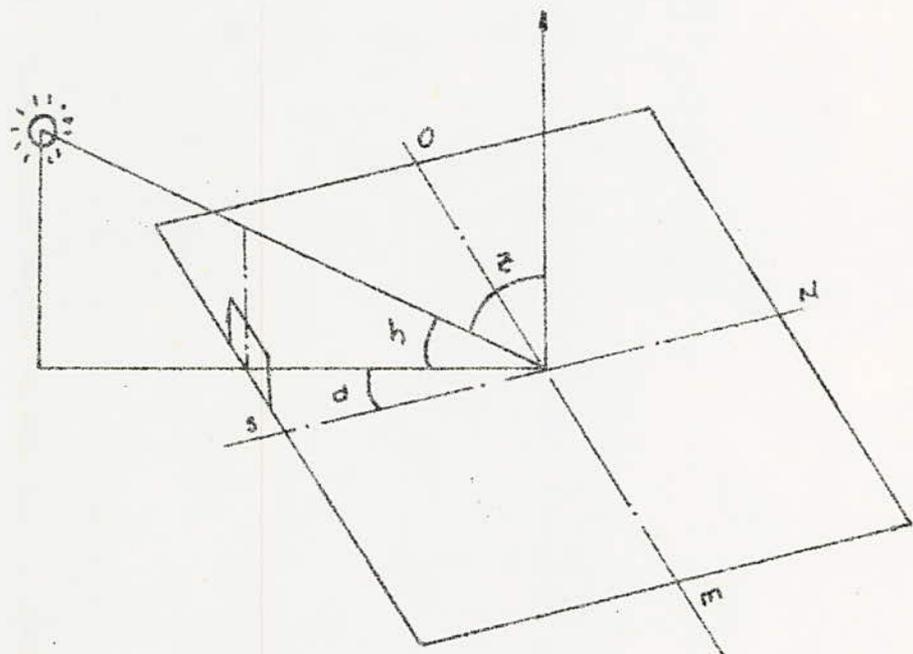
C'est l'angle formé par le plan vertical passant par un point défini dans l'espace et le plan méridien du lieu. Il est donné par l'expression:

$$\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin AH}{\cosh}$$

2- GENERALITES SUR LE RAYONNEMENT SOLAIRE:

à- constante solaire:

L'éclairement moyen d'une surface normale aux rayons solaires située aux confins de l'atmosphère, pour une distance Terre-Soleil moyenne est estimé à 1390 w/m², c'est la constante solaire. Du fait que la trajectoire que décrit la Terre autour du Soleil soit une ellipse et non un cercle, on note des variations annuelles régulières de l'éclairement solaire extra-atmosphérique. Ainsi, le maximum se produit début Janvier +3.3% c'est à dire 1436 w/m², le minimum début Juillet -3.4% c'est à dire 1343 w/m². Ala traversée de l'atmosphère, cet éclairement est soumis à un affaiblissement dû à l'extinction atmosphérique. Cette dernière se fait



— ANGLES DU SOLÉIL —

z : zénith.

h : hauteur du soleil.

a : azimuth.

par diffusion moléculaire (6), par diffusion par les aérosols (7) et par absorption gazeuse (8). Elle est essentiellement fonction de la masse d'air à traverser qui est définie en prenant pour unité, l'épaisseur verticale de l'atmosphère moyenne au dessus du niveau 1000 mb voisin du niveau moyen du sol en plaine. Si cette couche est supposée plane et stratifiée, et si on admet un trajet rectiligne des rayons lumineux, la longueur de ce trajet (voir page suivante) dans l'atmosphère s'exprime alors par:

$$MH' = \frac{MH}{\sinh} = m$$

Ainsi, pour une pression de 1000 mb, et pour un soleil au zénith (à la verticale du lieu) $m=1$.

Si la pression est différente de 1000 mb, on multiplie la masse atmosphérique par le facteur correctif $\frac{P}{1000}$ (p: pression du lieu).

b- composants au sol du rayonnement solaire:

La connaissance du rayonnement solaire incident aux confins de l'atmosphère et de des divers effets des gaz et impuretés atmosphériques permet d'avoir une bonne approximation des valeurs des divers composants du rayonnement solaire pour des états bien définis de l'atmosphère.

c- rayonnement solaire direct: (I_D)

C'est l'éclairement énergétique d'une surface réceptrice normale aux rayons solaires par le seul rayonnement provenant directement du disque solaire. Le ciel doit donc être clair. Pour une surface horizontale, on déduit la valeur de l'éclairement énergétique S:

$$S = I_D \cdot \sinh \quad (\text{ voir page suivante })$$

avec:

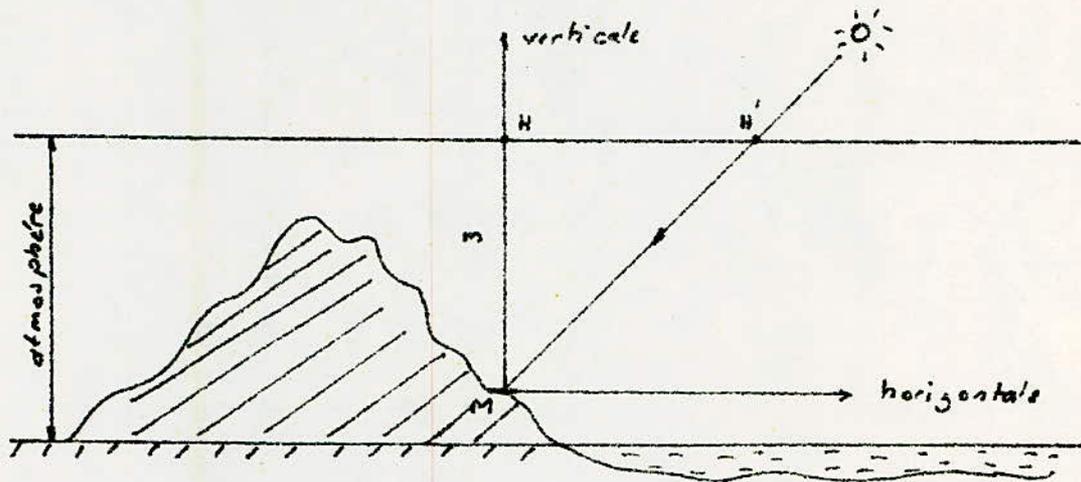
h: hauteur du soleil.

d- rayonnement solaire diffus: (I_d)

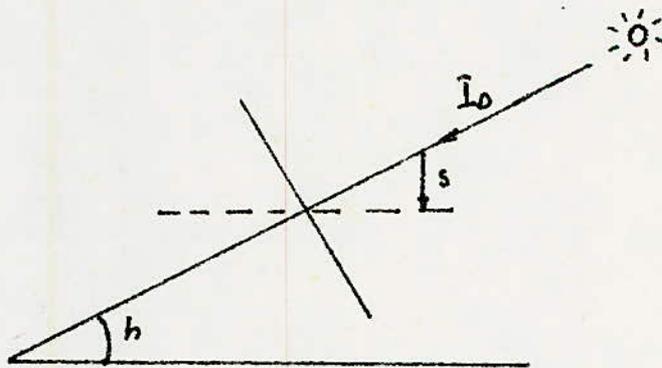
Sur une surface horizontale, le rayonnement diffus n'a pas d'orientation privilégiée. Il parvient au sol de toute la voûte céleste. Il est constitué du rayonnement prélevé sur le rayonnement solaire direct par les molécules et les particules diffusantes.

e- rayonnement solaire réfléchi par le sol: (I_r)

Le rayonnement solaire parvenant au sol, est absorbé en partie. Le taux d'absorption varie suivant la longueur d'onde et la nature du terrain. L'autre partie est réfléchi vers l'atmosphère.



— NOTION DE MASSE ATMOSPHERIQUE —



— RAYONNEMENT SOLAIRE DIRECT —

f-énergie solaire reçue au sol:

Si la surface réceptrice est horizontale, l'énergie incidente est représentée par le rayonnement solaire global, c'est à dire somme des différents composants du rayonnement solaire. On peut aisément calculer l'énergie parvenant au sol en un certain temps, si on dispose des données nécessaires.

Dans le cas d'une surface réceptrice inclinée, on peut effectuer des calculs estimatifs valables par ciel clair; la composante utile du rayonnement solaire direct se détermine facilement. Pour le rayonnement diffus, on doit tenir compte des angles solides délimités par le plan de la surface réceptrice et le plan horizontal. On aura ainsi:

$$I_t = I_D + I_d + I_r$$

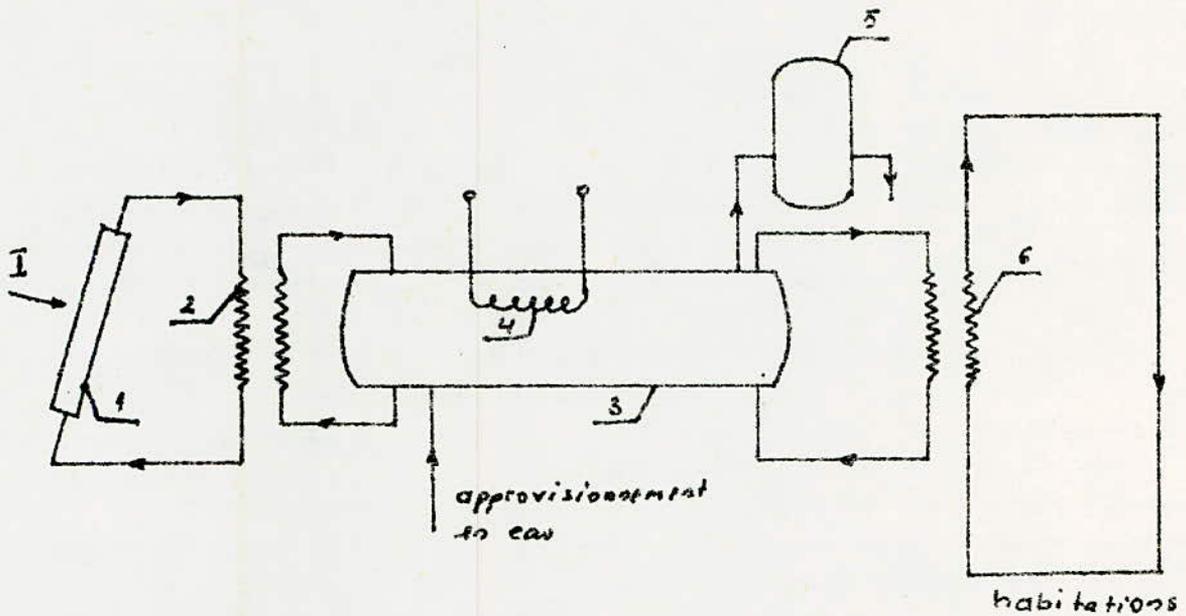
CHAPITRE III : DESCRIPTION DE L'INSTALLATION.
SCHEMA DE PRINCIPE.

