

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE ELECTROMECHANIQUE



GM.0114

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

Sujet :

**Création d'un couple moteur par un procédé
thermodynamique utilisant l'énergie solaire**

Auteurs :

Mr Mamadou KONTE

Mr Yaya Ibrahima LY

Directeur interne :

Mr Paul DEMBA

Directeur externe :

Mr Souleymane DEME

Juillet 2001

DEDICACES

Je dédie ce travail à :
mon guide spirituel Baye Niass,
mon grand père Omar Niass,
ma défunte grand mère Rokhy Seck,
ma tante Aissatou Niass,
ma mère Ndèye Fatou Niass,
mon père Mbaye Konté,
mes sœurs et frères ainsi qu'à
tous mes amis.

Mamadou Konté

Je dédie ce travail à :
mon père Ibrahima Ly,
ma mère Farmata Ly,
mes frères et sœurs
ainsi qu'à tous mes
amis.

Yaya Ibrahima Ly

« Quand vient la sagesse, sa première leçon est de dire :

"La connaissance n'existe pas ;il y a seulement des aperçus de la divinité infinie."

La connaissance pratique est chose différente, c'est à dire qu'elle est réelle et commode, mais jamais complète.

Par conséquent, la systématiser et la codifier est nécessaire mais fatale. »

Sri Aurobindo

REMERCIEMENTS

Nous aimerions exprimer notre reconnaissance à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce projet.

Particulièrement à :

- Mr **Paul DEMBA**, professeur de thermique à l'ESP centre de Thiès ;
- Mr **Soulèyman, DEME**, ingénieur polytechnicien à Sosis Technologie
- Mr **Banda NDOYE**, professeur de thermique à L'ESP centre de Thiès

Pour leurs conseils et leurs disponibilités.

SOMMAIRE

Ce présent rapport s'inscrit dans le cadre d'un projet de fin d'études. Le but visé est de faire une étude de faisabilité complète et rigoureuse de la création d'un couple moteur à partir d'un procédé thermodynamique utilisant l'énergie solaire.

Il présente donc un procédé permettant d'utiliser une source d'énergie économique et renouvelable et de réduire en même temps l'émission des gaz à effet de serre.

Une description du procédé d'obtention du couple moteur puis sa modélisation ont été faites dans le premier chapitre.

L'étude des différents éléments du circuit ainsi que le bilan d'énergie et de matière font l'objet des chapitres II à VII.

Pour clore l'étude de faisabilité, le chapitre VII parle de la production de l'énergie solaire nécessaire au chauffage du CO₂.

Enfin dans un dernier chapitre, l'étude précédemment faite est appliquée à un prototype.

LISTE DES FIGURES

<u>Figure</u>	<u>Titre</u>	<u>page</u>
I-1	Schéma de l'installation.....	3
I-2&I-3	Evolution de la quantité de matière dans les réservoirs.....	4
I-4	Cycle thermodynamique.....	5
III-1	Organe de détente.....	10
III-2	Variation du débit en fonction de la pression.....	13
IV-1	Coupe transversale de la tuyauterie.....	17
V-1	Bilan d'énergie au niveau de la turbine.....	19
V-2	Diagramme des vitesses à l'entrée et à la sortie de la turbine.....	22
VI-1	Circuit de refroidissement.....	25
VII-1	Capteur plan vitré.....	30
VII-2	Rayonnement solaire.....	31

LISTE DES SYMBOLES

<u>Symbole</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
T_a	: Température ambiante.....	K
P_o	: Pression maximale du CO ₂ dans le réservoir.....	Pa
T_o	: Température correspondante à P_o	K
M_o	: Masse totale du CO ₂ dans le réservoir.....	Kg
P_r	: Pression au niveau du régulateur.....	Pa
T_r	: Température au niveau du régulateur.....	K
m_r	: Masse du CO ₂ dans le réservoir à l'état (P_r, T_r).....	Kg
P_f	: Pression du réservoir en fin refroidissement.....	Pa
T_f	: Température du réservoir en fin refroidissement.....	K
\dot{m}	: Débit massique du CO ₂	kg/s
t_f	: Temps de fonctionnement.....	s
t_{ch}	: Temps de chauffe.....	s
t_b	: Temps de basculement.....	s
Q	: Quantité de chaleur apportée par le fluide caloporteur.....	joules
\dot{Q}	: Puissance apportée par le fluide caloporteur.....	W
C_p	: Capacité calorifique à pression Constante.....	joules/k.°C
C	: Vitesse d'écoulement du CO ₂	m/s
h_k	: Enthalpie à la section k.....	joules/kg
D	: Diamètre de la tuyauterie.....	m
L	: Longueur de la tuyauterie.....	m

- K** : Coefficient global de transfert de chaleur..... $W/m^2.K$
R_{e,s} : rayons de la roue de turbine à l'entrée (e)
 Et à la sortie (s)m
n : vitesse de rotation de l'arbre de la turbine.....tours/mn
M_k : Nombre de mach à la section k(sans dimension)
Q_c : quantité de chaleur cédée à l'eau
 de refroidissement..... joules
C_{fe} : Capacité calorifique de l'eau..... joules/kg.°C
m_e : Débit de l'eau de refroidissement kg/s
G : rayonnement global..... W/m^2
G' : Irradiation journalière du niveau
 de la mer..... W/m^2
D : Rayonnement diffus..... W/m^2
G_j : Irradiation journalière..... W/m^2
GMT: heure de lever ou de coucher du soleil..... h
C_{pc} : Capacité calorifique du fluide
 Caloporteur..... joules/kg.°C
q_c : Débit massique du liquide caloporteur..... kg/s

TABLE DES MATIERES

Dédicaces.....	I
Remerciements.....	III
Sommaire.....	IV
Liste des figures.....	V
Liste des abréviations.....	VI
Table des matières.....	VIII
INTRODUCTION.....	1
Chapitre I : PRESENTATION ET MODELISATION	
DU SYSTEME.....	2
I-1 PRESENTATION.....	2
I-2 MODELISATION.....	3
Chapitre 2 : EVOLUTION DE LA QUANTITE DE	
MATIERE DANS LES DEUX RESERVOIRS.....	6
II-1 DETERMINATION DES MASSES m_0 ET m_r	6
II-2 TEMPS DE BASCULEMENT.....	7
II-2-1 Temps de fonctionnement.....	7
II-2-2 Temps de chauffe.....	8
Chapitre III : REGLAGE DU DEBIT.....	10
III-1 VITESSE DU CO ₂ A L'AVAL DU DETENDEUR.....	10
III-2 DEBIT DE CO ₂ A TRAVERS LE DETENDEUR.....	12

IV-1-2	Longueur de la tuyauterie.....	15
IV-1-3	Déperditions thermiques.....	16
IV-2	TUYAUTERIE RELIANT LA TURBINE AU RESERVOIR EN REFROIDISSEMENT.....	18
IV-2-1	Diamètre	18
IV-1-2	Longueur.....	18
Chapitre V : CREATION DU COUPLE MOTEUR.....		19
V-1	ETUDE DE LA TURBINE	19
V-1-1	Bilan d'énergie.....	19
V-1-2	Puissance de la turbine.....	20
V-1-3	Vitesse de rotation de l'arbre moteur.....	21
V-2	ETUDE DE LA TUYERE.....	23
V-2-1	Température à la sortie de la tuyère.....	23
V-2-2	Pression de CO ₂ à la sortie de la tuyère.....	23
V-2-3	Section de sortie de la tuyère.....	24
Chapitre VI : ETUDE DU REFROIDISSEMENT.....		24
VI-1	DEBIT D'EAU DE REFROIDISSEMENT.....	26
VI-2	SURFACE D'ECHANGE.....	27
Chapitre VII : PRODUCTION DE L'ENERGIE SOLAIRE....		29
VII-1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES.....	29
VII-1-1	L'absorbeur.....	29
VII-1-2	Le vitre.....	29
VII-1-3	L'isolant.....	30
VII-1-2	Le Liquide caloporteur.....	30
VII-1-3	Le capteur sous vide.....	31

VII-2	LE RAYONNEMENT SOLAIRE	31
VII-3	BILAN THERMIQUE.....	34
	VII-3-1 Le liquide caloporteur.....	34
	VII-3-2 L'absorbeur.....	36
	VII-3-3 Le vitre.....	37
	Chapitre VIII : APPLICATION A UN PROTOTYPE.....	40
	CONCLUSION.....	53
	RECOMMANDATIONS.....	54
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	55
	ANNEXES.....	58

Chapitre IV : ETUDE DE LA TUYAUTERIE.....	15
IV-1 TUYAUTERIE RELIANT LE DETENDEUR	
A LA TURBINE.....	15
IV-1-1 Diamètre de la tuyauterie.....	15
IV-1-2 Longueur de la tuyauterie.....	15
IV-1-3 Déperditions thermiques.....	16
IV-2 TUYAUTERIE RELIANT LA TURBINE AU	
RESERVOIR EN REFROIDISSEMENT.....	18
IV-2-1 Diamètre	18
IV-1-2 Longueur.....	18
Chapitre V : CREATION DU COUPLE MOTEUR.....	19
V-1 ETUDE DE LA TURBINE	19
V-1-1 Bilan d'énergie.....	19
V-1-2 Puissance de la turbine.....	20
V-1-3 Vitesse de rotation de l'arbre moteur.....	21
V-2 ETUDE DE LA TUYERE.....	23
V-2-1 Température à la sortie de la tuyère.....	23
V-2-2 Pression de CO ₂ à la sortie de la tuyère.....	23

INTRODUCTION

Dans la plupart des applications appelant un couple moteur (production d'électricité, entraînement d'une machine), l'énergie nécessaire pour produire le couple est très chère. Dans le domaine de la production d'énergie électrique, les turbines à gaz fonctionnent avec du combustible. Ce qui engendre des dépenses énormes.

De plus, l'utilisation de ces combustibles contribue à l'augmentation des gaz à effet de serre dont le principal inconvénient est de réchauffer notre planète.

Pour remédier à cette situation, il faut un système de chauffage qui engendre moins de coûts de fonctionnement. En outre, ce système doit réduire voire faire disparaître les gaz à effet de serre.

Ce projet porte sur la création d'un couple moteur à partir d'un procédé thermodynamique utilisant de l'énergie solaire.

La méthode adoptée pour mener à bien ce projet est l'établissement des équations qui régissent le système. Ces équations seront ensuite appliquées à un prototype.

L'étude de ce projet est rendue possible par l'utilisation des connaissances acquises durant la formation d'ingénieur. Mais aussi une documentation de qualité a facilité ce travail.

Chapitre I

ET MODELISATION DU SYSTEME

DU SYSTEME :

est un circuit fermé constitué de réservoirs de turbine qui à son tour est reliée à un circuit de réservoirs sont alternativement chauffés par venant d'un champ de capteurs. Le circuit de base de ce projet comporte deux réservoirs de stockage des idées, le réservoir contenant initialement du CO₂ réservoir 1 alors que l'autre est appelé réservoir 2.

Pendant que le réservoir 1 se détend au niveau de la turbine, le réservoir 2 est en refroidissement. La sortie de la turbine est reliée au réservoir 2 fermant ainsi le circuit.

Le refroidissement du réservoir 2 permet d'abaisser la pression du gaz qui y règne afin de permettre la libre circulation du CO₂.

Ainsi continue la détente jusqu'à ce que la pression du gaz dans le réservoir 1 atteigne une valeur préalablement fixée.

C'est en ce moment que s'effectue le basculement qui est défini comme étant l'échange des rôles des deux réservoirs. Ceci est rendu possible par la présence de deux serpentins jouant le rôle d'échangeur de chaleur dans chaque réservoir. L'un est un circuit d'eau de refroidissement alors que l'autre transporte le fluide caloporteur provenant du champ de capteur. Le basculement correspond à la coupure de l'un des circuits et l'ouverture de l'autre.

A
Yaya I Ly
P'attention de
Hadam Cisse
650-27-34

Il faut noter que l'utilisation du CO_2 s'est basée sur le fait qu'à de faibles températures, il est possible d'obtenir des pressions de gaz élevées (31.3°C correspond à 70 atm sur la courbe de phase du CO_2).

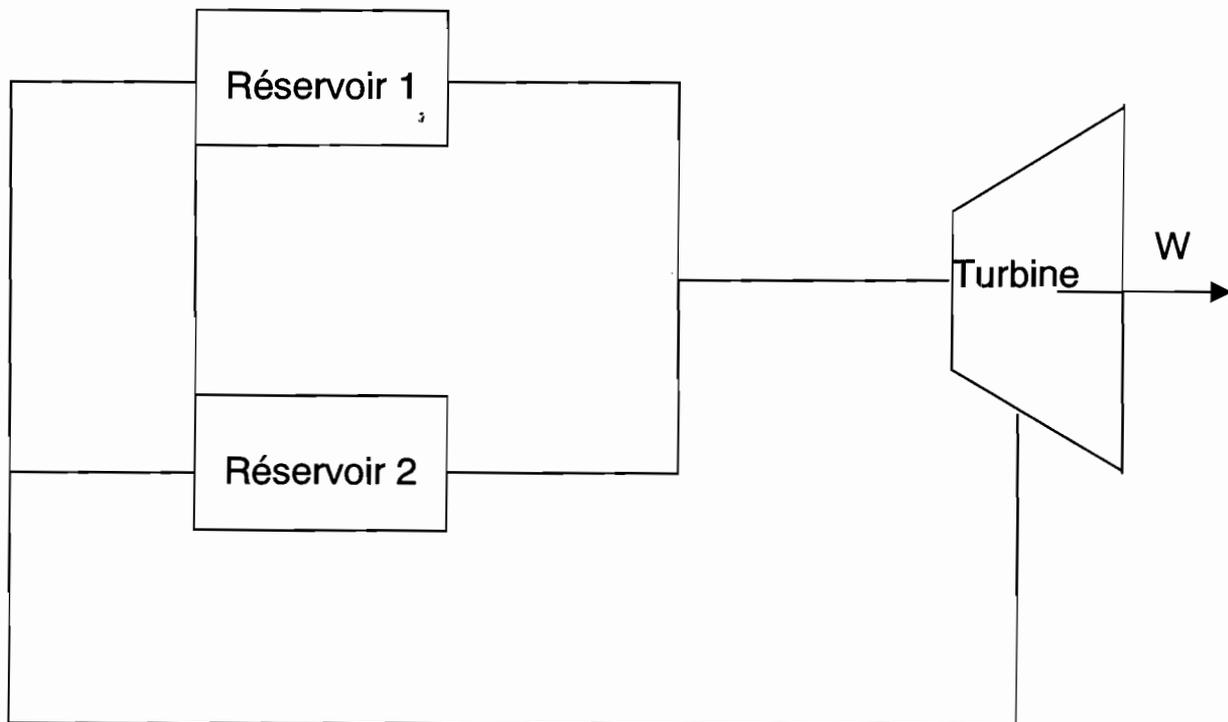
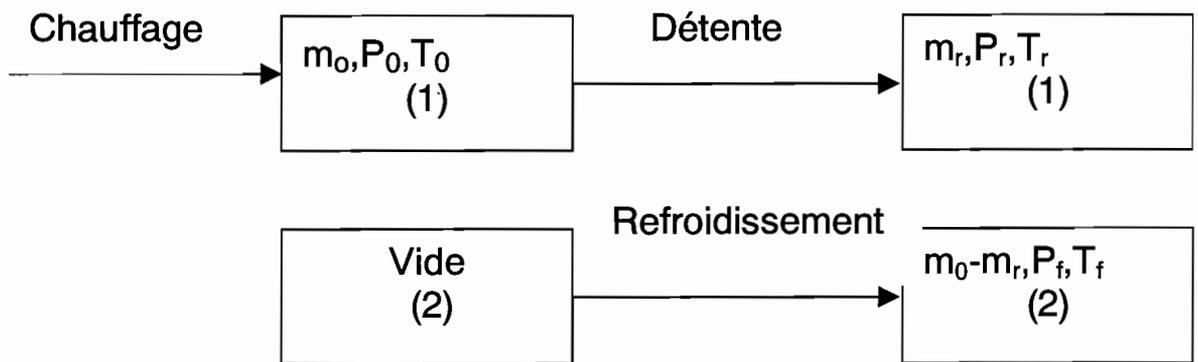


Fig.I-1 : Schéma de l'installation

I-1) MODELISATION DU SYSTEME :

Au tout début, le réservoir 1 renferme une masse m_0 de CO_2 tandis que le réservoir 2 est vide. Cette masse m_0 est chauffée jusqu'à l'état (T_0, P_0) . A partir de cet état, la détente est permise au niveau de la turbine. Pour assurer un débit constant, un régulateur de pression est placé à la sortie du réservoir 1. Le régulateur est étalonné à une pression P_r inférieure à P_0 . Le gaz détendu au niveau de la turbine est envoyé au niveau du réservoir 2 en refroidissement. Ainsi la détente continue jusqu'à ce que la pression P régnant dans le réservoir 1 soit

égale à la pression P_r du régulateur. (Voire fig. I-1). C'est en ce moment que s'effectue le basculement ; c'est à dire le chauffage du reservoir2 et la fermeture et la mise en refroidissement du réservoir 1. Si le réservoir 2 se trouve à l'état (P_0, T_0) , une nouvelle détente est faite. Ainsi le cycle recommence (fig I-2).



