

21/80
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES



Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

SUJET

ETUDE D'UN SYSTEME DE CHAUFFAGE
PAR ENERGIE SOLAIRE POUR LE DEGIVRAGE
DE VANNE DE DETENTE INDUSTRIELLE

Proposé et dirigé par :

A. NOUACER

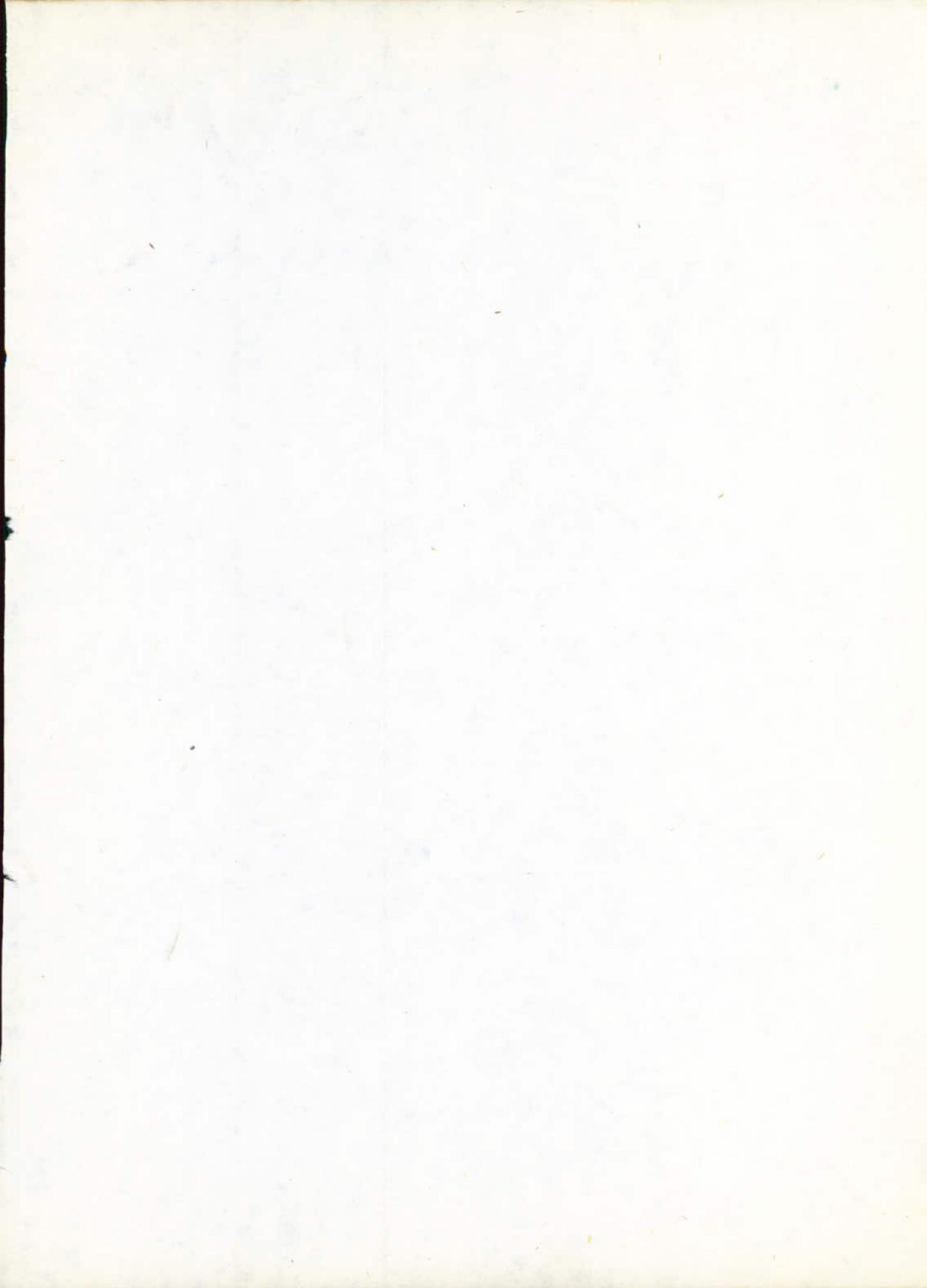
Maître-assistant à l'E.N.P.

Etudié par :

BAKIR Farid

Promotion : Juin 1986

E.N.P. - 10, avenue Hacén Badi — El-Harrach (Alger)



A mes chers parents qui se sont sacrifiés
pour me voir atteindre ce but.

A mes frères Hassène, Hammou, Nouredine,
Mohamed et Hakim.

mes soeurs Zahia, Koula, Hakima, et Ghania
ma nièce Yasmine

mon neveu Mohand Akli et sa mère.

A ma grande famille.

A tous ceux qui se dévouent dans la sincé-
rité et la modestie à l'édification de notre
pays et à la concrétisation d'une société
saine, équilibrée et prospère

A tous ceux qui ne tolèrent vivre que dans
l'intégrité et le respect de leur perso-
nnalité musulmane et algérienne...

Je dédie ce modeste travail.

Farid BAKIR



REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier

Monsieur NOUACER, maître-assistant à l'E.N.P et
Monsieur MALOUFI, Ingénieur à la SONELGAZ pour
l'aide précieuse et les conseils qu'ils m'ont
prodigués tout au long de mon travail.

Tous les professeurs qui ont contribué à ma formation
d'INGENIEUR, en particulier ceux du département de
GENIE-MECANIQUE.

Tous le personnel de la station solaire de BOUZAREAH.
Tous le personnel de l'ENASC, qui s'est montré coopé-
ratif et gentil.

Farid BAKIR

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département: Génie Mécanique

فرع الهندسة الميكانيكية

Promoteur: NOUACER

الموجه: نواصر

Elève Ingénieur: BAKIR Farid

الطالب المهندس: فريد بكير

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع : دراسة منظومة شمسية لتسخين الغاز

الملاحظ : تتمثل هذه الدراسة في مشروع تمهيدي لتحديد أبعاد منظومة شمسية لتسخين الغاز الطبيعي عند تمدده من 70 بار الي 4 بار وذلك لحل مشكلة التجمد الذي يظهر على مستوى مخفض الضغط و في قناة التوزيع، ويتعلق الامر هنا بمشكلة مطروحة على مستوى منظومات التمدد لدى الشركة الوطنية للكهرباء و الغاز

Sujet: Etude d'un système de chauffage par énergie solaire

Résumé: Cette étude est un avant projet de dimensionnement d'un système solaire pour le chauffage du gaz naturel au cours du processus de détente de 70 bars à 4 bars, afin de remédier au problème de givrage qui apparait au niveau du détendeur et dans la canalisation de distribution. C'est un problème concret qui se pose dans tous les postes de détente de la SONEGAS.

Subject: study of a solar energy heating system

Abstract: This study is a fore project for dimensionning a solar system to heat a naturel gas during the expansion from 70 bars to 4 bars. This is in order to overcome the probleme of freezing that appears at the pressure reducer level and in the distribution canalization. This problem is really found in all the expansion stations of SONEGAS.

TABLE DES MATIERES

-PREMIERE PARTIE: Généralités	Pages
-CHAPITRE 1 :Pérspective de développement.....1 de l'énergie solaire	1
-CHAPITRE 2 :Notions sur les capteurs.....3 héliothermiques	3
-CHAPITRE 3 :Introduction aux transferts.....4 thermiques	4
-DEUXIEME PARTIE: Resolution du problème de givrage	
-CHAPITRE 1 :Introduction.....9	9
-CHAPITRE 2 :Description de l'installation.....11	11
-CHAPITRE 3 :Dimenssionnement de l'installation.14	14
3.1 :Détermination de la surface d'échange du.....14 faisceau tubulaire	14
3.2 :Evaluation de la masse de l'élément de stockage....19	19
3.3 :Evaluation de la quantité de chaleur recue.....21	21
3.4 :Détermination de la surface de captage.....23	23
3.5 :Evaluation de la surface d'échange du serpentin....24	24
3.6 :Evaluation de la puissance de la pompe.....28	28
3.7 :Récapitulatif des formules régissant.....30 l'installation	30
3.8 :Applications : Application 1: Gaz à détendre.....33 Application 2: gaz des pilotes.....34	33 34
3.9 :Dimensionnement du calorifuge.....36 -Application 1: Gaz à détendre -Application 2: Gaz des pilotes	36
-CHAPITRE 4 :Coût de l'installation.....38 -Application 1: Gaz à détendre -Application 2: Gaz des pilotes	38
- CONCLUSION.....40	40
-TROISIEME PARTIE: Annexes	
-Annexe A: Détermination du rendement du capteur	
-Annexe B: Evaluation du coefficient d'échange global.	

PREMIERE PARTIE : GENERALITES

- Chapitre 1 :Perspective de développement
de l'énergie solaire
- Chapitre 2 :Notions sur les capteurs
héliothermiques
- Chapitre 3 :Introduction aux transferts
thermiques

CHAPITRE I : PERSPECTIVE DE DEVELOPPEMENT DE L'ENERGIE SOLAIRE

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 fût aussi l'objet d'études depuis l'antiquité ; on peut citer chronologiquement :

- Les travaux de l'école pythagoricienne, de Ptolomé, de Copernic, de Galilée, de Kepler et de Newton.

L'énergie solaire fut aussi étudiée et utilisée depuis l'antiquité. Ainsi, en 212 avant Jésus-Christ, 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.

Chaque jour, la terre reçoit du soleil suffisamment d'énergie pour alimenter toutes les industries, ménages et appareillages sur la planète. Pour mieux fixer les idées, un calcul très simple nous permet de voir que la terre reçoit une quantité d'énergie totale égale à $1,510^{22}$ J/j pour une densité de flux énergétique de $1,35 \text{ kW m}^{-2}$. Si l'on compare l'énergie des réserves mondiales de charbon avec la quantité d'énergie solaire que la terre reçoit par jour, on s'aperçoit que ces réserves ne correspondent seulement qu'à 13 jours d'ensoleillement.

L'Algérie avec ses 2350.000 km² est l'un des pays les plus ensoleillés du monde. Certaines régions du pays présentent un ensoleillement supérieur à 3600 heures .
an

Ce qui constitue un record mondial. N'est-ce pas là, un critère de choix pour que notre pays accorde une importance toute particulière au développement et à la maîtrise de l'énergie solaire.

De l'autre côté, nos réserves fossiles (pétrole et gaz) seront en voie d'épuisement dans 40 ans. Pour garantir l'avenir des générations futures, la recherche et le développement des techniques utilisant comme source d'énergie, le solaire, devraient constituer des priorités au même titre que l'agriculture afin de parvenir à sa maîtrise totale, d'autant plus que c'est maintenant que le pays possède les ressources humaines et financières suffisantes.

En 1984, l'énergie solaire est bel et bien une réalité, il existe déjà des centrales thermo-dynamiques électro-solaires de 14 MW capable d'alimenter entièrement une ville comme Adrar par exemple.

A l'horizon 2000, avec un effort soutenu en matière de recherche en énergie solaire et avec la tendance actuelle à la baisse du coût des cellules solaires, pour certaines régions bien ensoleillées (Sud. du pays), l'électricité d'origine photovoltaïque serait compétitive avec les autres sources d'énergie classique. C'est dans le souci de permettre aux générations futures de disposer d'un potentiel énergétique sûr que le Commissariat aux Energies Nouvelles a été créé en janvier 1982. Les centres de développement du C.E.N. et en particulier la station d'expérimentation des équipements solaires de Bouzaréah, ont pour mission principale et immédiate la maîtrise complète des techniques solaires.

La station d'expérimentation, n'est opérationnelle que depuis une année seulement et actuellement plus de 14 projets sont en activité.