On considerera un système utilisant une solution d'antigel comme fluide caloporteur, et l'eau comme moyen de stockage. Le capteur est utilisé pour transformer le rayonnement solaire en énergie thermique. Cette énergie est stockée pour approvisionner les charges de chauffage de l'espace et de l'eau.

Un échangeur de chaleur liquide à liquide est utilisé entre le capteur et le réservoir. Un échangeur de chaleur liquide-air, est utilisé pour transférer la chaleur du stockage vers les pièces d'habitation.

L'eau chaude sanitaire est puisée directement du réservoir principal. Un chauffage auxiliaire d'appoint est prévu au niveau du stockage pour prendre le relais de l'énergie recueillie par les capteurs, quand celle-ci n'est pas suffisante pour satisfaire les besoins.

Les instruments de contrôle, les soupapes de sécurité, les pompes et conduits constituent le reste de l'équipement.



— SCHEMA DE PRINCIPE —

- 1 : capteur solaire.
- 2 : échangeur de chaleur liquide - liquide.
- 3 : réservoir principal.
- 4 : appoint d'énergie (électricité).
- 5 : réservoir d'eau chaude sanitaire.
- 6 : échangeur de chaleur liquide - air.

CHAPITRE IV : DETERMINATION DE LA SURFACE DE CAPTAGE, ET DU VOLUME DE STOCKAGE.

A - SURFACE DE CAPTAGE.

La surface de captage nécessaire pour satisfaire les besoins quotidiens d'énergie, dépend essentiellement des trois paramètres suivants:

- a- les besoins thermiques en chauffage et eau chaude pour une journée.
- b- l'ensoleillement moyen du lieu géographique considéré, en tenant compte des statistiques sur une période suffisamment longue pour être fiable.
- c- le rendement du capteur considéré, celui-ci dépend de l'ensoleillement et des températures d'utilisation.

1- EVALUATION DES BESOINS THERMIQUES EN CHAUFFAGE.

Les besoins thermiques en chauffage pour les habitations individuelles de type courant, sont calculés d'après les considérations suivantes:

- l'enveloppe extérieure de la maison.
- le type, la surface et l'étanchéité des ouvertures.
- le taux de renouvellement d'air considéré.
- l'écart moyen de température intégré sur la saison de chauffage.

Globalement, le système thermique considéré peut être schématisé par l'analogie électrique représentée par la figure (a). Les besoins en chauffage sont évalués suivant la méthode des "degré-jours" basée sur l'expression suivante:

$$I_c = UA \cdot D$$

avec:

I_c : charge mensuelle de chauffage (J).

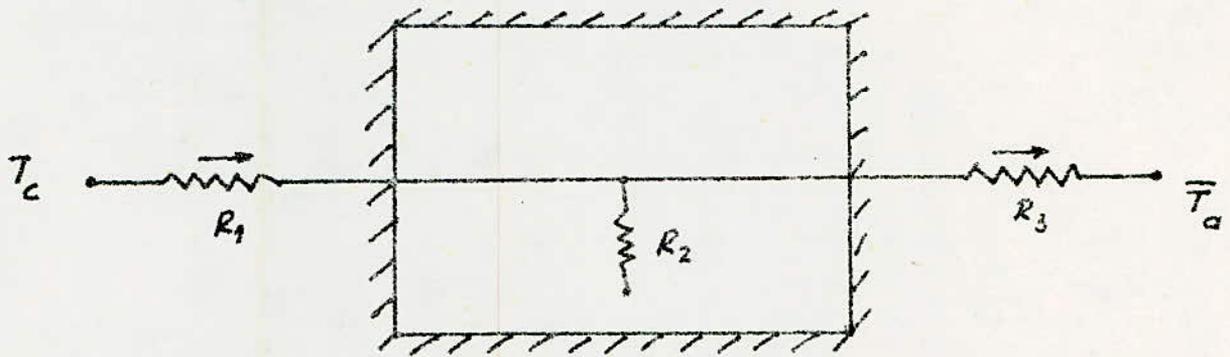
UA : produit du coefficient total de perte de chaleur et de la surface de la construction. ($W/^\circ C$)

D : nombre de degré-jours ($^\circ C-jr$).

a- détermination du coefficient UA:

Pour cela, on a considéré que la construction a une isolation thermique moyenne, qu'elle est située dans la région algéroise, et qu'elle a un débit d'air sortant de 150 m^3 par heure, et un débit

— fig (a) —



R_1 : résistance thermique de transmission du capteur vers le ballon d'eau chaude.

R_2 : résistance thermique interne de transmission des sources internes marginales (occupants, éclairage, poêle...).

R_3 : résistance thermique de déperdition de l'habitation.

T_c : température de captage.

\bar{T}_a : température moyenne ambiante extérieure.

d'air entrant de 90 m^3 par heure.

Les structures des différents éléments (mur, plafond, plancher) et les résultats obtenus sont données dans la figure (b) et le tableau (I). Le détail des différents calculs, se trouve en Appendice (A).

b- détermination du nombre de degré-jours.

On l'exprime par:

$$D = \sum_{\text{jours}} (T_b - \bar{T}_a)^+$$

avec:

T_b : température de base (18°C), pour le cas considéré.

\bar{T}_a : température moyenne journalière extérieure.

Le signe (+) indique que la différence n'est prise en compte dans la somme que si elle est positive.

L'exposé détaillé de la méthode est fait en Appendice (B), les résultats obtenus sont résumés dans le tableau (II).

c- détermination de la charge de chauffage.

Comme nous l'avons déjà vu, elle s'exprime par:

$$L_c = UA \cdot D$$

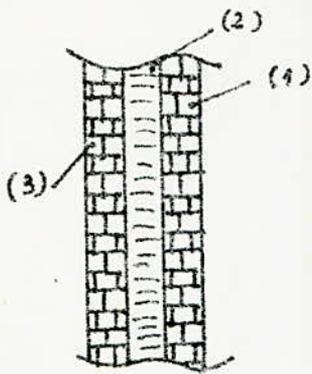
Tous les paramètres étant connus, l'expression précédente devient avec les conversions:

$$L_c = UA \cdot D \cdot 24 \frac{\text{hr}}{\text{jour}} \cdot \frac{3600 \text{ J}}{\text{W} \cdot \text{hr}}$$

Le tableau (III) résume les résultats des calculs.

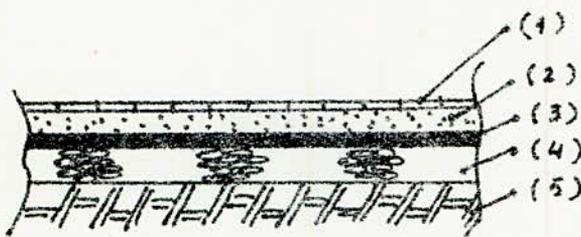
2- EVALUATION DE LA CHARGE D'EAU CHAUDE SANITAIRE.

Les besoins en eau chaude sanitaire dépendent essentiellement du débit journalier nécessaire aux besoins du ménage, donc du nombre d'occupants et de la norme d'utilisation considérée. Soit une famille de (6) membres, consommant en moyenne 50l par jour et par personne. La charge d'eau chaude sanitaire s'exprime alors par:



- Mur -

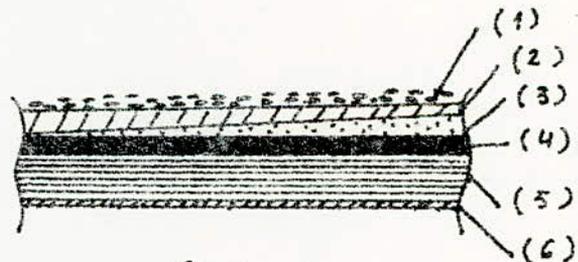
- (1) : mur intérieur enduit sur une face en briques creuses à trous.
- (2) : isolation thermique en polystyrène.
- (3) : mur extérieur enduit sur une face en briques creuses à trous.



- Plancher -

- (1) : revêtement en marbre
- (2) : lit de sable
- (3) : dalle de compression en béton armé
- (4) : treillisage
- (5) : terre végétale.

- (1) : couche de gravier.
- (2) : étanchéité en feutres et cartons bitumés.
- (3) : forme de pente en béton léger.
- (4) : dalle de compression en béton armé.
- (5) : hourdis.
- (6) : plâtre.



- Plafond -

—Tableau (I)—

Element	Coefficient de déperdition de chaleur u [w/m^2oc]	Surface de l'element considé- ré A [m^2]	Produit UA [$w/°c$]
Mur	0.981	470.28	64.87
Plancher	0.454	142.223	64.57
Plafond	1.221	142.223	173.65
vitrage	4.493	15.387	64.52
Portes opaques	3.5	1.989	6.96
Portes vitrées	4.5	5.676	25.54
Total		→	≈ 401
Déperdition par ventilation : Q		→	$Q = 213 w/°c$
		<u>total</u>	$401 + 213 = 614$

Les déperditions totales du local sont donc :

$UA = 614 w/°c$

— Tableau (II) —

Mois	Nombre de jours du mois	température moyenne [°c]	Degrée - Jours [°c·j]
Janvier	31	11	217
Février	29	11	203
Mars	31	14	124
Avril	30	15	90
Mai	31	18	0
Juin	30	22	0
Juillet	31	24	0
Aout	31	25	0
Septembre	30	23	0
Octobre	31	19	0
Novembre	30	15	30
Décembre	31	13	106

— Tableau (III) —

Mois	Degré-Jours [°C·j]	Charge de chauffage de l'espace Q_c [J]
Janvier	217	$11.51 \cdot 10^9$
Février	203	$10.77 \cdot 10^9$
Mars	124	$6.58 \cdot 10^9$
Avril	90	$4.77 \cdot 10^9$
Mai	0	0
Juin	0	0
Juillet	0	0
Aout	0	0
Septembre	0	0
Octobre	0	0
Novembre	90	$4.77 \cdot 10^9$
Décembre	186	$9.97 \cdot 10^9$

avec : $UA = 614 \text{ W/}^\circ\text{C}$

$$L_e = N.n.v.(T_e - T_f) . \rho . C_p$$

avec:

N: nombre de jours du mois.

n: nombre d'occupants(6).

v: volume d'eau utilisée par occupant(50L/jour)

T_e: température minimum acceptable pour l'eau chaude(50°C).

