

9/85  
2ex

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : Electrotechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

*SUJET*

*CENTRALE ELECTRO-SOLAIRE*

*DE MOYENNE PUISSANCE*

PROPOSÉ PAR :  
M<sup>R</sup> S.A. DARADJI

ETUDIÉ PAR :  
F. CHAREF  
A. RABEHI

Promotion Janvier 1985



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

**Département : Electrotechnique**

# **PROJET DE FIN D'ETUDES**

*SUJET*

*CENTRALE ELECTRO-SOLAIRE  
DE MOYENNE PUISSANCE*

PROPOSÉ PAR :  
M<sup>r</sup> S.A. DARADJI

ETUDIÉ PAR :  
F. CHAREF  
A. RABEHI

**Promotion Janvier 1985**

## REMERCIEMENTS

Nous remercions vivement notre promoteur, Monsieur S.A. DARADJI pour les précieux conseils qu'il nous a donné.

Que M<sup>re</sup> BELHAMEL, Directeur de la S.E.E.S de BOUZAREAH, ainsi que tout le personnel de cette station, trouvent ici nos sincères remerciements.

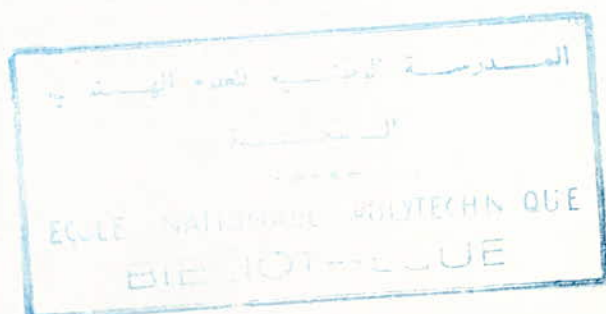
Nos sincères remerciements au capitaine M. DAMOU d'avoir bien voulu nous recevoir à l'ENITA.

Nos remerciements à l'ensemble du personnel de "La maison des livres" et La "L.B.I." de nous avoir aidé dans le tirage, l'impression et l'assemblage du projet.

Que tous ceux qui ont contribué à notre formation trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

A. RABEHI

F. CHAREF



## DEDICACES

A mon père et ma mère

A mes frères et sœurs

A ma femme

A tous mes amis

Je dédie ce modeste travail.

A. RABEHI

A mes parents

A ma famille

A tous mes amis

Je dédie ce modeste travail

F. CHAREF.

العنوان : مركز كهروضوئي متوسط القدرة .  
ملخص :

دراسة نظرية وقياسية لمركز كهروضوئي متوسط القدرة ، مستعملا جهازا لالتقاط الأشعة الشمسية ذو عقد خطي . تحويل الأشعة الشمسية إلى طاقة حرارية يساعد في تحريك توربين بخاري الذي يبرمج مولدا للتيار المتناوب .

Titre : Centrale electro-solaire de moyenne puissance.

Resumé :

Etude théorique et dimensionnelle d'une centrale électro-solaire de moyenne puissance, employant un système de captation du rayonnement solaire à focalisation linéaire. La conversion du rayonnement solaire en énergie thermique permet d'actionner une turbine à vapeur qui entraîne un Alternateur.

Cogeneration solar power plant of an average power.

Summary :

An theoretical and dimensional study of a cogeneration solar power plant of an average power using a collecting system of solar radiation with linear focalization. The conversion of solar radiation into thermic energy allows to activate the steam turbine which carries an alternator.

SOMMAIRE	Pages.
INTRODUCTION	1
PRESENTATION DU SYSTEME	2
CHAP. I. RAYONNEMENT SOLAIRE	
1.1 Rappels d'astronomie	4
1.2 Orientation du capteur	7
1.3 Rayonnement	7
CHAP. II. INTRODUCTION AU TRANSFERT DE CHALEUR.	
2.1 Introduction	11
2.2 La conduction thermique	11
2.3 La convection	13
2.4 Transmission de la chaleur par rayonnement	14
CHAP. III. LES CAPTEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES.	
3.1 Introduction au chapitre	18
3.2 Description générale du capteur	19
3.3 Principe de fonctionnement du capteur	19
3.4 Bilan énergétique du capteur	25
3.2 Rendement du capteur	32
CHAP. IV. CYCLES THERMODYNAMIQUES ET TURBINES	
4.1 Introduction.	36
4.2 Les cycles des installations motrices	37
4.3 Les cycles à vapeur	39
4.4 Rendement global d'une turbine	46

4.5	Consommation spécifique de vapeur	48
4.6	Conclusion.	48
CHAP. V. CHOIX DES FLUIDES DE TRAVAIL		
5.1	Introduction	50
5.2	Choix du fluide caloporteur.	50
5.3	Choix du fluide moteur	54
5.4	Conclusion.	57
CHAP. VI. ECHANGEURS DE CHALEUR.		
6.1	Introduction	58
6.2	Calcul des échangeurs	61
6.3	Les condenseurs	67
6.4	Installation génératrice de vapeur	71
CHAP. VII. SYSTEME DE STOCKAGE		
7.1	Introduction	74
7.2	Temps de stockage envisagés dans les centrales	74
7.3	Différents types de stockage d'énergie	75
7.4	Conclusion	77
CHAP VIII CALCULS ET RESULTATS		
8.1	Méthode de calcul	78
8.2	Bilan énergétique global de la centrale.	78
8.3	Détermination des débits et des caractéristiques des fluides	
8.4	Exemples de calculs	86
8.5	Exploitation des résultats.	92
CONCLUSION		



## INTRODUCTION

Aujourd'hui, l'homme a pris conscience de l'augmentation des dangers de pollution et des prix des combustibles conventionnels, d'autant plus qu'il est certain que ces produits deviendront rares.

La demande grandissante en électricité est la meilleure illustration des besoins énergétiques mondial. En raison de ses innombrables applications, tant industrielles que domestiques, elle est la forme d'énergie la plus utilisée dans le monde.

Il devient intéressant de développer les systèmes d'énergie solaire afin qu'ils puissent en partie répondre aux demandes énergétiques mondiales.

Chaque seconde le soleil perd 4,5 millions de tonnes de sa substance transformées en rayonnement. La terre n'intercepte qu'un demi-milliardième de l'énergie envoyée par le soleil dans l'espace soit dix mille fois la puissance installée sur toute les formes d'énergie par l'homme sur terre. La totalité des réserves terrestres en combustibles fossiles et nucléaires présent sur terre ne représente même pas le cinquième de ce que le soleil nous envoie.

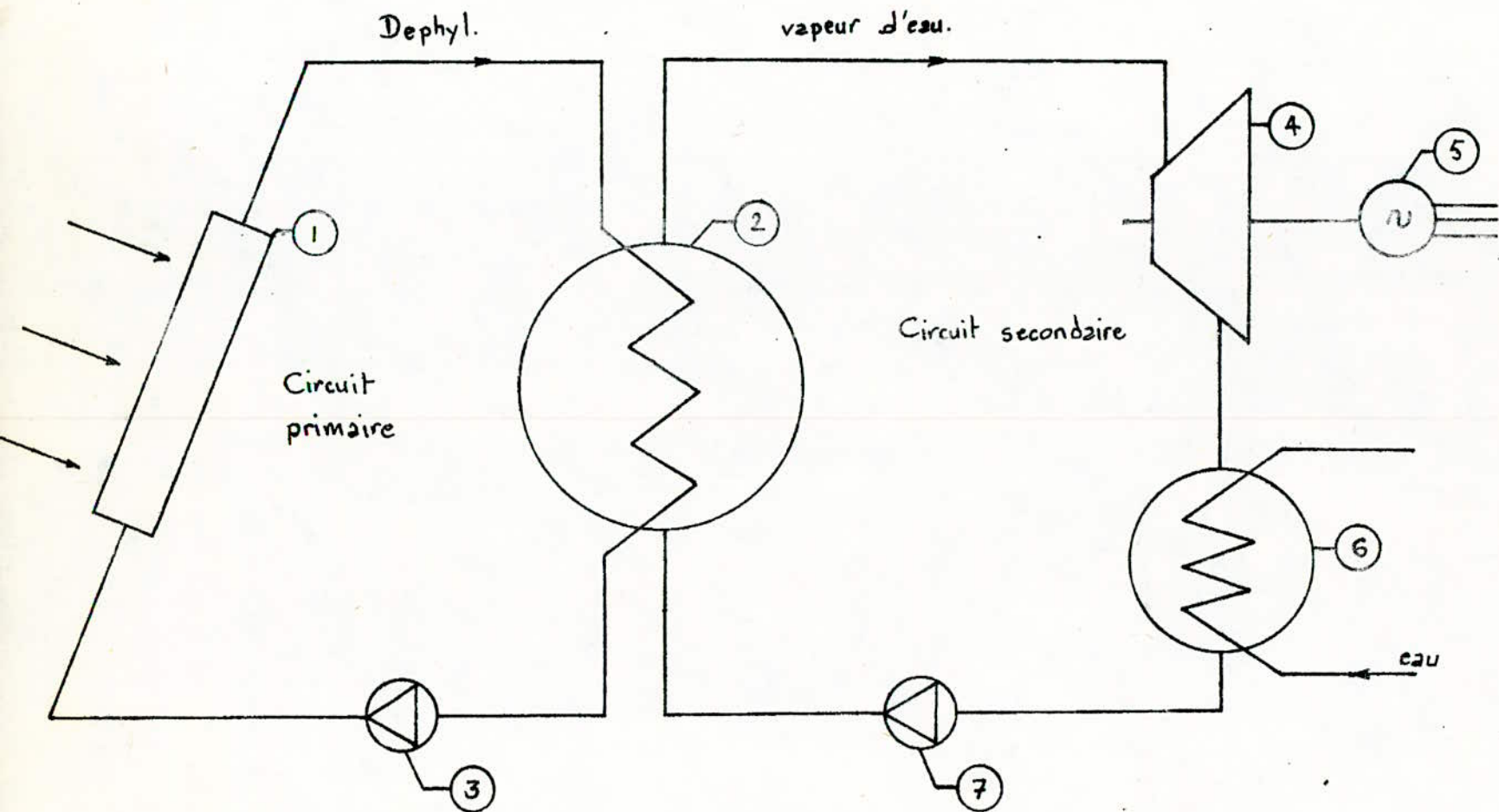
Elle est donc inépuisable, seulement elle nous parvient sous forme dispersée, ce qui exige des surfaces importantes pour pouvoir disposer d'une puissance suffisante. Elle a l'avantage d'être non polluante, et applicable à différents usages à grande échelle ou individuelles.

## PRESENTATION DU SYSTEME

Il s'agit d'une installation de production d'électricité solaire de moyenne puissance à deux circuits.

Le circuit primaire comprend un ensemble de concentrateurs linéaires -1- du type cylindro-parabolique qui captent le rayonnement solaire. L'énergie solaire sert à chauffer une huile synthétique très stable. La circulation du fluide caloporteur (huile) est assurée par des pompes -3-.

Le passage de la chaleur du circuit primaire au circuit secondaire se fait par l'intermédiaire d'un générateur de vapeur -2- qui appartient au même degré à chacun des deux circuits. Dans cette installation, le fluide caloporteur cède une partie de son énergie thermique au fluide moteur (eau) qui s'évapore. La vapeur se détend alors dans un moteur thermodynamique -4- qui convertit la puissance de détente du fluide moteur en puissance mécanique de rotation. En se détendant dans la turbine, le flux de vapeur acquiert une énergie cinétique importante qui se transforme dans l'aube mobile de la turbine en énergie cinétique de rotation, laquelle à son tour est transformée en énergie électrique grâce à l'alternateur -5- entraîné par la turbine. La vapeur détendue est amenée au condenseur -6- où elle cède de la chaleur au fluide réfrigérant (eau). L'eau provenant de la condensation de la vapeur est ramené, au moyen d'une pompe -7- qui rétablit les chutes de pression, au générateur de vapeur, décrivent ainsi un cycle fermé.



1. Schema de principe d'une centrale electrosolaire de moyenne puissance.

- 1- capteurs cylindro-paraboliques . 2- generateur de vapeur. 3- pompe principale de circulation. 4- turbine à vapeur.  
5- Alternateur . 6- Condenseur . 7- pompe d'extraction et de circulation.

## CHAPITRE I

### RAYONNEMENT SOLAIRE

#### 1.1 Rappels d'astronomie:

##### 1.1.1 Généralités:

La terre est presque sphérique, elle parcourt une ellipse de faible excentricité contenue dans un plan passant par le soleil, dont la durée de révolution définit l'année sidérale de 365 jours  $\frac{1}{4}$ .

La terre, ponctuelle à l'échelle du système solaire, est elle-même animée d'une rotation propre autour d'un axe polaire dont la direction n'est que peu variable par rapport au plan de l'écliptique.

##### 1.1.2 Déclinaison du soleil.

La déclinaison angulaire du soleil est définie par l'angle que fait l'axe de rotation de la terre avec la normale au plan de l'écliptique. Elle est donnée par la formule approximative.

$$\delta = 23,45 \sin \left( 360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) \quad (1.1)$$

où  $\delta$  est exprimée en degré.