(T_f, P_f) l'état du CO2 en fin de

fig I-2

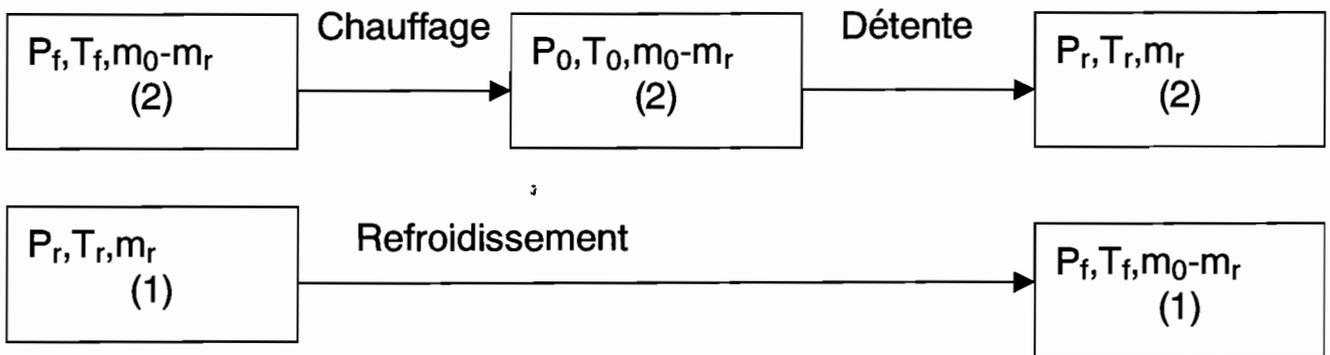


fig I-3

Evolution de la quantité de matiere dans les deux réservoirs

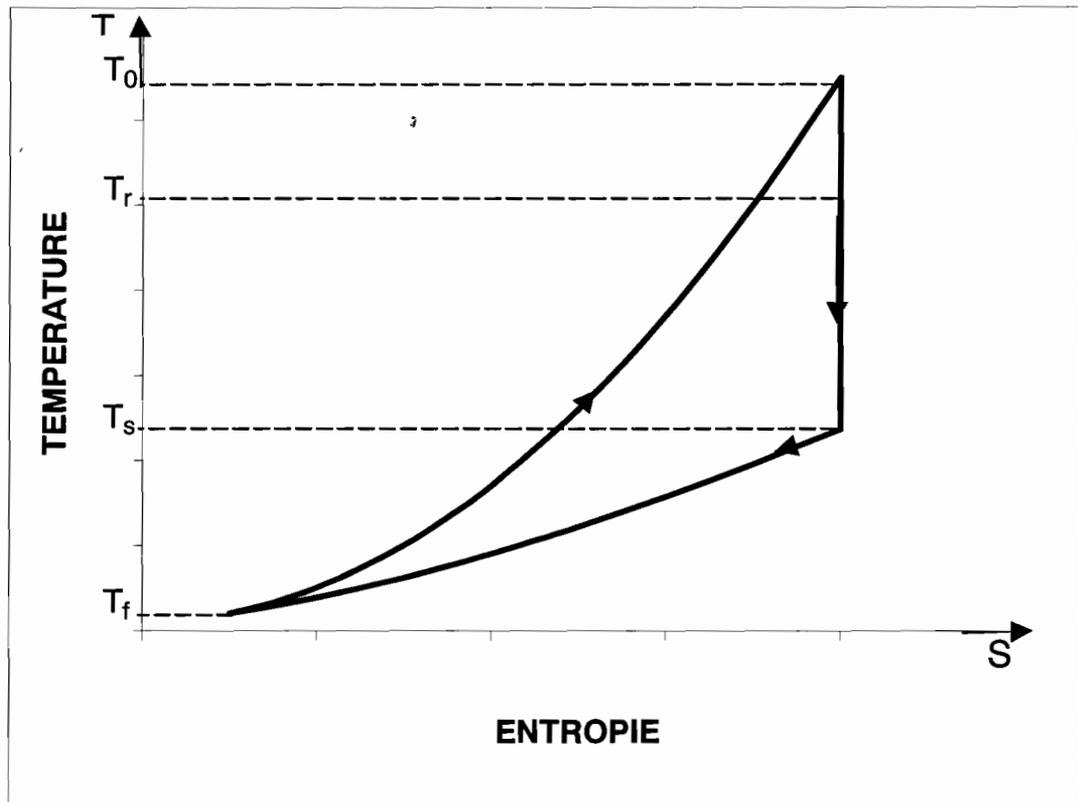


Fig. I-4 : Cycle thermodynamique

Chapitre II

EVOLUTION DE LA QUANTITE DE MATIERE DANS LES DEUX RESERVOIRS

Etant donné que la masse m_0 initialement dans le réservoir(1) est finie, et qu'il n'y a pas de débit entrant, il arrivera un certain moment où la détente ne sera plus possible. L'objectif étant d'obtenir une production continue, il faut connaître le temps au bout duquel le réservoir (1) doit être remplacé.

II-1) DETERMINATION DES MASSES m_0 ET m_r :

Le réservoir étant chauffé jusqu'à une température T_0 correspondante à une pression P_0 et une masse m_0 , on peut placer à la sortie de celui-ci un régulateur de pression réglé à une pression P_r inférieur à P_0 pour assurer un débit constant. Ainsi, il y a circulation à débit constant du fluide tant que $P_r < P < P_0$ avec P la pression qui règne dans le réservoir. L'équation d'état $PV = nRT$ permettra de déterminer respectivement les masses m_0 et m_r . En remplaçant n par m/M , l'équation ci dessus donne :

$$PV = m \left(\frac{R}{M} \right) T \quad (II-1)$$

V : volume du réservoir

m : masse du CO_2 dans le réservoir (1)

M : masse molaire du CO_2

Pour les états (P_0, T_0, m_0) et (P_r, T_r, m_r) ; (II-1) donne :

$$P_0 V = m_0 \left(\frac{R}{M} \right) T_0 \quad \text{et} \quad P_r V = m_r \left(\frac{R}{M} \right) T_r$$

II-2) TEMPS DE BASCULEMENT

Le chauffage du réservoir qui était en refroidissement n'est pas instantané, il n'atteint pas immédiatement les conditions (T_0, P_0) . Il faudra attendre un certain temps pour que ces conditions se réalisent: C'est le temps de chauffe. A partir de l'état (T_0, P_0) , une détente jusqu'à l'état (T_r, P_r) est réalisée: ce qui correspond au temps de fonctionnement t_f

La somme du temps de chauffe et du temps de fonctionnement constitue le temps de basculement.

II-2-1) Temps de fonctionnement :

Le débit constant étant fixé par la puissance que l'on veut obtenir au niveau de la turbine, on peut calculer la quantité de matière ayant quittée, à chaque instant, le réservoir depuis le début de la détente.

Appelons ce débit \dot{m} , on a $(dm/dt) = \dot{m} = \text{cte}$

$\Rightarrow m(t) = \dot{m} t + \text{cte}$. Comme à l'instant $t = 0$, coïncidant avec le début de la détente, $m = 0$. On a : $m(0) = 0 = \dot{m} \cdot 0 + \text{cte} \Rightarrow \text{cte} = 0$.

Donc l'évolution de la quantité de matière suit la loi suivante

$$\boxed{m(t) = \dot{m} t} \quad (\text{II-2})$$

t représente le temps compté à partir du début de la détente.

Le temps de fonctionnement t_f correspondra à l'état (P_r, T_r, m_r)

A cet état, (II-2) donne $m(t_f) = \dot{m} t_f$. avec t_f temps de fonctionnement d'un réservoir.

La masse restante dans le réservoir est donnée par l'équation

$$m_b(t) = m_0 - \dot{m} t \quad (II-3)$$

Avec $m_b(t)$: masse restante à chaque instant dans le réservoir en détente.

Ainsi à $t=t_f$, on a $m_b(t)=m_r=m_0-mt_f$. D'ou :

$$t_f = \frac{m_0 - m_r}{\dot{m}} \quad (II-4)$$

m_0 et m_r étant déterminés ci dessus.

Les conditions ci-dessus ne concernent que le réservoir (1). Ainsi, au moment où t_f est atteint, il se trouvera une masse m_0-m_r au niveau du réservoir (2) qu'on chauffera jusqu'à (P_0, T_0) . La détente se fera de nouveau jusqu'à ce que P soit égale à P_r .

$$m_b(t) = m_0 - m_r - \dot{m} t_f$$

Dans ce cas ci, m_0 sera remplacée par m_0-m_r dans (II-3) et on a :

$$\text{A l'instant } t_f, \text{ on } m_b(t_f) = m_0 - m_r - \dot{m} t_f$$

$$\Rightarrow t_f = \frac{(m_0 - 2m_r)}{\dot{m}} \quad (II-5)$$

Ensuite la détente continuera jusqu'à ce que le réservoir (2) atteigne la condition $P=P_r$ qui correspondra à une masse m_r dans ce dernier. Donc il se trouvera une masse m_0-m_r dans le réservoir (1). Ainsi le cycle est bouclé.

II-2-2) Temps de chauffe:

Soit \dot{Q} la puissance apportée par le fluide caloporteur venant du champ de capteurs au réservoir de CO_2 . Ceci correspond à une quantité de chaleur

$$\dot{Q} = \dot{Q} t_{\text{ch}}$$

avec t_{ch} temps nécessaire pour faire passer le CO_2 de l'état (T_f, P_f) à l'état (T_0, P_0) .

Ainsi on a l'égalité

$$\dot{Q} t_{\text{ch}} = m_0 C_p (T_0 - T_f)$$

$$t_{\text{ch}} = \frac{m_0 C_p (T_0 - T_f)}{\dot{Q}} \quad \text{II-6}$$

Le temps de basculement sera donné par : $t_b = t_{\text{ch}} + t_f$

⇒

$$t_b = \frac{m_0 C_p (T_0 - T_f)}{\dot{Q}} + \frac{m_0 - 2m_r}{\dot{m}} \quad \text{II-7}$$

Chapitre III

REGLAGE DU DEBIT

Le réglage du débit se fait par l'intermédiaire d'un régulateur de pression placé à la sortie du réservoir.

Les régulateurs de pression plus communément appelés « détendeurs » (voir figure) sont des appareils qui abaissent la pression d'un gaz à une valeur stabilisée. De plus, cette pression de détente doit être maintenue constante pour une gamme de débit donné même si la pression de la source de gaz est variable.

III-1) VITESSE DU CO2 A L'AVAL DU DETENDEUR :

Les organes de détente (vannes, détendeurs etc.) peuvent être considérés comme une tuyère. La courte longueur de ces organes permet d'y négliger les déperditions thermiques et les pertes de charge par frottement.

Ainsi, l'enthalpie totale h_t du système reste constante.

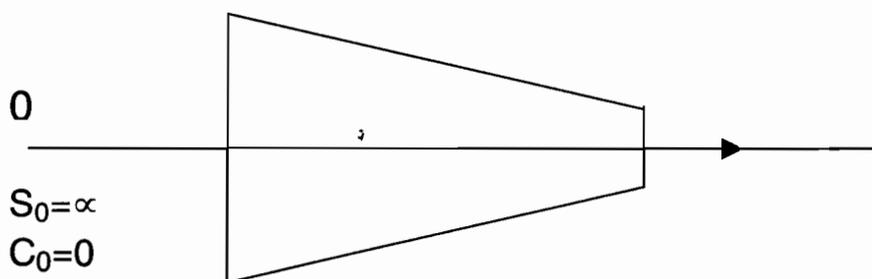


Fig.III-1 : ORGANE DE DETENTE

L'enthalpie de stagnation est :

$$h_t = h + \frac{C^2}{2} \quad \text{III-1}$$

C : vitesse d'écoulement à la section aval du détendeur

h : enthalpie de stagnation à cette même section.

$$(III-1) \Rightarrow C^2 = 2(h_t - h) \\ = 2C_p(T_t - T)$$

$$h_{t0} = h + \frac{C^2}{2} = h_t$$

Puisque h_t est constante, on a $h_{t0} = h_t$, on tire

La relation ci dessus signifie que $C_p T = C_p T_t$

$$\Rightarrow T_t = T$$

$$\boxed{C^2 = 2C_p T \left(1 - \frac{T_r}{T}\right)} \quad III-2$$

T : Temperature dans le reservoir

$$\text{Or } \begin{cases} C_p - C_v = r \\ \frac{C_p}{C_v} = \gamma \end{cases}$$

$$\text{donc } C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r \quad III-3$$

En introduisant (III-3) dans ((III-2), on obtient

$$C^2 = \frac{2\gamma}{\gamma - 1} r T \left[1 - \left(\frac{T_r}{T} \right) \right] \quad III-4$$

D'après les considérations ci dessus, il n'y a ni transfert de chaleur, ni dissipation d'énergie. La transformation est alors isentropique. Ce qui permet

d'écrire : $PV^\gamma = P_r V_r^\gamma$ et $T^\gamma P^{1-\gamma} = T_r^\gamma P_r^{1-\gamma}$

$$\text{Ou bien } \frac{P_r}{P} = \left(\frac{V}{V_r} \right)^\gamma \quad (*) \quad \text{et} \quad \frac{T_r}{T} = \left(\frac{P}{P_r} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (**)$$

En remplaçant dans (III-4) ,il vient :

$$C = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} rT \left(1 - \left(\frac{P_r}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \text{III-5}$$

III-2) DEBIT DE CO2 A TRAVERS LE DETENDEUR :

Le débit massique est donné par la relation $\dot{m} = \frac{SC}{v}$ III-6

S : Section de passage du CO2

v : Volume massique

(III-5) et (*) donnent après simplification :

$$\dot{m} = SP \sqrt{\frac{2\gamma}{rT_r(\gamma-1)} \left(\frac{P_r}{P} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \left(1 - \left(\frac{P_r}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \text{(III-7)}$$

Ainsi, la formule (III-7) montre que le débit varie en fonction de la pression P_r que l'on impose dans la section contractée pour une pression P fixée à l'intérieur du réservoir.

Le débit calculé ci dessus est maximal pour une pression aval

$$P_r = P_m = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} P \quad (\text{III-8})$$

Qui correspond à un écoulement sonique.

La figure ci-dessous montre les variations du débit en fonction de la pression aval.

,

fig III-2 Variation du débit en fonction de la pression

P_{sub} et P_{super} correspondent respectivement à un écoulement subsonique et supersonique dans la partie convergente.

La courbe montre que le débit \dot{m} tend vers \dot{m}_{max} si P_r se rapproche de P_m

La puissance développée par la turbine étant fonction croissante du débit, l'objectif est de chercher à se rapprocher le plus possible de ce débit.

L'état thermodynamique (P_m, T_m) est celui coïncidant avec ce débit maximal \dot{m}_{ax} avec

$$T_m = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) T$$

L'équation (III-7) donne après simplification :

$$\dot{m}_{ax} = S \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} P \sqrt{\frac{\gamma}{rT}} \quad (\text{III-8})$$

Chapitre IV

ETUDE DE LA TUYAUTERIE

La tuyauterie est l'élément de raccordement entre les différents composants du système (turbine, réservoirs). Elle nécessite une étude détaillée.

IV-1) TUYAUTERIE RELIANT LE DETENDEUR A LA TURBINE :

IV-1-1) Diamètre de la tuyauterie:

Le débit et la vitesse sont déjà déterminés dans les chapitres III et IV. Ainsi le diamètre de la tuyauterie peut être calculé par la formule :

$$m = \rho C S \quad (V-1)$$

$$\text{avec } \rho = \frac{P}{rT} \quad \text{et} \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

D : diamètre de la tuyauterie

$$\dot{m} = \frac{P_r}{rT_r} C \frac{\pi D^2}{4}$$

En appliquant (V-1) à l'entrée de la tuyauterie, il vient :

De cette formule on tire le diamètre de la tuyauterie.

$$D = \sqrt{\frac{4rT_r \dot{m}}{P_r C \pi}}$$

IV-2

IV-1-2) Longueur de la tuyauterie :

Il est à noter que le CO₂, en circulant à travers la tuyauterie, subit des pertes de charges liées aux frottements entre le gaz et les parois internes d'une part et entre les différents filets de fluide d'autre part.

Dans notre cas, on se fixe les pertes de charges .le calcul de la longueur L de la tuyauterie se fait par la formule de Colebrook

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} \rho C^2 \quad (IV-3)$$

ρ est supposée constante en prenant $\Delta p < 5\%$ de la pression amont.

$$(IV-3) \Rightarrow \quad L = \Delta P \frac{D}{f \rho C^2} \quad IV-4$$

Dans la formule (IV-4), tous les facteurs sont connus sauf le facteur de frottement f.

L'écoulement étant turbulent, connaissant la rugosité relative ε/D (ε : hauteur des aspérités) et le nombre de Reynolds

$R_d = \rho CD/\mu$ (μ : viscosité dynamique du CO_2) , le diagramme de Moody [Annexes] donne la valeur de f.

IV-1-3) Déperditions thermiques :

Pour passer du réservoir de chauffage à la turbine, le CO_2 subit nécessairement des pertes thermiques dues au gradient de température existant entre le milieu intérieur (CO_2) et le milieu extérieur (l'air ambiant).

Pour le calcul de ces pertes, la température du CO_2 est supposée constante le long de la tuyauterie.

Ces pertes sont données par $\Delta Q = k(T_r - T_a)$ (IV-5)

T_a : température ambiante ; k : coefficient global de transfert de chaleur.

$$K = \frac{\pi L}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{d_{et}}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_c} \ln\left(\frac{d_e}{d_{et}}\right) + \frac{1}{h_e d_e}}$$

Cette valeur de k tient compte du fait que la tuyauterie est calorifugée.
Pour un tube nu, il suffit de poser $d_e = d_{et}$.

Fig. IV-1 : Coupe transversale de la tuyauterie

h_i : coefficient de transmission de chaleur entre le fluide intérieur et la paroi

(w/m² °C).

h_e : coefficient de transmission de chaleur entre la paroi extérieure et l'air ambiant (w/m °C).