CHAPITRE 2 : NOTIONS SUR LES CAPTEURS HELIO-THERMIQUES

Les nouvelles utilisations de l'énergie solaire sont d'une part la conversion photovoltaïque, solution la plus prometteuse, la plus pratique et la plus chère, d'autre part la conversion thermique. Cette dernière forme se subdivise en deux selon que la captation du rayonnement se fait avec ou sans concentration du flux électromagnétique. La concentration du rayonnement présente le gros défaut de nécessiter un mécanisme d'orientation automatique du capteur en direction du soleil. La conséquence directe est un coût élevé de ce genre d'installation qui ne peut être envisagée qu'à l'échelle d'un groupe d'utilisateurs. De plus, le rendement d'un capteur à concentration devient presque nul en cas de ciel nuageux.

Les lieux privilégiés de cette formule seront donc les régions à très fort ensoleillement. L'intérêt de la concentration est la très haute température qui peut être atteinte au foyer. (Tableau I.).

TABLEAU I. Capteurs et piles solaires			
Caractéristiques	Capteurs à concentration	capteurs plans	Piles solaires
Dimensions	importantes	faibles	faibles
Températures obtenues	élevées	basses	-
Flux solaire utilisé	Direct seulement	Direct plus diffus.	Direct plus diffus.
Fonctionnement par temps couvert	ne fonctionne plus	Fonctionne au flux diffus	Fonctionne au flux diffus
Système d'orientation	Oui	Non	Non
PRIX	élevé	Modéré	élevé

CHAPITRE 3: INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu, même vide, qui les sépare. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, calorifugeage, utilisation de l'énergie solaire, ...).

1. THERMODYNAMIQUE ET TRANSFERTS THERMIQUES

A la base de l'étude des transferts thermiques se trouvent les concepts de quantité de chaleur et de différence de température. Ceux-ci sont définis par la thermodynamique dans ses principes mêmes:

- équivalence de la chaleur et du travail comme formes particulières de l'énergie (premier principe)
- mesure du déséquilibre thermique relatif de deux systèmes par leur différence de température, la valeur de cette différence caractérisant le sens et l'intensité de l'énergie calorifique transférée (second principe)

La thermodynamique toutefois ne s'attache- du moins dans sa forme classique- qu'à des états d'équilibre, négligeant les mécanismes d'échange qui y conduisent. L'étude de ceux-ci s'est donc développée parallèlement et, en raison même de son importance, avec suffisamment d'ampleur pour constituer une discipline indépendante, les transferts thermiques.

2. LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE LA CHALEUR

Il est habituel, dans l'étude des transferts thermiques, de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert de la chaleur particulier: conduction, rayonnement et convection, chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux ayant une certaine liberté de mouvement (molécules, atomes, électrons libres, ...), ceux-ci pourront échanger tout ou partie de leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre de l'énergie cinétique:

- soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction,
- soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.

Enfin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également mais cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultant du mélange des diverses parties d'un fluide à des températures différentes.

2.1. CONDUCTION

Ce mode d'échange tend à une distribution homogène, au sein du milieu, de l'énergie cinétique moyenne des diverses particules par diffusion des zones où la valeur moyenne de cette énergie - c'est-à-dire la température - est élevée, vers les zones où elle est plus faible.

La loi correspondant à ce processus particulier de diffusion de la chaleur est telle que la densité q du "courant" de chaleur en un point, appelée encore densité du flux, est une fonction linéaire

du gradient de température en ce point : $\vec{\nabla} T$ grad T. L'opérateur $\vec{\nabla}$, qui définit la conductivité thermique du milieu au point considéré, est un tenseur symétrique du second ordre. Pour un milieu isotrope, la conductivité thermique se caractérise simplement par un scalaire unique λ .

La conduction est le seul mode de transfert thermique intervenant au sein des milieux solides opaques.

2.2. RAYONNEMENT

Que ce soit de façon spontanée ou au cours d'interactions mutuelles, les atomes, molécules et électrons libres des corps peuvent perdre une partie de leur énergie cinétique par émission d'un rayonnement électromagnétique. Réciproquement, lorsqu'un tel rayonnement est reçu à la surface d'un corps, une partie est absorbée par le corps et se retrouve dans l'énergie cinétique de ses composants, c'est-à-dire sous forme de chaleur.

La relation de base est celle de STEFAN-BOLTZMANN, selon laquelle la puissance M^0 du rayonnement thermique émis par unité de surface d'un corps noir (corps absorbant la totalité des radiations thermiques qu'il reçoit) est directement proportionnelle à la puissance quatrième de la température absolue ($M^0 = \sigma T^4$).

Cette expression se déduit par intégration sur l'ensemble des longueurs d'onde de la relation fondamentale obtenue par PLANCK dans sa théorie des quanta.

Le rayonnement thermique, comme toutes les radiations électromagnétiques, n'exigeant pas de support matériel pour se propager, représente de ce fait la seule possibilité d'échange thermique entre des corps distants, placés dans le vide.

2.3 CONVECTION

Les transferts thermiques interviennent évidemment quel que soit l'état du milieu considéré, solide, liquide ou gazeux. Néanmoins, dans ces deux derniers cas, la possibilité de déformation importante qu'ont les fluides permet aux différentes parties de ces milieux d'avoir, à l'échelle macroscopique, une liberté de mouvement importante et par là même de transporter une quantité de chaleur directement liée à leur capacité calorifique. On distingue la convection forcée, dans laquelle le mouvement du fluide est produit par une action extérieure (pompe, ventilateur,..) de la convection libre (ou naturelle), dans laquelle ce mouvement résulte simplement de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide.

La représentation exacte des processus de transfert par convection pose des problèmes de mécanique des fluides extrêmement difficiles qu'il n'est pas, dans la plupart des cas, possible de résoudre directement. Cependant, comme le plus souvent on ne s'intéresse qu'à la quantité de chaleur échangée entre le fluide et la paroi solide qui le limite, on introduit, par analogie avec les transferts thermiques par conduction, un coefficient d'échange superficiel h tel que la densité du flux de chaleur \mathcal{P} , à travers un élément de surface de la paroi, soit proportionnelle à la différence entre la température T_p de cet élément de surface et une température moyenne du fluide T_f : $\mathcal{P} = h(T_p - T_f)$.

2.4. ECHANGES DE CHALEUR LORS DE CHANGEMENTS DE PHASE. COMBINAISONS DES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT

Ci-dessus, nous avons considéré séparément les trois modes de base des échanges thermiques. Dans la réalité les différents modes sont, le plus souvent, intimement liés: conduction et rayo-

nement dans le cas de solides non opaques (verres, matières plastiques, ...) ou encore conduction, convection et rayonnement dans les fluides. Par ailleurs, tous échanges de chaleur se traduisant par une variation de la température des corps concernés, il arrive souvent que se produise un changement de phase (vaporisation, condensation, fusion, congélation, ...) constituant une source (ou puits) de chaleur supplémentaire. Ainsi dans le cas banal, très souvent cité, où l'on chauffe de l'eau dans un récipient sur une flamme, le transfert de la partie d'énergie libérée par la combustion à l'eau contenue dans le récipient fait intervenir:

- la convection ainsi que le rayonnement dans le transfert entre les gaz chauds de la flamme et la paroi externe du récipient,
- la conduction à travers la paroi et les couches fluides très proches de celle-ci,
- la convection et aussi un peu la conduction au sein de la masse d'eau,
- enfin dès que l'échauffement devient suffisant, l'ébullition et ensuite la vaporisation interviennent et constituent des éléments essentiels de l'échange thermique.

Comme dans l'exemple ci-dessus, la plupart des problèmes techniques qui se posent font intervenir une combinaison des différents modes de transfert.

Toutefois, et fort heureusement, soit l'un des modes est prépondérant, et l'on néglige alors les autres, soit les différents modes ont une importance comparable, mais ils peuvent être découplés et traités séparément. Dans le cas où de telles approches ne sont pas possibles, il est nécessaire d'avoir recours à des méthodes de traitement numériques.

**DEUXIEME PARTIE:RESOLUTION DU PROBLEME
DE GIVRAGE**

- Chapitre 1 : Intoduction
- Chapitre 2 : Déscription de l'instalation
- Chapitre 3 : Dimensionnement de l'insta-
llation

CHAPITRE 1: INTRODUCTION

Avant d'être distribué à l'utilisateur, on fait subir au gaz naturel (gaz de ville) une détente d'une pression de 70 bars à une pression de 4 bars.

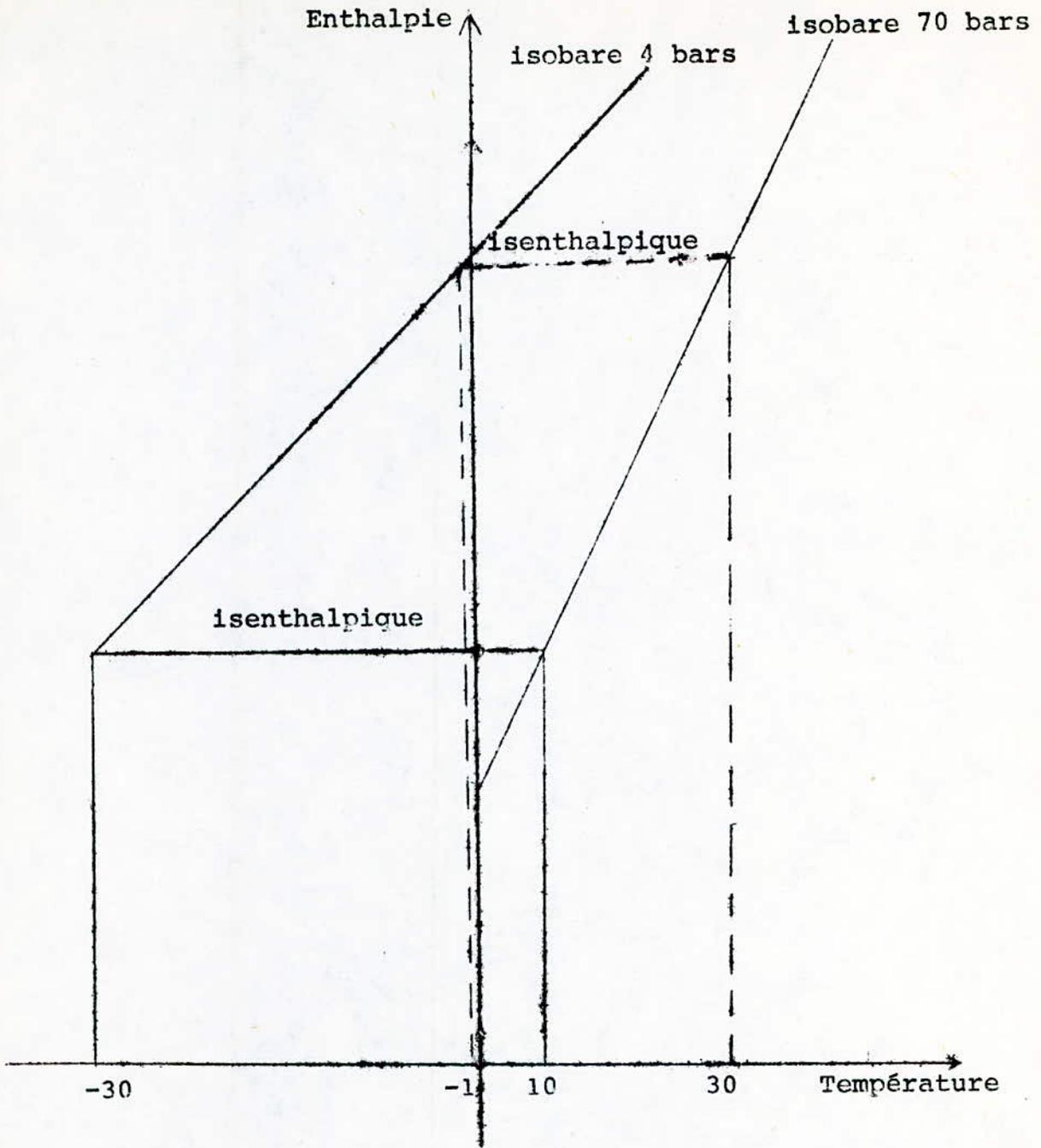
Cette chute de pression est toujours accompagnée d'une apparition de gel et d'hydrate, au sein du détendeur, de la canalisation de distribution, et principalement dans les pilotes (voir page .).