$n$  : nombre de jours comptés à partir du 1<sup>er</sup> janvier.

\* aux équinoxes (21 mars et 23 septembre) correspond une déclinaison nulle  $\delta = 0$ .

\* Aux solstices d'été et d'hiver (22 juin, 22 décembre) correspond une inclinaison extrême, soit respectivement  $+23^{\circ}27'$  et  $-23^{\circ}27'$ .

##### 1.1.3 Angle horaire AH.

L'angle horaire est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe polaire. Il est donc directement lié au temps solaire vrai.

Par convention l'angle horaire AH est nul lorsque le soleil passe au plan méridien du lieu, il est alors midi vrai.

donc : à 6 heures du temps solaire vrai ,  $AH = -90^\circ$

et à 18 heures du temps solaire vrai  $AH = +90^\circ$

#### 1.1.4 Hauteur angulaire du soleil h.

La hauteur du soleil au dessus de l'horizon est donnée par la formule

$$\sin h = \cos Z = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos AH \cos \delta \quad (1.2)$$

$h$  : altitude ou hauteur du soleil en degré.

$Z$  : distance zénithale en degré

$\varphi$  : latitude du lieu en degré.

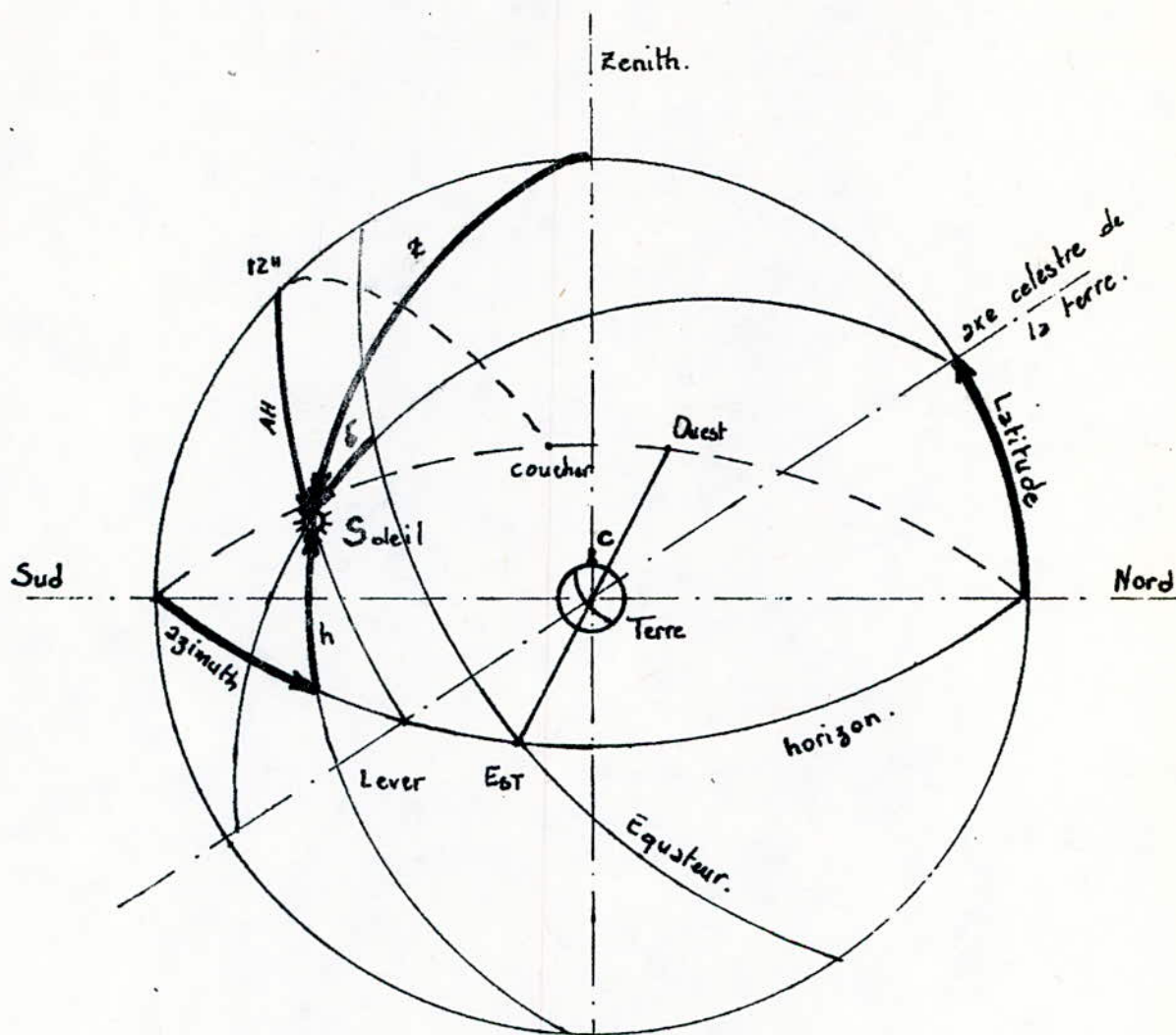
$\delta$  : déclinaison solaire en degré

AH : Angle horaire du soleil degré.

#### 1.1.5 Azimuth du soleil $\alpha$ :

L'azimuth du soleil est l'angle que fait le plan vertical passant par le centre du soleil avec le plan méridien du lieu. Il est donné par la formule.

$$\sin \alpha = \frac{\cos \delta \cdot \sin AH}{\cos h} \quad (1.3)$$



1. Sphere celestre et les coordonnés du soleil relatives à un observateur place au point C

AH: angle horaire

$\delta$ : declinaison du soleil.

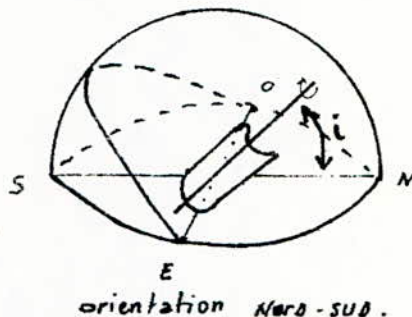
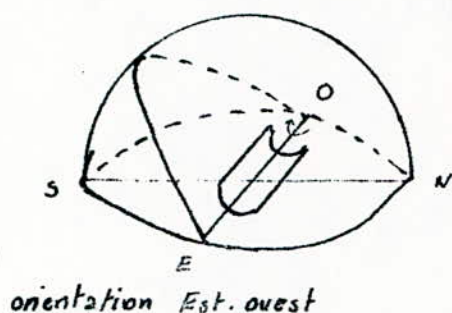
h: hauteur angulaire du soleil

Z: distance zenithale.

$\varphi$ : Latitude du lieu.

z: Azimuth du soleil.

## 1.2 Orientzation du capteur:



En tenant compte du mouvement apparent du soleil décrit précédemment, on peut aborder le problème de la nécessité d'orientation du capteur. Pour les capteurs cylindro-paraboliques, deux cas peuvent se présenter.

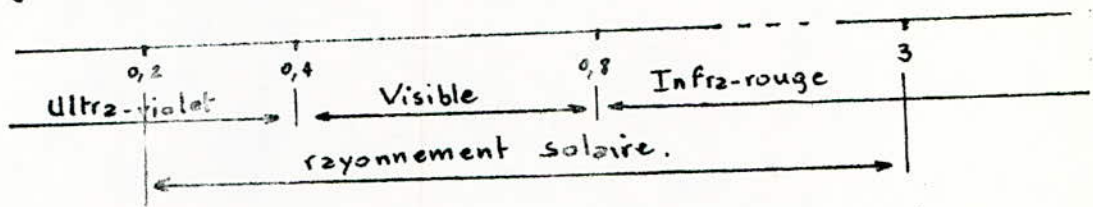
\* Orientzation Nord-Sud: Dans ce cas, il est préférable d'incliner le capteur d'un angle  $i$  de manière à ce qu'il soit normal aux rayons solaires, tel que  $i = \delta$ . Cette orientation nécessite une poursuite du soleil par la rotation du capteur autour de son axe d'un angle de  $15^\circ$  par heure.

\* Orientzation Est-Ouest: Cette orientation ne nécessite pas de poursuite journalière du soleil. Il suffit de faire tourner le capteur autour de son axe d'un angle d'environ  $1^\circ$  tous les 4 jours, de manière à ce qu'il soit normal aux rayons solaires lorsque celui-ci se trouve au midi vrai donc quand l'angle horaire est nul.

## 1.3 Rayonnement.

### 1.3.1. Generalités.

Le soleil émet un rayonnement dans une gamme de longueur d'onde entre  $0,2$  et  $3 \mu\text{m}$ . Énergétiquement ce rayonnement est composé de 3% d'ultra-violet, 42% de visible et 55% d'infrarouge. Le rayonnement ultra-violet est compris entre  $0,2 \mu\text{m}$  et  $0,4 \mu\text{m}$ , le visible entre  $0,4 \mu\text{m}$  et  $0,8 \mu\text{m}$  et l'infrarouge entre  $0,8 \mu\text{m}$  et  $3 \mu\text{m}$ .



### 1.3.2 Constante solaire.

La constante solaire est la quantité d'énergie rayonnante supposée intégralement transformée en chaleur, que le soleil envoie par minute à travers une surface de  $1 \text{m}^2$  normale aux rayons solaires, située en dehors de l'atmosphère terrestre à une distance du soleil égale à la distance moyenne de la terre au soleil. La valeur moyenne admise est de  $1,395 \text{ kW/m}^2$ .

### 1.3.3 Absorption du rayonnement solaire.

Le rayonnement solaire, en traversant la couche atmosphérique, est absorbé sélectivement suivant sa longueur d'onde.

Les bandes d'absorption correspondantes aux différents gaz constituant l'atmosphère sont :

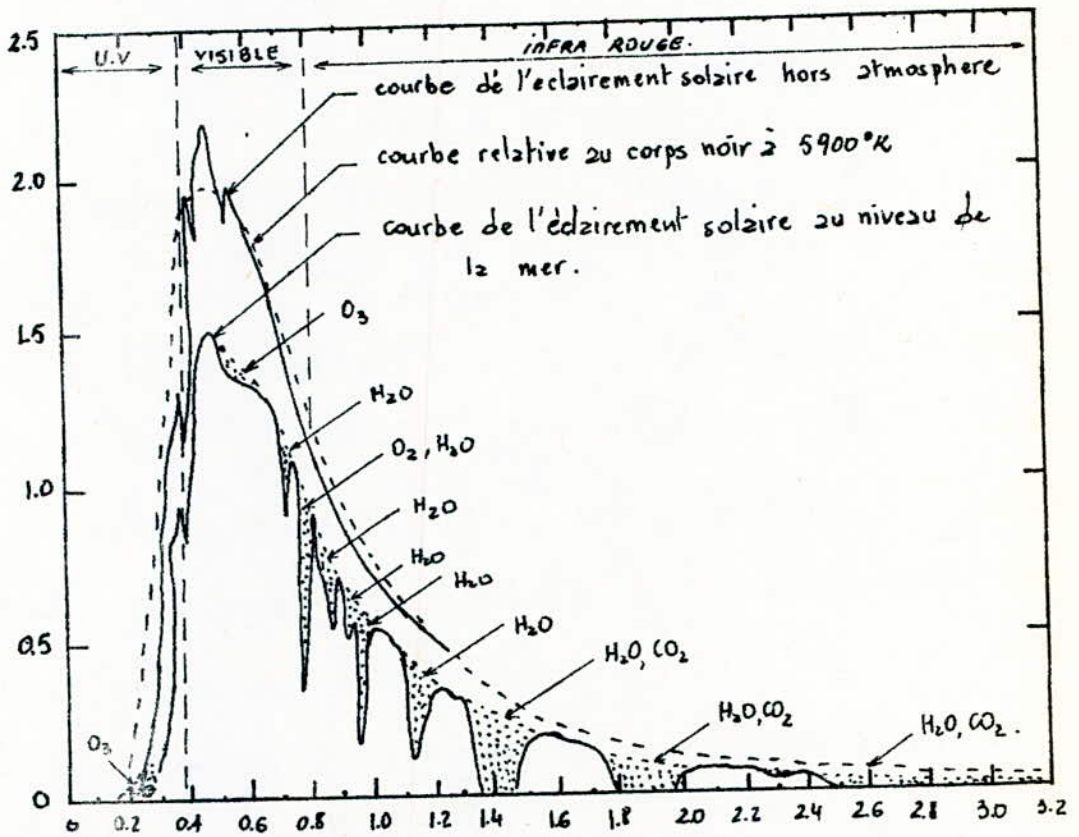
- \* L'ozone -  $\text{O}_3$  - absorbe dans l'ultra violet surtout en  $0,3$  et  $0,5 \mu\text{m}$ .
- \* Le dioxyde de carbone -  $\text{CO}_2$  - provoque de faibles bandes



d'absorptions centrées sur  $1,4 \mu\text{m}$ ,  $1,9 \mu\text{m}$  et  $2,75 \mu\text{m}$ .