T_f: température moyenne de fourniture de l'eau(8°C).

ρ: densité de l'eau(1Kg/l).

C_p: chaleur spécifique de l'eau(4190J/Kg°C).

Les résultats sont résumés dans le tableau(IV).

3- DETERMINATION DE LA CHARGE TOTALE.

Elle est estimée comme étant la charge de chauffage et celle de l'eau chaude sanitaire.

$$L = L_c + L_e$$

Soit le tableau récapitulatif(V).

4- DETERMINATION DU RENDEMENT DU CAPTEUR.

Soient les données suivantes:

T_e: température d'entrée au capteur(20°C).

T_s: température de sortie du capteur(60°C).

qm: débit massique circulant dans le capteur(0.04 Kg/s).

v : vitesse du fluide dans le capteur(0.5 m/s).

Les données climatiques sont celles d'une journée du mois de Mars, ceci pour éviter le surdimensionnement.

a- détermination des caractéristiques du capteur.

- débit volumique.

— Tableau (IV) —

Mois	Nombre de jours du mois	Charge d'eau chaude sanitaire [J]
Janvier	31	$1.64 \cdot 10^9$
Février	29	$1.53 \cdot 10^9$
Mars	31	$1.64 \cdot 10^9$
Avril	30	$1.58 \cdot 10^9$
Mai	31	$1.64 \cdot 10^9$
Juin	30	$1.58 \cdot 10^9$
Juillet	31	$1.64 \cdot 10^9$
Aout	31	$1.64 \cdot 10^9$
Septembre	30	$1.58 \cdot 10^9$
Octobre	31	$1.64 \cdot 10^9$
Novembre	30	$1.58 \cdot 10^9$
Décembre	31	$1.64 \cdot 10^9$

— Tableau (V) —

Mois	Charge de chauffage de l'espace L_e [J]	Charge de chauffage de l'eau L_c [J]	charge totale $L = L_c + L_e$ [J]
Janvier	$11.51 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$	$13.15 \cdot 10^9$
Février	$10.77 \cdot 10^9$	$1.53 \cdot 10^9$	$12.30 \cdot 10^9$
Mars	$6.58 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$	$8.22 \cdot 10^9$
Avril	$4.77 \cdot 10^9$	$1.58 \cdot 10^9$	$6.35 \cdot 10^9$
Mai	0	$1.64 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$
Juin	0	$1.58 \cdot 10^9$	$1.58 \cdot 10^9$
Juillet	0	$1.64 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$
Août	0	$1.64 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$
Septembre	0	$1.58 \cdot 10^9$	$1.58 \cdot 10^9$
Octobre	0	$1.64 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$
Novembre	$4.77 \cdot 10^9$	$1.58 \cdot 10^9$	$6.35 \cdot 10^9$
Décembre	$9.87 \cdot 10^9$	$1.64 \cdot 10^9$	$11.51 \cdot 10^9$

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{0.04}{1064.62}$$

$$q_v = 3.82 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

- section de passage.

$$St = \frac{q_v}{\bar{v}} = \frac{3.82 \cdot 10^{-5}}{0.5}$$

$$St = 7.64 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

- diamètre de la canalisation.

$$d = 2\sqrt{\frac{St}{\eta}} = 2\sqrt{\frac{76.4}{\eta}}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

soit donc une canalisation de diamètre intérieur $d = 10\text{mm}$,
et de diamètre extérieur $D = 12\text{mm}$.

- nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\eta} = \frac{1046.62 \times 0.5 \times 0.01}{5.11 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 1024.09$$

- nombre de Nusselt.

Les dimensions du capteur, sont indiquées dans la figure(c).
Le régime étant laminaire, on dispose de deux expressions
pour le calcul du nombre de Nusselt. soit:

Selon Hansen.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \times \left(\frac{d}{l}\right) \times Re \times Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{d}{l}\right) \times Re \times Pr\right]^{2/3}}$$

avec:

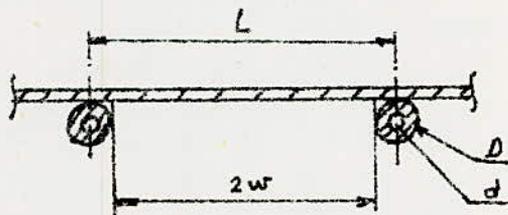
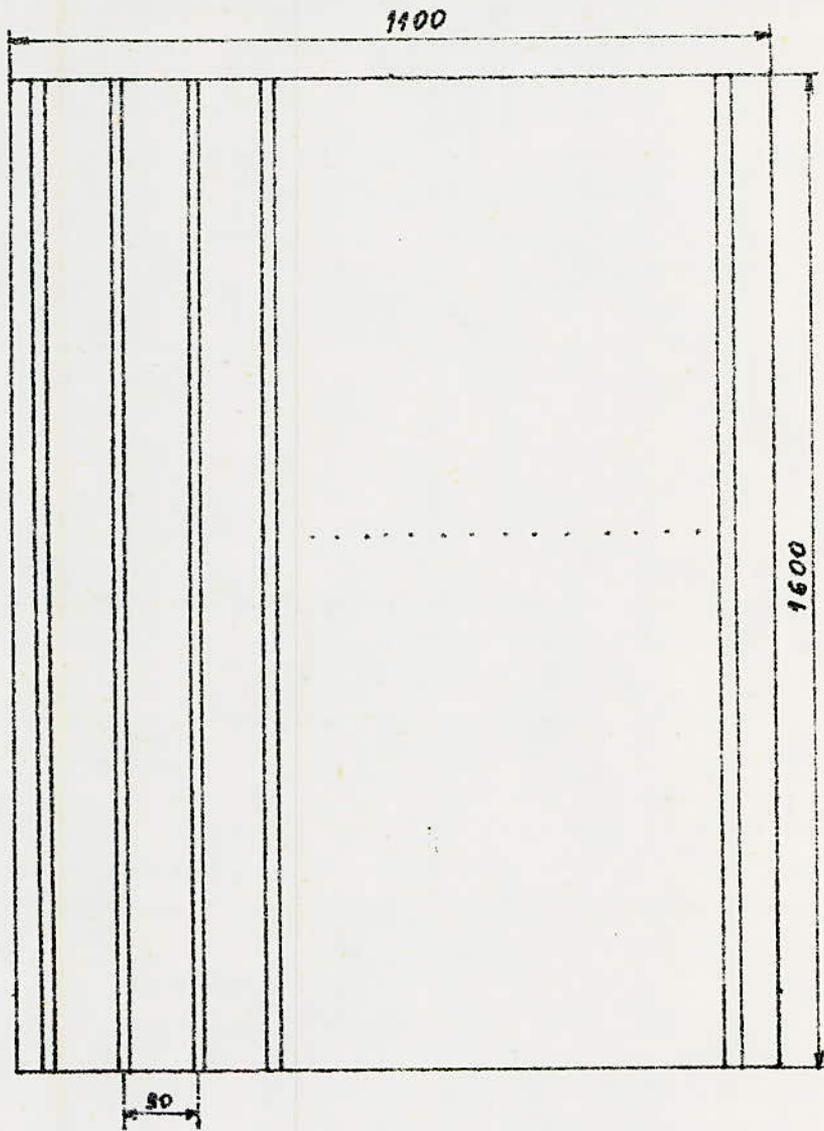
$$Re = 1024.09 \quad Pr = 48.65 \quad d = 0.01\text{m} \quad l = 1.6\text{m}$$

le nombre de Nusselt prend la valeur: $Nu = 10.99$

Selon Sieder et Tate.

$$Nu = 1.86 (Re \cdot Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{l}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

avec μ la viscosité dynamique moyenne, et μ_p la viscosité
dynamique à la paroi. Elles sont toute deux fonction de la
température; comme l'écoulement est laminaire, les tempéra-
tures à la paroi et à l'axe de l'écoulement, sont sensi-
blement les mêmes. Donc, le rapport entre les deux viscosités
peut être pris égale à 1.



— fig (c) —

On vérifie la condition d'application de cette corrélation, soit:

$$Re.Pr.\frac{d}{l} > 10$$

$$Re.Pr.\frac{d}{l} = 1024.09 \times 48.65 \times \frac{0.01}{1.6} = 311.4$$

Le produit est bien supérieur à 10, la relation est donc applicable, et on obtient:

$$Nu = 12.61$$

Le nombre de Nusselt adopté est la moyenne des deux, soit:

$$Nu = 11.8$$

- coefficient de transfert de chaleur du fluide.

$$h = \frac{Nu.k}{d} = \frac{11.8 \times 0.445}{0.01}$$

$$h = 525.1 \text{ W/m}^2\text{C}$$

b- détermination de l'énergie utile recueillie par le capteur.

- détermination du coefficient de perte de chaleur du capteur.

$$U_L = \frac{Q_p}{A_c(T_c - T_a)}$$

avec:

Q_p : énergie perdue par le capteur.

T_c : température moyenne du capteur, $T_c = \frac{T_s + T_e}{2} = \frac{60 + 20}{2} = 40^\circ\text{C}$.

T_a : température ambiante: $T_a = 14^\circ\text{C}$.