Pour y remédier à ce problème généralement, on réchauffe le gaz en amont du détendeur.

Le gaz arrive en amont du détendeur à la pression de 70 bars et à la température de 10° C. Si la détente s'effectue sans réchauffe préalable, alors à la pression de 4 bars, la température du gaz sera - 30°C. Dans le cas où, on réchauffe le gaz avant sa détente à une température supérieure à 30°C, après la détente la température serait voisine de -1°C (fig. 1). Sachant que le gel et l'hydrate n'apparaissent qu'à une température inférieure à -2 °C, le problème de givrage sera ainsi résolu.

La solution la plus couramment utilisée est le réchauffage par chaudière à gaz. Il s'avère que celle-ci est très coûteuse.

On se propose de présenter ici une solution faisant appel à un chauffage par l'énergie renouvelable (énergie solaire) disponible dans notre pays.



"Figure1" : Extrait du diagramme température-enthalpie

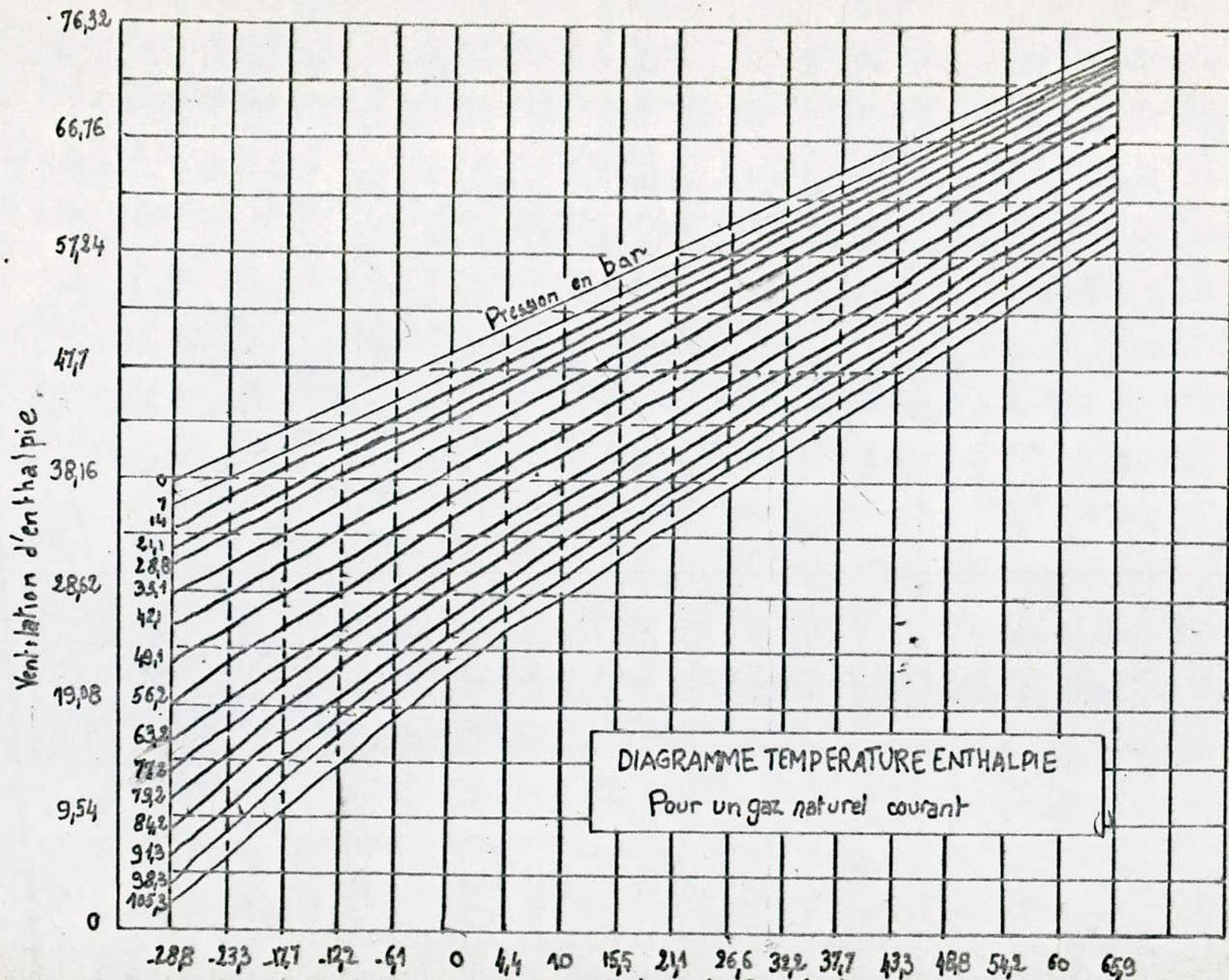


Fig 2 : Température du Gaz (°C)

CHAPITRE 2 : DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

L'installation de chauffage est autonome, sa source d'énergie est le rayonnement solaire.

Les principaux éléments qui constituent l'installation sont :

- Un échangeur de chaleur liquide-liquide (serpentin).
- Un réservoir calorifugé.
- Un échangeur de chaleur liquide-gaz (faisceau tubulaire).
- Un capteur solaire thermique.
- Un accélérateur solaire (pompe).

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

Fonctionnement :

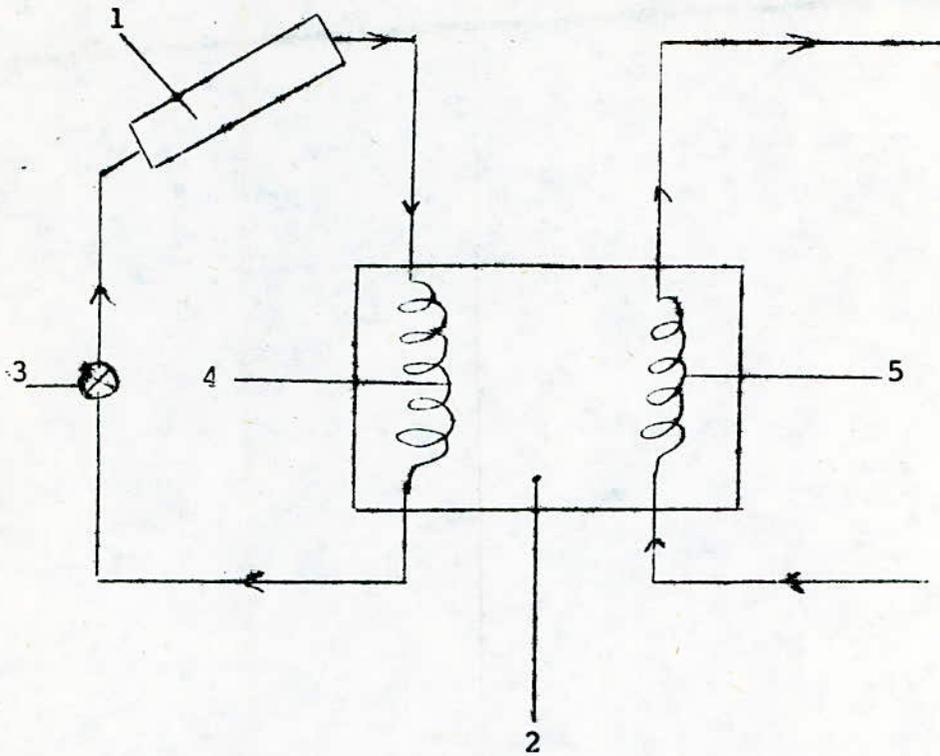
Le capteur solaire transforme une partie du rayonnement solaire en énergie thermique. Cette énergie est transmise à l'élément stockeur par un serpentin dans lequel circule un fluide caloporteur.

L'énergie thermique réalisée se répartie comme suit :

- Le stockage.
- L'exploitation.
- Pertes avec le milieu environnant.

En l'absence du rayonnement solaire, le gaz est chauffé à partir de l'énergie thermique stockée.

SCHEMA DE PRINCIPE DE L'INSTALLATION



"Schéma 1 : Schéma de principe"

- 1) Capteur
- 2) Réservoir
- 3) Accélérateur solaire (pompe)
- 4) Echangeur (serpentin)
- 5) Echangeur (faisceau de tube)

Proposition du programme de travail.

Le gaz doit être chauffé au minimum à 30 °C, à tout instant de la journée. L'installation doit assurer un temps d'autonomie appréciable en l'absence du rayonnement solaire.

Aussi, aucun autre appoint énergétique n'est admis.

Dans un premier lieu, nous allons dresser toutes les formules qui régissent l'installation, ensuite on regroupe ces résultats dans un programme numérique valable pour toute installation.

L'application se fera pour le cas de Gué-de- Constantine.

CHAPITRE 3 : DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION

3.1 : DETERMINATION DE LA SURFACE D'ECHANGE DU FAISCEAU TUBULAIRE

Soit T_i : la température d'entrée du gaz.

T_{gr} : la température de sortie du gaz.

M_g : Débit massique du gaz.

C_{pg} : Capacité calorifique du gaz.

La quantité de chaleur prise par le gaz Q_g est :

$$Q_g = M_g C_{pg} (T_{gr} - T_i)$$

Aussi : $Q_g = A_t U_t \Delta T_m$

Avec : A_t : surface d'échange du faisceau.

U_t : Coefficient d'échange global.

ΔT_m : Différence moyenne logarithmique.

$$D'où \quad A_t = \frac{M_g C_{pg} (T_{gr} - T_i)}{U_t \Delta T_m} \dots\dots\dots (1)$$

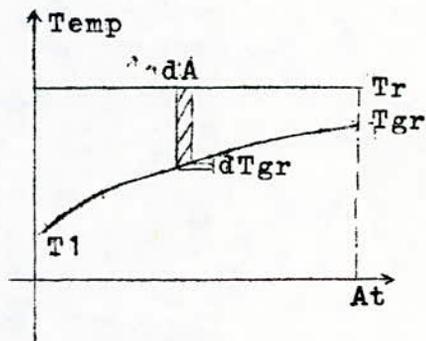
a/ Détermination de ΔT_m .

Soit T_r : la température du réservoir,
pour un élément de surface dA

$$d Q_g = M_g C_{pg} dT_{gr} = U_t (T_r - T_{gr}) dA$$

d'où l'équation différentielle suivante:

$$\frac{d T_{gr}}{T_r - T_{gr}} = \frac{U_t}{m_g C_{pg}} dA$$



Intégrant l'équation précédente sur A_t :

$$- \left[\text{Log} (Tr - Tgr) \right]_{Ti}^{Tgr} = \frac{U_t A_t}{mg Cpg} = \text{Log} \frac{Tr - Ti}{Tr - Tgr}$$

Finalement $A_t = \frac{mg Cpg}{U_t} \text{Log} \frac{Tr - Ti}{Tr - Tgr} \dots \dots \dots (2)$

D'après (1) $ATm_t = (Tgr - Ti) \text{Log} \frac{Tr - Ti}{Tr - Tgr}$

La température de l'élément de stockage dans le réservoir est instationnaire, ainsi que celle du gaz naturel.

Le dimensionnement de la surface d'échange se fait pour le cas, le plus défavorable, c'est-à-dire pour la température limite de l'élément de stockage.

d'après (2)

$$A_t = \frac{mg Cpg}{U_t} \text{Log} \frac{Trmin - Ti}{Trmin - Tgmin} \dots \dots \dots (I)$$

Avec :

Tgmin : température minimale à laquelle, il faut chauffer le gaz.

Trmin : température minimale du réservoir.

EVALUATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL U_t :

Le transfert de chaleur de l'élément stockeur au gaz naturel s'effectue comme suit :

* Convection naturelle, élément stockeur paroi caractérisée par le coefficient de convection hot.

* Conduction à travers la paroi caractérisée par la conductibilité λ_t

* Convection forcée paroi-gaz caractérisée par le coefficient de convection h_g

Remarque : les résistances d'encrassement dues au dépôt de tartre sont négligées.