\* L'oxygène -  $\text{O}_2$  - absorbe faiblement dans le proche infra-rouge autour de  $0,7 \mu\text{m}$ .

\* La vapeur d'eau absorbe surtout l'infra-rouge autour de  $0,8 \mu\text{m}$ ,  $1 \mu\text{m}$ ,  $1,4 \mu\text{m}$ ,  $1,9 \mu\text{m}$  et  $2,6 \mu\text{m}$ .



1.1. Spectre solaire hors atmosphère et au niveau du sol.

### 1.3.4 Rayonnements direct, diffus et global.

À la traversée de l'atmosphère terrestre, le rayonnement solaire se décompose en trois parties.

\* Une partie est absorbée par les gaz de l'atmosphère. Cette énergie est transformée soit en chaleur, soit en énergie cinétique,

du bien entretient une modification physique ou chimique des masses atmosphériques traversées.

\* Une partie est diffusée par les molécules et les particules de l'atmosphère et qui constitue le rayonnement diffus.

\* Une partie du rayonnement parvient directement à la surface de la terre. elle constitue le rayonnement direct.

• Le rayonnement global est composé du rayonnement direct et du rayonnement diffus.

### 1.3.5 Appareils de mesure.

\* **Pyrhéliomètre** : C'est un appareil qui permet de mesurer le rayonnement direct, cet instrument comporte une ouverture réduite et une surface réceptrice maintenue normale aux rayons du soleil. Pour un enregistrement continu, il est placé sur des montures équatoriales.

\* **Pyranomètre** : Cet appareil mesure le rayonnement global provenant de tout l'hémisphère céleste. Le récepteur de cet instrument est en général un thermocouple adapté à cet usage qui mesure un spectre de longueur d'onde qui se situe entre  $0,3\mu\text{m}$  et  $3\mu\text{m}$ .

\* **Héliographe** : C'est un appareil qui mesure la durée de l'ensoleillement. Il est constitué d'une sphère en verre qui concentre le rayonnement solaire sur une bande de papier, sous l'effet de la chaleur, le papier brunit et on obtient une ligne dont la longueur indique la durée d'insolation.

## CHAPITRE II

### INTRODUCTION AU TRANSFERT DE CHALEUR

#### 2.1 Introduction:

La théorie de la transmission de la chaleur est la science qui étudie la façon dont la chaleur se propage depuis des corps chauds vers d'autres corps froids. Il y a échange de chaleur jusqu'à ce que leurs températures s'égalisent.

La transmission de la chaleur, donc les échanges de chaleur, peut prendre trois formes fondamentales différentes : La conduction thermique, la convection thermique et le rayonnement thermique.

#### 2.2 La conduction thermique:

Elle consiste dans le fait que la chaleur soit transmise directement entre les particules en contact d'un corps.

Elle est due au mouvement thermique des molécules et des atomes de la matière et au mouvement des électrons libres dans les métaux, sans déplacement appréciable de la matière.

##### 2.2.1 Loi de Fourier:

Fourier énonça en 1822 la loi de la transmission de la chaleur par conduction qui est exprimée par la formule

$$\text{suivante : } Q = d A z \frac{\theta_1 - \theta_2}{\delta} \quad (2.1)$$

avec :

$\lambda$  : conductivité thermique [ $\text{kcal} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{h}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ]

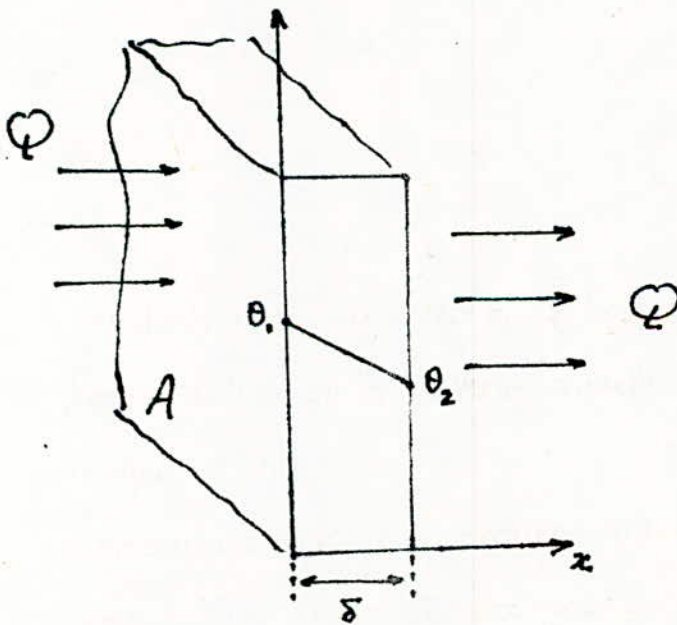
$A$  : Aire de la section à travers laquelle la chaleur se propage [ $\text{m}^2$ ]

$t$  : temps [h]

$\delta$  : épaisseur de matière parcourue par la chaleur [m]

$\theta_1$  : température de la surface par laquelle la chaleur entre dans le corps [ $^\circ\text{C}$ ]

$\theta_2$  : température de la surface par laquelle la chaleur sort du corps [ $^\circ\text{C}$ ]



2.1 Schema explicatif de la transmission de la chaleur par conduction.

de l'expression (2.1) on tire:

$$\lambda = \frac{Q \delta}{A t (\theta_1 - \theta_2)} \quad (2.2)$$

Cette expression montre que le coefficient de conduction

thermique indique le nombre de kilocalories traversant un cube unitaire (1m de côté) lorsqu'il existe une différence de température de 1°C entre les deux faces.

La relation de Fourier prend la forme suivante quand on considère une couche infiniment mince perpendiculaire au flux de chaleur.

$$Q = - d A \epsilon \frac{d\theta}{dx} \quad (2.3)$$

où  $d\theta/dx$  est le gradient de température dans le sens de l'épaisseur de la paroi.

### 2.3 La convection:

Elle consiste dans le fait que la chaleur passe d'un point à un autre de l'espace grâce à des particules mobiles des substances liquides ou gazeuses, au cours des déplacements relatifs de ces particules. Elle s'accompagne toujours d'une transmission par conduction.

L'échange de chaleur par convection est très complexe, il dépend de la nature des propriétés physiques du fluide, du régime et de la vitesse d'écoulement, de la forme, des dimensions et de l'état de surface des parois et des températures du fluide et de la paroi.

Les calculs pratiques reposent sur la formule de Newton exprimée par:

$$Q = h_c A \epsilon \Delta\theta \quad (2.4)$$

$h_c$  : le coefficient d'échange par convection [ $\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{°C}^{-1}$ ]  
 $\Delta\theta$  : différence de température entre le fluide et la paroi [ $\text{°C}$ ]

On peut établir l'équation différentielle de la transmission de chaleur par convection pour une couche élémentaire partant des formules de Newton et de Fourier.

de la relation de Fourier on a :

$$dQ = -\lambda \, dA \, \frac{d\theta}{dx} \quad (2.5)$$

où  $d\theta/dx$  est le gradient de température suivant la normale à la surface.

de la relation de Newton on a :

$$dQ = h_c \, \Delta\theta \, dA \quad (2.6)$$

En régime permanent, les relations (2.5) et (2.6) sont identiques. On a ainsi :

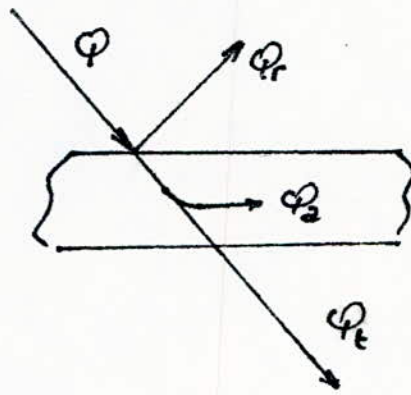
$$h_c = -\frac{\lambda}{\Delta\theta} \frac{d\theta}{dx} \quad (2.7)$$

#### 2.4. Transmission de chaleur par rayonnement :

Elle consiste dans le fait que la chaleur soit transportée d'un corps à un autre par des ondes électromagnétiques à travers un milieu intermédiaire transparent pour le rayonnement thermique.

Elle résulte de phénomènes complexes intérieurs aux atomes. Lorsqu'on chauffe un corps, une partie de l'énergie thermique est inévitablement transformée

en énergie rayonnante. Cette énergie dépend de la température du corps.



## 2.2 Bilan énergétique de l'énergie rayonnée au contact d'un corps.

Lorsque les radiations thermiques ( $\Phi$ ) tombent sur un corps, leur énergie est: en partie absorbée par le corps ( $\Phi_a$ ), en partie réfléchie ( $\Phi_r$ ) et le reste le traverse ( $\Phi_t$ ). On peut écrire alors:

$$\Phi = \Phi_a + \Phi_r + \Phi_t \quad (2.8)$$

en divisant par  $\Phi$ , on obtient:

$$1 = \frac{\Phi_a}{\Phi} + \frac{\Phi_r}{\Phi} + \frac{\Phi_t}{\Phi}$$

On désigne par:

$$\alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi} : \text{l'absorptivité du corps.}$$

$$\rho = \frac{\Phi_r}{\Phi} : \text{la réflexivité du corps.}$$

$$\tau = \frac{\Phi_t}{\Phi} : \text{la transmissivité du corps.}$$

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

Remarque:

$\alpha = 1$  pour un corps noir

$\rho = 1$  pour un miroir parfait ou un corps absolument blanc.

$\tau = 1$  pour un corps parfaitement transparent

### 2.4.1 Loi de Stefan-Boltzmann:

Cette loi quantifie l'émittance totale du rayonnement d'un corps noir à une température  $T$ .

$$M_0 = \sigma T^4 \quad (2.9)$$

où  $\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann.

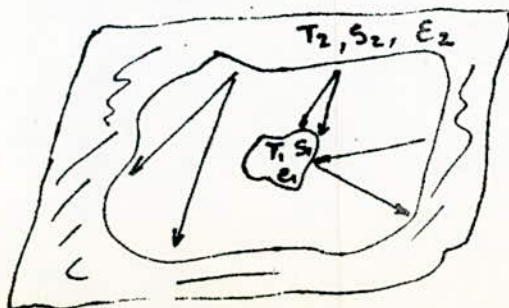
### 2.4.2 Emissivité des corps réel:

L'évolution des propriétés émissives des corps réels se fait par rapport à celle du corps noir placé dans les mêmes conditions que le corps.

On définit ainsi l'émissivité  $\epsilon$  d'un corps comme étant le rapport de l'émittance du corps réel  $M$  et de l'émittance du corps noir  $M_0$  pris dans les mêmes conditions.

soit 
$$\epsilon = \frac{M}{M_0} \quad (2.10)$$

### 2.4.3. facteur de forme de deux surfaces:





On définit le facteur de forme de deux surfaces dont l'une entoure l'autre, ou l'émissivité mutuelle équivalente du système par:

$$F = \left[ \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (2.11)$$

$S_1$  : surface interne du système [ $m^2$ ]

$\epsilon_1$  : émissivité de la surface interne.

$S_2$  : Aire de la surface externe du système [ $m^2$ ]

$\epsilon_2$  : émissivité de la surface externe.

## CHAPITRE III

### LES CAPTEURS CYLINDROPARABOLIQUES

#### 3.1. Introduction au chapitre:

Il existe deux grandes familles de capteurs solaires utilisés dans la filière thermodynamique.

Les capteurs thermiques à basses températures, dans lesquels on utilise un fluide caloporteur, qui assure le transfert de l'énergie obtenue par son échauffement direct par rayonnement solaire. Cette captation est réalisée au moyen de panneaux plans réceptifs appelés insolateurs.

Les capteurs thermodynamiques à moyenne et haute température, dans lesquels le rayonnement solaire est concentré sur une surface pour porter un fluide à une haute température.

Dans notre cas il s'agit de faire fonctionner une turbine analogue à celle utilisée dans les centrales thermiques classiques, afin de produire de l'énergie électrique.

Pour cela, on utilisera un système de concentration à focalisation linéaire appelé cylindroparabolique.

Dans cette étude, on considère les hypothèses suivantes:

- \* La surface réfléchissante est continue et parfaitement parabolique.
- \* La réflexivité est constante sur toute la surface réfléchissante.

### 3.2. Description générale du capteur:

C'est un appareil qui comporte une surface réfléchissante destinée à concentrer le rayonnement sur un absorbeur linéaire qui transforme l'énergie solaire en énergie calorifique utilisable par l'intermédiaire du fluide caloporteur.

Le dispositif capte uniquement le rayonnement direct du soleil.

Il existe trois types de capteurs cylindro-paraboliques

- \* Les concentrateurs dont l'absorbeur reçoit les radiations concentrées sur sa partie avant (face au soleil).
- \* Les concentrateurs dont l'absorbeur reçoit les radiations concentrées sur sa partie arrière (face au miroir).
- \* Les concentrateurs mixtes où l'absorbeur reçoit les radiations concentrées sur ses deux côtés (cas étudié ici).