A_c : surface utile du capteur.

$$Q_p = \frac{A_c(T_c - T_a)}{N \left(\frac{C}{T} \right) \left[\frac{(T_c - T_a)}{N + f} \right]^{0.33} + 1/h_{c, \infty}} + \frac{\sqrt{(T_c^4 - T_a^4) A_c}}{1/(\xi_{obs} + 0.05N(1 + \xi_{obs})) + (2N + f - 1)/(\xi_v - N)}$$

avec:

N: nombre de vitrage.

$$f = (1 - 0.04h_{c,\infty} + 0.0005h_{c,\infty}^2)(1 + 0.091N) = 0.346$$

$h_{c,\infty}$: coefficient de transfert de chaleur entre le capteur et l'environnement.

$$h_{c,\infty} = 5.7 + 3.8V \quad 3 \leq V \leq 10 \quad V: \text{vitesse du vent.}$$

$$\text{soit } V = 5 \text{ m/s}$$

$$h_{c,\infty} = 24.7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C = 365.9(1 - 0.00883\beta + 0.0013\beta^2) = 364.06$$

β : angle d'inclinaison du capteur. $\beta = 36^\circ = 0.628 \text{ rd.}$

ε_{abs} : coefficient d'émission en IR de l'absorbeur. $\varepsilon_{abs} = 0.1$

ε_v : coefficient d'émission en IR du vitrage. $\varepsilon_v = 0.01$

$$\sigma = 5.669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$$

avec toutes ces données, on a:

$$Q_p = 108.83 \text{ W}$$

d'où la valeur de U_L :

$$U_L = 2.99 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- efficacité des ailettes:

La plaque de cuivre fait office d'ailettes pour les tubes où circule le fluide caloporteur. L'efficacité s'exprime par:

$$\eta_f = \frac{th_{mw}}{mw}$$

avec:

$$m = \left(\frac{U_L}{kt}\right)^{1/2}$$

k: conductivité du cuivre. $k = 390 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

t: épaisseur de la plaque de cuivre.

$$t = 0.4 \text{ mm}$$

d'où la valeur de m:

$$m = 4.38$$

avec $w = 39 \text{ mm}$, on a ura:

$$\eta_f = 0.99$$

- facteur d'efficacité du capteur.

$$F' = \frac{1/U_L}{L(1/U_L(d+2w_f) + 1/hc, i. \hat{n}. d)}$$

$$F' = \frac{1/2.99}{0.09(1/2.99(0.01+2 \times 0.039 \times 0.99) + 1/525.1 \times 0.01)}$$

$$F' = 0.95$$

- facteur de transfert de chaleur.

$$F_R = \frac{q_m \cdot C_p}{U_L} (1 - \exp(-\frac{U_L \cdot F'}{q_m \cdot C_p}))$$

$$F_R = \frac{0.04 \times 3324}{2.99} (1 - \exp(-\frac{2.99 \times 0.95}{0.04 \times 3324}))$$

$$F_R = 0.94$$

- calcul de l'énergie utile.

Elle s'exprime par:

$$q_u = A_c \cdot F_R \cdot (\alpha \tau I - U_L(T_e - T_a))$$

avec:

A_c : surface utile du capteur. $A_c = 1.5 \text{ m}^2$

α : absorbtivité de l'absorbeur. = 0.9

τ : transmittivité du vitrage. = 0.84

I : flux incident (W/m^2)

$$q_u = 1.5 \times 0.94 \times (0.9 \times 0.84 I - 2.99(20 - 14))$$

Les résultats sont résumés dans le tableau(VI).

- rendement moyen journalier.

$$\eta_c = \frac{\sum q_u}{A_c \sum I} = 100 \times \frac{311.01}{1.5 \times 525.27}$$

$$\eta_c = 39.5\%$$

- surface de captage.

Elle est définie comme étant le rapport entre d'une part le besoin énergétique journalier exprimé en KWh, et d'autre part l'énergie incidente exprimée en KWh/m^2 et le rendement du capteur considéré.

— Tableau (VI) —

Heure	Flux incident I (W/m^2)	Energie utile q_u (W)
7 - 8	17.41	0
8 - 9	37.42	14.53
9 - 10	54.85	33.17
10 - 11	67.8	46.98
11 - 12	74.97	64.62
12 - 13	75.78	55.48
13 - 14	70.17	49.50
14 - 15	58.58	37.13
15 - 16	42.04	19.52
16 - 17	22.40	0
17 - 18	3.85	0

d'où :

$$\Sigma q_u = 311.01 \text{ W}$$

$$\Sigma I = 525.27 \text{ W/m}^2$$

$$S = \frac{W_b}{W_i \cdot \eta_c} = \frac{58.96}{4.76 \times 0.395}$$

$$S = 31.36 \text{ m}^2$$

B - VOLUME DE STOCKAGE:

Le volume de stockage doit être tel qu'il puisse accumuler en une belle journée de demi-saison la quantité de chaleur nécessaire lors d'une période non ensoleillée consécutive à cette belle journée.

Généralement, on cherche à accumuler la quantité d'énergie nécessaire pour une ou deux journées au maximum, car au delà l'installation devient trop importante et d'un coût onéreux.

Pour le chauffage, le volume de stockage est obtenu en divisant la quantité de chaleur à accumuler par l'écart entre la température maximale et la température minimale du stockage. La température minimale est fixée par la position de l'appoint, la température maximale résulte directement de la capacité du capteur et de l'échangeur à élever la température du stockage. Soit un temps de stockage de 1.5 jour, le volume nécessaire pour assurer le chauffage s'exprime alors par:

$$V = \frac{W_S}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T_S}$$

avec:

W_S : énergie à accumuler. $W_S = W_b \cdot 1.5 = (6.58 \cdot 10^9 / 31) \times 1.5 \text{ J}$

ρ : masse volumique. $= 4174 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$

C_p : chaleur spécifique. $C_p = 993.95 \text{ Kg/m}^3$

ΔT_S : écart de température. $\Delta T_S = T_{\text{max}} - T_{\text{min}}$

$T_{\text{max}} = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{min}} = 20^\circ\text{C}$

$$V = \frac{2.12 \cdot 10^8 \times 1.5}{993.95 \times 4174 \times 30}$$

$$V = 2.55 \text{ m}^3$$

Pour l'eau chaude sanitaire, on sait que le besoin journalier est de 300l. Il sera donc de 450l pour 1 jour et demi (1.5). Le volume total sera donc:

$$V_S = 2.55 + 450 \cdot 10^{-3}$$

$$V_S = 3 \text{ m}^3$$

La cuve de stockage aura donc une capacité de 3 m^3 .

REMARQUES:

- les caractéristiques de la solution utilisée dans le circuit du capteur sont basées sur la température moyenne du capteur, c'est à dire 40°C. Elles sont

$$C_p = 3324 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} = 5.11 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

$$= 1046.62 \text{ Kg/m}^3 \quad k = 0.445 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$P_r = 48.65$$

- les propriétés essentielles de cette solution sont: son point de gel bas, et sa non corrosivité.
- pour le calcul du stockage, on a considéré une température moyenne de 35°C.
- Les références sont:

"INTRODUCTION to HEAT TRANSFER"

A.I.BROWN & S.M.MARCOS

CHAPITRE V : DETERMINATION DE LA SURFACE DE CHAUFFE.

Dans ce qui suit, on déterminera la surface de chauffe nécessaire pour assurer le chauffage des pièces d'habitation. Le transfert de chaleur se fait par convection naturelle d'un tube ailetté où circule l'eau chaude vers l'air ambiant. On aura ainsi à déterminer le coefficient de transfert de chaleur global, puis on calculera pour chaque pièce la surface de chauffe, la longueur du tube et le nombre d'ailettes. Les hypothèses considérées, dans ce chapitre sont les suivantes.

- diamètre du tube: 30mm
- diamètre des ailettes: 60mm
- la surface occupée par le tube, est de 15% de la surface totale, celle occupée par les ailettes est de 85%.
- l'efficacité des ailettes est supposée égale à: 80%.

1- DETERMINATION DU COEFFICIENT TOTAL DE TRANSFERT DE CHALEUR.

a- coefficient de transfert de chaleur côté air.

Soit le nombre de Grashoff:

$$Gr = g \beta \frac{(T_p - T_a)}{\nu^2}$$

avec:

T_p : température de la paroi. $T_p = 40^\circ C$

T_a : température ambiante. $T_a = 22^\circ C$

ν : viscosité cinématique de l'air. $= 16.84 \cdot 10^{-6} m^2/s$

g : accélération de la pesanteur. $g = 9.81 m/s^2$

$$\beta = \frac{1}{T_a}$$

l'application de ces données donne le résultat: $Gr = 2.11 \cdot 10^9 x^3$

x : dimension de l'élément considéré.

On dispose de donnant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh, pour les dispositions horizontale (tube) et verticale (ailettes). Le nombre de Rayleigh, est le produit du nombre de Grashoff et du nombre de Prandtl.

On a obtenu ainsi:

<u>Tube</u>		<u>Ailette</u>	
Gr= 56790	x= 30mm	Gr= 455 760	x= 60mm
Ra= 43 297.2	Pr=0.76	Ra= 346 377.6	Pr= 0.76
Nu= 6.76		Nu= 16.22	
h = 5.91W/m ² °C	k= 0.02624 W/m °C	h = 7.09W/m ² °C	k= 0.02624W/m °C

b- coefficient de transfert de chaleur côté eau.

L'eau qui coule dans le tube est à 50°C, elle a les caractéristiques suivantes:

$$C_p = 4177 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} \quad \mu = 5.38 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s} \quad Pr = 3.47$$

$$\rho = 987.25 \text{ Kg/m}^3 \quad k = 0.647 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

Le nombre de Reynolds est alors:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{987.25 \times 1 \times 0.03}{5.38 \cdot 10^{-4}} \quad Re = 55051.12$$

Le régime de l'écoulement étant franchement turbulent, le nombre de Nusselt est alors:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

L'application numérique donne le résultat: Nu = 234.68

Le coefficient de transfert de chaleur est:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{234.68 \times 0.647}{0.03} \quad h = 5061.26 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

c- coefficient global de transfert de chaleur.

Les résultats obtenus montrent que le coefficient côté air est faible et dominant. On choisira comme coefficient de transfert la moyenne entre celui relatif au tube et celui relatif aux ailettes.

Soit: h = 6.50W/m²°C

2- SURFACE D'ECHANGE PAR PIECE.