Le coefficient d'échange global U_t rapporté à la surface extérieure est donné par la relation suivante :

$$U_t = \left[\frac{I}{h_{ot}} + \frac{Dt}{2t} \text{Log} \frac{Dt}{dt} + \frac{Dt}{dt} \frac{I}{h_g} \right]^{-1} \dots \dots \dots \frac{I-1}{I}$$

Où D_t : Diamètre extérieur d'un tube.

et dt : Diamètre intérieur d'un tube.

EVALUATION DU COEFFICIENT DE CONVECTION INTERIEUR h_g

Ce coefficient est donné par :

$$h_g = \frac{K_g \text{Nu}_1}{dt} \dots \dots \dots I \ 1.1.$$

Avec :

K_g : conductibilité thermique du gaz.

Nu_1 : le nombre de NUSSELT.

EVALUATION DU NOMBRE DE NÜSSELT :

Le nombre de Nüsselt est donné par une relation du type.

$$Nu = C (Re)^n Pr^m$$

Pour l'écoulement turbulent dans les tubes Dittus-Boelter () propose la relation suivante :

$$Nu_1 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Avec :

Reg : le nombre de Reynolds.

$$Reg = \frac{4}{\pi} \frac{mg}{N \mu_g} d_t$$

N : nombre de tubes.

μ_g : viscosité dynamique du gaz.

et : Prg : le nombre de Prandlt.

$$Prg = \frac{\mu_g C_{pg}}{Kg}$$

EVALUATION DU COEFFICIENT DE CONVECTION hot :

Ce coefficient s'exprime par :

$$Hot : \frac{Ke Nuo}{Dt}$$

Où : Ke : Conductibilité thermique de l'élément stockeur.

Nuo : Nombre de Nüsselt pour la convection naturelle.

Ce nombre est donné par l'une des deux relations suivantes :

$$Nuo = 0,52 (Gr_t Pro)^{1/4} \quad \text{si } Gr \leq 10^9$$

$$Nuo = 0,1 (Gr_t Pro)^{1/3} \quad \text{si } Gr > 10^9$$

Gr_t : Le nombre de Grashoff :

Ce nombre est donné par la relation suivante.

$$Gr_t = G \frac{(T_o - T_{p_t})}{(T_o + 273) \mu_e^2} \times D_t^3$$

Avec : G : gravitation terrestre.

T_o : température moyenne de l'élément stockeur

T_{p_t} : Température de la paroi du tube.

μ_e : Viscosité cinématique de l'élément stockeur.

Pro : le nombre de Prandlt pour la convection naturelle :

$$Pro = \frac{\mu_e C_e}{K_e}$$

μ_e : Viscosité dynamique de l'élément stockeur.

C_e : Capacité calorifique de l'élément stockeur.

3.2: EVALUATION DE LA MASSE DE L'ELEMENT DE STOCKAGE

Pour déterminer la masse de l'élément stockeur (me) , on se base sur l'hypothèse suivante :

La quantité de chaleur du réservoir doit nous assurer un temps d'autonomie Ta pour le chauffage du gaz en l'absence d'ensoleillement.

A partir de cette hypothèse, on pourra écrire le bilan énergétique suivant :

$$- me ce dTr = mg cpg (Tgr-Ti) dt.... (3)$$

Me : masse de l'élément stockeur.

de l'équation (2), on trouve :

$$\text{Log } \frac{Tr - Ti}{Tr - tgr} = \frac{A_t U_t}{mg cpg}$$

$$\text{D'où } Tgr = Tr - (Tr-Ti) \exp\left(-\frac{A_t U_t}{mg cpg}\right) \dots\dots\dots 3.1.$$

remplaçant Tgr dans l'équation (3) on trouve :

$$- me ce dTr = mg cpg (Tr-Ti) \left(1 - e^{-\frac{A_t U_t}{mg cpg}}\right) dt$$

On établit ainsi l'équation différentielle suivante :

$$\frac{dTr}{Tr-Ti} = -\frac{mg cpg}{me ce} \left(1 - e^{-\frac{A_t U_t}{mg Cpg}}\right) dt$$

$$\text{On pose } B = \frac{mg cpg}{ce} \left(1 - e^{-\frac{A_t U_t}{mg cpg}}\right)$$

$$\text{On obtient alors : } \frac{dTr}{Tr-Ti} = -\frac{B}{me} dt.$$

L'intégration de cette équation donne

$$\text{Log} (Tr - Ti) = - \frac{Bt}{me} + C$$

C : constante d'intégration.

avec les conditions aux limites suivantes :

$$\text{à } t = 0 \quad tr = tr_{\text{max}}$$

$$\text{à } t = \tau_a \quad Tr = tr_{\text{min}}$$

On détermine la valeur de la constante C :

$$C = \text{log} (tr_{\text{max}} - ti)$$

On obtient aussi

$$\text{Log} (tr_{\text{min}} - ti) = - \frac{B}{me} \tau_a + \text{Log} (tr_{\text{max}} - Ti)$$

D'où

$$me = B \tau_a / \text{Log} \frac{Tr_{\text{max}} - Ti}{Tr_{\text{min}} - Ti} \dots\dots\dots \text{II}$$

$$B = \frac{mg \text{ cpg}}{ce} \left(1 - \exp - \frac{A_t U_t}{mg \text{ cpg}} \right) \dots\dots\dots \text{II.1}$$

τ_a : temps d'autonomie.

Tr_{max} : température maximale de l'élément stockeur.

Tr_{min} : température minimale de l'élément stockeur.

3.3: EVALUATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR RECUE QF

La quantité de chaleur du fluide caloporteur Qf est comptabilisée comme suit :

Une quantité de chaleur est stockée

Une quantité est cédée au gaz.

Une quantité est perdue vers le milieu extérieur.

On estime que les pertes vers le milieu extérieur ne dépasse pas 1 % de la quantité de chaleur reçue QF.

D'où le bilan thermique suivant :

$$QF = me ce \frac{dTr}{dt} + mg cpg (Tgr - Ti) + 0,01 QF \dots\dots (4)$$

$$D'après 3.1. Tgr = Tr - (Tr - Ti) e^{-\frac{A_t U_t}{Mg Cpg}}$$

En portant Tgr dans (4) et en dévisant par mece on trouve l'équation différentielle suivante.:

$$\frac{dTr}{dt} + \frac{mg Cpg}{me ce} (1 - e^{-\frac{A_t U_t}{mg cpg}}) (Tr - Ti) = 0,99 \frac{QF}{mece}$$

$$\frac{dTr}{dt} + \frac{B}{me} (Tr - Ti) = \frac{0,99 Qf}{mece} \dots\dots\dots 4.1.$$

$$avec B = \frac{mg cpg}{ce} (1 - \exp - \frac{A_t U_t}{mg cpg})$$

L'intégration de l'équation 4.1. donne :

$$Tr = E e^{-\frac{B}{m} t} + \frac{0,99 Qf}{Bce} + Ti$$

E : constante d'intégration.

Avec les conditions aux limites suivantes :

à $t = 0$ $T_r = T_{rmin}$

à $t = \tau_c$ $T_r = T_{rmax}$ τ_c Temps de chauffe.

On trouve :

$$T_{rmax} = (T_{rmin} - \frac{QF}{Bce} \times 0,99 - T_i) e^{-\frac{B}{me} \tau_c} + \frac{0,99QF}{Bce} + T_i$$

$$QF = \frac{Bce}{0,99} \frac{(T_{rmax} - T_i) - (T_{rmin} - T_i) \exp - \frac{Bcc}{me}}{1 - \exp - \frac{Bcc}{me}}$$

d'autre part ;

$$QF = m_f ce (T_{2f} - T_{1f}) = m_f ce \Delta\theta$$

m_f : débit du fluide caloporteur.

T_{2f} : température d'entrée du fluide au serpentin.

T_{1f} : Température de sortie du fluide du serpentin.

$\Delta\theta$: variation de température.

d'où $m_f = \frac{QF}{ce \Delta\theta}$ III.1

3.4: DETERMINATION DE LA SURFACE DE CAPTAGE

La surface de captage doit assurer la quantité de chaleur QF. La quantité de chaleur fournie par un capteur dépend de son rendement de l'énergie incidente et de la surface de captage.

$$\text{D'où } QF = \eta_c E S$$

On tire la surface S

$$S = QF / \eta_c E \dots\dots\dots VI$$

Avec

QF : quantité de chaleur recue.

η_c : rendement du capteur.

E : Puissance incidente.

Remarques :

- 1) le rendement d'un capteur est calculé en annexe.
- 2) La puissance incidente E est déterminée statistiquement par plusieurs relevés, par exemple pour la région algéroise cette puissance est estimée à environ 1015 W/M2.

Dans le cas pour le Gué-de-Constantine on prendra

$$E = 1000 \text{ W / M}^2$$

3.5 : EVALUATION DE LA SURFACE DU SERPENTIN

Soit :

T_{2f} : Température d'entrée du fluide caloporteur

T_{1f} : Température de sortie du fluide caloporteur

m_f : Débit du fluide caloporteur

ce : Chaleur spécifique du fluide caloporteur

La quantité de chaleur cédée par le fluide caloporteur est :

$$Q_f = m_f \text{ cpf } (T_{2f} - T_{1f})$$

Aussi : $Q_f = A_s U_s \Delta T_m$

A_s : surface d'échange du serpentin

U_s : Coefficient d'échange global.

ΔT_m : Différence moyenne logarithmique

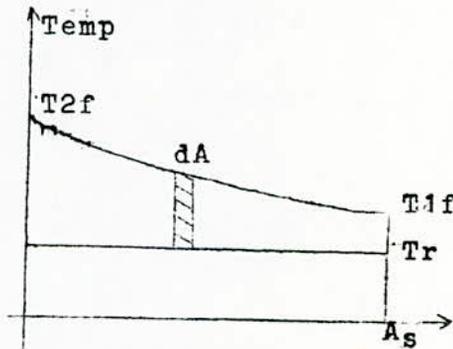
D'où : $A_s = m_f \text{ cpf } \frac{(T_{2f} - T_{1f})}{U_s \Delta T_m} \dots\dots\dots (5)$

Détermination de ΔT_m

Soit T_r : température du réservoir pour un élément de surface dA

$$dQ_f = - m_f \text{ cpf } dT_f = U_s (T_f - T_r) dA$$

D'où : $\frac{dT_f}{T_r - T_f} = \frac{U_s}{m_f \text{ cpf}} dA$



En intégrant l'équation précédente sur A_s on trouve :

$$- \left[\text{Log} (T_r - T_f) \right]_{T_{2f}}^{T_{if}} = \frac{U_s A_s}{m_f c_{pf}} = \text{Log} \left(\frac{T_r - T_{2f}}{T_r - T_{if}} \right)$$

Finalement

$$A_s = \frac{m_f c_{pf}}{U_s} \text{Log} \frac{T_{2f} - T_r}{T_{if} - T_r}$$

d'après (5)

$$\Delta T_m_s = \frac{T_{2f} - T_{if}}{\text{Log} \frac{T_{2f} - T_r}{T_{if} - T_r}}$$

La température du réservoir est variable ainsi que la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur, on veut absorber le maximum de chaleur du serpentin, donc on doit dimensionner notre surface d'échange pour le cas le plus défavorable, c'est à dire pour $T_r = T_{max}$.

Donc :

$$A_s = \frac{m_f c_{pf}}{U_s} \text{Log} \frac{T_{2fmax} - T_{rmax}}{T_{ifmax} - T_{rmax}} \dots\dots\dots V$$

T_{rmax} : température maximale du réservoir.

T_{2fmax} : température maximale du fluide caloporteur.

T_{ifmax} : $T_{2fmax} - \Delta \theta$

$\Delta \theta$: variation de température.

Evaluation du coefficient d'échange global U_s

Le transfert de chaleur du fluide caloporteur à l'élément stockeur peut être décomposé comme suit :

- * Convection forcée fluide caloporteur, paroi caractérisée par le coefficient de convection h_s
- * Conduction à travers la paroi caractérisée par la conductivité λ_t
- * Convection naturelle élément stockeur paroi caractérisée par le coefficient de convection h_{os}

Le coefficient d'échange global U_s rapporté à la surface extérieur est donné par :

$$U_s = \left[\frac{1}{h_{os}} + \frac{D_s}{2 \lambda_t} \text{Log} \frac{D_s}{d_s} + \frac{1}{h_s} \frac{D_s}{d_s} \right]^{-1} \dots\dots\dots V.1$$

D_s : diamètre extérieur du serpent.

d_s : Diamètre intérieur du serpent.