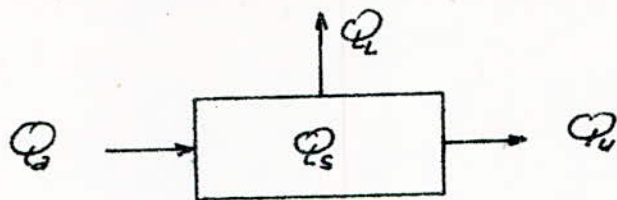
Le concentrateur mixte est constitué d'une surface réfléchissante (fig. 3.1.) de section parabolique, focalisant le rayonnement solaire sur l'absorbeur constitué d'un tube en cuivre peint en noir mat, muni d'une protection en verre en forme de tube.

### 3.3. Principe de fonctionnement du capteur:

La surface absorbante absorbe l'énergie incidente qu'elle transmet au fluide caloporteur par l'intermédiaire de surfaces d'échanges.

Le capteur est alors le siège de déperditions thermiques, car les surfaces chaudes échangent de la chaleur avec l'environ-

nement par rayonnement et convection et par conduction à travers sa masse.



L'équation qui régit un tel fonctionnement est

$$Q_a = Q_u + Q_l + Q_s \quad (3.1)$$

$Q_a$  : la puissance du rayonnement absorbé par unité de surface d'absorbeur [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

$Q_u$  : La puissance utile par unité de surface [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

$Q_l$  : Les pertes thermiques [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

$Q_s$  : Energie interne du capteur ou énergie stagnante, qui caractérise l'inertie thermique du système [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

En régime permanent l'équation (3.1) devient :

$$Q_a = Q_u + Q_l \quad (3.2)$$

Le rayonnement incident dont l'éclairement énergétique est  $E$ , peut subir différentes modifications de direction avant de parvenir à l'absorbeur. L'expression de la puissance du rayonnement absorbé est alors :

$$Q_a = \alpha_a \cdot \tau_v \cdot \rho \cdot E \cdot C \quad (3.3)$$

$E$  : Eclairement énergétique au niveau du capteur [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ].

$\alpha_a$  : Absorptivité des surfaces absorbantes [-]

$\tau_v$  : transmittivité des parois protectrices en verre [-]

$\rho$  : réflectivité des surfaces réfléchissantes [-]

$C$  : concentration géométrique du capteur  $[-]$ .

Le fluide caloporteur assure le transport de la puissance calorifique utilisable, l'énergie véhiculée étant sous forme de chaleur, la puissance utile s'exprime alors par :

$$\dot{Q}_u = q \cdot c (\theta_s - \theta_e) \quad (3.4)$$

$q$  : le débit massique du fluide caloporteur par unité de surface  $[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$ .

$c$  : chaleur spécifique du fluide caloporteur par unité de surface  $[J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}]$ .

$\theta_e, \theta_s$  : températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur  $[^\circ C]$

Les pertes thermiques dépendent de la température moyenne de l'absorbeur et de la température ambiante. Elles sont en général de la forme :

$$\dot{Q}_l = U_p (\theta_m - \theta_a) \quad (3.5)$$

$U_p$  : conductance apparente des pertes à la température  $\theta_m$   $[W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}]$

$\theta_m$  : température moyenne de l'absorbeur  $[^\circ C]$ .

$\theta_a$  : température ambiante  $[^\circ C]$ .

### 3.3.1 Expression de la température moyenne de l'absorbeur :

Il est généralement assez commode d'exprimer la température moyenne de l'absorbeur en fonction des températures entrée sortie du fluide caloporteur et d'un gradient de température  $\Delta \theta$  correspondant au transfert de chaleur entre la surface absorbante et le fluide caloporteur.

La température moyenne d'un capteur évolue entre la moyenne arithmétique des températures entrée sortie et la température de sortie du fluide caloporteur, compte tenu du gradient de température  $\Delta\theta$  de transfert, il est proposé l'expression suivante :

$$\theta_m = \frac{\theta_s + \frac{\theta_s + \theta_e}{2}}{2} + \Delta\theta$$

Soit: 
$$\theta_m = \frac{3\theta_s + \theta_e}{4} + \Delta\theta \quad (3.6)$$

Cette équation implique la connaissance de la valeur du  $\Delta\theta$ , en général inaccessible expérimentalement et reste très faible en moyenne température. Il sera alors adopté pour valeur de  $\theta_m$  la valeur donnée par :

$$\theta_m = \frac{3\theta_s + \theta_e}{4} \quad (3.7)$$

### 3.3.2. Expression de la conductance apparente des pertes :

L'expression qui caractérise la conductance apparente des pertes est généralement assez complexe, elle tient compte de l'effet des pertes par convection et rayonnement avec des milieux dont la température n'est pas égale à la température ambiante. Elle s'écrit sous la forme :

$$U_p = h_r + h_c + h_{ar}$$

avec :

$h_r$  : coefficient d'échange apparent par rayonnement [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$h_c$  : coefficient d'échange apparent par convection [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$h_{ar}$  : coefficient d'échange apparent par conduction [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

Dans notre cas, la valeur du coefficient d'échange apparent par conduction est négligeable, car il n'y a pas de matériaux isolants à l'arrière de l'absorbeur. On exprime alors la conductance apparente des pertes par:

$$U_p = h_r + h_c \quad (3.8)$$

La quantité  $h_r + h_c$  est évaluée en fonction d'autres conductances partielles par la formule:

$$h_r + h_c = \left( \frac{1}{h_{ce} + h_{re}} + \frac{1}{h_{ci} + h_{ri}} \right)^{-1} \quad (3.9)$$



avec:

$h_{ri}$  : conductance interne par rayonnement [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$h_{ci}$  : conductance interne par convection [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$h_{re}$  : conductance externe par rayonnement [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$h_{ce}$  : conductance externe par convection [ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ].

La conductance partielle interne par rayonnement est fonction de la différence de la quatrième puissance de la température de l'absorbeur et du vitrage.

$$h_{ri} = \frac{\epsilon_{av} \sigma (T_m^4 - T_v^4)}{T_m - T_v} \quad (3.10)$$

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$  : constante de Stefan-Boltzman.

$T_m$  : température moyenne de l'absorbeur [ $^{\circ}\text{K}$ ].

$T_v$  : température de la vitre [ $^{\circ}\text{K}$ ].

$$\epsilon_{av} = (\epsilon_a'' + \epsilon_v'' - 1)^{-1} \quad (3.11)$$

$\epsilon_a$  : émissivité de l'absorbeur [-]

$\epsilon_v$  : émissivité de la paroi protectrice en verre [-].

La conductance partielle interne par convection est constante et vaut pour les surfaces absorbantes protégées par effet de serre à moyenne température :

$$h_{ci} = 3,30 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1} \quad (3.12)$$

La conductance externe par rayonnement dépend de la différence de la quatrième puissance des températures du vitrage et ambiante et est défini comme suit :

$$h_{re} = \frac{\epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_a^4)}{T_v - T_a} \quad (3.13)$$

avec :

$T_a$  : température ambiante [ $^{\circ}\text{K}$ ].

La conductance partielle externe par convection dépend essentiellement de la vitesse du vent à la surface du vitrage.

$$h_{ce} = 7,5 + 4 \cdot V \quad \text{si } 0 < V < 4 \text{ m/s} \quad (3.14)$$

$$h_{ce} = 7,3 \cdot V^{0,78} \quad \text{si } 4 \leq V < 40 \text{ m/s} \quad (3.14)'$$

$V$  : vitesse du vent à la surface du vitrage [m/s].

### 3.3.3 Expression de la concentration moyenne du réflecteur :

On définit le facteur de concentration géométrique moyenne



C pour un tel capteur comme le rapport de la surface de captation et la surface de l'absorbeur.

$$C = \frac{\text{Surface de captation}}{\text{Surface de l'absorbeur}}$$

Cette constante caractérise la géométrie générale du capteur. Dans le cas où la surface absorbante est cylindrique et que le rayonnement est concentré sur toute cette surface, l'expression de la concentration est:

$$C = \frac{D - D_e}{\pi D_e} \quad (3.15)$$

avec:

$D$  : diamètre d'ouverture du capteur [m].

$D_e$  : diamètre extérieur de l'absorbeur [m].

### 3.4. Bilan énergétique du capteur:

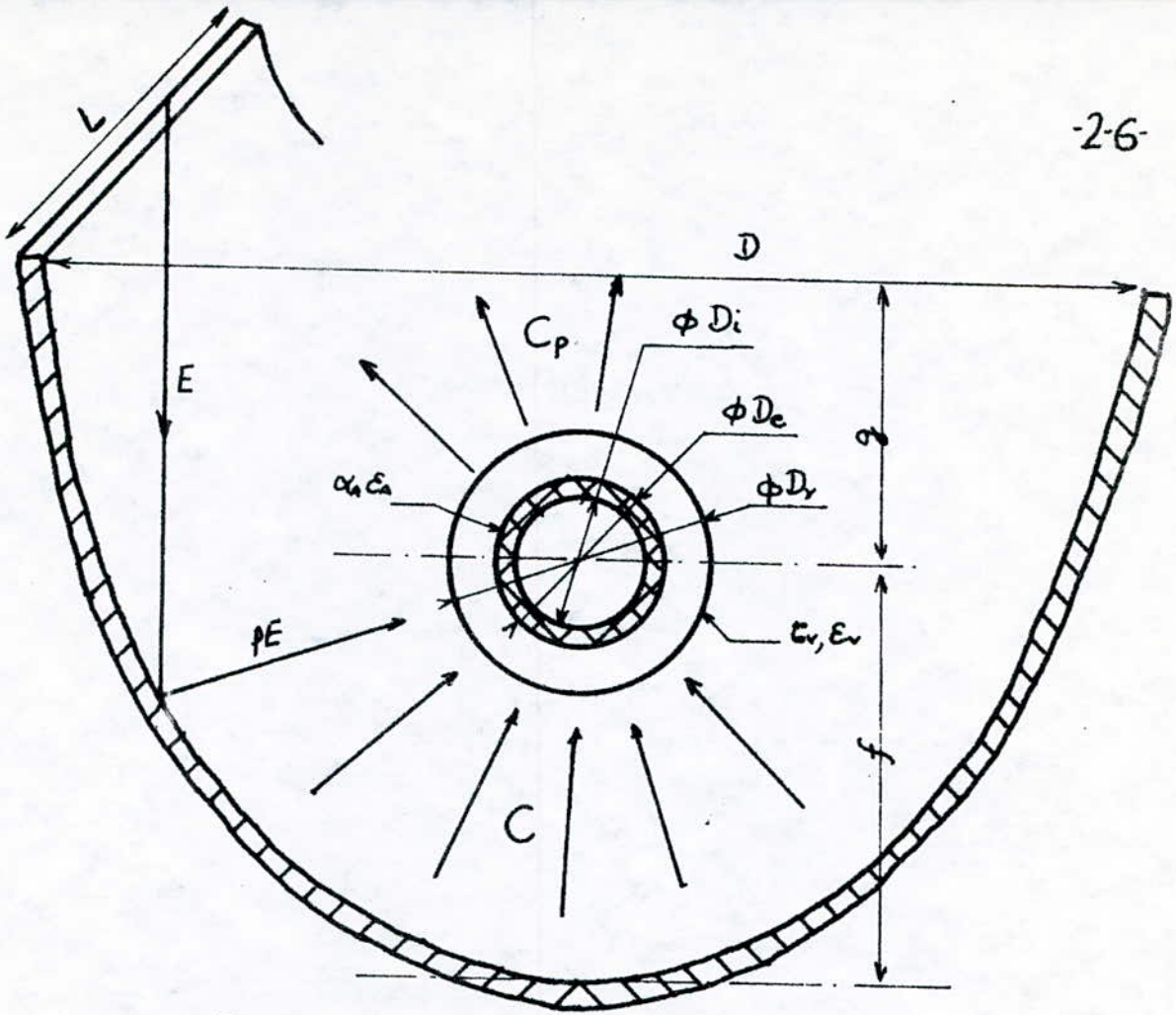
Avant de faire le bilan énergétique global du capteur, on fera un bilan énergétique partiel du flux solaire au niveau de la protection en verre et de l'absorbeur.