La puissance de chauffe unitaire est déterminée comme suit:

$$P_u = \frac{W_b}{S_c}$$

avec:

W_b : besoin journalier en énergie pour le chauffage.

$$W_b = \frac{6.58 \cdot 10^9}{31} \times \frac{1}{24} \times \frac{1}{3600} \left(\frac{J}{J}\right) \left(\frac{1}{hr}\right) \left(\frac{1}{s}\right) \quad W_b = 2584W$$

S_c : surface totale à chauffer. $S_c = 84.42m^2$

$$P_u = \frac{2584}{84.42} \quad P_u = 30.61W/m^2$$

La surface effective s'exprime alors par:

$$A_e = \frac{q}{h \cdot \Delta T}$$

avec:

q : puissance de chauffe par pièce. ($q = P_u \cdot S_{pièce}$)

h : coefficient global de transfert de chaleur. $h = 6.50W/m^2 \cdot C$

ΔT : écart de température entre le tube et l'ambiance. ($40 - 22 = 18^\circ C$)

L'ailette ayant une efficacité de 80%, et occupant 85% de la surface totale réelle est donc de

$$A_r = A_e \left(\frac{0.85}{0.80} + 0.15 \right) \quad A_r = A_e \cdot 1.21$$

La surface totale des ailettes sera donc:

$$A_{ta} = 0.85A_r$$

d'où le nombre d'ailettes:

$$n = \frac{A_{ta}}{A_a}$$

A_a : surface d'une ailette

$$A_a = n \frac{D^2}{4} = n \left(\frac{60 \cdot 10^{-3}}{4} \right)$$

$$A_a = 2.83 \cdot 10^{-3} m^2$$

La surface du tube est alors de:

$$A_{tb} = A_r - A_{ta}$$

sa longueur:

$$L = \frac{A_r}{D}$$

Le pas d'ailette est alors de:

$$p = \frac{L}{n}$$

Les résultats sont résumés dans le tableau(VII).

REFERENCES: "INTRODUCTION to HEAT TRANSFER" A.I.BROWN & S.M.MARCOS

— Tableau (VII) —

Pièce	Surface de la pièce (m ²)	Besoin en chaleur (W)	Surface effective de chauffe Ac (m ²)	Surface réelle de chauffe Ar (m ²)	Surface des ailettes Ata (m ²)	Nombre d'ailettes n	Surface du tube Ach (m ²)	Longueur du tube L (m)	Le pas d'ailettes P (mm)
1	6.11	187.09	1.60	1.94	1.649	583	0.294	3.09	≈ 7
2 ^(*)	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	13.27	406.19	3.47	4.20	3.570	1262	0.630	6.69	≈ 5
4	14.03	429.19	3.67	4.45	3.790	1340	0.660	7.01	≈ 5
5	9.95	304.57	2.60	3.15	2.680	947	0.470	4.99	≈ 5
6	14.00	428.56	3.67	4.45	3.790	1340	0.660	7.01	≈ 5
7	14.07	430.68	3.68	4.45	3.790	1340	0.660	7.01	≈ 5
8	12.99	397.62	3.40	4.12	3.500	1237	0.610	6.58	≈ 5

La surface totale de chauffe est de : 26.76 m²

(*) La pièce n°(2) est la cuisine, celle-ci n'est pas chauffée.

CHAPITRE VI : CONCLUSION.

La présente étude nous a permis de déterminer les paramètres essentiels d'un système solaire de chauffage domestique, c'est à dire:

- la surface de captage nécessaire à la satisfaction des besoins énergétiques.
- le volume de stockage qui permet d'accumuler l'énergie pour l'utilisation immédiate et en prévision de journées sans Soleil.
- la surface de chauffe nécessaire qui permet d'assurer le chauffage des pièces d'habitation.

C'est une première approche qui gagnerait certainement à être complétée et approfondie par l'étude des détails et l'utilisation de méthodes prévisionnelles telle la "f-chart" qui permettent d'optimiser les résultats et d'augmenter l'économie réalisée en faisant le choix adéquat de la surface de captage en fonction du taux de couverture des besoins par l'énergie solaire.

D'autre part, il serait nécessaire de définir les sous-systèmes ou systèmes auxiliaires qui constituent l'installation détaillée et d'en faire éventuellement un sujet d'étude, tel que le système de régulation qui règle la température et déclenche le chauffage d'appoint et met le capteur hors-circuit durant la nuit et quand son rendement devient très faible de par l'ensoleillement insuffisant.

ANNEXE (1) : MUR DE TROMBE.

C'est un procédé de chauffage par air chaud, qui peut continuer à fonctionner après le coucher du Soleil grâce à un stockage partiel de la chaleur reçue durant la journée par la masse thermique constituée par les murs.

Le schéma de la page suivante nous montre le mode de fonctionnement et la nature du dispositif qui comporte essentiellement :

- un mur de maçonnerie lourde orienté vers le Sud (pour l'hémisphère Nord) avec sa face extérieure peinte en noir ou en couleur sombre.
- un vitrage distant d'environ 10cm de la surface absorbante.

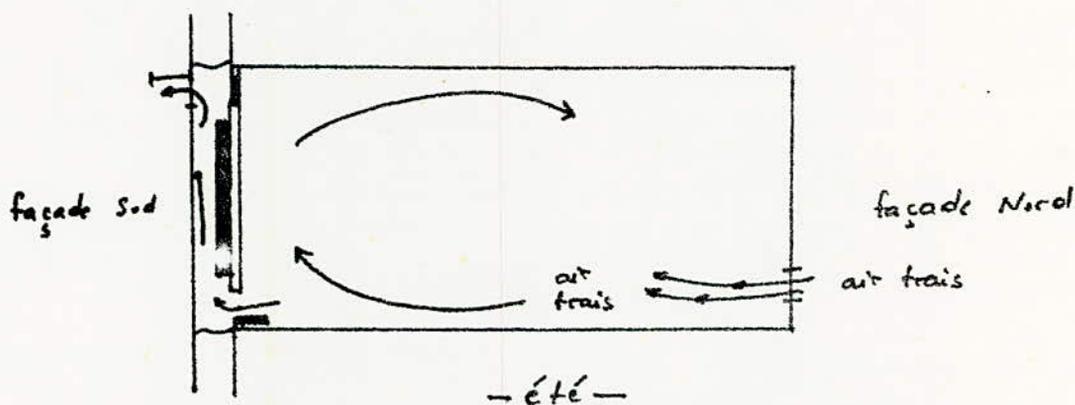
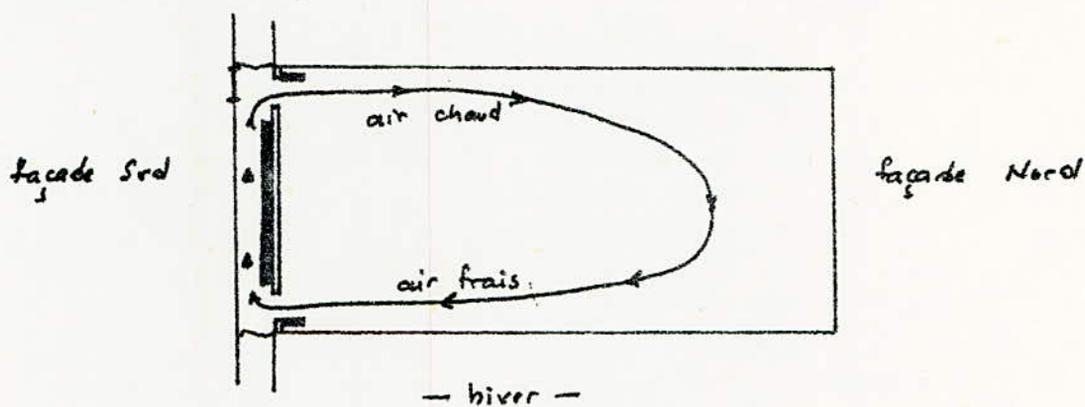
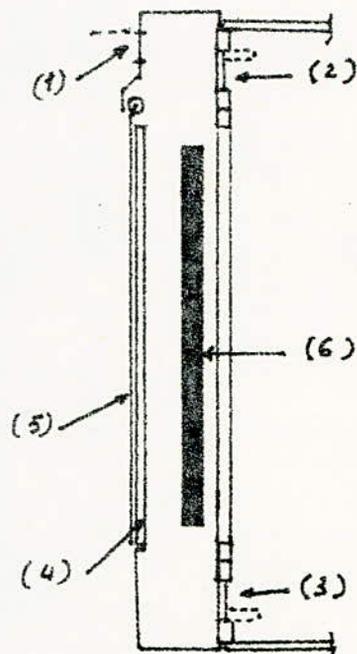
Grâce à des orifices réalisés en haut et en bas du mur, on obtient un courant d'air chaud, ce qui permet une circulation permanente de l'air échauffé dans les capteurs ; elle s'effectue par effet de thermosiphon vers l'intérieur du local où l'air chaud se refroidit, descend et retourne dans les capteurs solaires où il se rechauffe, et le cycle recommence.

Le soir, la chaleur stockée dans le mur prend le relais de la thermocirculation. Ceci se manifeste par une élévation de la température de la face intérieure du mur, qui restitue la chaleur par conduction et rayonnement.

Pendant la saison chaude, l'air chaud est dirigé vers l'extérieur, la serre verticale joue le rôle de pompe thermique, assurant ainsi le rafraîchissement de l'habitation par introduction d'air frais par la façade Nord et rejet d'air chaud par la façade Sud. Autrement dit, on provoque une ventilation naturelle.

— MUR DE TROMBE —

- (1) volet extérieur.
- (2) volet intérieur haut.
- (3) volet intérieur bas.
- (4) vitrage isolant.
- (5) store de protection solaire.
- (6) Masse thermique.



(1) Solstices :

Epoques de l'année ou la déclinaison solaire passe par son maximum (solstice d'été: $\delta = +23^{\circ}27'$ le 22 Juin) ou son minimum (solstice d'hiver: $\delta = -23^{\circ}27'$ le 22 Décembre).

(2) Equinoxes :

Dtes de l'année ou la déclinaison solaire devient nulle. Voisines du 21 Mars (équinoxe de printemps) et du 23 Septembre (équinoxe d'automne).

(3) Plan méridien du lieu:

C'est un grand cercle de la Terre passant par les pôles.

(4) Heure solaire vraie : (ou temps solaire vrai)

La journée est définie comme la durée séparant deux passages successifs du Soleil au méridien du lieu où se fait l'observation. Par suite des variations de la vitesse de la Terre sur sa trajectoire autour du Soleil, cette durée n'est pas constante au cours de l'année. Le temps solaire vrai dépend du lieu d'observation. Deux points situés sur le même méridien ont le même temps. Deux points de longitudes différentes ont des temps différents. Le temps solaire vrai est le temps donné par les cadrans et les héliographes.

(5) Latitude :

C'est l'angle du rayon terrestre relatif à un lieu avec le plan équatorial. Identique pour tous les points d'un même parallèle; la latitude 0° correspond à l'Equateur.