Evaluation du coefficient de convection intérieur h_s

Ce coefficient est donné par : $h_s = \frac{k_f \text{Nu}_2}{d_s}$

Avec : k_f : conductibilité thermique du fluide caloporteur
 Nu_2 : nombre de Nüsselt

Pour l'écoulement turbulent dans les tubes Dittus-Boëlter propose la relation suivante

$$Nu_2 = 0,023 Ref^{0,8} Pr_f^{0,4}$$

Ref : nombre de Reynolds

$$Ref = \frac{4}{\pi} \frac{mf}{\mu_f ds}$$

μ_f : viscosité dynamique du fluide caloporteur

Pr_f : nombre de Prandlt

$$Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{K_f}$$

Evaluation du coefficient de convection hos :

$$hos = \frac{K_f Nus}{D_s}$$

Nus = nombre de Nüsselt pour la convection naturelle.

Ce nombre est donné par l'une des relations suivantes :

$$Nus = 0,52 (Grs Pr)^{1/4} \quad \text{si } Gr < 10^9$$

$$Nus = 0,1 (Grs Pro)^{1/3} \quad \text{si } Gr > 10^9$$

Grs = nombre de grashof.

Ce nombre est donné par la relation suivante :

$$Grs = \frac{g (T_o - T_{ps})}{(T_o + 273) \nu_e^2} D_s^3$$

T_{ps} : température de la paroi du serpentin

ν_e : viscosité cinématique de l'élément stockeur

D_s : diamètre extérieur du serpentin

T_o : température moyenne de l'élément stockeur

Pro : $\frac{\mu_e c_e}{K_e}$

3.6 : EVALUATION DE LA PUISSANCE DE LA POMPE

Les frottements du fluide caloporteur dans les canalisations entraînent des pertes de charge qui sont fonction, des canalisations du point de vue forme et principalement de la vitesse d'écoulement du fluide.

Dans le cas d'écoulement en convection forcée, la connaissance de ces pertes de charge est nécessaire pour déterminer la puissance de la pompe de circulation du fluide caloporteur.

De même, en régime de convection naturelle (circulation dite en thermosiphon) elles doivent être connues pour assurer une bonne circulation.

Les pertes sont de deux types dans une boucle fermée.

- des pertes de charge singulières (coudes, étranglement, etc...)
- des pertes de charge en ligne. Pour ces dernières, on donne ci-après, leurs expression pour des canalisations à section circulaire ayant des parois intérieures lisses. (absence de rugosité et d'entartrage).

$$\Delta P = \frac{\lambda_c}{D_s} \rho_f \frac{V^2}{2} L \dots\dots\dots VI.$$

P : les pertes de charge

λ_c : le facteur de perte de charge.

$$\lambda_c = 0,3164 / \sqrt[4]{Re}$$

ρ_f : la masse volumique du fluide caloporteur

V : La vitesse d'écoulement du fluide caloporteur

$$V = \frac{4 m_f}{\rho_f \pi D_s^2}$$

L : longueur du tube de circulation

L : $L_s + N_c \text{ leq} + \text{lex}$

L_s : Longueur du serpentins :

$$L_s = A_s / \pi D_s$$

N_c : Nombre de capteurs

$$N_c = \frac{S}{S_c} \quad S_c : \text{surface d'un capteur.}$$

leq : longueur équivalente d'un seul capteur

lex : longueur extérieur au capteur.

Compte tenu de la régulation et des pertes de charge singulières, on adopte pour le circuit des pertes de charge double des pertes de charge linéaires.

Ainsi, on peut déterminer la puissance de la pompe de circulation. Elle est donnée par l'expression suivante.

$$P = 2 \frac{m_f \Delta P}{\rho_f \eta_p} \dots\dots\dots \text{VI.1}$$

η_p : le rendement de la pompe.

3.7 : RECAPITULATIF DES FORMULES REGISSANT L'INSTALLATION

(1) SURFACE D'ECHANGE TUBE GAZ / ELEMENT DE STOCKAGE (A_t)

$$A_t = \frac{m_g \text{ cpg}}{U_t} \frac{\text{Log } T_{r\text{min}} - T_i}{T_{r\text{min}} - t_{\text{gain}}}$$

$L_t : A_t / \pi D_t N_c$ L_t : longueur d'un tube.

$$U_t = \left[\frac{I}{\text{hot}} + \frac{Dt}{2\lambda t} \left(\text{Log } \frac{Dt}{dt} + \frac{Dt}{dt} \frac{f}{hg} \right) \right]^{-1}$$

(2) MASSE DE L'ELEMENT DE STOCKAGE (m_e)

$$m_e : B \tau A / \text{Log } \frac{T_{r\text{max}} - T_i}{T_{r\text{min}} - T_i}$$

Avec $B = \frac{m_g \text{ cpg}}{ce} \left(1 - \exp - \frac{A_t U_t}{m_g \text{ cpg}} \right)$

(3) QUANTITE DE CHALEUR RECUE (QF) et DEBIT DU FLUIDE CALOPORTEUR m_f

$$QF = \frac{Bce}{0,99} \left[\frac{(T_{r\text{max}} - T_i) - (T_{r\text{min}} - T_i) \exp - \frac{B \tau c}{m_e}}{\left(1 - \exp - \frac{B \tau c}{m_e} \right)} \right]$$

Débit du fluide caloporteur

$$m_f = \frac{QF}{C_e \Delta \theta}$$

(4) SURFACE DE CAPTAGE (S)

$$S = \frac{Q F}{\eta_c E}$$

Nombre de capteurs $N_c = \text{Ent} \left(\frac{S}{S_c} \right) + 1$

Ent : partie entière

(5) SURFACE D'ECHANGE SERPENTIN / ELEMENT DE STOCKAGE.

$$A_S = \frac{m_f c_{pf}}{U S} \quad \text{Log} \frac{T_{2fmax} - T_{rmax}}{T_{1fmax} - T_{rmax}}$$

Longueur du serpentín : $L_S = A_S / \pi D_S$

$$U_S = \left[\frac{I}{h_{os}} + \frac{D_S}{2 \lambda_S} \quad \text{Log} \frac{D_S}{d_s} + \frac{1}{h_s} \frac{D_S}{d_s} \right]^{-1}$$

(6) PUISSANCE DE LA POMPE DE CIRCULATION (P)

$$P = \frac{2 m_f \Delta P}{\rho_f \eta_p}$$

Pertes de charge (P)

$$\Delta P = \frac{\lambda_c}{d_s} \times \rho_f \times \frac{V_L^2}{2}$$

LEGENDE DES SYMBOLES

Affichage sur ordinateur	Symbole	Signification	Unité
MG	mg	Débit du gaz	Kg/s
CPG	cpg	Capacité calorifique du gaz	J/Kg°C
TRMIN	Trmin	Tp. minimum de l'élément stock	°C
T'	T1	Temp. d'entrée du gaz	°C
TGMIN	Tgmin	temp. minimum de sortie du gaz	°C
DT	Dt	Diamètre extérieur d'un tube	m
DTT	dt	Diamètre intérieur d'un tube	m
LAMT	Xt	Conductivité du tube	W/m°C
KG	Kg	Conductibilité du gaz	W/m°C
N	n	Nombre de tubes	tubes
MUG	μ G	viscosité dynamique du gaz	NS/m
KE	Ke	cond. therm. de l'élément stockeur	W/m°C
MUE	μ e	Viscosité dyn. de l'élément stock	NS·m ²
CE	ce	Capacité calo. de l'élément stock	J/Kg°C
G	g	Pesanteur	m/s
NUE	Je	Vis cinématique de l'élément stock	NS/m ²
TO	To	Temp. moyenne de l'élément stock.	°C
TPT	Tpt	Temp. de la paroi du tube	°C
TRMAX	Trmax	Temp. maxi de l'élément stockeur	°C
TAUA	τ A	temps d'autonomie	s
TAUC	τ C	Temps de chauffe	s
DET	$\Delta\theta$	Variation de température	°C
E	E	Puissance incidente	W/m ²
ETAC	η c	rendement du capteur	-
T2FMAX	T ₂ fmax	Temp. max. du fluide caloporteur	°C
T1FMAX	T ₁ fmax	Temp. max. de sortie du serpentin	°C
DS	Ds	Diamètre extérieur du serpentin	m
DSS	ds	Diamètre intérieur du serpentin	m
LAMS	λ s	Conductibilité du serpentin	W/m ²
KF	Kf	Conductibilité du fluide calop.	W/m ²
MUF	μ f	Viscosité dyn. du fluide calop.	NS/m ²
TPS	Tps	temp. de la paroi du serpentin	°C
CPF	Cpf	Capacité calo. du fluide calop.	J/Kg°C
RAUF	ρ f	Densité du fluide caloporteur	Kg/m ³
LEQ	Leq	Longueur équivalente d'un capteur	m
LEX	Lex	Longueur extérieure au capteur	M ²
SC	Sc	Surface d'un capteur	m ²
ETAP	η p	Rendement de la pompe	-
TPR	Tpr	Temp. de la paroi du réservoir	°C
DRR	dr	Diamètre intérieur du réservoir	m
TPE	Tpe	Température du calorifuge	°C
TA	Ta	Température ambiante	°C
L	L	Longueur du serpentin	m
DR	Dr	Diamètre extérieur du réservoir	m
LAM 1	λ 1	Conductivité de l'acier	W/m°C
LAM 2	λ 2	Conductivité de la laine de verre	W/m°C

```

*****
* PROGRAMME DE DIMENSIONNEMENT D'UNE *
* INSTALLATION SOLAIRE *
*****

```

```

390 READ MG,CPG,TRMIN,T1,TGMIN,DT,DTT,LAMT,KG,N,MUG,KE,MUE,CE,G,
      NUE,T0,TPT,TRMAX
400 READ TAU,TAUC,DET,E,ETAC,T2FMAX,T1FMAX,DS,DSS,LAMS,KF,MUF,
      TPS,CPF,RAUF
410 READ LEQ,LEX,SC,ETAP
500 GRT=(G*(T0-TPT)*DT*DT*DT)/((T0+273)*NUE*NUE)
510 PRO=MUE*CE/KE
520 IF GRT>1E+09 THEN 550
530 NUT=.52*(GRT*PRO)^.25 : GOTO 560
550 NUT=.1*(GRT*PRO)^(1/3)
560 HOT=KE*NUT/DT
570 PRG=MUG*CPG/KG
580 M=MG/N
590 REG=4*M/(MUG*DTT*PI)
600 NU1=.023*(REG^.8)*(PRG^.4)
610 HG=KG*NU1/DTT
620 A=1/HOT
630 BB=DT/(2*LAMT)*LOG(DT/DTT)
640 CC=DT/(DTT*HG)
650 UT=1/(A+BB+CC)
660 AT=MG*CPG/UT*LOG((TRMIN-T1)/(TRMIN-TGMIN))
670 LT=AT/(PI*DT*N)
680 B=MG*CPG/CE*(1-EXP(-AT*UT/(MG*CPG)))
690 ME=B*TAUA/LOG((TRMAX-T1)/(TRMIN-T1))
700 QF=(B*CE/.9899999)*(((TRMAX-T1)-(TRMIN-T1)*EXP(-B*TAUC/ME))/
      (1-EXP(-B*TAUC/ME)))
710 MF=QF/(CE*DET)
720 S=QF/(ETAC*E)
730 NC=INT(S/SC)+1
740 GRS=G*(TPS-T0)*DS*DS*DS/((T0+273)*NUE*NUE)
750 IF GRS>1E+09 THEN 780
760 NUS=.52*(GRS*PRO)^.25 : GOTO 790
780 NUS=.1*(GRS*PRO)^(1/3)
790 HOS=KE*NUS/DS
800 PRF=MUF*CPF/KF
810 REF=4*MF/(PI*MUF*DSS)
820 NU2=.023*(REF^.8)*(PRF^.4)
830 HS=KF*NU2/DSS : X=1/HOS : Y=DS*(LOG(DS/DSS))/(2*LAMS)
860 Z=DS/(HS*DSS) : US=1/(X+Y+Z)
880 AS=MF*CPF*LOG((T2FMAX-TRMAX)/(T1FMAX-TRMAX))/US
890 LS=AS/(PI*DS) : V=4*MF/(RAUF*PI*DSS*DSS)
910 LAMC=.3164/(REF^.25) : L=LS+NC*LEQ+LEX
930 DELTAP=LAMC*RAUF*V*V*L/(2*DSS)
940 P=2*MF*DELTAP/(ETAP*RAUF)
950 LPRINT "AT = ";AT : LPRINT "LT = ";LT : LPRINT "ME = ";ME
980 LPRINT "QF = ";QF : LPRINT "MF = ";MF : LPRINT "S = ";S
990 LPRINT "NC = ";NC : LPRINT "AS = ";AS : LPRINT "LS = ";LS
1000 LPRINT "DELTAP = ";DELTAP : LPRINT "P = ";P

```

APPLICATION 1 : CHAUFFAGE DU GAZ A DETENDRE
POSTE DE DETENTE DE GUE-DE-CONSTANTINE ALGER

Pour cette installation notre choix porte sur l'eau comme élément de stockage, et comme fluide caloporteur de l'eau additionnée avec de l'antigel.