Pour définir et quantifier la quantité de chaleur absorbée par chacun d'eux, on suppose que l'absorption du rayonnement solaire incident s'effectue de la manière suivante (fig. 3.2)

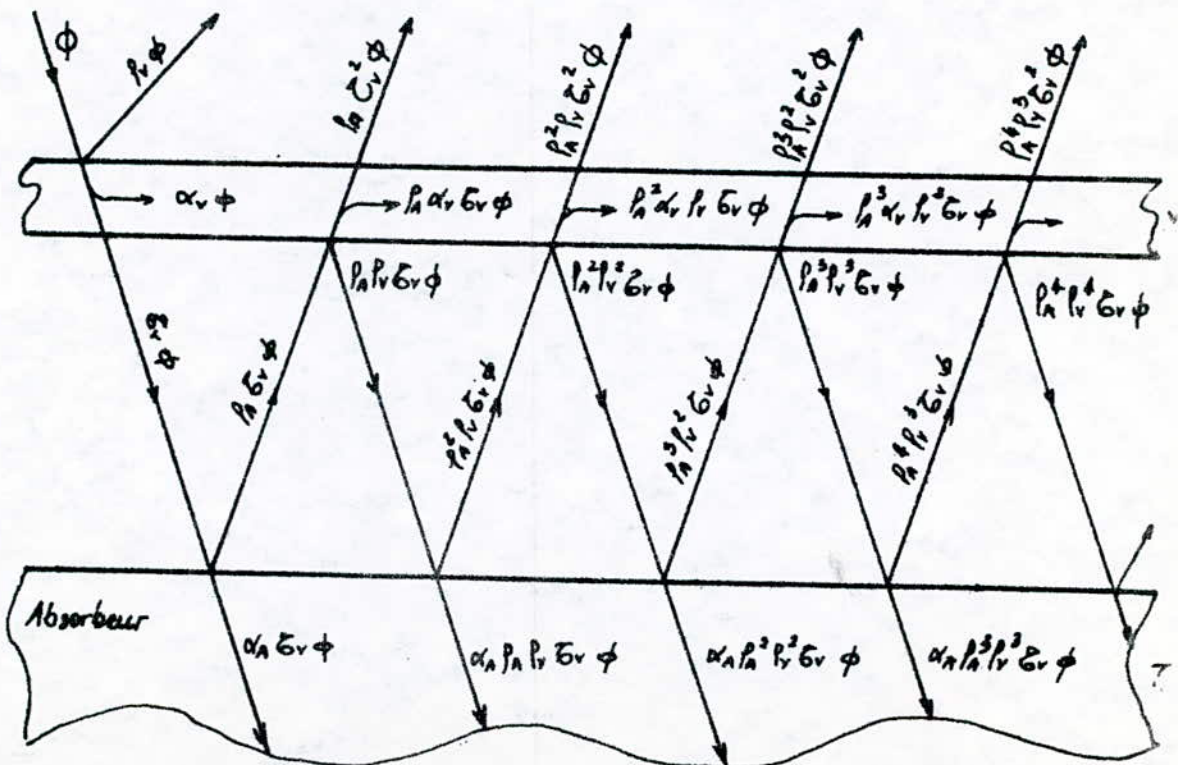
Le bilan énergétique au niveau de la protection en verre et de l'absorbeur fait intervenir huit (8) quantités définies par:

$\Phi$  : flux incident sur la paroi protectrice.

$\Phi_{re}$  : flux réfléchi vers l'extérieur par le verre.



3.1 Principaux paramètres d'un capteur cylindro-parabolique.



3.2 Fractionnement du rayonnement solaire incident

$\phi_{ri}$  : flux réfléchi vers l'intérieur par le verre.

$\phi_{av}$  : flux absorbé par le verre.

$\phi_{re}$  : flux transmis à l'extérieur par le verre.

$\phi_{ri}$  : flux transmis à l'intérieur par le verre.

$\phi_r$  : flux réfléchi par l'absorbeur. (en général négligeable)

$\phi_a$  : flux absorbé par l'absorbeur.

Le bilan étant pour le verre.

$$\phi + \phi_r = \phi_{re} + \phi_{ri} + \phi_{av} + \phi_{ri} - \phi_{re} \quad (3.16)$$

pour l'absorbeur.

$$\phi_{ri} + \phi_{ri} = \phi_a + \phi_r \quad (3.17)$$

des équations (3.16) et (3.17) on tire.

$$\phi = \phi_{re} + \phi_{av} + \phi_{re} + \phi_a \quad (3.18)$$

On remarque que le bilan est entièrement défini par la connaissance de cinq (5) paramètres uniquement.

### 3.4.1 Détermination des différents flux:

$$* \quad \phi = E.C.P \quad (3.19)$$

$$* \quad \phi_{re} = \rho_v \phi \quad (3.20)$$

$$* \quad \phi_{re} = \rho_a \rho_v^2 \phi + \rho_a^2 \rho_v \rho_v^2 \phi + \rho_a^3 \rho_v^2 \rho_v^2 \phi + \dots$$

$$= \rho_a \rho_v^2 \phi [1 + \rho_a \rho_v + \rho_a^2 \rho_v^2 + \dots]$$

$$\phi_{re} = \frac{\rho_a \rho_v^2}{1 - \rho_a \rho_v} \phi \quad (3.21)$$

$\rho_a$  : réflexivité des surfaces absorbantes [-]

$\rho_v$  : réflexivité des parois protectrices en verre [-]

$$* \quad \phi_{av} = \alpha_v \phi + \rho_a \alpha_v \rho_v \phi + \rho_a^2 \alpha_v \rho_v \rho_v \phi + \rho_a^3 \alpha_v \rho_v^2 \rho_v \phi + \dots$$

$$= \alpha_v \phi (1 + \rho_2 \epsilon_v + \rho_2^2 \rho_v \epsilon_v + \rho_2^3 \rho_v^2 \epsilon_v + \dots)$$

$$= \alpha_v \phi [1 + \rho_2 \epsilon_v (1 + \rho_2 \rho_v + \rho_2^2 \rho_v^2 + \dots)]$$

$$\phi_{av} = \alpha_v \left( 1 + \frac{\rho_2 \epsilon_v}{1 - \rho_2 \rho_v} \right) \phi \quad (3.22)$$

avec:

$\alpha_v$ : Absorption des parois protectrices en verre [-].

$$* \phi_2 = \alpha_2 \epsilon_v \phi + \alpha_2 \rho_2 \rho_v \epsilon_v \phi + \alpha_2 \rho_2^2 \rho_v^2 \epsilon_v \phi + \dots$$

$$= \alpha_2 \epsilon_v \phi (1 + \rho_2 \rho_v + \rho_2^2 \rho_v^2 + \dots)$$

$$\phi_2 = \frac{\alpha_2 \epsilon_v}{1 - \rho_2 \rho_v} \phi \quad (3.23)$$

### 3.4.2 Bilan énergétique partiel de la paroi en verre:

On néglige les pertes par convection entre le verre et l'absorbeur.

\* Puissance absorbée par le verre du rayonnement solaire

$$\alpha_v EPC \pi D_v L \left( 1 + \frac{\rho_2 \epsilon_v}{1 - \rho_2 \rho_v} \right)$$

avec:

$D_v$ : diamètre du tube en verre [m].

$L$ : Longueur du capteur [m].

\* Puissance absorbée par le verre dans l'infrarouge émis par l'absorbeur.

$$\alpha_{vi} \sigma F D_e L (T_m^4 - T_v^4)$$

$\alpha_{vi}$ : Absorptivité du verre dans l'infrarouge [-]

$F$ : facteur de forme.

$$F = \left[ \frac{1}{\epsilon_2} + \frac{D_v}{D_e} \left( \frac{1}{\epsilon_v} - 1 \right) \right]^{-1}$$

\* Puissance émise par le verre vers l'extérieur.

$$\sigma \epsilon_v \pi D_v L (T_v^4 - T_a^4)$$

\* Puissance dissipée par l'effet du vent.

$$(9 + 3,8V) \pi D_v L (T_v - T_a)$$

En faisant l'approximation  $D_v = D_e$  on aura.

$$F = \epsilon_{jv} = (\epsilon_a^{-1} + \epsilon_v^{-1} - 1)^{-1}$$

On obtient le bilan énergétique par unité de surface d'absorbeur.

$$\alpha_v EPC \left( 1 + \frac{\rho_2 \epsilon_v}{1 - \rho_2 \rho_v} \right) + \alpha_{vi} \sigma \epsilon_{jv} (T_m^4 - T_v^4) = \sigma \epsilon_v (T_v^4 - T_a^4) + (9 + 3,8V) (T_v - T_a) \quad (3.24).$$

### 3.4.3 Bilan énergétique partiel de l'absorbeur:

\* Puissance absorbée transmise par le verre.

$$\alpha_a \epsilon_v EPC \pi D_e L \frac{1}{1 - \rho_2 \rho_v}$$

\* Puissance absorbée, réfléchiée par le verre dans l'infrarouge.

$$\alpha_a \rho_{vi} \pi D_e L \sigma F (T_m^4 - T_v^4)$$

$\rho_{vi}$ : réflectivité du verre dans l'infrarouge.

\* Puissance émise par l'absorbeur vers le verre.

$$\pi D_e L \sigma F (T_m^4 - T_v^4)$$

\* Puissance transmise au fluide caloporteur.

$$\dot{Q}_v = \pi D_i L.$$

$D_i$ : diamètre intérieur de l'absorbeur.

En ramenant  $D_i$  et  $D_v$  à  $D_e$ , on obtient le bilan énergétique par unité de surface d'absorbeur suivant.

$$\dot{Q}_v = \frac{\alpha_a \epsilon_v EPC}{1 - \rho_2 \rho_v} + (\alpha_a \rho_{vi} - 1) \sigma \epsilon_{jv} (T_m^4 - T_v^4) \quad (3.25)$$

### 3.4.4. Bilan énergétique global:

Avec les valeurs numériques suivantes pour un fonctionnement à la température ambiante de  $20^\circ\text{C}$  et une vitesse du vent de  $1\text{ m/s}$

$$T_a = 293^\circ\text{K} \quad V = 1\text{ m/s}$$

1. Absorbteur tube en cuivre avec peinture noire mate.

$$\alpha_s = 0,95 \quad \beta_s = 0,05 \quad \epsilon_s = 0,95$$

\* Réflecteur plaque d'Aluminium.

$$\rho = 0,85$$

\* Vitrage en verre ordinaire.

$$\epsilon_v = 0,88$$

Bande spectrale	Absorptivité	Réflexivité	transmissivité
$0,5 \leq \lambda \leq 2,5 \mu\text{m}$	$\alpha_v = 0$	$\rho_v = 0,05$	$\epsilon_v = 0,95$
$\lambda > 2,5 \mu\text{m}$	$\alpha_{vi} = 0,65$	$\rho_{vi} = 0,30$	$\epsilon_{vi} = 0,05$

$$\epsilon_{av} = 0,84 \quad E = 800 \text{ W. m}^{-2}$$

L'équation (3.24) devient: (fig. 3.3)

$$3,10 \cdot 10^{-8} T_m^4 - 8,08 \cdot 10^{-8} T_v^4 - 12,8 T_v + 4111,16 = 0 \quad (3.26)$$

L'équation (3.25) devient:

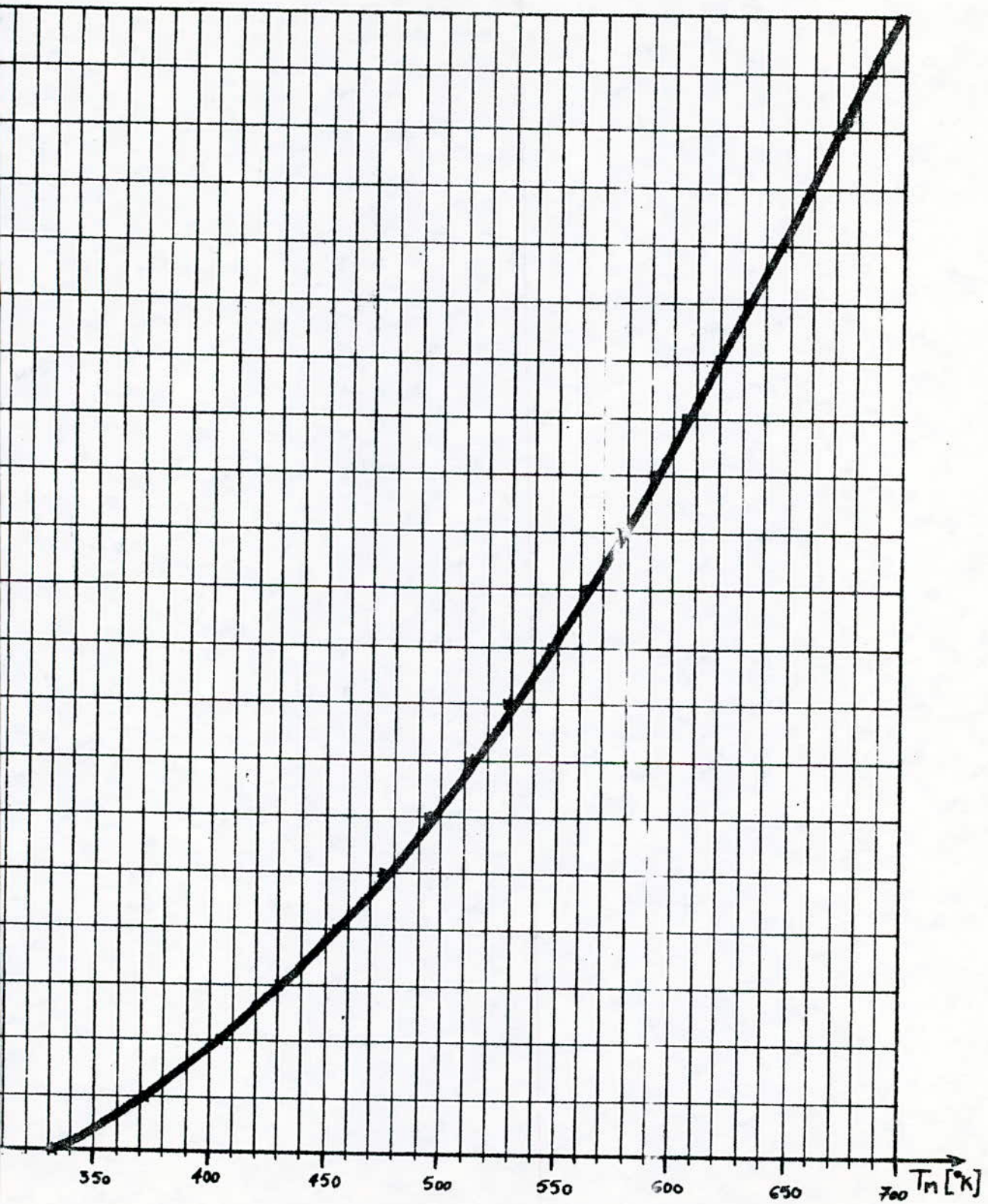
$$Q_u = 615,2 \text{ C} - 3,41 \cdot 10^{-8} (T_m^4 - T_v^4) \quad (3.27)$$

des équations (3.2) (3.3) (3.4) et (3.5) on obtient:

$$E \rho C \alpha_s \epsilon_v = U_p (\theta_m - \theta_a) + q \cdot c (\theta_s - \theta_v) \quad (3.28)$$