(6) Diffusion moléculaire :

Le rayonnement solaire est diffusé par les molécules gazeuses dont les dimensions sont inférieures aux longueurs d'onde du rayonnement (0.3 à 5 μ m). La diffusion est d'autant plus forte que la longueur d'onde est faible, et elle se fait dans toutes les directions.

(7) Diffusion par les aérosols :

L'atmosphère comporte des particules en suspension appelées aérosols qui peuvent être: des grains de sable, des poussières, des micro-gouttelettes, du pollen, des cristaux, des débris de météorites, ect.... Ils renvoient les rayons interceptés dans toutes les directions par réflexion, réfraction ou diffraction. Les plus petites particules entraînent une diffusion semblable à celle causée par les molécules. Les plus grosses quand-à-elles provoquent une diffusion neutre pratiquement indépendante de la longueur d'onde.

(8) Absorption gazeuse :

Plusieurs gaz composant l'atmosphère n'interviennent pas dans l'absorption du rayonnement solaire, mais seulement dans sa diffusion. Cependant, dans le domaine des longueurs d'onde qui nous intéresse, il existe quelques raies d'absorption plus ou moins importantes, dues à l'ozone, l'oxygène, le gaz carbonique et la vapeur d'eau. Il est à signaler que les conditions de température et de pression agissent sur la forme et la largeur des bandes d'absorption.

APPENDICE (A) : DETERMINATION DU COEFFICIENT UA.

A- Le mur: voir fig(A)

(1) mur intérieur en briques creuses enduit sur une face.

$$e = 0.07m \quad R = 0.33m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

(2) isolation thermique en polystyrène expansé.

$$e = 0.065m \quad r = 25 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad R = r.e \quad R = 1.625m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

(3) mur extérieur en briques creuses enduit sur une face.

$$e = 0.0215m \quad R = 0.5m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

(4) résistances à l'échange superficiel.

$$\frac{1}{h_i} : \text{résistance thermique de surface interne. } \frac{1}{h_i} = 0.11m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{h_e} : \text{résistance thermique de surface externe pour une paroi en contact avec l'extérieur. } \frac{1}{h_e} = 0.06m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

d'où la résistance totale du mur:

$$R_m = \frac{1}{h_i} + R(1) + R(2) + R(3) + R(4) + \frac{1}{h_e} \quad R_m = 2.625m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\text{or: } R = \frac{1}{U} \quad \text{donc} \quad U_m = 0.381W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

B- Le plancher: voir fig(B)

(1) terre végétale.

Généralement le coefficient de transfert de chaleur est pris égale à:

$$U = 0.57W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(2) hérissinage en pierre grés.

$$e = 0.3m \quad k = 1.7W/m^\circ\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.176m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

(3) dalle de compression en béton armé.

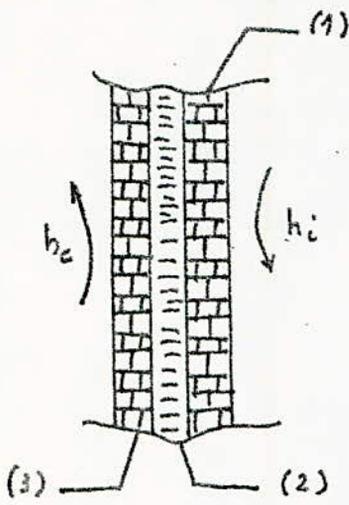
$$e = 0.1m \quad k = 1.75W/m^\circ\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.057m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

(4) lit de sable.

$$e = 0.05m \quad r = 0.58 \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad R = r.e \quad R = 0.029m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

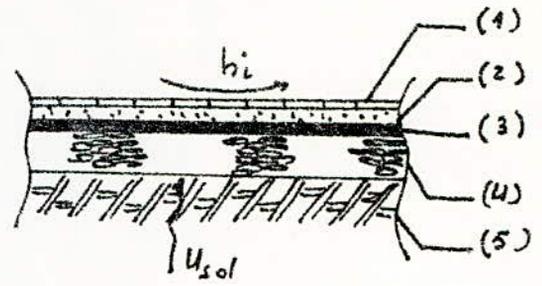
(5) revêtement en marbre.

$$e = 0.05m \quad k = 2.9W/m^\circ\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.02m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$



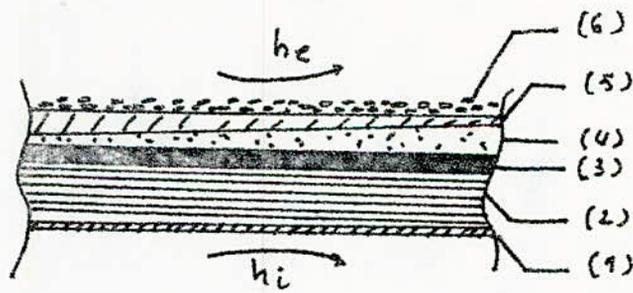
— Mur —

fig (A)



— Plancher —

fig (B)



— Plafond —

fig (C)

(6) résistance à l'échange superficiel.

$\frac{1}{h_i}$: résistance à l'échange superficiel, paroi interne horizontale.

$$\frac{1}{h_i} = 0.17 \text{m}^2 \text{C/W}$$

d'où la résistance totale du plancher:

$$R_{pl} = R(1) + R(2) + R(3) + R(4) + R(5) + \frac{1}{h_i}$$

$$R_{pl} = 2.206 \text{m}^2 \text{C/W}$$

$$U_{pl} = 0.453 \text{W/m}^2 \text{C}$$

C- Le plafond: voir fig(C)

(2) hourdis.

$$e = 0.1 \text{m} \quad k = 0.6 \text{W/m}^{\circ}\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.167 \text{m}^2 \text{C/W}$$

(1) plâtre.

$$e = 0.01 \text{m} \quad R = 0.057 \text{m}^2 \text{C/W}$$

(3) dalle de compression en béton armé.

$$e = 0.04 \text{m} \quad k = 1.75 \text{W/m}^{\circ}\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.023 \text{m}^2 \text{C/W}$$

(4) forme de pente en béton léger.

$$e = 0.04 \text{m} \quad k = 0.3 \text{W/m}^{\circ}\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.133 \text{m}^2 \text{C/W}$$

(5) étanchéité en feutre et carton bitumés.

$$e = 0.04 \text{m} \quad k = 0.23 \text{W/m}^{\circ}\text{C} \quad R = \frac{e}{k} \quad R = 0.174 \text{m}^2 \text{C/W}$$

(6) couche de gravier.

$$e = 0.05 \text{m} \quad r = 0.58 \text{m}^{\circ}\text{C/W} \quad R = r \cdot e \quad R = 0.025 \text{m}^2 \text{C/W}$$

d'où la résistance totale du plafond.

$$R_{pf} = \frac{1}{h_e} + R(1) + R(2) + R(3) + R(4) + R(5) + R(6) + \frac{1}{h_e}$$

avec:

$$\frac{1}{h_i} = 0.09 \text{m}^2 \text{C/W} \quad \frac{1}{h_e} = 0.05 \text{m}^2 \text{C/W}$$

$$R_{pf} = 0.819 \text{m}^2 \text{C/W}$$

$$U_{pf} = 1.22 \text{W/m}^2 \text{C}$$

D- Le vitrage:

Pour les déperditions des parois vitrées, on utilise un coefficient U moyen jour-nuit, qui est la moyenne des valeurs du coefficient U aux différentes heures du jour compte tenu de la possibilité de fermeture des volets et rideaux.

$$U_{m-j-n} = \frac{5U_j + 3U_{rf}}{8}$$

avec:

U_j : coefficient U_{jour} tient compte de la présence des voilages.

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{U} + 0.025$$

U_{rf} : coefficient $U_{\text{rideau-fermeture}}$

- fenêtres sans fermeture, pour tenir compte des doubles rideau.
- si la fenêtre comporte une bonne fermeture, on ajoute $0.065 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ \text{C/W}$

$$\frac{1}{U_{rf}} = \frac{1}{U} + 0.065$$

Dans le cas considéré, on a des fenêtres en bois, simple vitrage ayant un coefficient U:

$$U = 5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

d'où:

$$\frac{1}{U_j} = \frac{1}{5} + 0.025$$

$$U_j = 4.444 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\frac{1}{U_{rf}} = \frac{1}{5} + 0.065$$

$$U_{rf} = 3.774 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

d'où:

$$U_{m-j-n} = \frac{5 \times 4.444 + 3 \times 3.774}{8}$$

$$U_{j-n-m} = U_v = 4.193 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

E- Les portes:

Les portes sont simples menuisées en bois, donnant sur l'extérieur. Elles sont de deux types:

- portes opaques

$$U_{op} = 3.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

- portes équipées de vitrage simple avec proportion de vitrage comprise entre 30% et 60% de la surface.

$$U_{pv} = 4.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

F- Déperditions dues au renouvellement d'air:

La ventilation c'est à dire l'entrée et la sortie d'air froid, est source de déperdition. Le calcul des déperditions par ventilation se fait pièce par pièce. On définit pour cela ce qui suit:

$$V = V_E + P(p+e)$$

avec:

V_E : volume d'air entrant dans la pièce par les bouches d'entrée d'air.

P : perméabilité de la façade

p : coefficient caractérisant l'état de pression du local.

e : coefficient d'exposition au vent

$$P = 0.25A_0 + \sum mA_m$$

avec:

A_m : surface des ouvrants de la façade.

A_0 : surface des orifices de ventilation de la façade fixes ou réglables manuellement. On prendra $A_0=0$ pour les orifices auto-réglables.

m : coefficient de perméabilité des menuiseries.

$$p = \frac{V_G + V_E}{P}$$

avec:

V_G : Sup(volume des pièces principales; volume d'air extrait par les bouches de sortie d'air $\sum V_S$)

$\sum V_E$: volume d'air entrant par les bouches d'entrée d'air.