Les résultats et les valeurs qui conduisent à ces résultats sont consignées dans le tableau (3).

Choix du matériel :

a/ faisceau tubulaire :

Nombre de tubes : 10 tubes
Diamètre extérieur d'un tube : 68 mm
épaisseur d'un tube : 4 mm
Matière : cuivre.

b/ Réservoir

Diamètre extérieur : 1900 mm
Longueur : 14500 mm
Epaisseur : 10 mm
Matière : Acier

c/ Capteurs

322 capteurs réf. (1100/1600) voir annexe.

d/ Serpentin :

Diamètre extérieur : 40 mm
Diamètre intérieur : 38 mm
Longueur : 192 m
Matière : cuivre.

F/ Calorifugeage

matière : laine de verre
épaisseur : 35 mm

g/ Protection calorifuge
Jaquette d'aluminium.

e/ Pompe :

Puissance 8 KW

 * INSTALLATION DE CHAUFFAGE DU GAZ *
 * A DETENDRE (GUE DE CONSTANTINE) *

DONNEES		RESULTATS
05	PI=22/7	
10	DATA 1.11 : / MG	
20	DATA 1960 : / CPG	. SURFACE DES TUBES
30	DATA 33 : / TRMIN	AT= 30.95379 m2
40	DATA 10 : / T1	
50	DATA 30 : / TGMIN	. LONGUEUR D'UNE TUBE
60	DATA .068 : / DT	LT= 14.48372 m
70	DATA .06 : / DTT	
80	DATA 386 : / LAMT	. MASSE D'EAU
90	DATA .03 : / KG	ME= 37588.02 Kg
100	DATA 10 : / N	
110	DATA 1.08E-5 : / MUG	. CHALEUR RECUE
120	DATA .64 : / KE	QF= 270191.3 w
130	DATA .6E-3 : / MUE	
140	DATA 4200 : / CE	. DEBIT DU FLUIDE CALOP
150	DATA 9.81 : / G	MF= 2.57325 Kg/s
160	DATA .6E-6 : / NUE	
170	DATA 45 : / T0	. SURFACE DES CAPTEURS
180	DATA 20 : / TPT	S= 562.8985 m2
190	DATA 60 : / TRMAX	
200	DATA 64800 : / TAU A	. NOMBRE DE CAPTEURS
210	DATA 21600 : / TAUC	NC= 322
220	DATA 25 : / DET	
230	DATA 1000 : / E	. SURFACE DU SERPENTIN
240	DATA .48 : / ETAC	AS= 24.19742 m2
250	DATA 88 : / T2FMAX	
260	DATA 63 : / T1FMAX	. LONGUEUR DU SERPENTIN
270	DATA .04 : / DS	LS= 192.4795 m
280	DATA .038 : / DSS	
290	DATA 386 : / LAMS	. PERTE DE CHARGE
300	DATA .65 : / KF	DELTAP= 1206396 N/m2
310	DATA .45E-3 : / MUF	
320	DATA 60 : / TPS	. PUISSANCE DE LA POMPE
330	DATA 4200 : / CPF	P= 7760.897 w
340	DATA 1000 : / RAUF	
350	DATA 3 : / LEQ	
360	DATA 20 : / LEX	
370	DATA 1.75 : / SC	
380	DATA .8 : / ETAP	

APPLICATION 2 : CHAUFFAGE DU GAZ DES PILOTES

(POSTE DE LENTE DE GUE DE CONSTANTINE ALGER)

Pour vérifier la pression finale de 4 bars, on procède à un piquage du gaz sur la canalisation principale. Ce gaz sera tester dans un régulateur appelé pilote.

Vu les dimensions réduites des pilotes et la chute de température, le gel et l'hydrate apparaissent principalement à ce niveau et bloque le système de contrôle. Pour y remédier à ce problème on propose deux solutions :

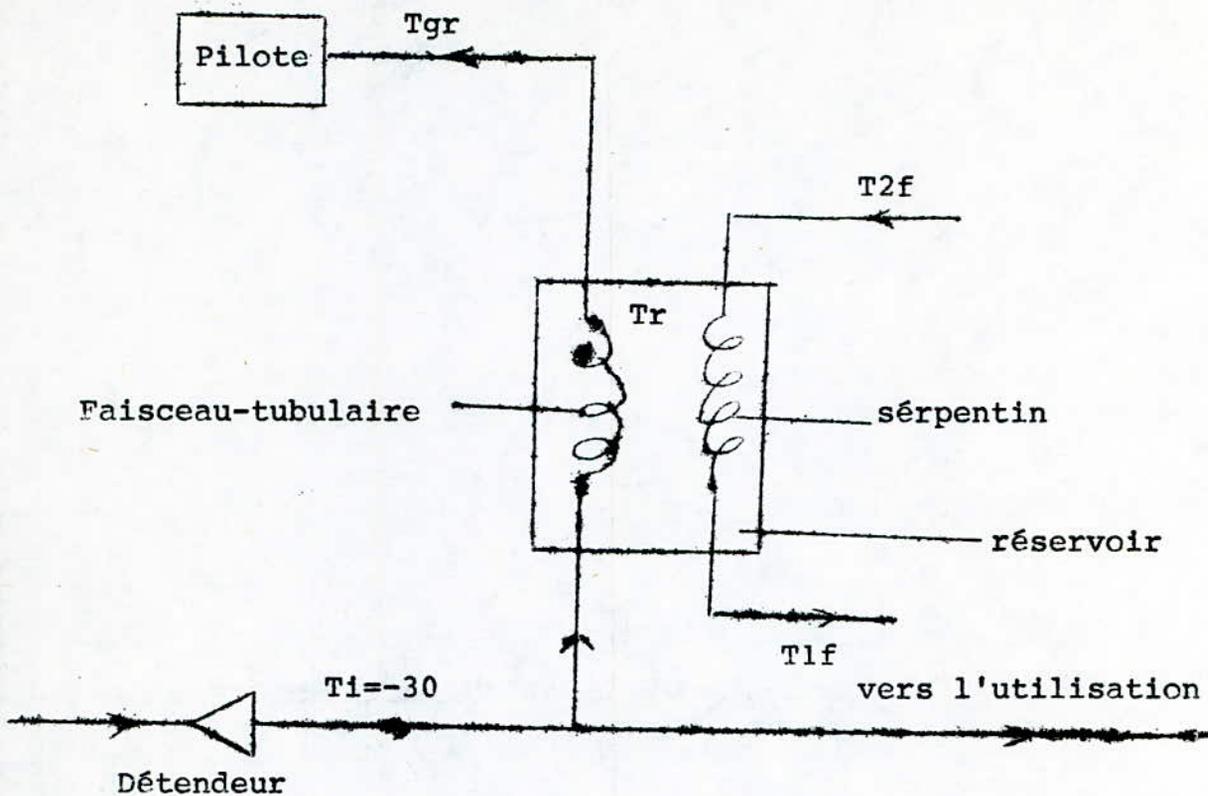
- Réchauffage du gaz à détendre
- Réchauffage du gaz des pilotes.

Dans ce dernier cas on ne résoud pas le problème totalement car l'hydrate demeure au sein du détenteur et de la canalisation de distribution.

Néanmoins, en ce qui concerne la sécurité de l'installation le problème sera résolu.

Un modèle de réchauffage semblable au précédent est placé entre le détenteur et le pilote -Fig-

A l'entrée le gaz a une température de -30°C , il est chauffé au minimum à une température de 7°C . Les données qui conduisent au dimensionnement de cette installation sont consignées dans le tableau (2).



"Schéma de principe de l'installation de chauffage"
du gaz des pilotes

 * INSTALLATION DE CHAUFFAGE DU GAZ *
 * DES PILOTES (GUE DE CONSTANTINE) *

DONNEES		RESULTATS
05	PI=22/7	
10	DATA .0077	: / MG
20	DATA 1960	: / CPG
30	DATA 10	: / TRMIN
40	DATA -30	: / T1
50	DATA 7	: / TGMIN
60	DATA .012	: / DT
70	DATA .01	: / DTT
80	DATA 386	: / LAMT
90	DATA .03	: / KG
100	DATA 6	: / N
110	DATA 1.08E-5	: / MUG
120	DATA .6	: / KE
130	DATA 1E-3	: / MUE
140	DATA 4200	: / CE
150	DATA 9.81	: / G
160	DATA 1E-6	: / NUE
170	DATA 20	: / T0
180	DATA 10	: / TPT
190	DATA 30	: / TRMAX
200	DATA 64800	: / TAUA
210	DATA 21600	: / TAUC
220	DATA 25	: / DET
230	DATA 1000	: / E
240	DATA .48	: / ETAC
250	DATA 60	: / T2FMAX
260	DATA 35	: / T1FMAX
270	DATA .024	: / DS
280	DATA .02	: / DSS
290	DATA 386	: / LAMS
300	DATA .63	: / KF
310	DATA .65E-3	: / MUF
320	DATA 30	: / TPS
330	DATA 4200	: / CPF
340	DATA 1000	: / RAUF
350	DATA 3	: / LEQ
360	DATA 10	: / LEX
370	DATA 1.75	: / SC
380	DATA .8	: / ETAP
		. SURFACE DES TUBES
		AT= .3878521 m2
		. LONGUEUR D'UNE TUBE
		LT= 1.713993 m
		. MASSE D'EAU
		ME= 531.2033 Kg
		. CHALEUR RECUE
		QF= 2794.888 w
		. DEBIT DU FLUIDE CALOP
		MF= 2.661798E-02 Kg/s
		. SURFACE DES CAPTEURS
		S= 5.822683 m2
		. NOMBRE DE CAPTEURS
		NC= 4
		. SURFACE DU SERPENTIN
		AS= .5468327 m2
		. LONGUEUR DU SERPENTIN
		LS= 7.249676 m
		. PERTE DE CHARGE
		DELTAP= 232.2773 N/m2
		. PUISSANCE DE LA POMPE
		P= 1.545688E-02 w

Choix du matériel :

a/ Faisceau de tubulaire

Nombre de tubes : 6 tubes

Diamètre extérieur d'un tube : 12 mm

Epaisseur d'un tube : 1 mm

Matière : cuivre

b/ Réservoir :

Diamètre extérieur : 400 mm

Longueur : 1700 mm

Epaisseur : 5 mm

Matière : Acier

c/ Capteurs

4 capteurs réf. (1100/1600)

d/ Serpentin

Diamètre extérieur : 24 mm

Diamètre : intérieur : 20 mm

Longueur : 6 m

Matière : cuivre

e/ Pompe : la pompe n'est pas nécessaire, il suffit de mettre le réservoir au dessus des capteurs et la circulation se fera naturellement par thermo-siphon.