L'équation (3.10) devient: (fig. 3.4)

$$h_{ri} = 4,76 \cdot 10^{-8} \frac{T_m^4 - T_v^4}{T_m - T_v}$$



3.3 Evolution de la température d'équilibre du vitrage ( $T_v$ ) en fonction de la température moyenne de l'absorbeur ( $T_m$ )

L'équation (3.13) devient : (Fig. 3.4)

$$h_{re} = 4,99 \cdot 10^{-8} \frac{T_v^4 - 293^4}{T_v - 293}$$

### 3.5 Rendement du capteur :

On définit le rendement global du capteur qui caractérise l'efficacité de celui-ci par :

$$\eta_{cap} = \frac{Q_u}{C.E}$$

$$\eta_{cap} = \rho \alpha_a G_v - \frac{Q_c}{C.E} \quad (3.29)$$

$$\text{Soit } \eta_{cap} = 0,767 - \frac{Q_c}{C.800}$$

Le rendement interne du capteur qui caractérise l'efficacité de l'absorbeur à transmettre de la chaleur au fluide caloporteur.

$$\eta_i = \frac{Q_u}{Q_a} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a}$$

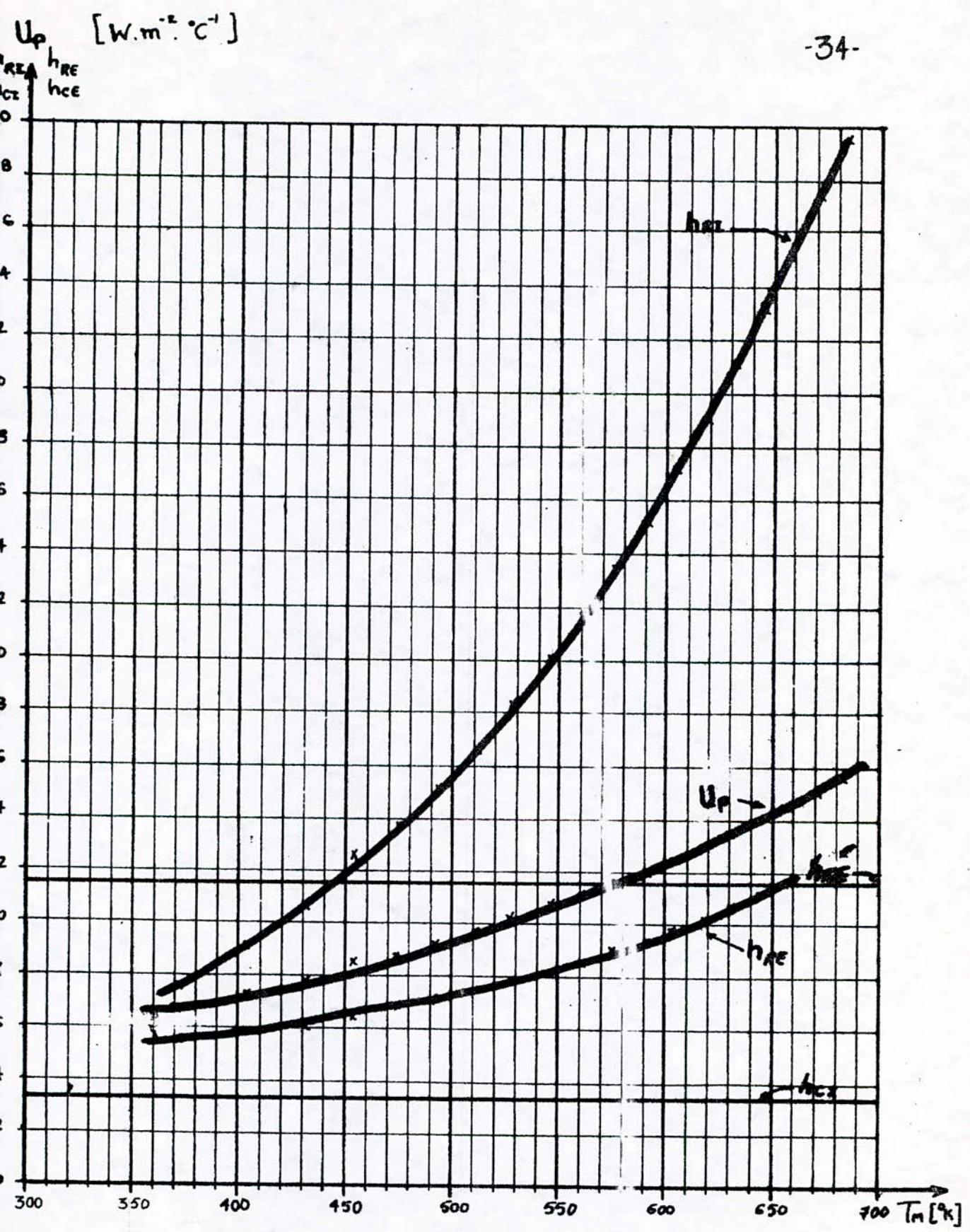
$Q_u$  : énergie réelle récupérée au niveau du fluide caloporteur.

$Q_a$  : l'énergie qu'on aurait dû récupérer si l'absorbeur était parfait.

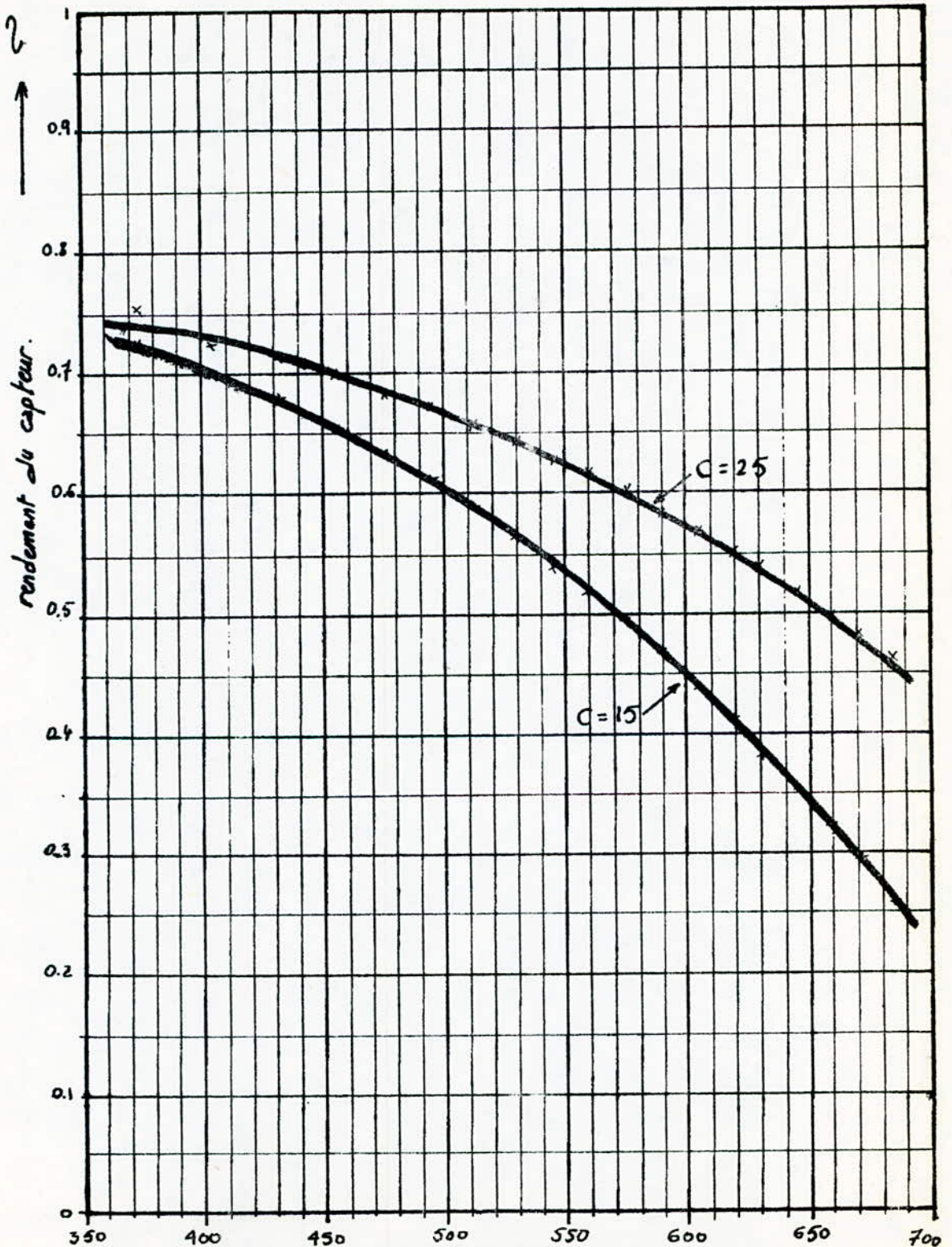
$$\eta_i = 1 - \frac{Q_c}{613,7.C}$$



T <sub>v</sub> (°K)	T <sub>m</sub> °K	T <sub>m</sub> -T <sub>v</sub> °K	T <sub>m</sub> -T <sub>a</sub> °K	T <sub>v</sub> -T <sub>a</sub> °K	h <sub>ri</sub> W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	h <sub>re</sub> W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	U <sub>p</sub> W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	Q <sub>L</sub> W·m <sup>-2</sup>	Z	
									C=15	C=25
380	373	63	80	17	7,65	5,47	6,66	532,8	0,743	0,754
390	404	84	111	27	9,15	5,76	7,23	102,53	0,723	0,727
390	431	101	138	37	10,67	6,05	7,78	1073,64	0,7	0,713
340	454	114	161	47	12,67	6,36	8,47	1363,67	0,678	0,699
350	475	125	182	57	13,67	6,69	8,75	1592,5	0,653	0,677
360	494	134	201	67	15,19	7,02	9,25	1859,25	0,634	0,674
370	512	142	219	77	16,75	7,37	9,72	2128,68	0,612	0,661
380	529	149	236	87	18,36	7,73	10,19	2404,84	0,59	0,647
390	546	156	253	97	20,06	8,11	10,66	2696,88	0,567	0,632
400	561	161	268	107	21,72	8,5	11,12	2980,16	0,542	0,618
410	576	166	283	117	23,47	8,91	11,58	3277,14	0,519	0,603
420	591	171	298	127	25,3	9,33	12,05	3590,9	0,494	0,587
430	605	175	312	137	27,14	9,77	12,52	3906,24	0,468	0,572
440	619	179	326	147	29,07	10,22	13	4238	0,441	0,555
450	632	182	339	157	31	10,69	13,47	4566,33	0,414	0,539
460	646	186	353	167	33,11	11,18	13,97	4931,41	0,386	0,520
470	659	189	366	177	35,21	11,68	14,47	5296,02	0,356	0,502
480	672	192	379	187	37,4	12,2	14,98	5677,42	0,326	0,483
490	685	195	392	197	39,67	12,74	15,5	6076	0,294	0,463



3.4 Variations des conductances partielles internes et externes et de la conductance apparente des pertes en fonction de  $T_m$ .



3.5. rendement du capteur en fonction de la Temperature moyenne de l'absorbeur pour differentes concentrations.