La déperdition totale est la somme $\sum V$ calculée pour toutes les pièces. La quantité de chaleur à fournir par °C est:

$$Q = 0.34 \sum V$$

Q: taux de déperdition (W/°C)
0.34: coefficient de conversion

- détermination du type de la menuiserie:

Les tableaux donnent pour une construction située à la périphérie d'une grande ville, et ayant une hauteur h de ces fenêtres par rapport au sol inférieur à 6m, un type de menuiserie améliorée, de

perméabilité comprise entre 7 et 20m³/heure par m²d'ouvrant sous une pression comprise entre 100 et 500 Pa. Le coefficient m= 0.8. De même on a pour une porte donnant sur l'extérieur avec seuil et joint d'étanchéité, m= 1.2. En considérant des orifices autorégulés, on a:

$$P = \frac{1}{m} \Delta p$$

et on obtient pour les différentes façades:

<u>façade</u>	<u>coefficient P</u>
Ouest	P= 6.48
Sud	P= 7.07
Est	P= 9.63
Nord	P= 3.6

On considèrera que l'entrèe d'air se fait par les piéces(séches) de la façade Est(suivant recommandations), et la sortie d'air par les piéces humides(cuisine, salle de bain, toilettes). La surface d'une piéce sèche est infèrieur à 18m², le débit type sera de 30m³/h. Le nombre des piéces sèches est de trois, le volume d'air entrant sera:

$$\sum V_E = 3 \times 30 = 90 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le logement a yant plus de trois piéces, le débit d'air de sortie:

- par la cuisine appartient à (60;120)m³/h, on choisit 80m³/h
- par la salle de bain qui ne comporte pas de séchoir, on choisit 40m³/h
- par les toilettes on a 30m³/h

Le débit d'air sortant par les bouches d'extraction est donc:

$$V_S = 80 + 40 + 30 = 150 \text{ m}^3/\text{h}$$

On considèrera ici une ventilation mécanique contrôlée avec entrèe d'air naturelle et extraction mécanique. D'autre part:

$$V_G = \text{Sup}(\text{volume des piéces principales}; V_S)$$

$$V_G = \text{Sup}(41.04; 150) \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{donc:} \quad V_G = 150 \text{ m}^3/\text{h}$$

- calcul de V pour chaque piéce:

Piéce n°1:

$$V = V_E + P(p + e)$$

$$p = \frac{P_o + P_s}{2} = 6.80 \quad e = 1.4 \quad V_E = 0 \quad V = 69.49 \text{m}^3$$

Pièce n°2:

$$p = 8.86 \quad e = 1.4 \quad V_E = 0 \quad V = 69.49 \text{m}^3$$

Pièce n°3:

$$p = 9.26 \quad e = 0.4 \quad V_E = 0 \quad V = 62.59 \text{m}^3$$

Pièce n°4:

$$p = 11.9 \quad e = 1.4 \quad V_E = 0 \quad V = 67.07 \text{m}^3$$

Pièce n°5:

$$p = 16.67 \quad e = 0.8 \quad V_E = 0 \quad V = 62.88 \text{m}^3$$

Pièce n°6:

$$p = 9.06 \quad e = 1.4 \quad V_E = 30 \text{m}^3 \quad V = 99.23 \text{m}^3$$

Pièce n°7:

$$p = 7.19 \quad e = 0.4 \quad V_E = 30 \text{m}^3 \quad V = 93.34 \text{m}^3$$

Pièce n°8:

$$p = 7.19 \quad e = 1.4 \quad V_E = 30 \text{m}^3 \quad V = 101.69 \text{m}^3$$

d'ou:

$$\Sigma V = \Sigma V_i = 625.787 \text{m}^3 \quad \text{et avec } Q = 0.34 \Sigma V \quad \text{on aura:}$$

$$Q = 213 \text{W}/^\circ\text{C}$$

APPENDICE (B) : METHODE DEGREE-JOURS.

Les pertes de chaleur d'une construction peuvent s'exprimer par:

$$L_c = UA(T_b + T_a) \quad (1)$$

avec:

UA: produit du coefficient total de perte de chaleur et de l'aire de la construction.

T_b : température intérieure de base. (18°C)

T_a : température ambiante extérieure.

Pour éviter d'avoir à étudier les pertes individuelles relatives à cha que jour, l'équation de base (1) de transfert de chaleur est intégrée sur le jour. Les pertes totales de chaleur pour une construction jour pour jour est donné par:

$$L_c = UA \left(\int_{\text{jour}} (T_b + T_a) dt \right)^+ = UA(T_b - \bar{T}_a)^+ \quad (2)$$

T_a : température moyenne ambiante journalière.

Le terme entre crochets est évalué pour la période d'une journée seulement quand le résultat est positif, (ie: quand la température moyenne ambiante extérieure est inférieure à T_b , car les jours ou elle lui est supérieure, on a un chauffage naturel.

En examinant l'équation (2), on remarque que le terme lié au temps et le terme lié à la structure de la construction (ie: la caractéristique de perte de chaleur UA) peuvent être considérés séparément. Si on applique cette équation sur une longue période, une quantité appelée "degré-jour" peut être définie comme suit:

$$D = \sum_{\text{temps}} (T_b + \bar{T}_a)_{\text{jour}}^+ \quad (3)$$

ou:

\bar{T}_a : est la température moyenne durant chaque jour

En combinant (2) et (3), on obtient:

$$L_c = UA \cdot D \quad (4)$$

(4) est une relation simple entre la caractéristique de perte de chaleur et les degré-jour liés au climat.

-BIBLIOGRAPHIE-

- ENERGIE SOLAIRE: conversion et application.
Editions du C.N.R.S
- ENERGIE SOLAIRE: etat actuel des applications.
J.L.PERRIER
- CHAUFFAGE ET CLIMATISATION
S.BELAKHOWSKY
- CAPTEURS SOLAIRES
D.K.EDWARDS
- CALCULS D'INSTALLATIONS SOLAIRES A EAU
M.CHATEAUMINOIS
D.MANDINEAU
D.ROUX
- LES CAPTEURS HELIOTHERMIQUES
J.DESAUTEL
- SOLAR THERMAL ENGINEERING: space heating and hot water systems.
P.J.LUNDE
- CAHIER N°1 DE L'A.F.E.D.E.S
P. de BRICHAMBEAU.
- Batiment (2)
BELE BECQUE.

-TABLE DES MATIERES-

CHAPITRE I : Introduction.

CHAPITRE II : Notions de physique solaire.

- 1- Données astronomiques.
 - a- Déclinaison du Soleil.
 - b- Angle horaire.
 - c- Hauteur angulaire du Soleil.
 - d- Azimuth.
- 2- Généralités sur le rayonnement solaire.
 - a- Constante solaire.
 - b- Composants au sol du rayonnement solaire.
 - c- Rayonnement solaire direct.
 - d- Rayonnement solaire diffus.
 - e- Rayonnement solaire réfléchi par le sol.
 - f- Énergie solaire reçue au sol.

CHAPITRE III : Description de l'installation,
schéma de principe.

CHAPITRE VI : Détermination de la surface de
captage, et du volume de stockage.

A- Surface de captage.

- 1- Evaluation des besoins thermiques en chauffage.
 - a- Détermination du coefficient UA.
 - b- Détermination du nombre de degré-jours.
 - c- Détermination de la charge de chauffage.
- 2- Evaluation de la charge d'eau chaude sanitaire.
- 3- Détermination de la charge totale.
- 4- Détermination du rendement du capteur.
 - a- Détermination des caractéristiques du capteur.
 - b- Détermination de l'énergie utile recueillie.

B- Volume de stockage.

CHAPITRE V : Détermination de la surface de chauffe.

- 1- Détermination du coefficient total de transfert de chaleur.
 - a- Coefficient de transfert de chaleur côté air.
 - b- Coefficient de transfert de chaleur côté eau.
 - c- Coefficient global de transfert de chaleur.
- 2- Surface d'échange par pièce.

CHAPITRE VI : Conclusion.

ANNEXE (1) : Mur de Trombe.

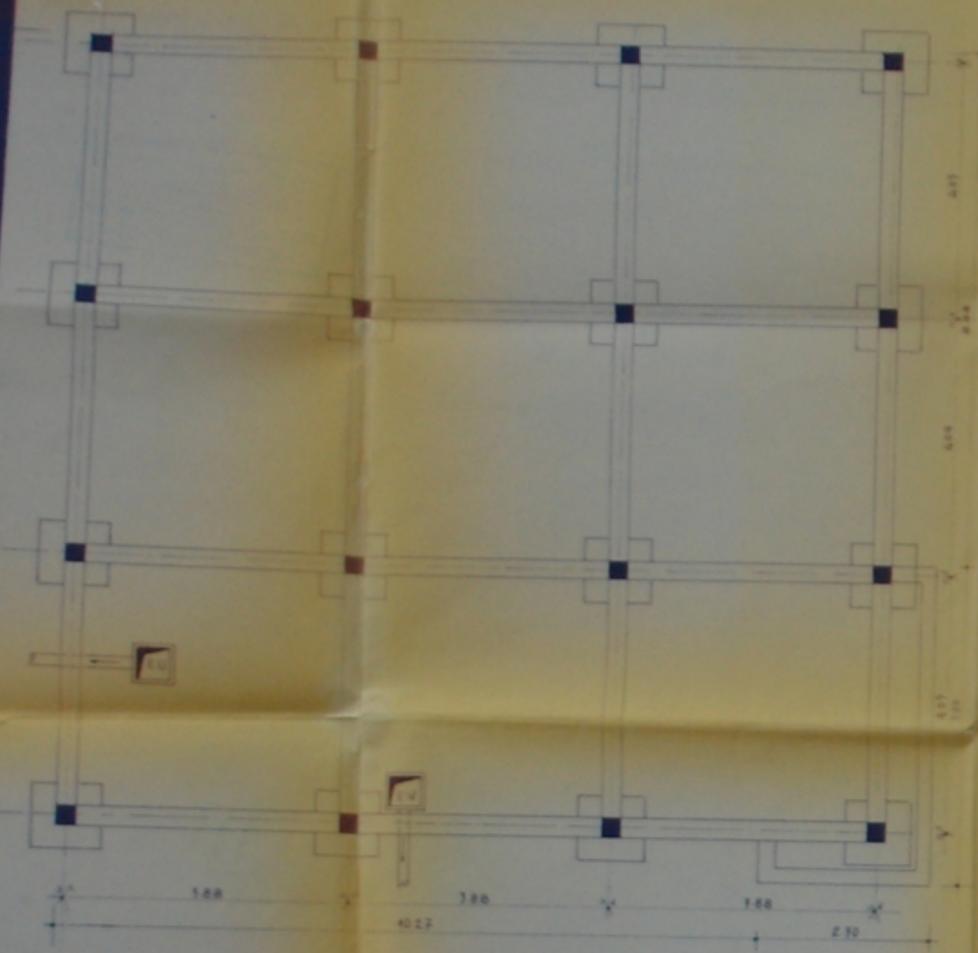
ANNEXE (2) : Définitions.