λ_t : coefficient de conductivité du matériau constituant le tube.

λ_c : coefficient de conductivité du calorifugeage.

IV-2) TUYAUTERIE RELIANT LA TURBINE AU RESERVOIR EN REFROIDISSEMENT

IV-2-1) Diamètre

Pour le calcul de ce diamètre, la formule (IV-2) est valable. Il suffit de remplacer les paramètres T_r , P_r , C respectivement par T_s , P_s , C_s .

D'ou :

$$D = \sqrt{\frac{4r T_s m}{P_s C_s}}$$

IV-6

IV-2-2) Longueur

Au cours du refroidissement, les paramètres (pression, masse, température) varient avec le temps.

Ce qui a pour conséquence de rendre difficile la détermination des pertes de charges et par conséquent la longueur L .

Etant donné que la pression P_f peut être obtenue grâce au circuit de refroidissement c'est à dire indépendamment de la longueur de la tuyauterie, la valeur de L n'influence en rien le fonctionnement du système.

Chapitre V

CREATION DU COUPLE MOTEUR

L'énergie de pression provenant du réservoir doit être transformée en énergie cinétique pour faire tourner le rotor.

Cette transformation se fait à travers une tuyère. Dans les turbines ayant des aubages fixes, ces dernières jouent le rôle de tuyère.

V-1) ETUDE DE LA TURBINE :

Les paramètres d'entrée de la turbine étant déterminés dans les chapitres précédents, il est opportun de faire un bilan d'énergie. Ce bilan permet de déterminer par la suite la puissance développée dans la turbine ainsi que la vitesse de rotation de l'arbre moteur.

V-1 1 Bilan d'énergie

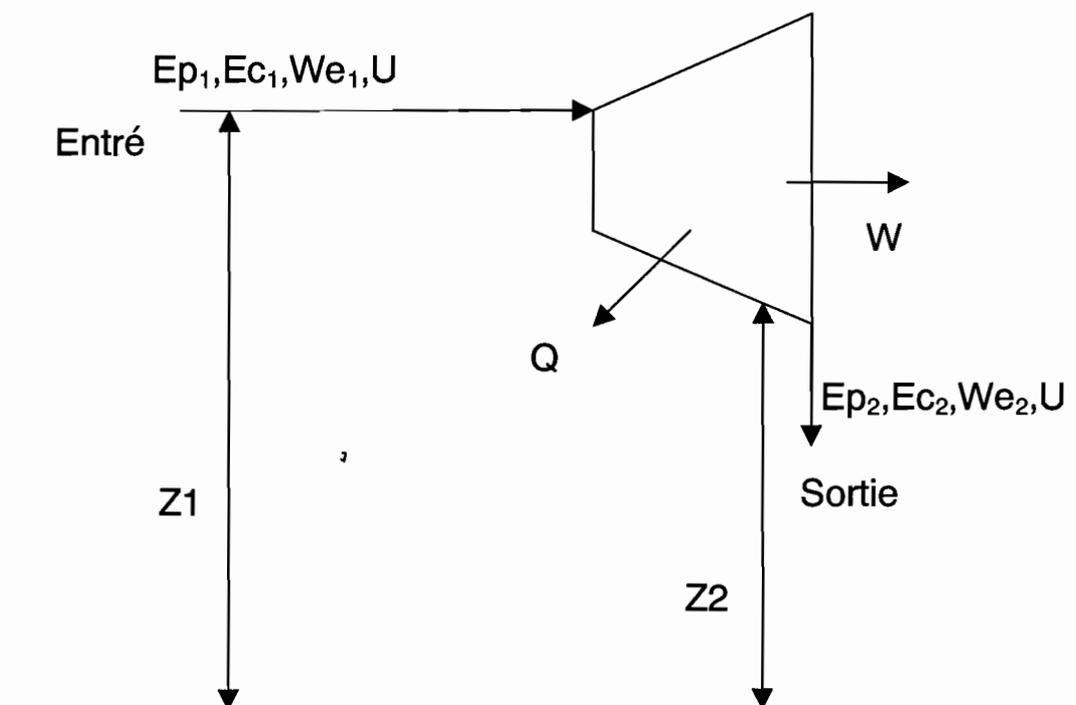


Fig.V-1 : Bilan d'énergie au niveau de la turbine

E_p :Energie potentielle =mgz

E_c :Energie cinétique

W_e :Travail de l'écoulement

U :Energie interne

Q :Chaleur cédée du système

W :travail donné par le système

Le principe de conservation de l'énergie permet d'écrire :

L'énergie à l'entrée =énergie à la sortie +changement d'énergie

Pour un kg de CO_2 on a :

$$E_{p1}+E_{c1}+W_{e1}+U_1= E_{p2}+E_{c2}+W_{e2}+U_2-Q+W$$

$$\Rightarrow Q=W+(E_{p2}-E_{p1})+(E_{c2}-E_{c1})+(U_2-U_1)+(W_{e2}-W_{e1})$$

$$=W+\Delta E_p+\Delta E_c+\Delta U+\Delta W_e$$

$$\text{Or } \Delta W_e=-p\Delta V$$

$$Q =W+\Delta E_p+\Delta E_c+\Delta U+\Delta(pV)$$

En passant au différentiel ,on obtient:

$$dQ =dW+dE_p+dE_c+dU+d(pV)$$

$$=dW+dE_p+dE_c+d(U+pV)$$

$$dQ =dW+dE_p+dE_c+dh \quad [V-1]$$

V-1-2 Puissance de la turbine

Pour une turbine on a: $z_1 \approx z_2$

$$\Rightarrow dE_p=d(gz)=gdz=0$$

ou g représente l'accélération de la pesanteur.

Comme l'écoulement du fluide se fait avec une vitesse élevée ,la durée de séjour du fluide dans la turbine est très réduite. Ainsi les échanges de chaleur entre le fluide et les parois sont pratiquement

négligeables. En conséquence, on peut considérer que l'écoulement est adiabatique. De cette remarque, on déduit que $dQ=0$

[V-1] devient $0=dW+dEc+dh$

$$\Rightarrow dW=-dEc-dh^*$$

$$W = \left[-\Delta Ec - \Delta h \right]_e^s = - \left[\frac{C^2}{2} + h \right]_e^s$$

$$W = + \left[\frac{C_e^2 - C_s^2}{2} + h_e - h_s \right]$$

avec e : entrée de la turbine

s : sortie de la turbine

$$W = h_{s_e} - h_{s_s}$$

h_s : Enthalpie de stagnation.

Si η_t est le rendement de la turbine, la puissance disponible au

niveau du rotor est : $\dot{W} = \dot{m} \eta_t W$

$$\text{Ou encore } \dot{W} = \dot{m} \eta_t \left[\frac{C_e^2 - C_s^2}{2} + h_e - h_s \right] \quad \text{V-2}$$

V-1-3 Vitesse de rotation de l'arbre moteur

D'autre part soit M le moment des forces de pression par rapport à l'axe du rotor et n la vitesse de rotation du rotor en tour par minutes.

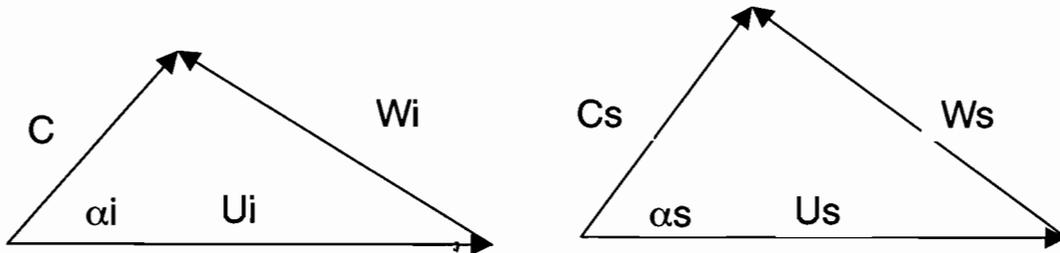
Nous avons la relation : $\dot{W} = M \frac{2\dot{\delta}}{60} n$

Il s'en suit que

$$M = \frac{60}{2\pi n} \dot{W} \quad \text{V-3}$$

L'equation d'Euler permet d'ecrire :

$$M = \dot{m} [r_s C_s \cos(\alpha_s) - r_e C_e \cos(\alpha_e)] \quad \text{V-4}$$



Diagrammes des vitesses à l'entrée et à la sortie de la turbine

Les indices e et s representent respectivement l'entrée et la sortie de la turbine.

r : rayon de la roue de la turbine.

C : vitesse absolue du CO₂

U : vitesse tangentielle du CO₂

[V-3] et [V-4] permettent de tirer n

$$n = \frac{60\eta_t \left[\frac{C_e^2 - C_s^2}{2} + h_e - h_s \right]}{2\pi (C_s r_s \cos\alpha_s - C_e r_e \cos\alpha_e)} \quad \text{V-5}$$

V-2 ETUDE DE LA TUYERE

Selon le régime d'écoulement, la tuyère peut être constituée par un convergent ou un divergent ou les deux à la fois. L'objectif est de connaître les conditions de sortie du gaz de la tuyère connaissant les conditions initiales.

Soient T_i et P_i la température et pression à l'entrée de la tuyère.

Dans le chapitre IV, T_i est supposée égal à T_r et $P_i = P_r - P$.

V-2-1 Température à la sortie de la tuyère

Dépendamment de la puissance recherchée au niveau de la turbine, la température T_s doit être fixée par le concepteur.

V-2-2 Pression du CO_2 à la sortie de la tuyère

Par définition, le nombre de Mach $M = \frac{C}{a}$

où a la vitesse locale du son dans le gaz ; $a = \sqrt{\gamma T}$.

Une tuyère étant un organe de détente, la formule (III-4) est applicable. Elle subit cependant une légère modification du fait que la vitesse à l'entrée est non nulle.

$$C_s = \sqrt{\frac{2\gamma T_s}{\gamma - 1} \left(\frac{T_i}{T_s} - 1 \right) + C_e^2} \quad \text{V-6}$$

Après simplification, le nombre de mach est donnée à la sortie de la

tuyère par :

$$M_S = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left(\frac{T_i}{T_s} - 1 \right) + \frac{C_e^2}{\gamma T_s}} \quad \text{V-7}$$

De $\left(\frac{T_i}{T_s}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P_i}{P_s}$; il vient :

$$\frac{P_i}{P_s} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_s^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{V-8}$$

D'où la valeur de P_s .

V-2-3 Section de sortie de la tuyère

L'équation de continuité $\dot{m} = cte$ permet de déterminer cette section .En effet

$\dot{m} = \rho_s A_s C_s$ et $\rho_s = \frac{P_s}{rT_s}$.

Après simplification,

$$A_s = \frac{\dot{m}}{P_i M_s} \sqrt{\frac{rT_i}{\gamma} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_s^2\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{V-9}$$

Chapitre VI

ETUDE DU REFROIDISSEMENT

Pour permettre au CO_2 de circuler à travers la turbine, un gradient de pression est créé entre l'amont et l'aval de cette dernière. Ce gradient est assuré par un circuit de refroidissement.

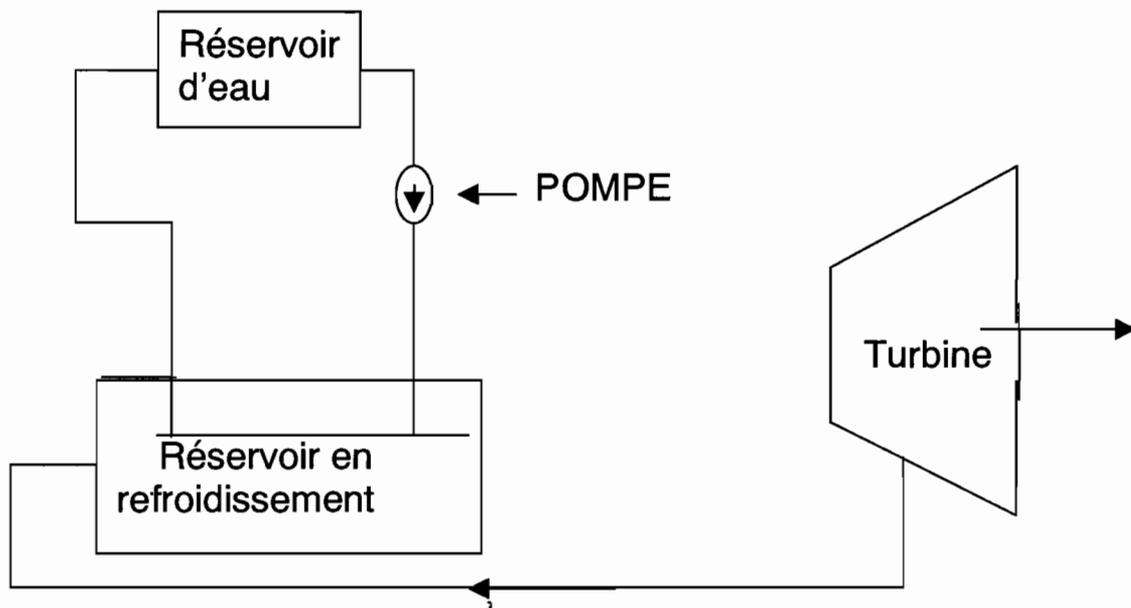


Fig.VI-1 : Circuit de refroidissement

Pour tenir compte du basculement, la quantité de chaleur que doit

céder le CO_2 à l'eau de refroidissement est donné par :

$$q_c = m(t_b) C_p (T_s - T_f)$$

En remarquant que :

$$m(t_b) = m_r + \dot{m} t_b$$

On peut écrire :

$$q_c = (m_r + \dot{m} t_b) C_p (T_s - T_f) \quad \text{VI-1}$$

VI-1) Débit d'eau de refroidissement :

L'eau quitte le réservoir à la température T_{1f} supposée constante et y retourne à la température T_{2f} . Cette eau emporte alors une quantité de chaleur pendant t_b égale à :

$$q_e = \dot{m}_e C_{fe} (T_{2f} - T_{1f}) t_b \quad \text{VI-2}$$

\dot{m} : Débit d'eau de refroidissement

C_{fe} : Capacité calorifique de l'eau

En égalant (VI-1) et (VI-2), il vient :

$$\dot{m}_e = \frac{(m_r + \dot{m} t_b) C_p (T_s - T_f)}{C_{fe} (T_{2f} - T_{1f}) t_b} \quad \text{VI-3}$$

VI-2-) Surface d'échange :

En considérant le transfert de chaleur entre le serpentin et le CO₂, la quantité de chaleur soutirée à l'eau de refroidissement peut encore s'écrire sous la forme :

$$\dot{q}_t = \frac{SK(T_{2f} - T_{1f})}{\text{Log} \left(\frac{T_{2f} - T_f}{T_{1f} - T_f} \right)} \cdot t_b \quad \text{VI-4}$$

S : surface d'échange constitué par le serpentin

K : coefficient global d'échange thermique

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}$$

e : épaisseur du matériau constituant le serpentin.

λ : coefficient de conductivité du matériau constituant le serpentin

he, hi : Coefficient de convection externe et interne du matériau (voir figure).

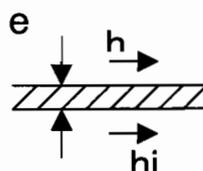


Fig.VI-2

La formule (VI-4) est obtenue en admettant que T_f est à peu près constante au voisinage de l'échangeur.

En égalant (VI-1) à (VI-4), il vient :

$$S = \frac{\left(m_r + m_b \right) C_p (T_s - T_f) \text{Log} \left(\frac{T_{2f} - T_f}{T_{1f} - T_f} \right)}{K (T_{2f} - T_{1f}) t_b} \quad \text{VI-5}$$

Chapitre VII

PRODUCTION DE L'ENERGIE SOLAIRE

Dans la plupart des applications pratiques, l'enthalpie fournie par la détente au niveau des turbines a été donnée par la transformation d'énergie autre que le solaire.

Etant donnée que nous disposons d'une importante source d'énergie qu'est le soleil, on peut, par des capteurs, l'utiliser pour emmagasiner une énergie thermique suffisante que l'on pourrait céder à un gaz.

Pour l'étude de ces capteurs, un rappel sur leur principe de fonctionnement sera fait. Nous nous proposons d'étudier le capteur sous vide.

VII-1) PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES :

Les capteurs solaires sont des appareils qui permettent de transformer l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique.

Ils sont généralement constitués de trois à quatre parties.

VII-1-1) L'absorbeur :

Comme son nom l'indique, il permet d'absorber l'énergie solaire et de la convertir en chaleur. Mais on note des pertes d'énergie par convection, conduction et rayonnement.

VII-1-2) Le vitre :

Etant donné que le rayonnement infrarouge réfléchi par l'absorbeur constitue un manque à gagner, on utilise un vitrage pour emprisonner

ce dernier et de limiter la convection entre l'absorbeur et l'air. c'est l'effet de serre. Néanmoins, il y a un phénomène de convection entre l'absorbeur et l'air se trouvant entre le vitrage et ce dernier.

VII-1-3) L'isolant :

Les cotés latéraux et la face arrière n'étant pas directement exposés au rayonnement incident, ces derniers peuvent être isolés thermiquement permettant ainsi de limiter les pertes par convection.

VII-1-4) Le liquide caloporteur :

Si l'absorbeur n'est pas le corps à chauffer, on peut utiliser un liquide caloporteur qui jouera le rôle d'échangeur de chaleur entre l'absorbeur et le corps à chauffer. Ainsi, le liquide caloporteur transmet l'énergie thermique récupérée au niveau de l'absorbeur au corps à chauffer.