## CHAPITRE IV

### CYCLES THERMODYNAMIQUES ET TURBINES

#### 4.1 Introduction:

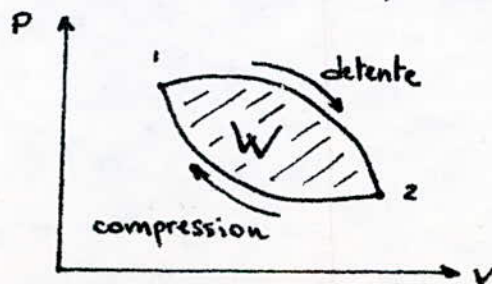
##### 4.1.1 Evolution du fluide moteur:

Dans une machine thermique effectuant une transformation de chaleur en travail, le fluide moteur doit nécessairement subir une détente, celle-ci étant le seul mode d'évolution capable de produire un travail.

la production continue de travail exige une répétition continue de détentes successives du fluide moteur. Celle-ci peut se réaliser de deux façons :

\* cycle ouvert: le fluide moteur est évacué dès qu'il termine sa phase de détente et il est remplacé par la même quantité d'un nouveau fluide dans le même état initial.

\* cycle fermé: le fluide moteur revient à son état initial et recommence l'évolution, une fois sa phase de détente terminée c'est avec la même quantité de fluide que la machine fonctionne. Le fluide ne peut être ramené à son état initial que par une compression qui doit absorber moins de travail que ne produit la détente.



Le travail produit au court de ce cycle est équivalent à l'aire intérieure du cycle.

#### 4.1.2. La turbine:

Le rôle de la turbine est de transformer en énergie mécanique l'énergie contenue dans le fluide moteur sous forme d'énergie thermique et de pression.

Cette énergie est caractérisée par l'enthalpie de la vapeur ou du gaz, laquelle est fonction de la température et de la pression.

On réalise une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur) à l'aide d'une chute de température et de pression entre les deux sources.

Les transformations pratiques peuvent être approximées par une transformation théorique à laquelle nous ajouterons un coefficient qui n'est rien d'autre qu'un rendement des différents éléments de la turbine.

#### 4.2 Les cycles des installations motrices:

Les cycles des installations motrices sont classés généralement en deux groupes principaux: les cycles moteurs des gaz et les cycles moteurs de la vapeur.

\* Dans les cycles moteurs des gaz, le fluide moteur ne subit pas de changement d'état physique, c'est à dire qu'il reste à l'état gazeux. De plus, le fluide moteur se trouve dans un état

éloigné de la courbe de saturation, les pressions étant relativement basses et les températures assez élevées par rapport à la température critique.

\* Dans les cycles moteurs de la vapeur, le fluide moteur subit des changements d'états physiques; dans une partie du cycle le fluide moteur est à l'état liquide, dans une deuxième partie sous forme de mélange à deux phases (vapeur humide) et dans une troisième sous forme de vapeur surchauffée.

Les moteurs à gaz où les évolutions du fluide s'effectuent entièrement à l'état gazeux, ne mettent en jeu que la chaleur massique du gaz, tandis que les cycles moteurs à vapeur où les évolutions du fluide s'effectuent avec changement d'état, font intervenir la chaleur latente de vaporisation du fluide, laquelle est beaucoup plus importante que sa chaleur massique à l'état gazeux.

En outre, la réalisation pratique des échanges de chaleur à température constante dans les installations motrices à gaz, soulève des difficultés insurmontables. Alors qu'il en va autrement dans les cycles moteurs de la vapeur. S'agissant de l'écoulement d'un fluide, la transformation la plus facile à réaliser pour assurer les échanges de chaleur, est la transformation isobare.

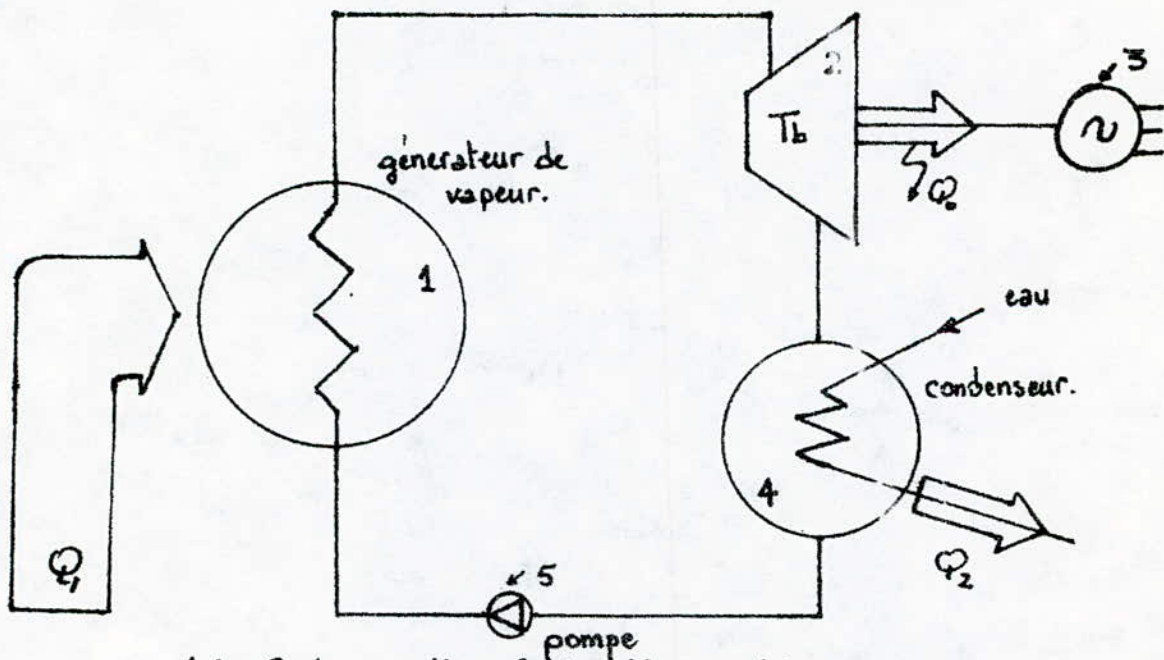
Or à l'intérieur du domaine d'existence d'un corps sous deux phases, les isobares sont confondues avec les isothermes.

Par conséquent, la transformation  $P = \text{constante}$  d'apport de chaleur à la vapeur humide ainsi que la transformation isobare d'emprunt de chaleur à la vapeur humide sont en même temps des isothermes.

En tenant compte des critères que nous venons d'établir, il devient clair que les cycles qui s'adaptent le mieux à notre installation, travaillant dans le domaine des moyennes températures, sont les cycles à vapeur.

### 4.3 Les cycles à vapeur :

#### 4.3.1 Cycle de Carnot :



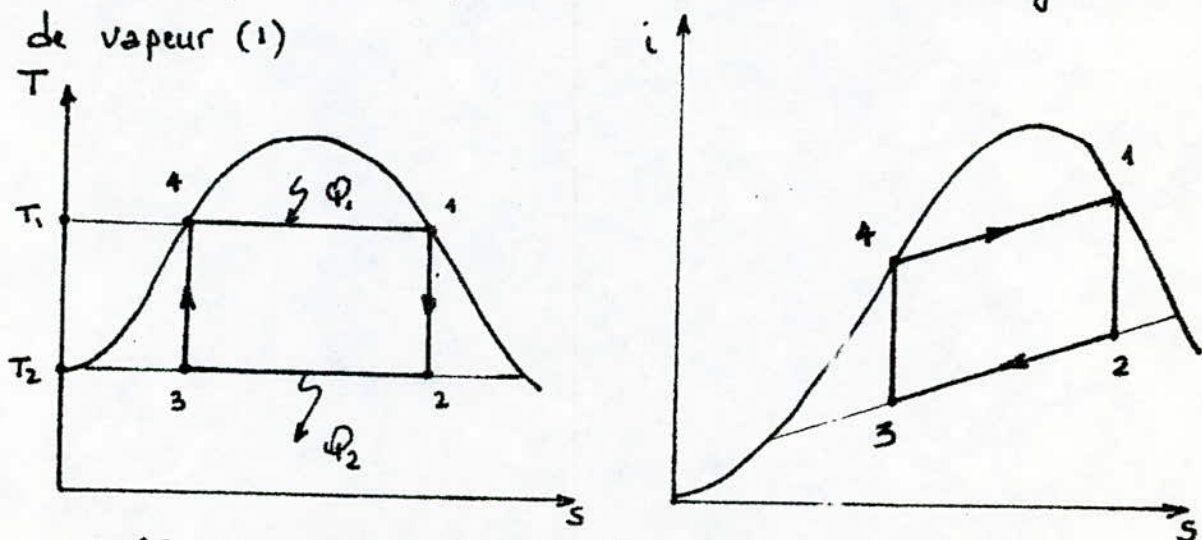
#### 4.1. Schéma d'une installation motrice.

La centrale motrice de la figure 4.1 permet de réaliser un cycle de Carnot avec de la vapeur humide.

La vapeur d'eau humide, à faible titre est introduite

dans le générateur de vapeur (1) dans lequel de la chaleur lui est fournie à la température  $T_1$  et à la pression  $P_1$  constantes. Ensuite la vapeur est amenée dans la turbine à vapeur (2) où elle se détend adiabatiquement. Au cours de cette opération, la vapeur acquiert une énergie cinétique importante, qui se transforme, dans l'aubage mobile de la turbine en énergie cinétique de rotation de la roue de la turbine et ensuite en énergie électrique grâce à l'alternateur (3) entraîné par la turbine.

La vapeur détendue caractérisée par une pression  $P_2$  et une température  $T_2$  est envoyée dans le condenseur (4) où elle cède de la chaleur à l'eau de refroidissement. Elle se condense à pression et à température constantes, si bien que son titre diminue. Du condenseur, la vapeur humide est introduite dans le compresseur (5) où elle est comprimée adiabatiquement jusqu'à la pression  $P_1$  pour être réintroduite dans le générateur de vapeur (1).



4.2 diagrammes T-S et i-S du cycle de Carnot réversible.



Le cycle de Carnot étant le cycle idéal qui a le plus grand rendement. Il est composé d'une compression adiabatique 3-4 dans laquelle on ramène la vapeur humide jusqu'à la température  $T_1$ , d'une isobare-isotherme 4-1 avec apport d'énergie  $Q_1$ , d'une détente adiabatique 1-2 dans la turbine jusqu'à la température  $T_2$  et enfin une isobare-isotherme 2-3 dans laquelle l'humidité de la vapeur augmente en cédant une énergie  $Q_2$ .

Le rendement du cycle est défini par:

$$\eta = \frac{\text{travail récupéré}}{\text{chaleur dépensée}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (4.1)$$

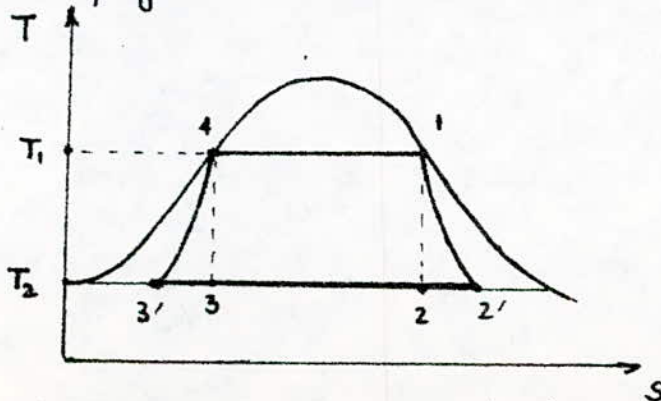
$$\Rightarrow \eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (4.2)$$

avec:

$T_1$ : température supérieure du cycle [ $^{\circ}\text{K}$ ]

$T_2$ : température inférieure du cycle [ $^{\circ}\text{K}$ ].

En réalité, les transformations de détente et de compression ne sont pas tout à fait isentropiques, car des pertes irréversibles accompagnent ces transformations.

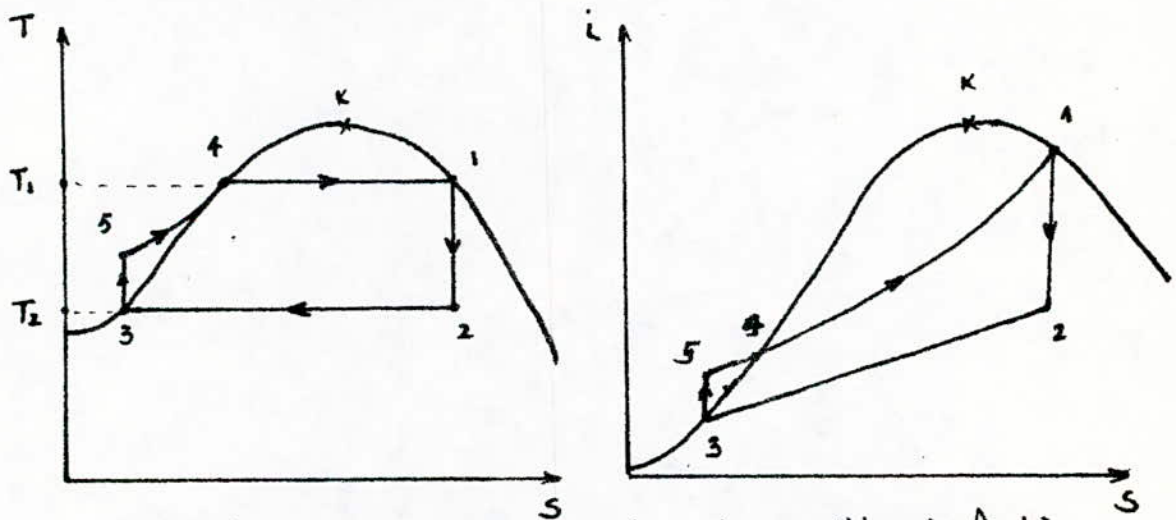


4.3. diagramme T-S du cycle de Carnot réel.