3.9 : DIMENSIONNEMENT DU CALORIFUGE

Le réservoir de stockage est un cylindre fermé par des fonds hémisphériques. Dans le but de minimiser les pertes de chaleur, le réservoir doit être enveloppé dans un isolant en laine de verre. Les pertes de chaleur vers le milieu extérieur sont estimées à 1% de la quantité de chaleur totale. Ainsi le dimensionnement du calorifuge se fait selon cette hypothèse.

$$Q_p = 1 \% Q_f$$

Q_p : quantité de chaleur perdue

aussi Q_p est donnée par la relation :

$$Q_p = 2 \pi L (T_o - T_a) \left[\frac{2}{d_r h_i} + \frac{\text{Log } D_r/d_r}{\lambda} + \frac{\text{Log } D_e/D_r}{\lambda} + \frac{2}{D_e h_e} \right]^{-1}$$

Calcul du coefficient de transfert de chaleur h_e :

$$h_e = h_{e \text{ convection}} + h_{e \text{ rayonnement}}$$

Une formule proposée par Heilmann et Koche valable pour des températures comprises en 0°C et 150°C permet de calculer le coefficient h_e .

$$h_e = 8,1 + 0,045 (T_{pe} - T_a)$$

T_{pe} : Température de la paroi extérieure

T_a : Température ambiante

CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION h_i :

$$h_i = \frac{K_e N_{ur}}{d_r}$$

N_{ur} : Nombre de Nusselt

$$N_{ur} = 0,52 (Grr \text{ Pro})^{1/4} \quad \text{Si } 10^3 \leq Grr \leq 10^9$$

$$N_{ur} = 0,1 (Grr \text{ Pro})^{1/3} \quad \text{Si } Grr > 10^9$$

Grr : Nombre de Grashoff

$$Grr = \frac{g (T_o - T_{pr}) d_r^3}{\nu^2 (T_o + 273)}$$

T_{pr} : Température de la paroi intérieure du réservoir

d_r : Diamètre intérieur du réservoir

D_e : Diamètre extérieur du réservoir

Dr: Diamètre extérieur du réservoir

De: Diamètre extérieur

L'épaisseur du calorifuge est donnée par:

$$e_c = \frac{De - Dr}{2}$$

Une fois que l'on choisit les dimensions du réservoir (L, Dr, dr)

l'épaisseur du calorifuge sera évaluée et ceci après avoir déterminé

le diamètre extérieur De par la résolution de l'équation:

$$Q_p = 1.8 Q_f$$

Nous avons établi ici un programme donnant la résolution de cette équation

Remarque: Pour l'application numérique l'épaisseur est donnée en mètres.

```

100 REM *****
110 REM * PROGRAMME DE CALCUL DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *
120 REM *****
130 PI=22/7 : EPSILON=9.999999E-06
140 READ G,T0,TPR,DRR,NUE,MUE,CE,KE,TPE,TA,L,DR,LAM1,LAM2,U,V,QF
150 GRR=(G*(T0-TPR)*DRR^3)/(NUE^2*(T0+273))
160 PRO=MUE*CE/KE
170 IF GRR>1E+09 THEN NUR=.1*(GRR*PRO)^(1/3) : GOTO 190
180 NUR=.52*(GRR*PRO)^(1/4)
190 HI=KE*NUR/DRR : HE=8.1+.045*(TPE-TA)
200 A=LAM2*(2*PI*L*(T0-TA)/(QF*.01)-2/(DRR*HI)-LOG(DR/DRR)/LAM1)+LOG(DR)
210 B=2*LAM2/HE
220 LPRINT "*****"
230 LPRINT "* ITERRATION POUR LE CALCUL DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *"
240 LPRINT "*****"
250 IF ABS(U-V)<=EPSILON THEN 290
260 LPRINT "EC= ";(X-DR)/2
270 X=(U+V)/2 : IF (LOG(X)+B/X-A)*(LOG(U)+B/U-A)<0 THEN V=X : GOTO 250
280 U=X : GOTO 250
290 LPRINT "EC= ";(X-DR)/2
300 EC=(X-DR)/2 : EC#=STR$(EC)+STRING$(30-LEN(STR$(EC)),32)
310 LPRINT :LPRINT
320 LPRINT "          *****"
330 LPRINT "          *   RESULTAT DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE   *"
340 LPRINT "          *          _____          *"
350 LPRINT "          *          ";EC#;"          *"
360 LPRINT "          *****"
370 END

```

```

380 REM *****
390 REM * APPLICATION POUR L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE *
400 REM *           DU GAZ A DETENDRE           *
410 REM *****
420 DATA 9.81      : / G
430 DATA 45       : / T0
440 DATA 40       : / TPR
450 DATA 1.9      : / DRR
460 DATA 0.6E-6   : / NUE
470 DATA 0.6E-3   : / MUE
480 DATA 4200     : / CE
490 DATA .64      : / KE
500 DATA 20       : / TPE
510 DATA 15       : / TA
520 DATA 14.5     : / L
530 DATA 1.91     : / DR
540 DATA 46       : / LAM1
550 DATA .04      : / LAM2
560 DATA 1.91     : / U
570 DATA 2.91     : / V
580 DATA 270192   : / QF

```

```

*****
* ITERRATION POUR LE CALCUL DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *
*****

```

```

EC= -.955
EC= .25
EC= .1249999
EC= 6.249994E-02
EC= 3.124994E-02
EC= 4.687494E-02
EC= 3.906244E-02
EC= 3.515619E-02
EC= 3.320307E-02
EC= 3.417963E-02
EC= 3.466791E-02
EC= 3.442377E-02
EC= 3.454584E-02
EC= 3.460688E-02
EC= 3.457636E-02
EC= .0345611
EC= 3.456873E-02
EC= 3.457254E-02

```

```

*****
* RESULTAT DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *
*           _____           *
*           3.457254E-02           *
*****

```

```

380 REM *****
390 REM * APPLICATION POUR L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE *
400 REM * DU GAZ DES PILOTES *
410 REM *****
420 DATA 9.81 : / G
430 DATA 20 : / T0
440 DATA 19 : / TPR
450 DATA .4 : / DRR
460 DATA 1E-6 : / NUE
470 DATA 1E-3 : / MUE
480 DATA 4200 : / CE
490 DATA .6 : / KE
500 DATA 16 : / TPE
510 DATA 15 : / TA
520 DATA 1.72 : / L
530 DATA .405 : / DR
540 DATA 46 : / LAM1
550 DATA .04 : / LAM2
560 DATA .405 : / U
570 DATA 1.405 : / V
580 DATA 2794.888 : / QF

```

```

*****
* ITERRATION POUR LE CALCUL DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *
*****

```

```

EC= -.2025
EC= .25
EC= .125
EC= 6.250003E-02
EC= 3.125002E-02
EC= .015625
EC= .0078125
EC= 1.171875E-02
EC= 9.765625E-03
EC= 1.074219E-02
EC= 1.123047E-02
EC= 1.098633E-02
EC= .0111084
EC= 1.116943E-02
EC= 1.119995E-02
EC= 1.121521E-02
EC= 1.120758E-02
EC= 1.120377E-02

```

```

*****
* RESULTAT DE L'EPAISSEUR DU CALORIFUGE *
* _____ *
* 1.120377E-02 *
*****

```

-CHAPITRE 4 : COUT DE L'INSTALLATION /

Pour mener à bien ce projet, une étude économique est nécessaire pour s'assurer de sa rentabilité et de sa compétitivité.

En ce qui suit nous allons donner le coût de l'installation et les fournisseurs des éléments de l'installation.

a/ Installation de chauffage du gaz à détente:

1-Réservoir calorifugé

fournisseur: S.N.METAL

coût: 25000,00 DA

2-Capteurs:

fournisseur: Station solaire de Bouzaréah

prix unitaire: 1000 DA

prix des capteurs: $1000 \times 322 = 322000,00$ DA

3-Faisceau tubulaire, Serpentin:

fournisseur: Complexe industriel de Rouiba, unité des tubes

prix unitaire: 11 DA/m

prix du faisceau: $11 \times 14,5 \times 10 = 1595$ DA

prix du serpentín : 1000 DA

4-Pompe et instrument de contrôle:

fournisseur: Complexe industriel de Berouaghia, pompe et vanne

prix de la pompe: 1500 DA

5-Frais de montage et d'installation:

On estime les frais de montage et d'installation à une journée de travail d'un groupe de 10 techniciens.

Salaire journalier d'un technicien: 100 DA

Frais de montage: $10 \times 100 = 1000$ DA

PRIX APPROXIMATIF DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE DU GAZ A DETENDRE

P = 355000,00 DA

b/Installation de chauffage du gaz à détendre:

1-Réservoir calorifugé

fournisseur: S.N.METAL

cout: 500,00 DA

2-Capteurs:

fournisseur: Station solaire de Bouzareah

prix unitaire: 1000 DA

PRIX DES CAPTEURS: 1000 x 4 = 4000 DA

3-Faisceau tubulaire serpentin:

fournisseur: Complexe industriel de Rouiba, unité des tubes

prix unitaire: 5 DA/m

prix du faisceau: 5 x 1,7 x 6 = 51 DA

Prix du serpentin: 100 DA

4-Frais de montage et d'installation

on estime les frais de montage et d'installation à une journée de travail d'un groupe de 5 techniciens.

Salaire journalier d'un technicien: 100 DA

Frais de montage: 100 x 5 = 500 DA

PRIX APPROXIMATIF DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE DU GAZ DES PILOTES

P = 6000 DA

CONCLUSION

La présente étude nous a permis de déterminer les paramètres caractérisant une installation solaire pour le chauffage du gaz naturel à savoir:

- 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 18 heures sans soleil.
- Les surfaces de chauffe nécessaire qui permettent d'assurer le chauffage du gaz.
- La puissance de la pompe qui assure la circulation du fluide caloporteur.

Le programme établi permet de déterminer les paramètres précédents pour n'importe quel poste de détente.

Cette installation élimine l'apparition du gel et de l'hydrate; problème principal des postes de détente.

Cette étude est une approche qui mériterait certainement à être complétée et approfondie par l'étude constructive et l'utilisation des méthodes prévisionnelles, telle la "f-chart" qui permettent d'optimiser les résultats et d'augmenter l'économie.

D'autre part, il serait nécessaire de définir les sous-systèmes ou systèmes auxiliaires de l'installation détaillée, et d'en faire éventuellement un sujet d'étude, tel que:

- Le système de régulation qui met le capteur hors circuit durant la nuit et quand son rendement devient très faible le jour par l'ensoleillement insuffisant.
- les soupapes de sécurité qui conditionnent la pression des différents constituants.

TROISIEME PARTIE : ANNEXES

Annexe A : Détermination du rendement
du capteur

Annexe B : Evaluation du coefficient
d'échange global

ANNEXE A

DETERMINATION DU RENDEMENT DU CAPTEUR

Le rendement d'un capteur change suivant le site géographique et les conditions atmosphériques.

Dans cette annexe, nous allons calculé le rendement d'un capteur pour la région algéroise, pour une journée de mois de mars ;

Soit les données suivantes :

T_{1f} : température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur

T_{2f} : température du fluide caloporteur à la sortie du capteur

d : diamètre intérieur des tubes $d = 12 \text{ mm}$

V : vitesse du fluide dans le capteur $V = 0,5 \text{ m / s}$

(1) ESTIMATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR DU FLUIDE CALOPORTEUR

A) Calcul du nombre de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

ρ : densité du fluide caloporteur $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

μ : viscosité dynamique du fluide caloporteur $= 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/ms}$

$$Re : 9230$$

Le régime d'écoulement est turbulent.