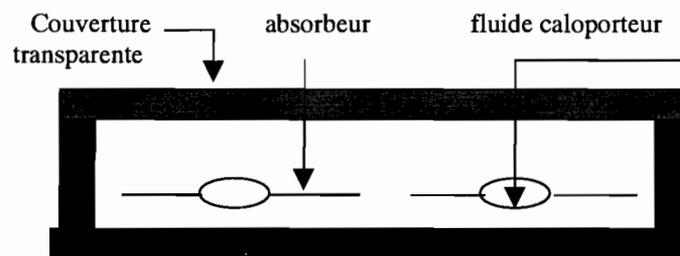


Fig.VII-1 Capteur plan vitré

Le principal inconvénient du capteur plan vitré est la présence d'air entre l'absorbeur et le vitre. Ceci va engendrer des pertes par convection entre l'absorbeur et cet air. ce qui diminue l'énergie thermique emmagasiné par l'absorbeur. Ce type de capteur n'est donc pas adapté aux applications industrielles qui nécessitent en grande partie de températures élevées notamment quand il s'agit de la

détente au niveau des turbines. D'où la nécessité d'axer notre étude sur des capteurs répondant à notre objectif.

VII-1-5) Le capteur sous vide :

C'est une amélioration du capteur plan vitré. Ce qui consiste à enlever l'air qui se trouve stocké entre l'absorbeur et le contour du capteur. Dans ce cas ci, ce dernier est remplacé par un tube en verre.

VII-2) Le rayonnement solaire :

Le soleil émet un rayonnement isotrope. Cependant, une infime partie de cette énergie parvient à la surface de la terre.

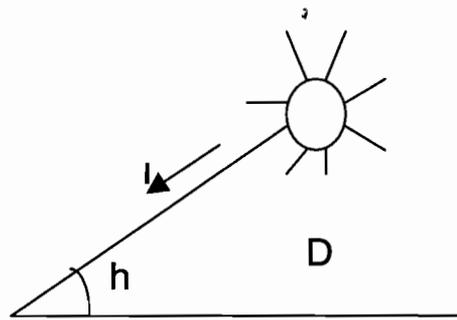


Fig VII-2 : Rayonnement solaire

I : intensité du rayonnement solaire arrivant directement à la surface de la terre.

h : angle d'inclinaison de I par rapport au plan horizontal du lieu.

D : rayonnement diffus

Le rayonnement global à l'horizontal du lieu est alors donné par :

$$G = I \sin h + D$$

(w/m^2)

Lorsque le ciel est très clair, on peut négliger D et donc on obtient

$$\boxed{G = I \sin h} \quad (VII-1)$$

(w/m²)

La vitesse linéaire de la terre est : $V_T = R\omega_T$

R : Rayon de la terre

ω_T : Vitesse angulaire de rotation de la terre sur elle même

V_T : Vitesse linéaire du lieu par rapport au centre de la terre

R et ω_T étant des constantes, on en déduit que V_T est constante.

Il en découle que l'angle h est proportionnel au temps.

$$\begin{aligned} h = at \quad \text{à } t = t_1 \quad h = 0 &\Rightarrow 0 = at_1 \\ \text{à } t = t_c \quad h = \pi &\Rightarrow \pi = at_c \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \pi = a(t_c - t_1) \Rightarrow \boxed{a = \frac{\pi}{t_c - t_1}} \quad (VII-2)$$

t_1 : instant de levée du soleil

t_c : instant de couchée du soleil

Δt : temps compté à partir de l'instant de levé du soleil

(VII-1) et (VII-2) donnent :

$$\boxed{G = I \sin\left(\frac{\pi t}{\Delta t}\right)} \quad (VII-3)$$

Cette formule montre que G est la valeur instantanée du rayonnement solaire global.

Donc l'irradiation journalière est obtenue par :

$$G_j = \int_0^{\Delta t} G \cdot dt = \int_0^{\Delta t} \left(I \sin \frac{\pi t}{\Delta t} \right) dt$$

$$\boxed{G_j = \frac{2}{\pi} I \Delta t}$$

En tirant l dans l'expression ci-dessus et en remplaçant dans [I-3] on obtient

$$G = \frac{\pi G_j}{2\Delta t} \sin\left(\frac{\pi t}{\Delta t}\right) \quad G_j \text{ en } w/m^2 \quad (\text{VII-4})$$

Ainsi, le rayonnement instantané est connu puisque G_j et Δt sont respectivement donnés par la météo et le calcul suivant :

$$GMT = 12 - \epsilon t + \frac{L + \epsilon \cdot \text{Arccos}(tg\delta \cdot tg\phi)}{15} \quad (\text{VII-5})$$

Avec :

L : Longitude du lieu (On admet que $l < 0$ pour l'est et $L > 0$ pour l'ouest)

$\epsilon = -1$ pour le lever du soleil.

$\epsilon = +1$ pour le coucher du soleil.

ϕ : Latitude du lieu (on l'admet positive au nord et négative au sud)

Et est l'équation du temps qui s'exprime par :

$$\epsilon t = 0.123 \cdot \cos(+87) - \frac{1}{6} \sin 2(t+10) \quad (\text{heures})$$

δ est la déclinaison. $\delta = 23.5 \cos(t+10)$ (degrés)

$$t = 0.988 \cdot [D + 30.3(M-1)]$$

avec D : jour du mois

M : Numéro du mois

Si on tient compte de l'heure absolue ; l'équation [VII-4] devient :

$$G = \frac{\pi G_j}{2\Delta t} \sin \frac{\pi}{\Delta t} (t - t_l) \quad \text{si } t_l \leq t \leq t_c \quad (\text{VII-6})$$

avec $0 \leq t \leq 24$ et $\Delta t = t_c - t_l$

0 , sinon

VII-3 BILAN THERMIQUE :

VII-3-1) Le liquide caloporteur :

En traversant l'absorbeur ; le fluide caloporteur emmagasine une puissance thermique \dot{Q} qui est :

$$\dot{Q} = \rho_c q_{vc} C_{pc} (T_{cs} - T_{ce})$$

avec :

q_c = débit massique du fluide caloporteur (kg/s)

C_{pc} = capacité calorifique du fluide caloporteur

T_{cs} = température de sortie du fluide caloporteur

T_{ce} = température d'entrée du fluide caloporteur

Dans l'expression de \dot{Q} ; on peut remplacer q_c par $\rho_c q_{vc}$ avec :

ρ_c : masse volumique du fluide (kg/m³)

q_{vc} : débit volumique du fluide (m³/s)

Nous en déduisons que :

$$\dot{Q} = \rho_c \cdot q_{vc} \cdot C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) \quad (\text{VII-7})$$

q_{vc} étant fixé par le constructeur, le critère de choix du liquide caloporteur est $\rho_c C_{pc}$ car plus il est grand , plus Q augmente.

Cependant, dans le choix du liquide caloporteur, nous devons tenir compte d'autres critères tels que la corrosion, le coût etc.

La chaleur collectée par le fluide caloporteur est la puissance solaire absorbée diminuée des pertes.

La puissance traversant le vitrage est donnée par : $\tau_v G$

La chaleur absorbée par l'absorbeur est donc

$$d\dot{Q} = \alpha_a \tau_v G (1+a) dA$$

α_a : absorptivité solaire de l'absorbeur

τ_v : transmissivité solaire du vitrage

A : surface utile du capteur.

Les pertes thermiques sont données par $dQ = U dA (T - T_e)$

U : Conductance globale de pertes thermiques.

T_e : température à l'équilibre du capteur quand il est exposé au ciel mais à l'ombre du soleil.

T : La température du fluide caloporteur.

a : la récupération des pertes par l'absorption du vitrage

La chaleur collectée est donnée par

$$dQ_c = \alpha_a \tau_v G (1+a) dA - U dA (T - T_e)$$

$$\Rightarrow dQ_c = [\alpha_a \tau_v G (1+a) + U \cdot T_e] dA - U dA T$$

$$\text{En posant } \boxed{\alpha_a \tau_v G (1+a) + U \cdot T_e = U T_s} \quad (\text{VII-8})$$

ou T_s est par définition la température d'équilibre équivalent.

$$dQ_c = U (T_s - T) dA$$

Q_c est la puissance emportée par le fluide caloporteur.

En considérant [I-5] on obtient l'égalité suivante :

$$q_c C_{pc} dT_c = U (T_s - T) dA \text{ avec } dA = l dL$$

$$\Rightarrow q_c C_{pc} (dT_c / dL) = U (T_s - T) \cdot l$$

En intégrant l'équation ci dessus , nous obtenons

$$\boxed{q_c \cdot C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) = U (T_s - T) \cdot l \cdot L_{max}} \quad (\text{VII-9})$$

Ou T_{ce} et T_{cs} sont respectivement les températures à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur.

Pour connaître IL_{max} qui détermine l'aire utile du capteur nous devons déterminer T et T_s .

VII-3-2) L'absorbeur :

La chaleur collectée par l'absorbeur Q_{abs} est le flux absorbé Q diminué des pertes en régime permanent.

Pour le tube sous vide, ces pertes se résument au flux thermique par rayonnement de l'absorbeur vers le vitrage Q_r .

$$Q_u = Q_{abs} - Q_r \text{ avec } Q_r = \frac{\sigma}{\left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right]} (T_1^4 - T_2^4) \quad [W/m^2]$$

ε_1 : émissivité infrarouge de la plaque absorbante chaude.

ε_2 : émissivité infrarouge du vitrage .

σ : Constante de Stephan - Boltzmann ; $= 5,6697 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

T_1 : Température de l'absorbeur.

T_2 : Température du vitrage.

Les valeurs courantes de ε_1 et ε_2 sont respectivement 0.8 et 0.9.

Finalement l'énergie emportée par le fluide caloporteur est :

$$\begin{aligned} Q_{cal} &= Q_u - Q_{cu} \\ &= Q_{abs} - Q_r - Q_{cu} \end{aligned}$$

Q_{cu} = énergie absorbée par le cuivre (absorbeur) par conduction

$$Q_{cu} = m_{cu} C_{p_{cu}} \frac{dT_{cu}}{dt} \quad (W)$$

L'énergie emportée par le fluide caloporteur est encore déterminée par :

$$Q_{cal} = A_t h_{cuf} (T_{cu} - T_f)$$

Mais Q_{cal} n'est pas entièrement cédée par le fluide caloporteur. En effet, seul \dot{Q} est cédée. Ainsi

$$m_f C_{pf} \frac{dT_f}{dt} = Q_{cal} - \dot{Q} \quad \text{avec}$$

$$Q = q_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}).$$

$$Q_{abs} = a \sqrt{1+a} G$$

a tient compte des pertes pour les réflexions intermédiaires.

Finalement on a

$$Q_{abs} - Q_c = \alpha a \tau v (1+a) G - Q_c = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} (T_1^4 - T_2^4)$$

En posant

$$hr = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right]}$$

L'équation précédente devient :

$$\alpha a \tau v (1+a) G - Q_c = hr (T_1 - T_2)$$

T_1 : Température de l'absorbeur.

T_2 : Température du vitrage.

VII-3-3) Le vitre :

L'irradiation journalière absorbée Q_1 par le vitrage est : $\alpha_v G + \varepsilon_v G'$

Avec :

α_v : absorptivité solaire du vitrage.

G' : irradiation céleste du niveau de la mer donnée par l'équation de Brunt :

$$G' = \left(0.55 + 1.8 \cdot \sqrt{\frac{P}{P_0}} \right) \cdot \sigma T_a^4$$

Avec :

P_0 : Pression atmosphérique.

P : Pression partielle de vapeur d'eau de l'atmosphère.

Par définition on a :

$$P = r_H P_{\text{vap}}(T_a)$$

Avec :

r_H : l'humidité relative

$P_{\text{vap}}(T_a)$: Pression de vapeur de la vapeur d'eau à la température T_a .

Il faut ajouter à Q_1 le flux rayonné par l'absorbeur : $h_r(T_1 - T_2)$

Cette somme doit égaler les pertes par rayonnement et convection entre le vitre et le milieu extérieur données respectivement par :

$$Q_{\text{pr}} = \varepsilon_v \sigma T_2^4 \quad \text{et} \quad Q_{\text{pc}} = h_0(T_2 - T_a).$$

Finalement on a :

$$\alpha_v G + \varepsilon_v G' + h_r(T_1 - T_2) = \varepsilon_v \sigma T_2^4 + h_0(T_2 - T_a) \quad (\text{VII-10})$$

h_0 : Coefficient de convection entre le vitrage et le milieu extérieur.

T_a : Température de l'air.

Le second membre de (VII-10) peut s'écrire sous la forme

$$\varepsilon v \sigma (T_2^4 - T_a^4) + \varepsilon v \sigma T_a^4 + h_0 (T_2 - T_a) \quad \text{Ou bien}$$

$$(T_2 - T_a) \cdot [\varepsilon v \sigma (T_2^2 + T_a^2) (T_2 + T_a) + h_0] + \varepsilon v \sigma T_a^4 \quad \text{Ou encore}$$

$$\varepsilon v \sigma T_a^4 + U_0 (T_2 - T_a) \quad \text{avec} \quad U_0 = h_0 + \varepsilon v \sigma (T_2^2 + T_a^2) (T_2 + T_a)$$

L'équation [VII-10] devient alors :

$$\alpha v G + \varepsilon v G' + h_r (T_1 - T_2) = \sigma \varepsilon v T_a^4 + U_0 (T_2 - T_a)$$

$$\Rightarrow \alpha v G + h_r (T_1 - T_2) = \sigma \varepsilon v T_a^4 - U_0 (T_a - T_2) - \varepsilon v G'$$

$$= U_0 T_2 - U_0 \left[T_a - \frac{\sigma \varepsilon v T_a^4 - \varepsilon v G'}{U_0} \right]$$

\Rightarrow

$$\boxed{\alpha v G + h_r (T_1 - T_2) = U_0 (T_2 - T_e)}$$

avec

$$T_e = \left[T_a - \frac{\sigma \varepsilon v T_a^4 - \varepsilon v G'}{U_0} \right]$$

Chapitre VIII

APPLICATION A UN PROTOTYPE

VIII-1 DETERMINATION DES PARAMETRES AU NIVEAU DU RESERVOIR

Le réservoir est un cylindre dont les dimensions sont les suivantes :

Longueur : $L=180$ cm

Diamètre : $D=20$ cm

$m_0=17$ kg est la masse de CO_2 dans le réservoir

VIII-1-1 Pression

La pression correspondante à m_0 est fixée : $P_0=65$ atm

VIII-1-1 Température

De la formule (II-2) il vient :

$$T_0 = \frac{MP_0 \pi D^2 L}{rm_0 \cdot 4}$$

$$T_0 = \frac{44 \cdot 65 \cdot 10^5 \cdot 3.14 \cdot 0.2^2 \cdot 1.8 \cdot 3.14}{4 \cdot 8.32 \cdot 17000}$$

$$T_0 = 87^\circ C$$

VIII-2 PARAMETRES A L'AVAL DU DETENDEUR

VIII-2-1 Pression

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.2857 + 6.29 \cdot 10^{-3} P$$

Valable pour $1 < P < 100$ atm

Nous pouvons considérer que dans la plage des pressions [P_r ; P_0], ne varie pas beaucoup et que $\gamma = \gamma(65) = 1.69$.

Etant donné qu'un débit maximal est recherché, P_r doit être prise

$P_r = P_m$ qui donne le débit maximal.

$$P_m = \left(\frac{2}{2.69} \right)^{\frac{1.69}{0.69}} * 65$$

(III-8) donne

$$\underline{P_m = 31.45 \text{ atm}}$$

VIII-2-2 Température

$$T_m = \frac{2}{\gamma+1} T_0 = \left(\frac{2}{2.69} \right) * 87$$

$$T_r = T_m$$

$$\underline{T_m = 64.7^\circ\text{C}}$$

VIII-2-3 Vitesse

La formule (III-5) donne

$$C_r = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} rT} = \sqrt{\frac{2 * 8.32 * 360 * 1.69}{2.69 * 44 * 10^{-3}}}$$

$$\underline{C_r = 292.5 \text{ m/s}}$$

VIII-2-4 Débit massique

(III-8) donne

$$\dot{m} = \frac{3.14 * 0.012^2}{4} * 65.10^5 * \sqrt{\left(\frac{2}{2.69}\right)^{0.69} * \frac{1.69 * 44 * 10^{-3}}{8.32 * 360}}$$

avec :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ou } d \text{ est le diamètre de la tuyauterie} \quad d = 12 \text{ mm}$$

$$\dot{m} = 2.05 \text{ kg/s}$$

VIII-2-4 Masse restante dans le réservoir en fin détente

(II-1) donne :

$$m_r = \frac{31.45 * 10^5 * 3.14 * 0.2^2 * 1.8 * 44 * 10^{-3}}{4 * 8.32 * (64.68 + 273)}$$

$$m_r = 2.68 \text{ kg}$$

VIII-3 PARAMETRES A L'ENTREE DE LA TUYERE

VIII-3-1 Température

Elle est supposée constante dans la tuyauterie

$$T_i = 64.7 \text{ °C}$$

VIII-3-2 Pression

$$P_i = P_m - 0.05 P_m$$

$$P_i = 29.9 \text{ atm}$$

VIII-3-3 Vitesse

Elle est la même que celle à l'entrée de la tuyauterie

$$C_e = C_r$$

$$C_e = 292.5 \text{ m/s}$$

VIII-4 PARAMETRES A LA SORTIE DE LA TUYERE

VIII-4-1 Température

En ayant en vue les considérations du paragraphe (V-2-1), La température T_s est fixée.