APPENDICE (A) : Détermination du coefficient UA.

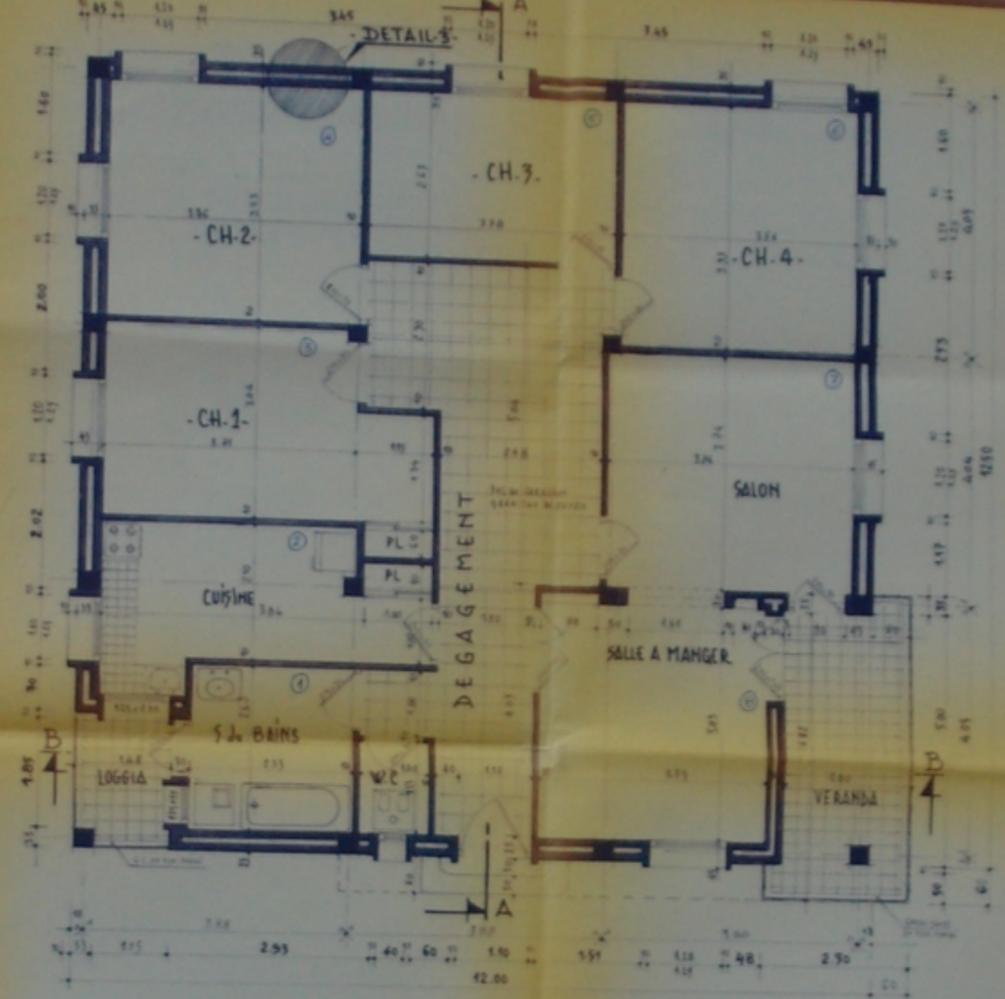
APPENDICE (B) : Méthode degré-jours.

BIBLIOGRAPHIE.





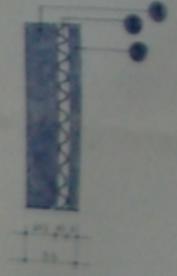
- PLAN de FONDATIONS -



- PLAN REZ-DE-CHAUSSEE -

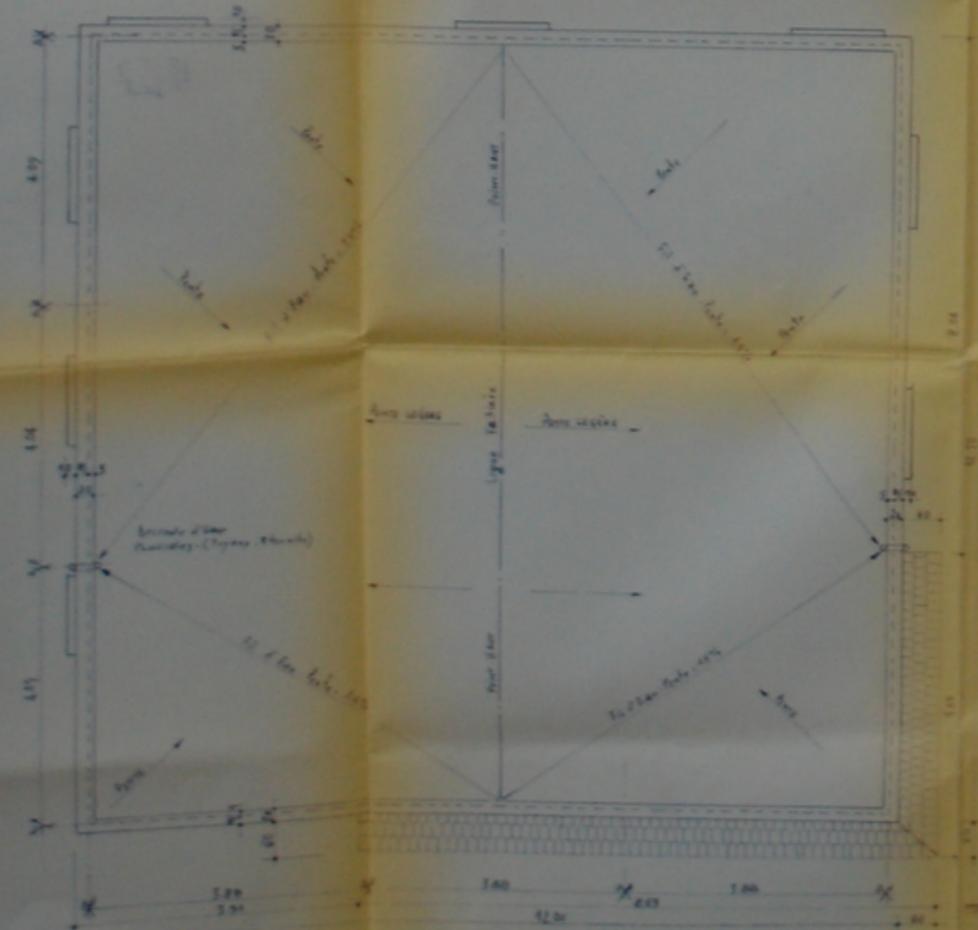
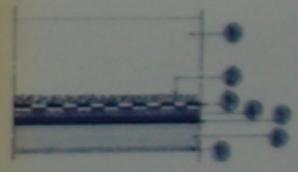
- DETAIL-3 -

- Mur Extérieur en briques creuses de 42 mm e. 215^{mm}
- Isolates Thermiques en Polystyrène expansé e. 65^{mm}
- Mur Intérieur en briques creuses de 30 mm e. 7^{mm}

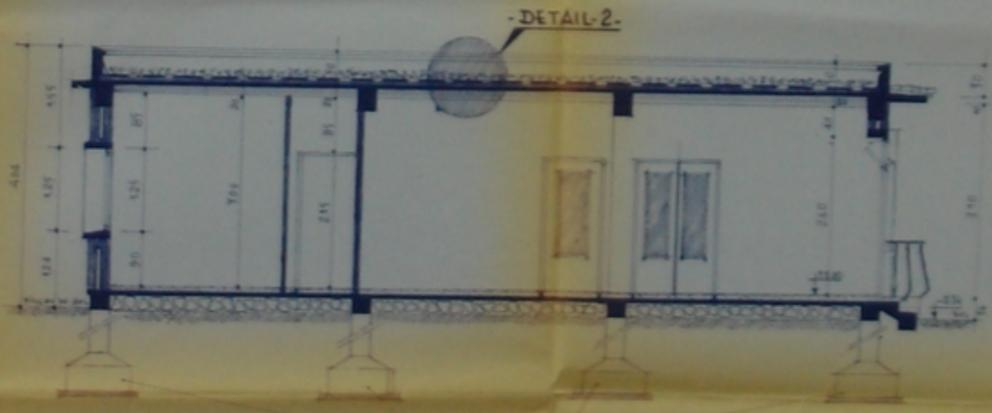


- DETAIL-2 -

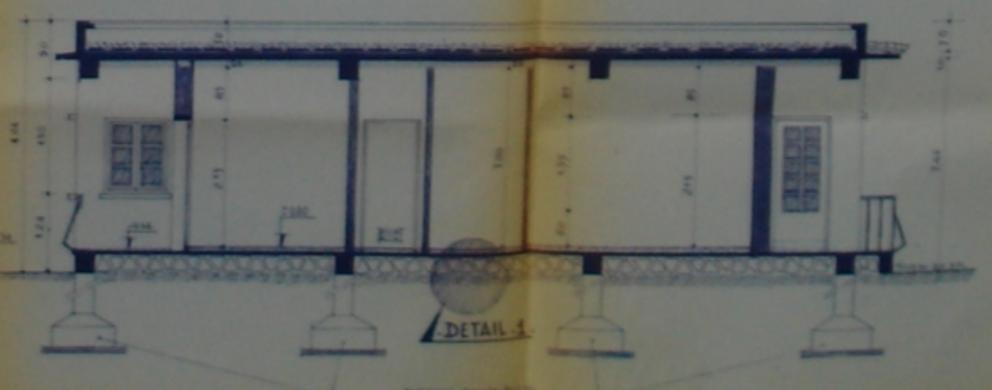
- Mur Acrotère
- Granulats de Polystyrène e. 37
- Etanchéité Multicouche (Feutre, Gutta bitume) e. 47
- Forme de Rade en béton Castronac normal e. 47
- Dalle de Compression en BA e. 47
- Murs en Corps creux e. 45^{mm}
- Couche de Plâtre e. 17



- PLAN de TERRASSE -



- COUPE AA -



- COUPE BB -

- DETAIL-1 -

- Revêtement en Marbre e. 17
- Lit de Sable e. 17
- Dalle de Compression en BA e. 17
- Armement
- Terre végétale