B) Calcul du nombre de Prandlt (Pr)

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

c_{p_f} : capacité calorifique du fluide caloporteur $c_p = 4200 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$

λ : conductibilité thermique du fluide caloporteur $= 0,63 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$Pr = 4,34$$

C) Détermination du nombre de Nusselt (Nu)

Pour un écoulement turbulent dit Dittus-Boelter propose la relation suivante.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$Nu = 61,5$$

D) Evaluation du coefficient de transfert de chaleur du fluide caloporteur.

$$h = \frac{Nu \lambda}{d}$$

$$h = 3228 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(2) ESTIMATION DE L'ENERGIE RECUEILLIE PAR LE CAPTEUR (g.1)

a) Détermination du Coefficient de perte de chaleur (U_L)

$$U_L = \frac{QP}{Ac(T_a - T_b)}$$

QP : énergie perdue par le capteur

T_b : température moyenne du capteur T_b = 60 °C

T_a : température ambiante

a.1) Détermination de l'énergie perdue Q_p :

Cette quantité est donnée par la relation suivante.

$$Q_p = \frac{(T_o - T_a)}{\frac{N}{(c/T_b)} \left(\frac{(T_o - T_a)}{N + F} \right)^{0,33} + \frac{1}{hc}} + \frac{\epsilon (T_o^4 - T_a^4) A_c}{\frac{1}{E_a + 0,05 N (1 + E_a)} + \frac{(2N + F - 1)}{E_v - N}}$$

* N : nombre de vitrage $N = 1$

* $F = (1 - 0,04 hc + 0,005 hc^2) (1 + 0,091 N)$

. hc : coefficient de transfert de chaleur entre le capteur et l'environnement.

$$hc = 5,7 + 3,8 V$$

V : Vitesse du vent

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

$$hc = 24,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } F = 0,346$$

$$* C = 365,9 (1 - 0,00883 \beta + 0,00013 \beta^2)$$

β = angle d'inclinaison du capteur $\beta = 25^\circ = 0,436 \text{ rd}$

$$C = 364,5$$

E_a : coefficient d'émission en infra-rouge de l'absorbeur

$$E_a = 0,1$$

* ϵ_v : coefficient d'émission en infra-rouge du vitrage.

$$\epsilon_v = 0,02$$

* σ : constante de Stéfan-Boltzman

$$\sigma = 5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$$

Il vient :

$$Q_p = 110 \text{ Watts}$$

et

$$U_L = 1,6 \text{ W / m}^2 \text{ c}$$

b) Evaluation de l'efficacité des ailettes (η_f)

la plaque de cuivre joue le rôle d'ailettes pour les tubes dans lesquels circulent le fluide caloporteur.

L'efficacité s'exprime alors par la relation.

$$\eta_f = \frac{\text{Tanh}(mW)}{mW} \quad \text{Tanh (tangente hyperbolique)}$$

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

Avec : . K : conductivité du cuivre $K = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

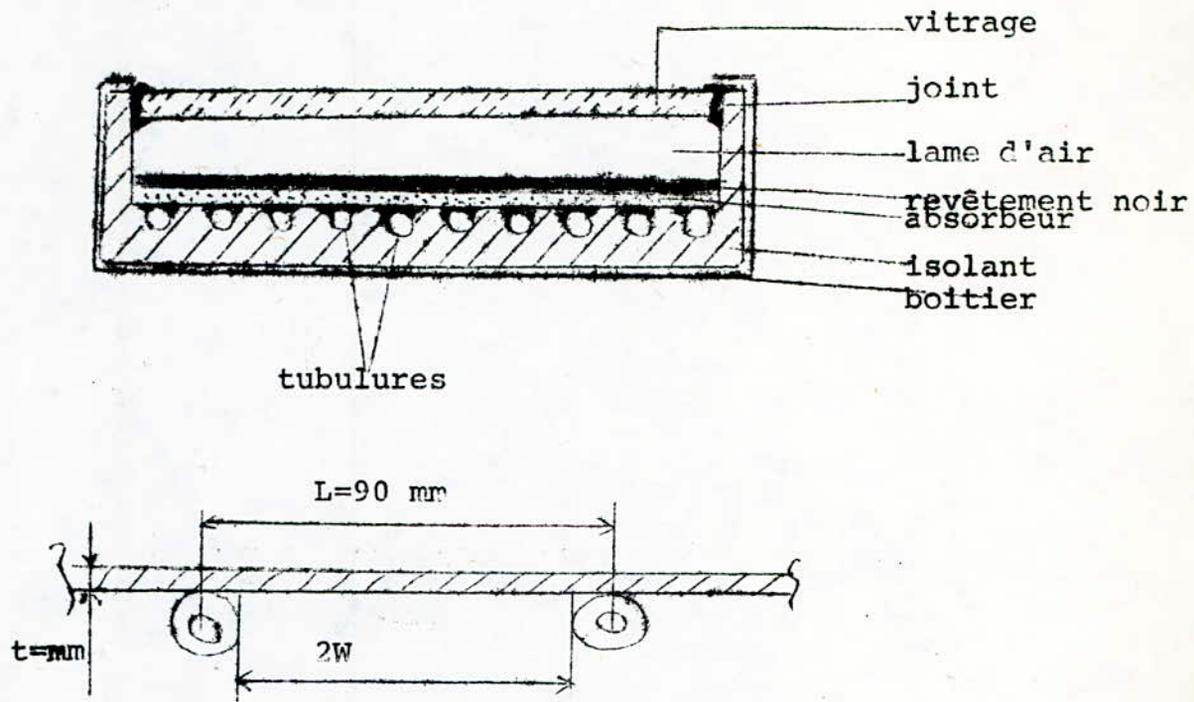
. t : épaisseur de la plaque de cuivre $t = 0,4 \text{ mm}$

. $W = 39 \text{ mm}$ (voir figure page suivante)

d'où $m = 3,2$

$$\eta_f = 0,99$$

CONSTRUCTION



"SCHEMA DE PRINCIPE D'UN CAPTEUR"

- c) Evaluation du facteur d'efficacité du capteur (F')
ce facteur est donné par la relation

$$F' = \frac{1 / U_L}{L \left(\frac{1}{U_L} (d+2W) \eta_f + \frac{1}{h \pi d} \right)}$$

. $L = 90 \text{ mm}$ (voir figure page précédente)

d'où $F' = 0,99$

- d) Evaluation du facteur de transfert de chaleur (F_R)
ce facteur est donné par :

$$F_R = \frac{m_f c_p}{U_L} \left(1 - \exp - \frac{U_L F'}{m_f c_p} \right)$$

m_f : débit du fluide caloporteur $m_f = 0,056 \text{ Kg/s}$

d'où $F_R = 0,98$

- e) Calcul de l'énergie utile Q_u

L'énergie utile Q_u s'exprime par

$$Q_u = A_c F_R (\alpha \tau E - U_L (T_{i_f} - T_a))$$

- Avec . α : absorbtivité de l'absorbeur $\alpha = 0,9$
 . τ : transmittivité du vitrage $\tau = 0,84$
 . E : flux incident.

3/ CALCUL DU RENDEMENT.

Le rendement s'exprime par la relation suivante :

$$\eta_c = \frac{\sum Q_u}{\sum E} \cdot 100$$

$\sum Q_u$: somme des énergies utiles

$\sum E$: somme des énergies incidentes

} Voir tableau page suivante.

$$\sum Q_u = 730 \text{ W}$$

$$\sum E = 1015 \text{ / W/m}^2$$

Il vient :

$$\eta_c = 48 \%$$

TABLEAU FLUX INCIDENT - ENERGIE UTILE

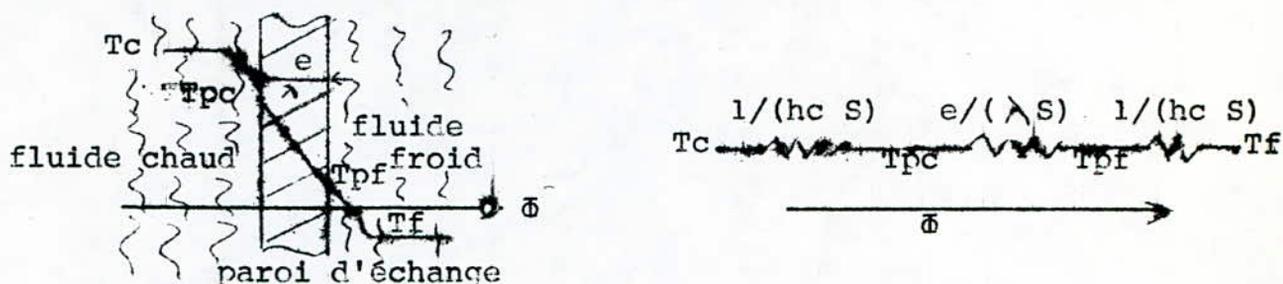
Heure	Flux incident W/m^2	Energie utile W
7 - 8	23	0
8 - 9	65	30,6
9 - 10	110	80,6
10 - 11	130	102,8
11 - 12	145	119,5
12 - 13	162	138,4
13 - 14	135	108,4
14 - 15	126	98,4
15 - 16	84	51,7
16 - 17	36	0
17 - 18	6	0
	$\sum E = 1015 W/m^2$	$\sum Q_u = 730,7 W$

ANNEXE B : EVALUATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE GLOBAL

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé comme suit :

- convection fluide chaud-paroi, au prorata d'un coefficient de convection h_c ,
- conduction à travers la paroi, au prorata de la conductivité λ du matériau et de l'épaisseur e de la paroi,
- convection paroi-fluide froid (coefficient de convection h_f).

La figure ci-dessous donne l'allure qualitative du profil des températures pour un échange à travers un élément de paroi plane, ainsi que la représentation de cet échange par analogie électrique.



Echange entre deux fluides séparés par une paroi plane:
distribution des températures et schéma analogique.

On a dans ce cas :
$$\bar{\phi} = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}}$$

soit encore $\bar{\phi} = K S (T_c - T_f)$ si l'on note K la quantité :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

appelée coefficient d'échange global.

Cette grandeur est rapportée à l'unité de surface d'échange. Or, dans la pratique, la paroi d'échange n'est pas toujours plane et la surface d'échange n'a donc pas la même étendue au contact des deux fluides. Il faut par conséquent rapporter K , soit à l'unité de surface d'échange du "côté chaud" -on le notera alors K_c - soit à l'unité de surface du "côté froid" -on le notera K_f - .

De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'appareil, la paroi d'échange est recouverte, de part et d'autre, d'un

film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible relativement à celle du métal et constituent de ce fait deux couches isolantes supplémentaires s'opposant à l'échange. Aussi, la résistance de conduction change d'expression, pour un cylindre creux la résistance thermique est : $R = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi\lambda L}$. Ainsi, on obtient en définitive les expressions de Kc ou de Kf comme les inverses de la somme des différentes résistances thermiques (en série) que rencontre le flux de chaleur sur son passage :

$$K_c = \left[\frac{1}{hc} + R_{ec} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi\lambda L} \frac{S_c}{S_f} + \left(R_{ef} + \frac{1}{hf} \right) \frac{S_c}{S_f} \right]^{-1}$$

$$K_f = \left[\frac{1}{hf} + R_{ef} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi\lambda L} \frac{S_f}{S_c} + \left(R_{ec} + \frac{1}{hc} \right) \frac{S_f}{S_c} \right]^{-1}$$

Dans ces expressions :

- Sf est l'aire de la surface d'échange du côté froid (en m²),
- Sc celle de la surface d'échange du côté chaud (m²),
- Rec et Ref sont les résistances par unité de surface des films "d'encrassement" déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange. On les exprime en m².°C/W.
- L'unité de Kc et Kf est le W/(m².°C).

-BIBLIOGRAPHIE-

- (1) K.RAZNJEVIC Tables et diagrammes thermodynamiques EYROLLES
- (2) J.F.SACADURA Initiation aux transferts thermiques TEC & DOC
- (3) Techniques de l'ingénieur B268
- (4) Introduction to heat transfer A.I.BRAWN & S.M.MARCOS
- (5) Revue Révolution Africaine N°1089 du 11 au 17 Juin 1985
- (6) WUITHIER Le pétrole raffinage et génie chimique PIFP
- (7) R.BERNARD Le rayonnement solaire conversion thermique TEC&DOC
et applications