Elle a été prise $T_s=20^\circ\text{C}$

VIII-4-2 Vitesse

$$C_s = \sqrt{\frac{2 * 8.32 * 1.69}{0.69 * 44 * 10^{-3}} * 293 * \left(\frac{337.7}{293} - 1\right) + 2925^2}$$

En appliquant la formule (V-6) on obtient :

$$\underline{C_s=356.3 \text{ m/s}}$$

VIII-4-3 Nombre de Mach

La formule V-7 donne :

$$M_s = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left(\frac{T_i}{T_s} - 1\right) + \frac{C_e^2}{\gamma r T}}$$

$$= \sqrt{\frac{2}{0.69} \left(\frac{337.7}{292} - 1\right) + \frac{2925^2 * 44 * 10^{-3}}{1.69 * 8.32 * 293}}$$

$$\underline{M_s=1.17}$$

$M_s > 1$ l'écoulement associée est supersonique ; la tuyère doit donc être divergente.

VIII-5-4 Pression

$$P_s = P_i \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_s^2 \right]^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$P_s = 29.9 * \left[1 + \frac{0.69}{2} * 1.17^2 \right]^{-\frac{1.69}{0.69}}$$

Appliquant la formule (V-8) :

$$\underline{P_s = 11.6 \text{ atm}}$$

VIII-4-4 Section avale de la tuyère

Elle est donnée par la formule

$$A_s = \frac{205}{299 * 1.17} \sqrt{\frac{8.32 * (647 + 273)}{44 * 10^{-3} * 1.69} * \left(1 + \frac{0.69}{2} * 1.17^2 \right)^{\frac{2.69}{0.69}}} \quad \text{V-9}$$

$$A_s = 0.0002421 \text{ m}^2$$

$$\underline{A_s = 2.42 \text{ cm}^2}$$

VIII-5 PUISSANCE ET VITESSE DE ROTATION DE LA TURBINE

VIII-5-1 Puissance

La variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la turbine est :

$$h_e - h_s = C_p \Delta T$$

Pour l'anhydride carbonique, C_p dépend de la température (en °C) suivant la loi :

$C_p = 8.89 + 0.00326 * t - 0.79 * 10^{-6} * t^2$ (Cf : nouveau traité de chimie minérale « tome VIII »)

Donc $dh = C_p dt$

$$= (8.89 + 0.00326 * t - 0.79 * 10^{-6} * t^2) dt$$

$$h_e - h_s = \int_{t_s}^{t_e} (8.89 + 0.00326 * t - 0.79 * 10^{-6} * t^2) dt$$

d'où :

$$\underline{h_e - h_s = 403.5 \text{ joules /kg}}$$

Le rendement de la turbine est $\eta_t = 0.40$

En appliquant la formule (V-2), il vient :

$$\dot{W} = 2.05 * 0.40 * \left(\frac{356.3^2 - 292.5^2}{2} + 403.5 \right)$$

$\underline{\dot{W} = 17.3 \text{ KW}}$

VIII-5-1 Vitesse de rotation de l'arbre moteur

Le rayon de la roue de turbine est $r = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$

Les inclinaisons de la tuyère par rapport à la roue de la turbine sont :

A l'entrée : $\alpha_e = 15^\circ$

A la sortie : $\alpha_s = 45^\circ$

La formule (V-5) donne :

$$n = \frac{60 * 0.40 * \left[\frac{356.3^2 - 292.5^2}{2} + 403.5 \right]}{2 * 0.1 * 3.14 * (356.3 * \cos 45 - 292.5 * \cos 15)}$$

$\underline{n = 1970 \text{ tr/mn}}$

VIII-6 ETUDE DU REFROIDISSEMENT

VIII-6-1- Evaluation du coefficient global d'échange thermique

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{he} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{hi}$$

Pour l'acier nous avons $\lambda=52.335\text{W/m}^\circ\text{C}$ pour la gamme de température qui nous concerne.

L'épaisseur du réservoir est $e=1.5\text{ mm}$

$$he=5.8+4v$$

ou v est la vitesse du vent

La vitesse moyenne du vent est prise $v=2.5\text{ m/s}$

Donc $he=15.8\text{ w/m K}$

$$hi=1000\text{ w/m K}$$

Après calcul, il vient $k=15.55\text{ w/mK}$

VIII-6-2 Débit d'eau de refroidissement

Nous avons les données suivantes :

$$T_{1f}=5^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{2f}=10^\circ\text{C}$$

$$T_f=6^\circ\text{C}$$

La formule (VI-3) donne ;

$$\dot{m}_e = \frac{(2.68 + 2.05 * 20^3 * 60) * 8.84 * (10 - 6)}{1000 * (10 - 5) * 20 * 60}$$

$$\dot{m} = 0.05\text{ kg / s}$$

VII-6-3 Surface d'échange

Pour connaître la surface nécessaire que doit avoir le serpentin nous devons appliquer la formule VI-5

$$S = \frac{(2.68 + 2.05 * 20 * 60) * (20 - 5) * \text{Log}\left(\frac{10 - 6}{6 - 5}\right)}{15.55 * (10 - 5) * 20 * 60}$$

$$\underline{S = 0.24m^2}$$

VIII-7 PUISSANCE FOURNIE PAR LE FLUIDE CALOPORTEUR

Le temps de basculement étant fixé à $t_b = 20mn = 1200s$, de la formule (II-7), il vient :

$$\dot{Q} = \frac{m_0 C_p (T_0 - T_f)}{t_b - \frac{m_0 - 2 * m_r}{m}}$$

C_p étant la capacité calorifique du CO2

On a donc :

$$\dot{Q} = \frac{17 * 732.19}{1200 - \frac{17 - 2 * 2.68}{2.05}}$$

$$\underline{\dot{Q} = 10.42W}$$

VIII-8 DETERMINATION DE LA SURFACE UTILE DES CAPTEURS

La formule (VII-7) permet de tirer la surface utile, on a :

$$l * L_{max} = \frac{\dot{Q}}{U(T_s - T)}$$

$$\dot{Q} = q_c * C_{pc}(T_{cs} - T_{ce})$$

avec

VIII-8-1 Calcul de U

U est donné par la formule $U = h_r + h_c$ avec

h_c dépend de la conduction de l'air entre le vitrage et l'absorbeur.

Pour un tube sous vide, $h_c = 0$ car il n'y a pas présence d'air .

Donc

$$U = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} + 1} * \sigma * (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)$$

$$\text{Avec } \varepsilon_1 = 0.8$$

$$\varepsilon_2 = 0.9$$

Fixons $T_1 = 95^\circ\text{C}$

$T_2 = 30^\circ\text{C}$

$$U = \frac{1}{\frac{1 - 0.8}{0.8} + \frac{1 - 0.9}{0.9} + 1} * 5.6697 * 10^{-8} * (368^2 + 303^2)(368 + 303)$$

3

U aura donc pour valeur :

$$U=6.35 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\bullet \quad \dot{Q} = q_c * C_p \rho (T_{cs} - T_{ce})$$

VIII-8-2 Calcul de Ts

De la formule (VII-8), il vient que

$$T_s = \frac{\alpha_a \tau_v G^* (1+a)}{U} + T_e$$

$$\alpha_a = 0.95$$

$$\tau_v = 0.92$$

Calcul de T_e

L'expression de T_e est :

$$T_e = T_a - \frac{\sigma \varepsilon_v T_a^4 - \varepsilon_v G'}{U_0}$$

Avec

$$U_0 = h_0 + \varepsilon_v \sigma \left(T_2^2 + T_a^2 \right) * (T_2 + T_a)$$

$$T_a = 25^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 30^\circ\text{C}$$

$$= 5.6697 \text{ W/m}^2\text{K}^4 * 10^{-8}$$

$$\varepsilon_v = 0.05$$

h₀ est mesuré ou calculé avec les conditions de vent régnantes ;

Ici, on le prend égal à 12W/m²°C

$$G' = \left(0.55 + 1.8 * \sqrt{\frac{P}{P_0}} \right) * \sigma * T_a^4$$

avec

$$P = r_H P_{\text{vap}}(T_a)$$

$$= r_H P_{\text{vap}}(25^\circ\text{C})$$

$$\text{On a alors : } U_0 = 12 + 0.05 * 5.6697 * 10^{-8} (303^2 + 298^2) * (303 + 298)$$

$$\underline{U_0 = 12.3}$$

r_H est fixé à 0.50

d'autre part,

$$r_H = \frac{P_{\text{vap}}(T_a)}{P_{\text{vap}}^s(T_a)}$$

avec P_{vap}^s = Pression partielle de vapeur saturante .

$$P_{\text{vap}}^s(25^\circ\text{C}) = 3150 \text{ Pa} \quad (\text{voir annexes})$$

$$\text{D'ou } P_{\text{vap}}(25^\circ\text{C}) = 3150 * r_H \quad (\text{voir annexes})$$

D'où

$$G' = 0.55 + 1.8 * \sqrt{\frac{5150 * 0.5^2}{10^5}} * 5.6697 * 10^{-8} * 298^4$$

$$\underline{G' = 226.76 \text{ W/m}^2}$$

La valeur de T_e peut à présent être connue

$$T_e = 298 - \frac{5.6697 * 10^{-8} * 0.05 * 298^4 - 0.05 * 226.76}{12.3}$$

Calcul de G

La formule (VII-4) permet de calculer la valeur moyenne de G.

Si on prend les conditions météorologiques du 27 juin à Dakar, il vient :

$$G_j = 6019 \text{ wh/m}^2 \cdot \text{jour.}$$

$$t = 0.988[27 + 30.3(6-1)]$$

$$t = 176.36 \text{ degrés}$$

$$= 23.5 \cdot \cos(10 + 176.36)$$

$$= -23.35$$

$$E_t = 0.123 \cdot \cos(176.36 + 87) - (1/6) \sin^2(176.36 + 10)$$

$$E_t = -0.051$$

De la formule (VII-5), il découle :

$$t_c = 12 + 0.051 + \frac{17.5 + 1 \cdot \text{Ar} \cos \left(\text{tg}(-23.35) \text{tg} \left(14 + \frac{44}{60} \right) \right)}{15}$$

$$t_c = 19.65 \text{ h} = 19 \text{ h } 40 \text{ mn}$$

et

$$t_1 = 12 + 0.051 + \frac{17.5 - \text{Arcos}(\text{tg}(-23.35) * \text{tg}(14.73))}{15}$$

$$t_1 = 6.78 \text{ h} = 6 \text{ h } 47 \text{ mn}$$

$$\Delta t = t_c - t_l$$

$$\Delta t = 12.87 \text{ heures}$$

Nous devons prendre la moyenne de G sur toute la journée

$$G_{\text{moy}} = \frac{1}{24} * \frac{\pi * 6019}{2 * 12.87} \int_{6.78}^{19.65} \sin\left(\frac{\pi}{12.87} * (t - 6.78)\right) dt$$

$$G_{\text{moy}} = 250.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{jour}$$

Ts peut être calculé à ce stade

$$T_s = \frac{0.95 * 0.92 * 250.8 * (1 + 0.024)}{2795.05} + 297$$

VIII-8-3 Calcul de T

Ici, T représente la température du fluide caloporteur et est définie

$$T = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$$

par :

T_{ce} et T_{cs} sont fixées à :

$$T_{ce} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{cs} = 90^\circ\text{C}$$

$$\text{D'ou } T = 65^\circ\text{C}$$

Finalement nous obtenons :

$$l * L_{\text{max}} = \frac{10.42}{6.35 * (338 - 332.3)}$$

$$\underline{l^*L_{\max}=0.29\text{m}^2}$$

Le liquide caloporteur étant du gilotherme ,son C_p s'élève à 450 kcal/m³°C , le débit q_{vc} à faire circuler à travers le capteur est alors :

$$q_{vc} = \frac{10.42}{450000 * (363 - 313) * 4.18}$$

$$q_{vc}=0.396 \text{ l/h}$$

CONCLUSION

En gros, les résultats de l'application du prototype à l'étude théorique montrent qu'il est bien possible d'obtenir un couple moteur en utilisant comme source d'énergie le soleil.

L'étude du débit devant circuler à travers le cycle a permis de déterminer, à chaque instant, la masse de CO_2 dans les deux réservoirs. Ce débit correspond au débit maximal que peut laisser passer le régulateur de pression. Ceci a permis de fixer les paramètres de réglage du détendeur.

Les pressions élevées du CO_2 à de basses températures montrent que l'énergie de pression est prépondérante sur l'enthalpie. D'où la nécessité d'une tuyère pour transformer cette énergie en une autre cinétique directement utilisée par la roue de la turbine dans son mouvement de rotation.

Un circuit de refroidissement est également nécessaire pour créer un gradient de pression permettant ainsi au gaz de circuler facilement.

Cependant, les avantages de ce projet sont limités par le caractère aléatoire de l'ensoleillement.

RECOMMANDATIONS

- 1-) Augmenter le nombre de réservoirs pour assurer un fonctionnement continu.
- 2-) Dimensionner un réservoir de stockage de fluide caloporteur pour un chauffage en temps de ciel couvert.
- 3-) Faire une simulation pour obtenir le fonctionnement optimal du système.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **BOREL, Lucien.**
" Thermodynamique et énergétique "
Lausanne, 1^{ere} édition.
Presses polytechniques romandes, 1984.
- [2] **VAN WYLEN , Gordon -SONNTAG, Richard.**
" Thermodynamique appliquée "
Montréal, 2nd édition.
Edition du renouveau pédagogique Inc., 1981.
- [3] **SCHIMA, Jean.**
" Machines hydrauliques et thermiques « BL4 » "
Paris,
Techniques de l'ingénieur,2000.
- [4] **CHAMBADAL, Paul.**
" La turbine à gaz "
Paris,
Eyrolles ,1976.
- [5] **VIVIER, Lucien,**
" Turbines à vapeur et à gaz " :
théorie –construction - utilisation "
Paris,
Ed.- Albin Michel , 1965.

- [6] RAŽNJEVIĆ , **Kuzman.**
" Tables et diagrammes thermodynamiques "
Paris,
Eyrolles-Editeurs-Paris,1970"
- [7] PASCAL, **Paul.**
" Nouveau traité de chimie minérale « tome VIII » "
Paris,
Masson & Cie ,Editeurs,1968.
- [8] BERNARD, **Roger** - MENGUY , **Gilbert**- SCHATZ , **Marcel.**
" Le rayonnement solaire – Conversion thermique
et applications "
Paris, 2nd Edition.
Techniques et documentations Lavoisier, 1980.
- [9] EDWARDS, **D K.**
" Capteurs solaires» "
Paris,
Masson & Cie ,Editeurs,1968.
- [10] ROY, **Marie Annick.**
" Guide de la technique « Tome III »"
Lausanne, 1^{ere} edition ,
Presses Polytechniques romandes,1993.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **BOREL, Lucien.**
" Thermodynamique et énergétique "
Lausanne, 1^{ere} édition.
Presses polytechniques romandes, 1984.
- [2] **VAN WYLEN , Gordon -SONNTAG, Richard.**
" Thermodynamique appliquée "
Montréal, 2nd édition.
Edition du renouveau pédagogique Inc., 1981.
- [3] **SCHIMA, Jean.**
" Machines hydrauliques et thermiques « BL4 » "
Paris,
Techniques de l'ingénieur,2000.
- [4] **CHAMBADAL, Paul.**
" La turbine à gaz "
Paris,
Eyrolles ,1976.
- [5] **VIVIER, Lucien,**
" Turbines à vapeur et à gaz " :
théorie –construction - utilisation "
Paris,
Ed.- Albin Michel , 1965.

FICHE D'INSCRIPTION

Atelier de Formation en Economie d'Energie en Milieu Industriel
22 au 26 octobre 2001
CFPP SENELEC Cap des Biches
Dakar

Nom de la Société :

Adresse :

Téléphone : Fax : E-mail :

Noms et Prénoms des Participants	Fonction	Téléphone	Cellulaire
Nombre total de participants			

Ci-joint le règlement à l'ordre de la BNSTP-S d'un montant total de :

FCFA

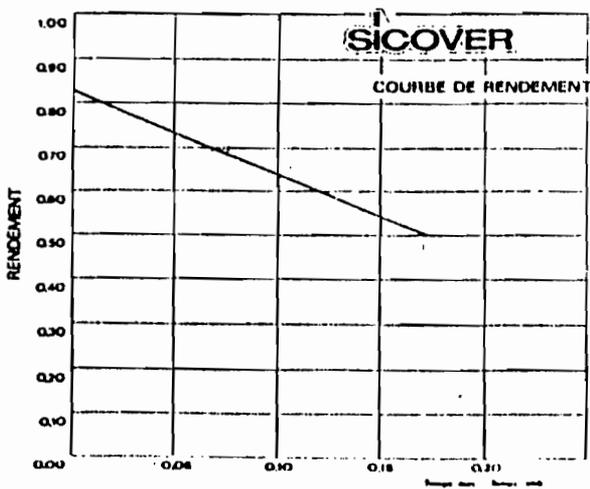
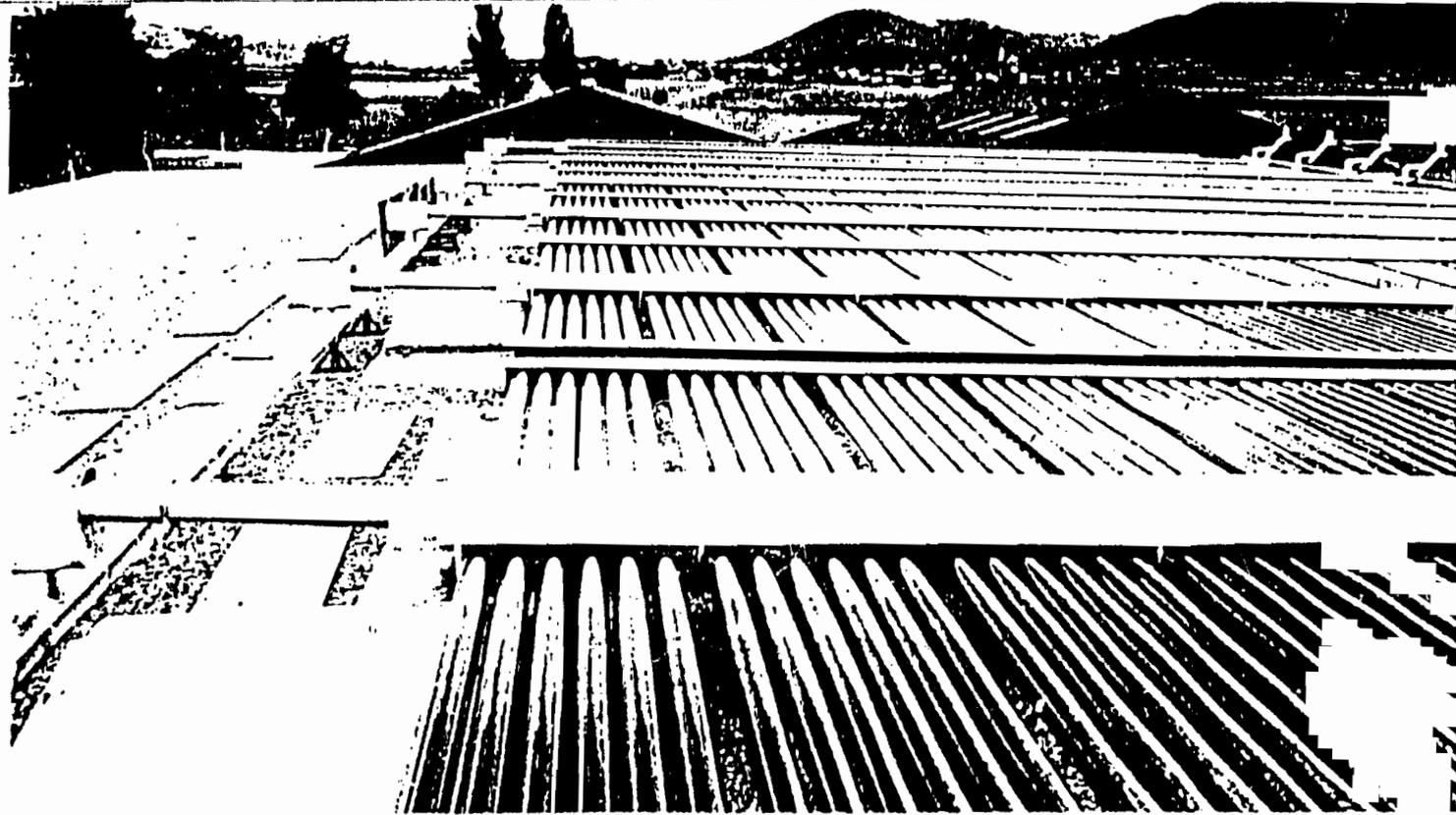
Signature et cachet

ANNEXES

CORTEC[®]

CAPTEUR SOLAIRE

SOUS VIDE



SICOVER (Département Solaire) - 44, avenue de Valvins - 77212 AVON CEDEX
 (Filiale de CORNING FRANCE et SIV)
 Tél. : (1) 60.72.50.00 - Télex 690 550 F.

CORTEC® CAPTEUR SOLAIRE SOUS VIDE

FICHE SIGNALÉTIQUE

Surface	1.13 m ²
Composants	6 tubes en verre Pyrex distants de 10 mm Épaisseur 2.5 mm Longueur 2.400 mm Diamètre extérieur 100 mm
Caractéristiques	Transmission : 92 % Absorption : 95 % Emissivité infra-rouge : 5 %
Structure absorbante	Tube cuivre soudé au dos d'une plaque de cuivre
Revêtement de l'absorbeur	Noir de chrome Emissivité I.R. : 5 % Absorption totale : 95 %
Isolation	6 tubes sous vide (10 ⁻⁶) avec « getters » - 2 boîtes en matière plastique maintenant les tubes verre - mousse - fibre de verre - feuille d'aluminium
Chassis	Hors tout 2.620 mm x 710 mm x 152 mm Surface : 1,86 m ² % $\frac{\text{Surface utile}}{\text{Surface totale}}$ 60 %
Débit max.	90 litres/heure
Perte de charge	Avec débit de 80 litres/heure : 0,217 bar
Remarques	Entrée et sortie situées du même côté.
Poids	40 kgs

EFFICACITÉ

2 à 5 fois plus grande que celle des capteurs classiques.
Fonctionne même par temps couvert sous lumière diffuse.

FIABILITÉ

En service depuis plus de cinq ans à l'Université du Colorado (U.S.A.) et à Fribourg (R.F.A.).

GARANTIE

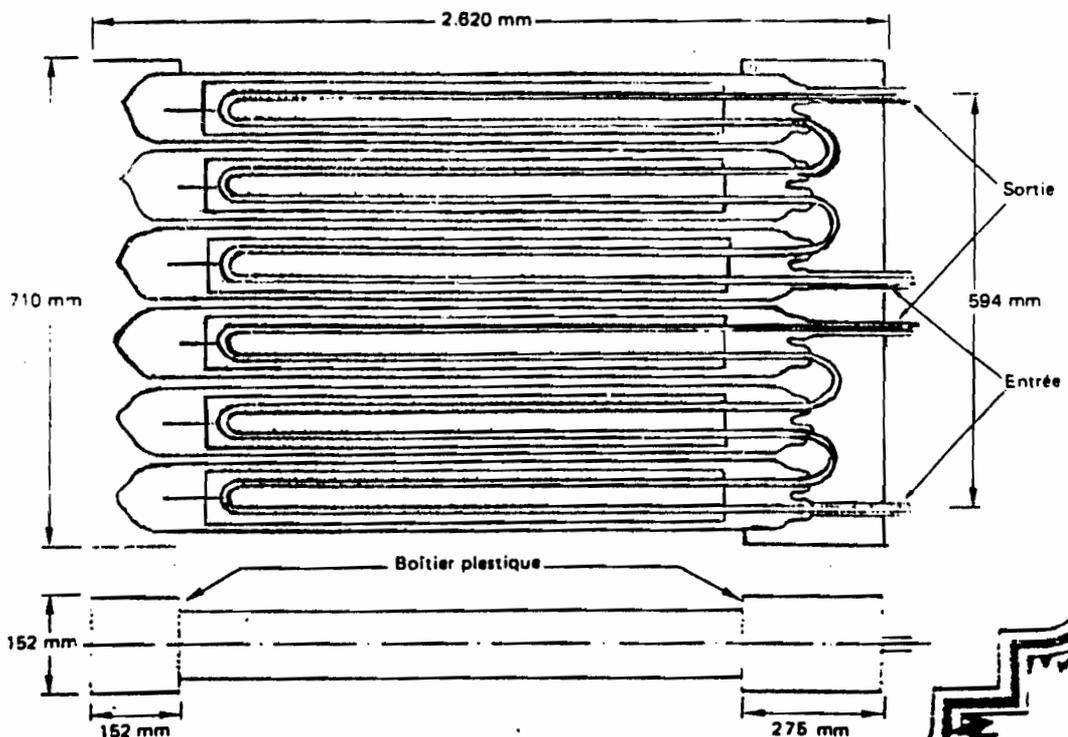
Dix ans.

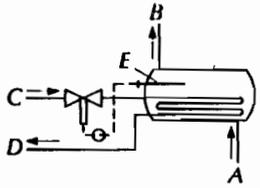
CBTE

Avis technique n° 14/82133

Figure 3.1.

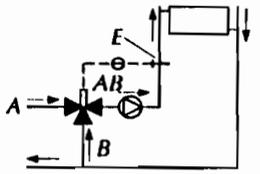
MODULE SOLAIRE
A
X ABSORBEURS
Surface 1.13 m²





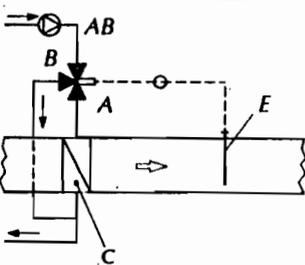
- A arrivée d'eau froide
- B départ de l'eau réchauffée
- C arrivée de l'eau ou de la vapeur servant au chauffage
- D départ de l'eau ou de la vapeur
- E mesure de la température

Fig. 44. - Préparation d'eau chaude par admission d'eau chaude ou de vapeur.



- A arrivée d'eau chaude
- B retour d'eau refroidie venant de l'installation
- AB eau mélangée à la température t
- E mesure de la température t

Fig. 45. - Régulation de la température d'eau mélangée à l'aide d'un régulateur à trois voies.



- A eau chaude dans l'échangeur eau-air
- B by-pass d'eau chaude
- AB arrivée d'eau chaude
- C échangeur
- E mesure de la température de l'air

Fig. 46. - Régulation de la température d'air par admission d'eau chaude à l'aide d'un régulateur à trois voies.

43 Applications.

Baucoup d'applications sont possibles avec ces appareils dans le domaine du chauffage, de la ventilation, de la climatisation. Les figures 44, 45 et 46 montrent quelques applications.

Ces appareils peuvent aussi être utilisés en tant que limiteurs, limiteur de température d'eau par exemple. Le limiteur interrompt la circulation du fluide dès que la température mesurée du fluide est inférieure ou supérieure à la température de consigne.

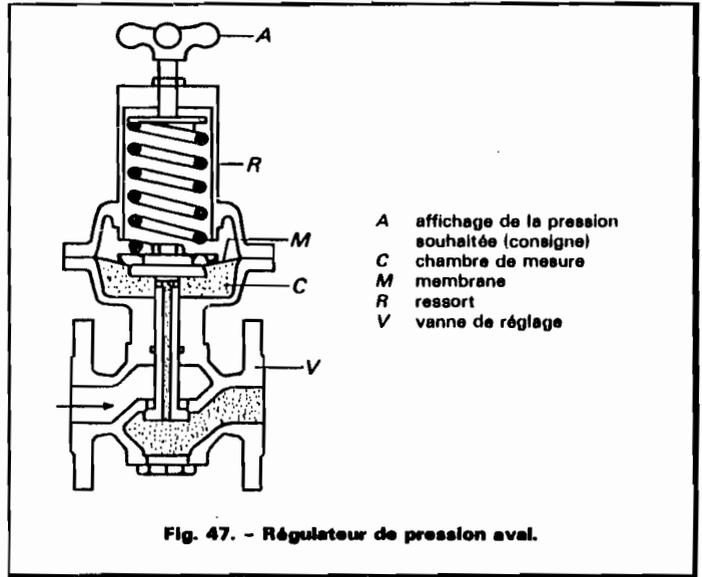
3,52 RÉGULATEURS DE PRESSION

3,521 Choix.

Suivant la fonction remplie, on distingue trois types de régulateurs de pression :

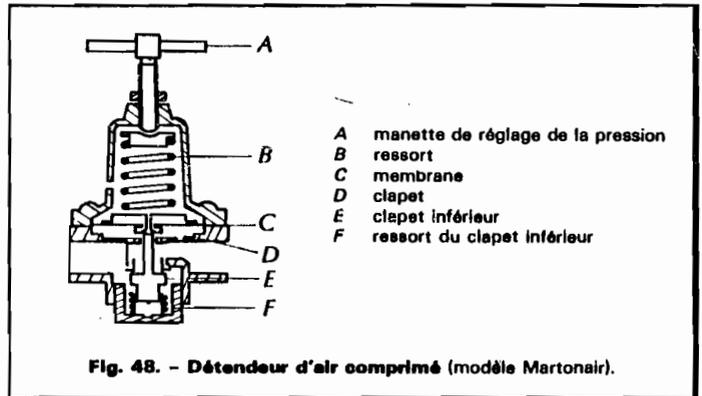
- le régulateur de pression aval, plus communément appelé détendeur ;
- le régulateur de pression amont, appelé aussi déverseur ;
- le régulateur de pression qui règle la pression d'un fluide en fonction de la mesure de la pression d'un autre fluide.

Pour la table analytique, se reporter à la première page de cet article.



- A affichage de la pression souhaitée (consigne)
- C chambre de mesure
- M membrane
- R ressort
- V vanne de réglage

Fig. 47. - Régulateur de pression aval.



- A manette de réglage de la pression
- B ressort
- C membrane
- D clapet
- E clapet inférieur
- F ressort du clapet inférieur

Fig. 48. - Détendeur d'air comprimé (modèle Martonair).

Suivant leur structure on distingue deux familles de régulateurs :

- le régulateur simple ;
- le régulateur avec pilote, permettant d'assurer un réglage plus précis ; ce genre d'appareil en régulation de pression aval est appelé détendeur-régulateur.

3,52 Régulateur de pression aval. Détendeur.

3,521 Fonctionnement. - Le clapet du robinet se ferme avec l'augmentation de la pression à l'aval (fig. 47).

La pression à régler est en communication avec la chambre de mesure :

- le clapet de réglage du débit est solidaire, en translation de la membrane ;
- la membrane prend une position d'équilibre fonction de la pression dans la chambre de mesure et de l'effort appliqué par le ressort ;
- le ressort est plus ou moins comprimé, cela en fonction de l'affichage de la pression souhaitée (consigne).

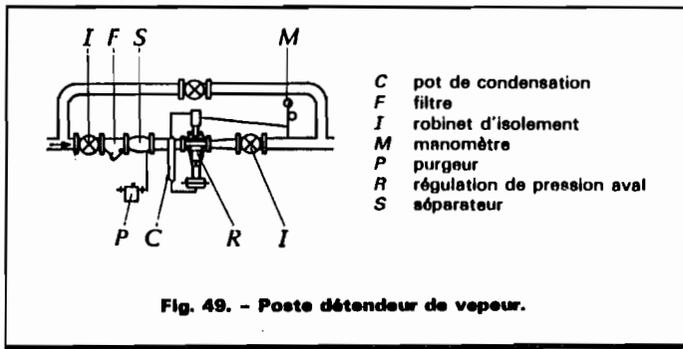


Fig. 49. - Poste détenteur de vapeur.

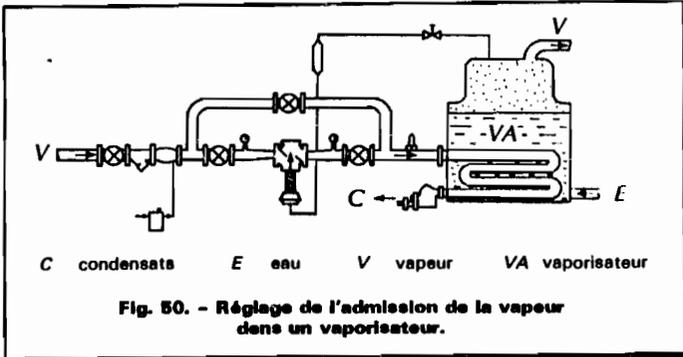


Fig. 50. - Réglage de l'admission de la vapeur dans un vaporisateur.

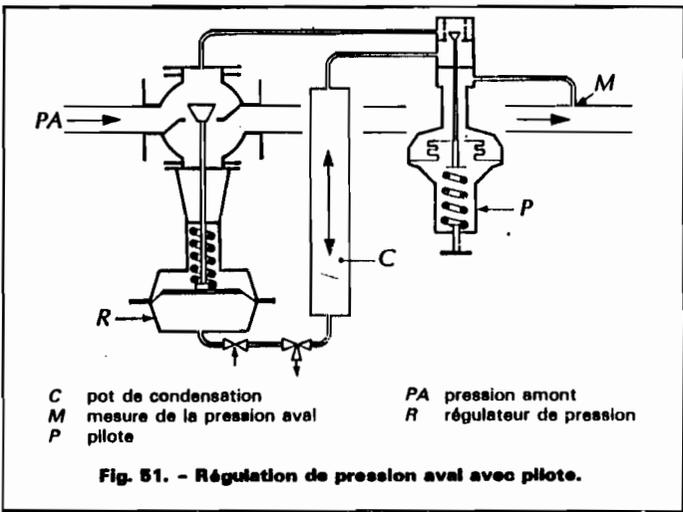


Fig. 51. - Régulation de pression aval avec pilote.

3,522 Applications.

• **Détendeurs pour air comprimé:** ces détendeurs sont très souvent utilisés sur les circuits de distribution d'air comprimé pour stabiliser la pression de travail à une valeur fixée (fig. 48 p. 5), ceci lorsque :

- des temporisations pneumatiques sont utilisées,
- des appareils de régulation pneumatiques sont alimentés par le circuit,
- la force d'un vérin pneumatique doit être réglée.

Ces détendeurs comportent deux clapets :

- le clapet E assure l'alimentation en air de l'aval (augmentation de la pression aval) ;
- le clapet D permet de mettre l'aval en communication avec l'extérieur, dans le cas d'une surpression (diminution de la pression aval).

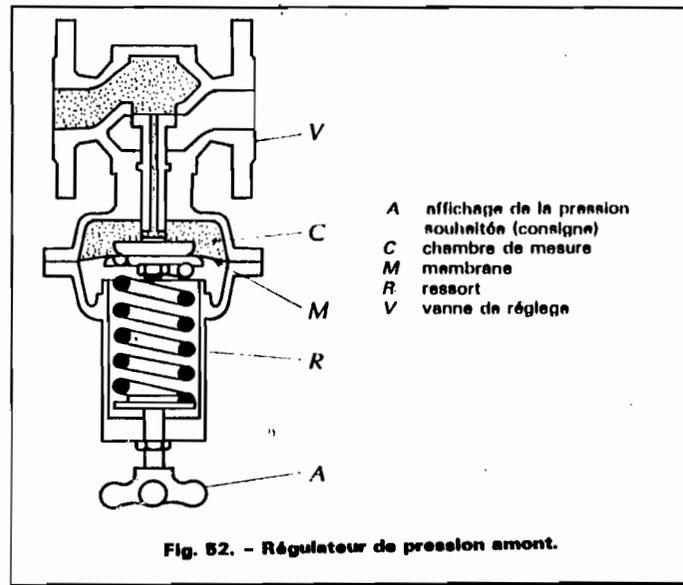


Fig. 52. - Régulateur de pression amont.

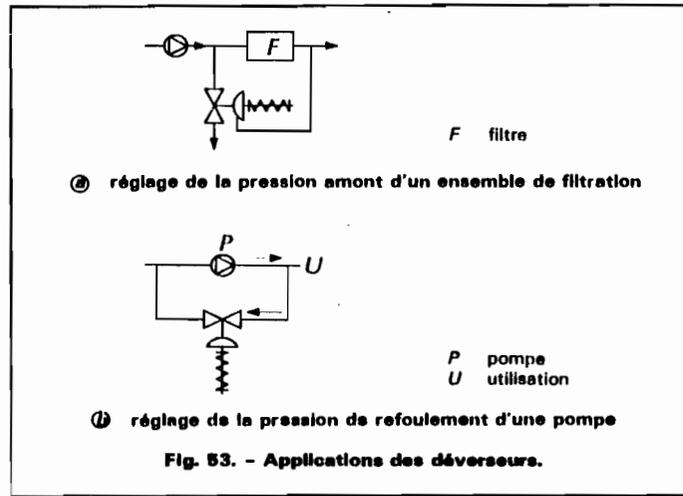


Fig. 53. - Applications des déverseurs.

• **Autres exemples:** on peut citer deux applications particulières de ce type de détendeur :

- détendeur de vapeur (fig. 49),
- réglage de l'admission de vapeur dans un vaporisateur (fig. 50)

• **Régulateur de pression aval avec pilote:** le pilote, dans ce cas, est un détendeur qui traite uniquement le signal de commande en pression de l'actionneur du régulateur.

Ce type de montage permet une meilleure précision de réglage (fig. 51).

3,53 Régulateur de pression amont. Déverseur.

3,531 Fonctionnement. - Dans le cas du déverseur (fig. 52), lorsque la pression dans la chambre de mesure augmente, la membrane se déplace pour comprimer le ressort et entraîne le clapet. La vanne s'ouvre plus, ce qui a tendance à diminuer la pression amont.

3,532 Exemples d'applications. - Parmi elles on peut citer :

- le réglage de la pression amont d'un ensemble de filtration (fig. 53 a),
- le réglage de la pression de refoulement d'une pompe (fig. 53 b).

Diagramme de Moody
 (extrait du livre Applied process design for chemical and petrochemical plants)

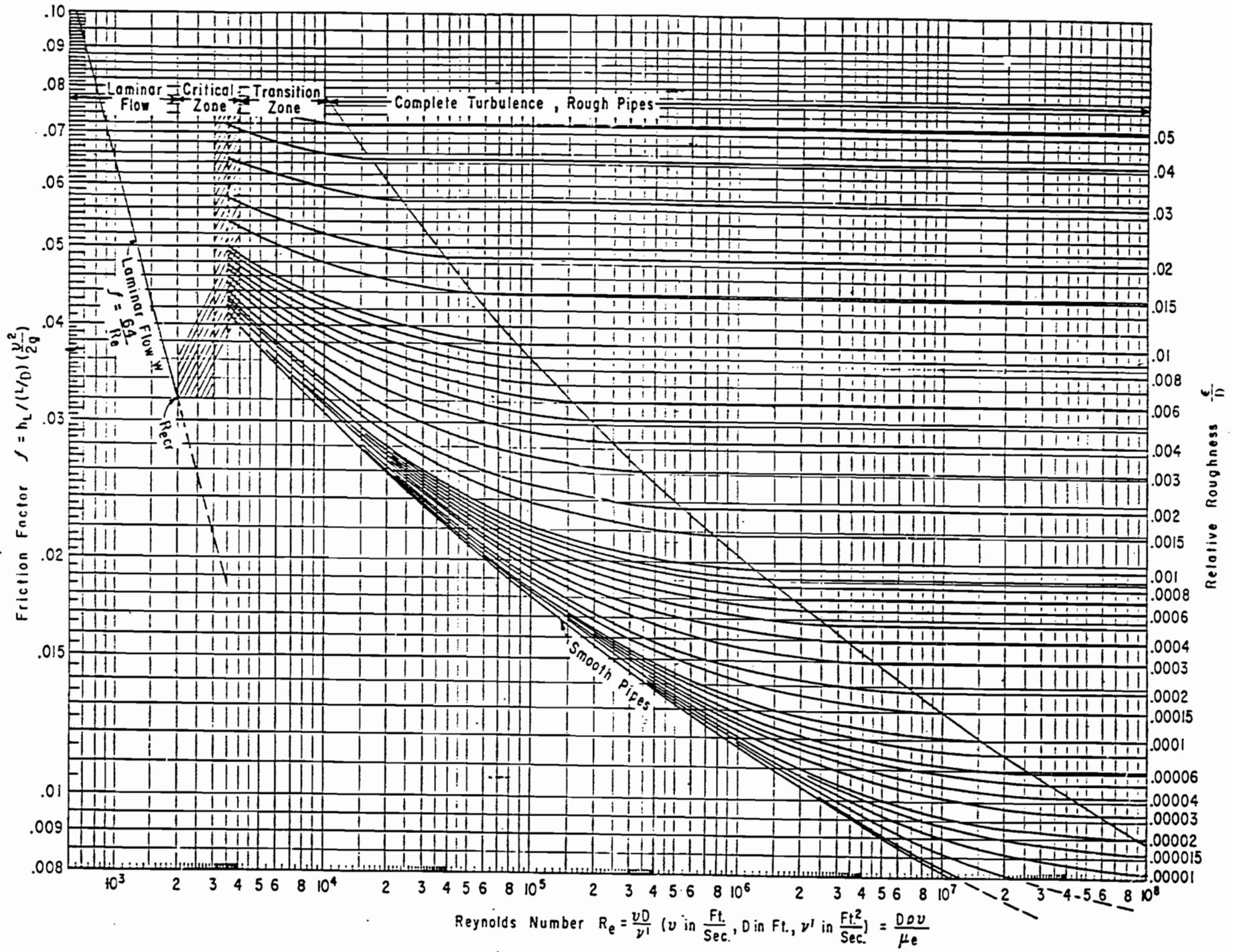


TABLEAU 16-2

Coefficient de conductibilité thermique λ de différents alliages

Alliage	Composition, %	Température		Masse volum. ρ kg/m ³	Conductibilité thermique λ	
		t °C	T °K		kcal/mh°K	W/m°K
Acier au manganèse	1,6 Mn, 0,5 C	20	293,15	≈7850	35	40,705
		100	373,15		35	40,705
		300	573,15		32	37,216
		500	773,15		30	34,890
	2 Mn	20	293,15	≈7850	28	32,564
5 Mn	20	293,15	≈7850	16	18,608	
Acier au manganèse-nickel	12 Mn, 3 Ni, 0,75 C	20	293,15	—	12	13,956
		100	373,15		12,7	14,770
		200	473,15		14	16,282
		300	573,15		15	17,445
		500	773,15		17	19,771
Acier au nickel	5 Ni	20	293,15	8130	30,0	34,890
		20	293,15		24	27,912
		20	293,15		19	22,097
		20	293,15		13	15,119
		20	293,15		10,5	12,212
		20	293,15		9,5	11,049
		20	293,15		12,5	14,538
		20	293,15		16,5	19,190
		20	293,15		22	25,586
		20	293,15		28	32,564
	30 Ni, 1 Mn, 0,25 C	20	293,15	8190	10,4	12,095
		100	373,15		11,7	13,607
	36 Ni, 0,8 Mn	20	293,15	—	10,4	12,095
Acier au nickel-chrome	61 Ni, 15 Cr, 20 Fe, 4 Mn	20	293,15	≈8190	10,0	11,630
		100	373,15		10,2	11,863
		200	473,15		10,5	12,212
		300	573,15		10,7	12,444
		400	673,15		10,9	12,677
		600	873,15		11,3	13,142
		800	1073,15		12,0	13,956
	61 Ni, 16 Cr, 23 Fe (cekkus)	0	273,15	≈8190	10,2	11,863
		20	293,15		10,4	12,095
		100	373,15		11,4	13,258
		200	473,15		12,6	14,654
		300	573,15		13,8	16,049
	400	673,15	15,0	17,445		
70 Ni, 18 Cr, 12 Fe	20	293,15	—	9,9	11,514	
Acier au tungstène	1 W, 0,6 Cr, 0,3 C	20	293,15	7900	34	39,542
		100	373,15		33	38,379
		300	573,15		31	36,053
		500	773,15		29	33,727
Acier V1A	—	20	293,15	—	18	20,934
Acier V2A	—	20	293,15	7860	13	15,119
Alliage d'aluminium	96 Al, 1,8 Cu, 0,9 Fe, 0,9 Cr, 0,4 Si	20	293,15	—	90	104,670
		100	173,15		94	109,322
	92 Al, 8 Cu	0	273,15	≈2800	110	127,930
		20	293,15		113	131,419
		100	373,15		123	143,049
		200	473,15		131	152,353
	92 Al, 8 Mg	100	173,15	≈2600	73	84,899
		0	273,15		88	102,344
		20	293,15		91	105,833
		100	373,15		106	123,278
200		473,15	127		147,701	
Alliage de bismuth et antimoine	80 Bi, 20 Sb	0	273,15	—	5,68	6,606
		100	373,15		7,41	8,618

<i>Rayonnement global mensuel moyen (Wh/m².jour)</i>												
Station	Jan	Fev	Mars	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Dec
Louga	4283	4706	5294	5978	5992	5769	5578	5453	5403	5350	4594	4367
Bambey	4356	5214	6164	6478	6150	5717	5625	5603	5172	5303	4867	4281
Tamba	4178	4989	5464	5817	5394	5217	4967	4869	5192	4764	4231	3631
Podor	4261	4294	5431	5322	5164	5386	5567	5411	5233	5244	4511	4250
Ziguinchor	4314	4469	5503	5367	4944	5178	4572	4719	5117	5072	4444	4125
Linguère	4753	5297	6478	6489	6311	6022	6072	5839	5567	5578	4953	4708
Matam	4428	4947	5758	5958	5475	5556	5589	5542	5453	5214	4769	4147
Dakar - Yoff	4681	5453	6400	6614	6250	6019	5578	5417	5303	5442	4811	4286
Nioro du Rip	5194	5819	6519	7156	7131	6417	5864	5789	6061	5847	5447	5339

TABLEAU A - 2

SITUATION GEOGRAPHIQUE			
STATION	LATITUDE	LONGITUDE	ALTITUDE
Louga	15°37' N	16°13' W	39 m
Bambey	14°42'	16°28'	20
Tamba	13°46'	13°41'	48.68
Podor	16°38'	14°56'	5.73
Ziguinchor	12°33'	16°16'	19.30
Linguère	15°23'	15°07'	19.60
Matam	15°39'	13°15'	15.35
Dakar -Yoff	14°44'	17°30'	24.5
Nioro du Rip	13°44'	15°47'	18

TABLEAU A - 1.1

<i>Durée moyenne mensuelle d'insolation (heures)</i>												
Station	Jan	Fev	Mars	Avr	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Dec
Louga	7.5	7.8	8.3	8.8	8.1	7.9	8.1	8.3	7.6	8.6	8.4	7.7
Bambey	7.2	7.6	8.2	8.3	7.7	7.1	7.2	7.0	7.6	7.9	7.9	7.2
Tamba	8.6	8.8	9.1	9.3	8.9	8.6	8.0	7.9	8.3	8.8	9.3	3.4
Podor	6.9	7.4	7.7	8.6	8.1	7.6	8.2	8.4	7.7	8.2	8.0	7.6
Ziguinchor	8.3	8.6	9.1	9.3	9.0	7.9	6.4	5.8	6.7	8.0	8.7	8.1
Linguère	7.9	8.2	8.3	9.1	8.8	8.6	8.7	8.5	8.2	8.9	8.7	8.0
Matam	8.0	8.2	8.3	9.1	8.8	8.4	8.7	8.4	8.3	8.9	8.9	8.4
Dakar - Yoff	6.8	7.6	8.6	8.8	8.4	7.8	7.2	7.0	7.2	8.0	7.8	7.1
Nioro du Rip	7.5	7.9	8.4	8.6	8.1	7.4	7.5	6.8	6.9	8.0	8.0	7.2

TABLEAU A - 1.2

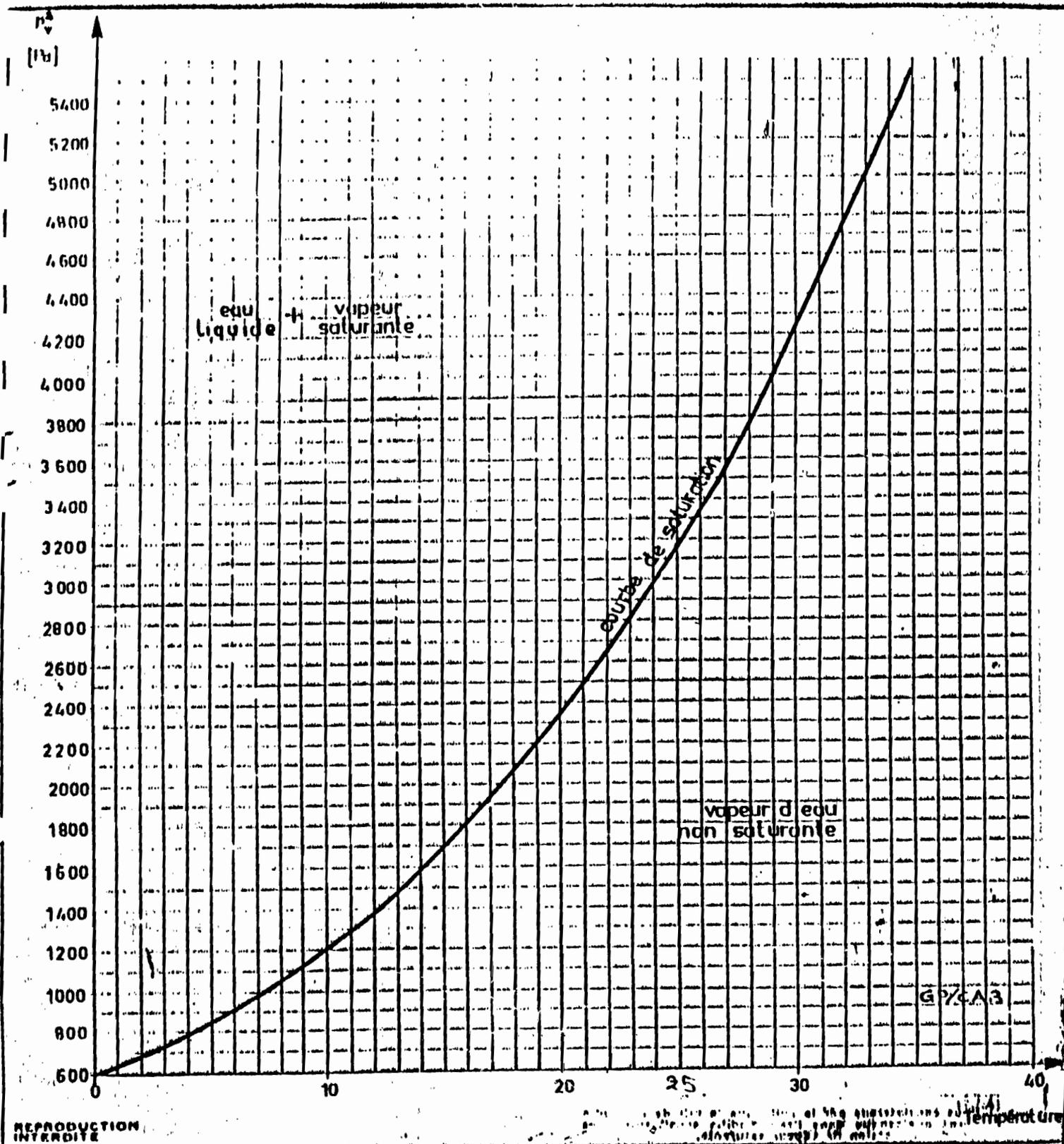


Figure I₂: Courbe de saturation de l'air

TABLEAU 63-1

Viscosité dynamique η de l'anhydride carbonique (CO₂) à différentes pressions et températures

Pression P		- 15 °C = 258,15 °K		- 10 °C = 263,15 °K		0 °C = 273,15 °K		10 °C = 283,15 °K		20 °C = 293,15 °K		30 °C = 303,15 °K		40 °C = 313,15 °K	
		$\eta \times 10^6$													
kgf/cm ²	N/cm ²	kgfs/m ²	Ns/m ²												
5	49,033	1,38	13,533	1,40	13,729	1,42	13,925	1,45	14,220	1,49	14,612	1,52	14,906	1,60	15,691
10	98,067	1,43	14,024	1,45	14,220	1,45	14,220	1,47	14,416	1,51	14,808	1,54	15,102	1,62	15,887
15	147,100	1,50	14,710	1,50	14,710	1,49	14,612	1,48	14,514	1,53	15,004	1,56	15,298	1,64	16,083
20	196,133	1,58	15,495	1,56	15,298	1,53	15,004	1,51	14,808	1,55	15,200	1,58	15,495	1,67	16,377
25	245,166	11,85	116,209	1,64	16,083	1,57	15,396	1,55	15,200	1,58	15,495	1,62	15,887	1,69	16,573
30	294,200	12,04	118,072	11,44	112,188	1,63	15,985	1,59	15,593	1,61	15,789	1,65	16,181	1,72	16,867
35	343,233	12,24	120,033	11,66	114,346	1,76	17,260	1,63	15,945	1,65	16,181	1,69	16,573	1,76	17,260
40	392,266	12,33	120,916	11,85	116,209	10,56	103,558	1,71	16,769	1,70	16,671	1,73	16,966	1,80	17,652
45	441,299	12,47	122,289	12,02	117,876	10,82	106,108	1,83	17,946	1,75	17,162	1,77	17,358	1,85	18,142
50	490,333	12,60	123,564	12,16	119,249	11,06	108,462	9,14	89,633	1,82	17,848	1,82	17,848	1,90	18,633
55	539,366	12,72	124,741	12,30	120,622	11,27	110,521	9,45	92,673	1,92	18,829	1,88	18,437	1,95	19,123
60	588,399	12,82	125,721	12,43	121,897	11,47	112,482	9,73	95,419	7,27	71,294	1,96	18,221	2,01	19,711
65	637,432	12,93	126,800	12,54	122,975	11,66	114,346	10,00	98,067	7,66	75,119	2,07	20,300	2,09	20,496
70	686,466	13,04	127,879	12,66	124,152	11,83	116,013	10,22	100,224	8,01	78,551	2,24	21,967	2,18	21,378
75	735,499	13,13	128,761	12,78	125,329	12,01	117,778	10,45	102,479	8,32	81,591	5,06	49,622	2,30	22,555
80	784,532	13,23	129,742	12,90	126,506	12,16	119,249	10,66	104,539	8,60	84,337	5,61	55,015	2,47	24,222
85	833,565	13,34	130,821	13,01	127,585	12,28	120,426	10,86	106,500	8,87	86,985	6,08	59,624	2,80	27,459
90	882,599	13,44	131,801	13,12	128,663	12,43	121,897	11,06	108,462	9,10	89,241	6,51	63,841	3,32	32,558
95	931,632	13,53	132,684	13,23	129,742	12,55	123,073	11,23	110,129	9,33	91,496	6,87	67,372	4,02	39,423
100	980,665	13,62	133,567	13,33	130,723	12,67	124,250	11,41	111,894	9,54	93,555	7,21	70,706	4,70	46,091
105	1029,698	13,72	134,547	13,43	131,703	12,78	125,329	11,57	113,463	9,74	95,517	7,52	73,746	5,27	51,681
110	1078,732	13,81	135,430	13,53	132,684	12,90	126,506	11,72	114,934	9,93	97,380	7,82	76,688	5,72	56,094
115	1127,765	13,89	136,214	13,63	133,665	13,01	127,585	11,87	116,405	10,11	99,145	8,08	79,238	6,10	59,821
120	1176,798	13,97	136,999	13,72	134,547	13,11	128,565	12,01	117,778	10,28	100,812	8,35	81,886	6,44	63,155

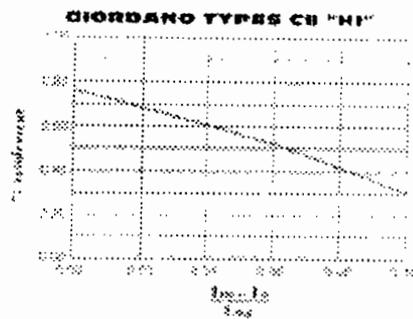
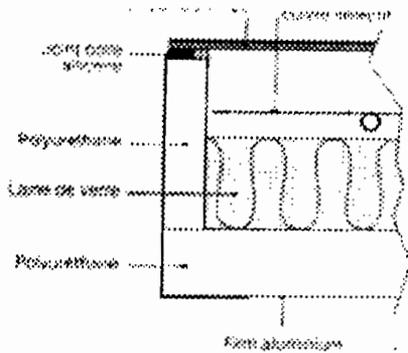
1 at = 1 kgf/cm² = 98066,5 N/m² = 9,80665 N/cm² = 0,980665 bar

1 kgf = 9,80665 N

Remarque: Les valeurs au-dessus de la ligne horizontale se rapportent à la vapeur, celles au-dessous de la ligne au liquide.

Coefficient de conductibilité thermique λ de différents alliages

Alliage	Composition, %	Température		Masse volum. ρ kg/m ³	Conductibilité thermique	
		t	T		λ	
		°C	°K		kcal/mh°K	W/m°K
Acier	0,1 C	0	273,15	7850	51	59,313
		100	373,15		45	52,335
		200	473,15		45	52,335
		300	573,15		40	46,520
		400	673,15		38	44,194
— Bessemer	0,52 C, 0,34 Si	600	873,15	7850	32	37,216
		900	1173,15		29	33,727
		20	293,15		43	50,009
		20	293,15		40	46,520
		20	293,15		34,6	40,240
Acier au chrome	0,8 Cr, 0,2 C	100	373,15	~7850	34	39,542
		200	473,15		32	37,216
		400	673,15		27	31,401
		600	873,15		23	26,749
	5 Cr, 0,5 Mn, 0,1 C	20	293,15	8100...9000	32	37,216
		100	373,15		31,5	31,635
		200	473,15		31	31,053
		500	773,15		29	33,727
	15 Cr, 0,1 C	20	293,15	8100...9000	22	25,586
		500	773,15		22	25,586
	14 Cr, 0,3 C	20	293,15	8100...9000	21	24,423
		100	373,15		21,5	25,005
		200	473,15		22	25,586
		500	773,15		22	25,586
	16 Cr, 0,9 C	100	373,15	8100...9000	20,5	23,842
		200	473,15		20	23,260
		800	1073,15		20	23,260
	26 Cr, 0,1 C	20	293,15	8100...9000	17	19,771
		100	373,15		18	20,934
		500	773,15		21	24,423
— au chrome-nickel	Cr ... Ni	20	293,15	7900	12	13,956
		200	473,15		15	17,445
		500	773,15		18	20,934
	15 Cr, 13 Ni, 2 W, 0,5 C	20	293,15	—	10	11,630
		200	473,15		10	11,630
		300	573,15		10,5	12,212
		500	773,15		11	12,793
		800	1073,15		14	16,282
	10 Cr, 34 Ni	20	293,15	—	10,5	12,212
		100	373,15		11,5	13,375
		200	473,15		13	15,119
		300	573,15		14	16,282
500		773,15	16,5		19,190	
15 Cr, 27 Ni, 3 W, 0,5 C	20	293,15	—	9,7	11,281	
	100	373,15		11	12,793	
	200	473,15		12	13,956	
	300	573,15		13	15,119	
	500	773,15		16	18,608	
	600	873,15		16	18,608	
0,8 Cr, 3,5 Ni, 0,4 C	20	293,15	8100...8700	30	34,890	
	100	373,15		31	36,053	
	200	473,15		32	37,216	
	400	673,15		32	37,216	
	600	873,15		27	31,401	
	700	973,15		27	31,401	
17...19 Cr, 8 Ni, 0,1...2 C	20	293,15	8100...9000	12,5	14,538	
	100	373,15		13,5	15,701	
	200	473,15		14,5	16,864	
	300	573,15		16	18,608	
	500	773,15		18	20,934	
	600	873,15		18	20,934	
Acier au cobalt	5...10 Co	20	293,15	~7800	35	40,705



Coffre

Enveloppe métallique en acier galvanisé et prélaquée assurant une parfaite tenue à la corrosion extérieure.

Verre

Verre trempé de 4 mm d'épaisseur, à haut coefficient de transmission.

Le verre est fixé sur le bac par un joint de colle de silicone résistant à la température et aux rayons U.V.

Chaque version "S" et "S-HI" peut être obtenue avec du verre clair ou du verre prismé.

Garantie

Les capteurs C8/8S bénéficient d'une garantie légale de deux ans.



> Les Capteurs sous-vide Cortec 2C

De la haute température

A partir du principe du capteur Cortec, Giordano a développé une nouvelle génération de capteurs solaires sous vide.

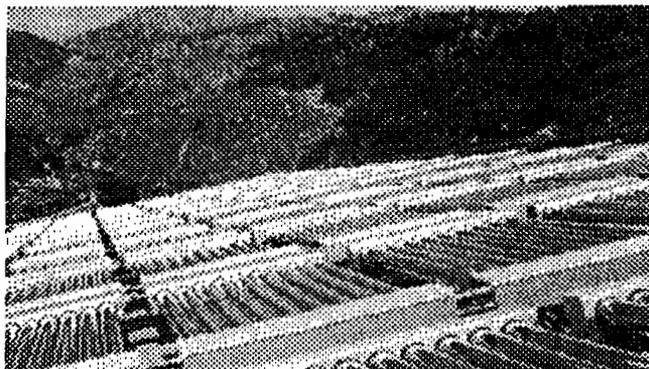
Bénéficiant ainsi d'une expérience de plus de 15 ans, le Cortec 2C allie aujourd'hui fiabilité, résistance et haute performance.

L'énergie solaire arrive très diluée sur la terre : des appareils de haute performance sont nécessaires pour la transformer en énergie utile. Le vide permet de réduire considérablement les pertes thermiques par convection et par conduction et de ce fait confère au capteur des performances exceptionnelles.

La haute température pour des perspectives nouvelles

Le Cortec 2C fonctionne même par temps couvert sous lumière diffuse. Il ouvre de nouveaux débouchés grâce à des performances améliorées par rapport à celles obtenues jusqu'ici dans les pays ensoleillés.

Le Cortec 2C répond aux besoins en eau chaude des marchés des pays du Nord et des régions de montagne mais offre également de nouvelles applications telle que l'eau chaude industrielle, la production de vapeur ainsi que la climatisation. Le Cortec 2C peut également trouver une application pour le chauffage.



Livrés par ensemble de 6 tubes, le Cortec est modulaire. Il est conçu pour tous les types d'installations collectives ou individuelles que ce soit en toiture, en façade ou dans un jardin. Résultant d'une technologie moderne, le Cortec peut être monté en position horizontale ou verticale afin d'améliorer l'intégration architecturale du capteur. Dans ce cas, l'absorbeur est incliné suivant l'angle nécessaire à permettre la meilleure performance.

La haute Température : la performance étudiée

Lors de la construction du capteur Cortec le tube de verre et l'absorbeur sont assemblés par une coupelle hermétique en acier inoxydable, permettant d'accompagner la dilatation du verre et du cuivre en situation de haute température et d'empêcher ainsi les pertes du vide.

L'absorbeur du Cortec 2C qui se trouve dans le vide est revêtu d'un traitement de surface sélectif à base de chrome noir qui permet de rendre les pertes par radiation presque inexistantes :

- Absorption $a = 0,95$
- Emission $e = 0,10$

L'enveloppe du tube en verre Borosilicate donne une très haute résistance aux chocs.

Valeur optique du verre

- Transmission 0,94 à g 0,35 à 2,8 mm

Les tubes Cortec 2C sont réunis en modules de 6 tubes et reliés par des boîtiers de liaison métalliques isolés. Le capteur Cortec 2C est ainsi simple et rapide à installer.

Les performances thermiques ont été testées par plusieurs organismes scientifiques (CSTB en France, ITR en Suisse).

Le capteur solaire Cortec 2C fait partie des capteurs les plus performants.

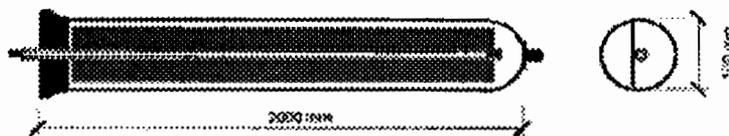


Schéma d'un tube coté et face de capteur Cortec 2C

La haute température : la performance garantie

Le capteur solaire Cortec 2C bénéficie d'une garantie légale de 2 ans.

Dans le cas de certaines applications, la performance du capteur Cortec 2C peut être garantie sur la base d'un contrat de Garantie de Résultats Solaires.

Descriptions techniques

Le verre

Le tube enveloppant l'absorbeur est en verre Borosilicate.

Diamètre : 100 mm

Longueur : 2000 mm

Épaisseur : 2,5 mm

Le vide

10^{-5} Torr

La technique utilisée est celle pratiquée dans la fabrication des tubes électroniques.

L'absorbeur

Il est constitué d'une feuille d'aluminium soudée à un tube de cuivre et comportant un revêtement sélectif Aluminium/Nitride.

Surface utile : 0,188 m²

Le getter

Une pastille de baryum est glissée dans le tube de verre afin de vérifier que le vide est maintenu.

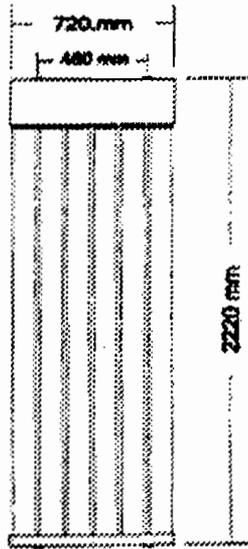
Présentation des modules

Les capteurs Cortec 2C sont livrés en modules de 6 tubes assemblés avec des raccords

hydrauliques série-parallèle et des boîtiers de liaison en acier galvanisé prélaqué isolés avec de la laine de roche.

Les modules peuvent être montés en batteries, créant des surfaces de captation qui s'adapte aux diverses possibilités d'intégration : toiture plane ou inclinée, façade, jardin, etc.

Caractéristiques



Cortec 2C	Module de 6 tubes
Dimensions en mm	2220 x 720 x 120
Surface utile	1,125 m ²
Poids	40 kg
Capacité	1.16 litres
Pression maximale de service	10 bars



COUBE d'état du CO₂

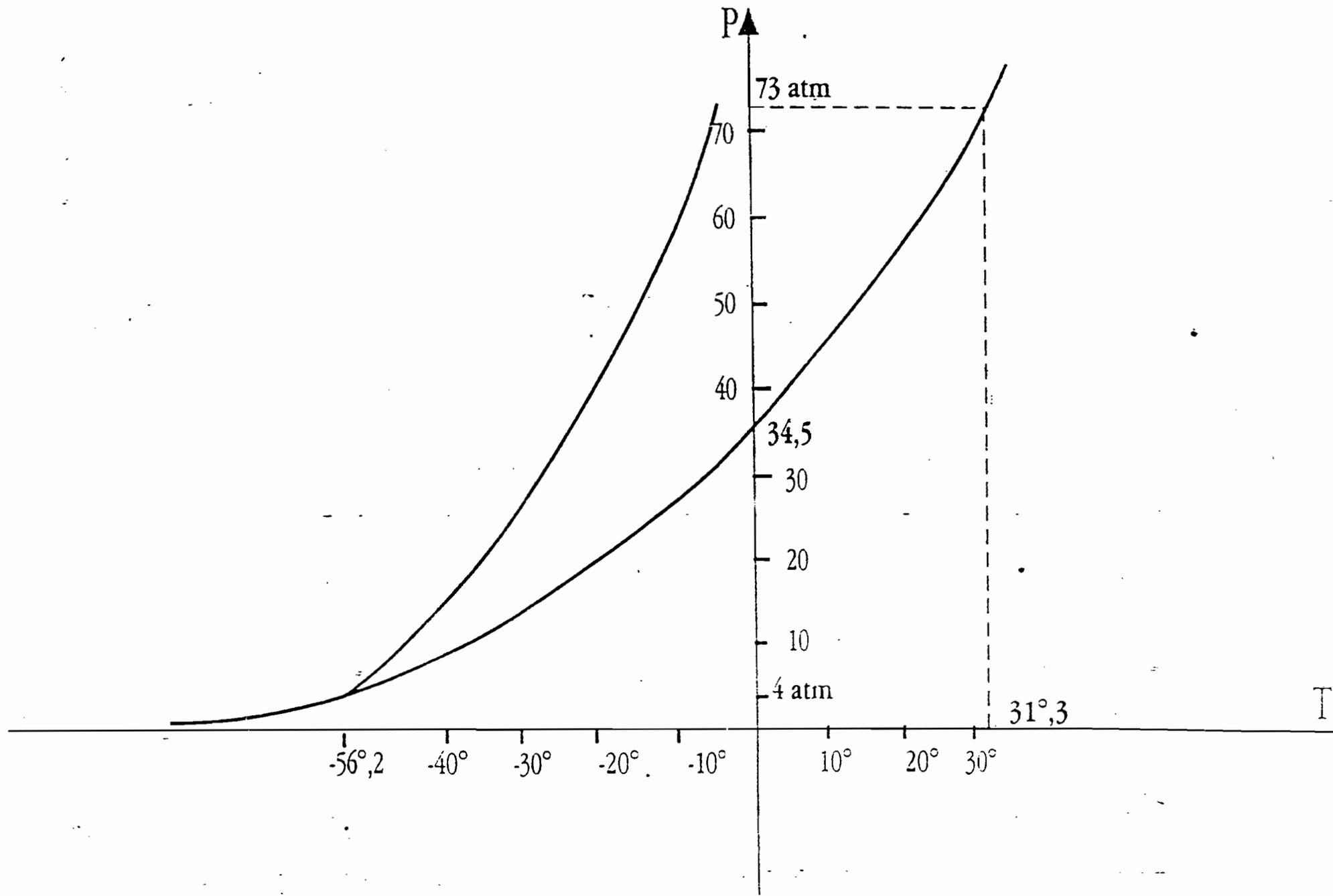


Figure 2