En pratique, avec le flux de vapeur saturée sèche, avec des gouttelettes d'eau en suspension, les turbines et les compresseurs travaillent dans des conditions très dures, ce qui réduit le rendement relatif de ces machines. De plus, le compresseur, destiné à la compression d'une vapeur humide caractérisée par de faibles pressions et des volumes spécifiques élevés, est assez encombrant et nécessite une grande dépense d'énergie pour être entraîné.

C'est pour ces raisons que ce cycle n'a pas trouvé d'applications pratiques.

#### 4.3.2 Cycle de Rankine:



#### 4.4. diagramme T-s et i-s du cycle réversible de Rankine.

Les problèmes pratiques rencontrés lors de la réalisation du cycle de Carnot dans une centrale motrice, peuvent être éliminés par l'utilisation du cycle de Rankine.

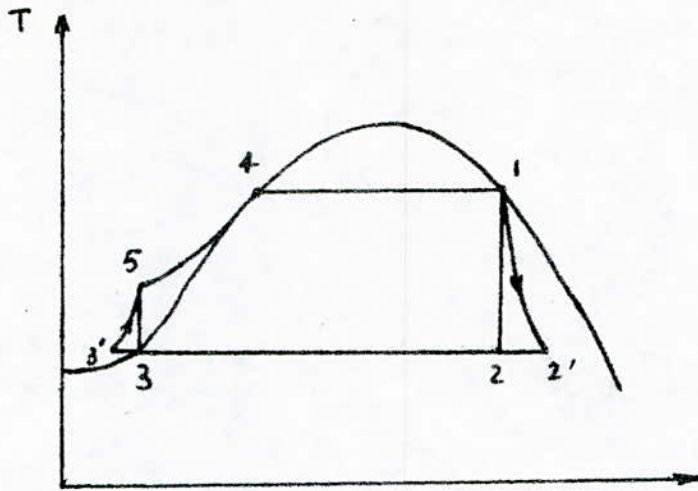
Dans ce cycle, la vapeur humide est entièrement conden-

sée avant d'arriver au compresseur, ainsi on aura à comprimer non pas de la vapeur humide dont le volume spécifique est élevé, mais de l'eau dont le volume spécifique est relativement très faible et dont la compressibilité est relativement négligeable. Le déplacement de l'eau du condenseur au générateur de vapeur, ainsi que l'augmentation de sa pression peuvent être réalisés au moyen d'une pompe, qui est une machine de faible encombrement et n'exige que peu d'énergie pour être entraînée.

Le cycle réversible est représenté dans le diagramme T-S. La vapeur humide subit une condensation complète suivant l'isobare-isotherme 2-3, ensuite l'eau est comprimée par la pompe à partir de la pression  $P_2$  à la pression  $P_1$  suivant l'adiabatique 3-5, puis elle est refoulée dans le générateur de vapeur où elle reçoit une quantité de chaleur suivant l'isobare 5-4, qui la porte à la température d'ébullition  $T_1$ , une fois cette température atteinte la vaporisation commence suivant l'isobare-isotherme 4-1. La vapeur saturée sèche est amenée à la turbine où elle se détend adiabatiquement suivant l'adiabatique 1-2. Le cycle se referme par la condensation.

Si l'on tient compte des pertes irréversibles du cycle, accompagnants l'écoulement de la vapeur à travers les organes de la turbine et d'autres phénomènes hydrodynamiques, l'écoulement adiabatique entraîne un accroissement d'entropie, le

cycle réel est représenté sur le diagramme T-S. figure 4.5.



#### 4.5 diagramme T-S du cycle réel de Rankine

Au point de vue du rendement thermique, le cycle de Rankine est moins avantageux que le cycle de Carnot. Néanmoins, si l'on tient compte des conditions réelles de réalisation du cycle, le cycle de Rankine est plus économique que le cycle de Carnot correspondant, décrit par la vapeur humide.

Le rendement du cycle de Rankine est donné par :

$$\eta = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \quad (4.3)$$

$$\eta = \frac{(4 - 65) - (42 - 63)}{4 - 65} \quad (4.4)$$

avec :

$\varphi_1$  : quantité de chaleur fournie à la vapeur par le générateur de vapeur [kcal/h].

$\varphi_2$  : quantité de chaleur cédée par la vapeur dans le condenseur

$4$  : enthalpie de la vapeur à la sortie du générateur de vapeur [kcal/h]

$l_2$  : enthalpie de la vapeur à la sortie de la turbine [kcal/h]

$l_3$  : enthalpie de l'eau à la sortie du condenseur [kcal/h]

$l_5$  : enthalpie de l'eau à l'entrée du générateur de vapeur [kcal/h].

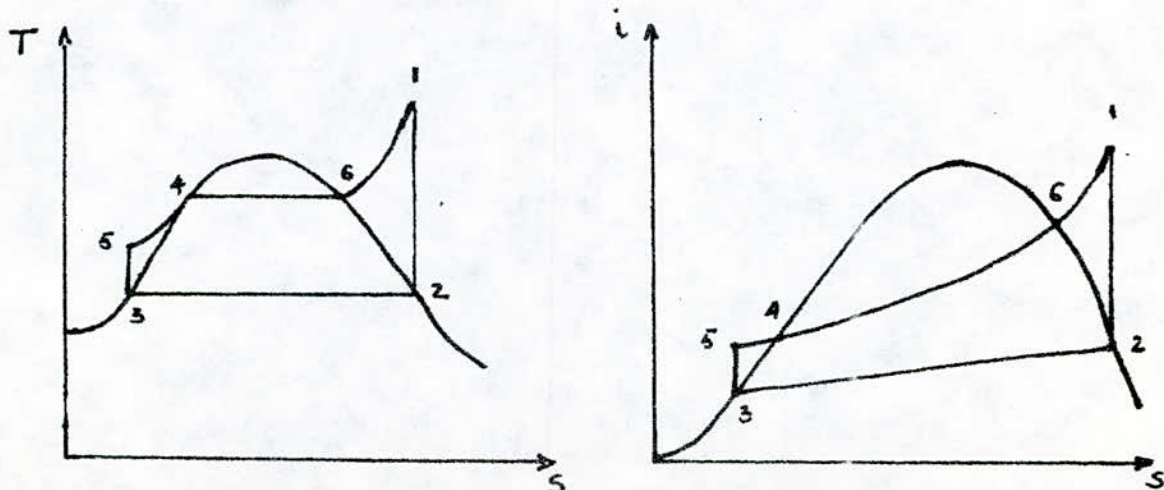
On remarque que si l'on veut augmenter le rendement du cycle de Rankine, il faudra élever l'enthalpie  $l_4$ , c'est à dire à chauffer encore la vapeur d'eau dans un organe spécial dit surchauffeur, où la vapeur est portée à une température supérieure à celle de saturation à la même pression.

D'autre part, on peut évaluer le rendement par le rapport de l'enthalpie fournie au système et de l'enthalpie reçue du système, soit.

$$\eta_H = \frac{l_1 - l_2}{l_4 - l_3} \quad (4.5)$$

Dans ce rendement, on ne fait pas apparaître le travail de la pompe.

#### 4.3.3 Cycle de Hirn :



4.6. diagrammes T-s et i-s du cycle de Hirn.

Le cycle de Hirn découle du cycle de Rankine quand on y adjoint une surchauffe isobare 6-1. après la vaporisation isobare isotherme 4-6.

Dans ce cycle les conditions de fonctionnement de la turbine deviennent meilleurs car la détente de la vapeur, qui est réalisée jusqu'à la même pression que dans le cycle de Rankine sans surchauffe, se termine à l'intérieur du domaine à deux phases pour des valeurs du titre plus élevées, ce qui cause l'augmentation du rendement interne de la turbine.

#### 4.4. Rendement global d'une turbine:

##### 4.4.1 Rendement thermodynamique (diagramme de Mollier):

On définit le rendement thermodynamique de la turbine par le rapport:

$$\eta_i = \frac{h_1 - h'_2}{h_1 - h_2} \quad (4.6)$$

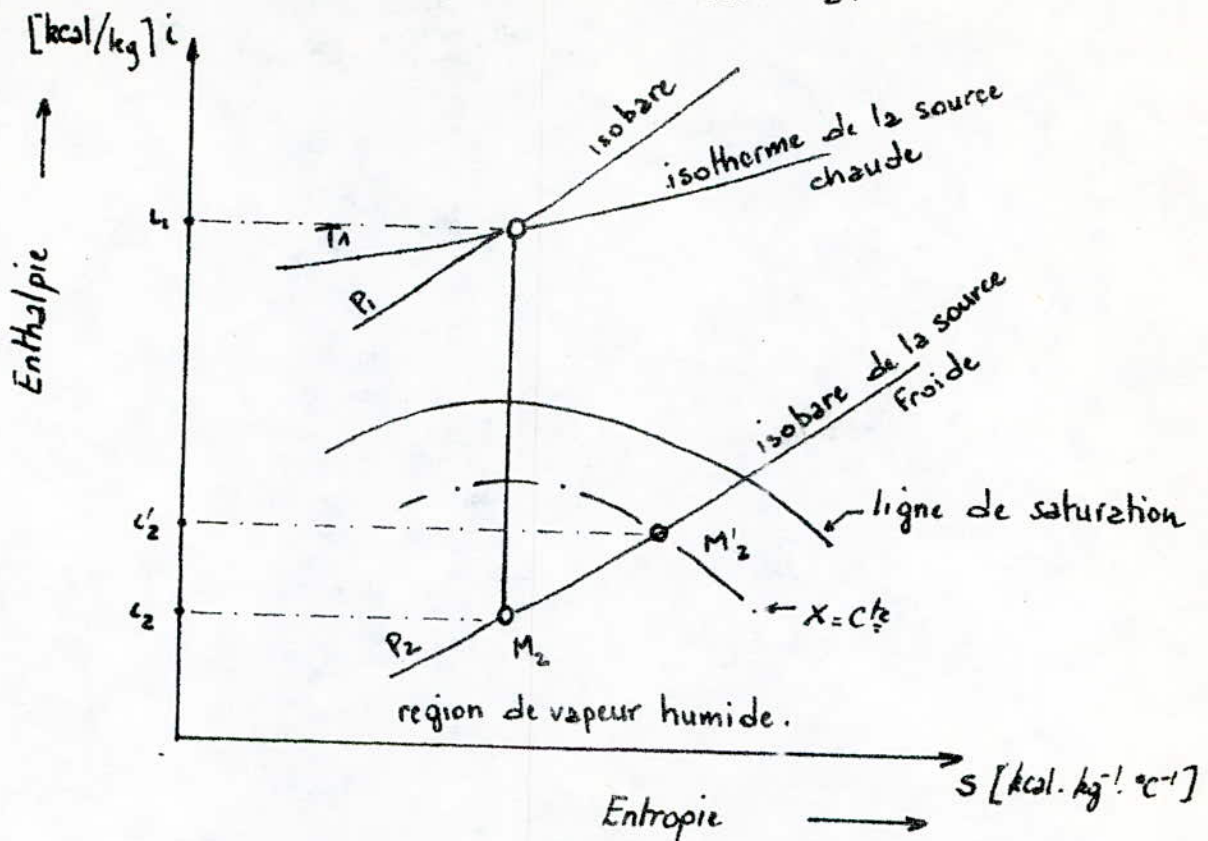
Il est aussi appelé rendement interne de la turbine.

Les valeurs de  $h_1$ ,  $h_2$  et  $h'_2$  sont définies sur le diagramme de Mollier comme suit (figure 4.7).

Le point  $M_1$  représentant l'état de la vapeur à l'entrée de la turbine est défini sur le diagramme de mollier par l'intersection de l'isobare  $P_1$  et de l'isotherme  $T_1$  (température de surchauffe.)

Le point  $M'_2$  représentant l'état de la vapeur à la

sortie de la turbine est situé sur l'isobare  $P_2$ .



Si la détente était sans perte, elle serait caractérisée par le point  $M'_2$  placé en  $M_2$ , soit sur la verticale de  $M_1$  (car la détente est sans pertes donc s'effectue à entropie constante).

Or dans la turbine, il y a une dégradation de l'énergie thermique, l'entropie du fluide croît, et la position du point du  $M'_2$  correspond à une énergie effectivement transformée ( $i_1 - i_2$ ) inférieure à l'énergie à la disposition de la machine.

La quantité ( $i_1 - i_2$ ) représente l'énergie dissipée dans les subages de la turbine.

#### 4.4.2. Rendement global d'une turbine:

Le rendement global d'une turbine est égal au produit

des rendements mécanique  $\eta_m$  dus aux pertes mécaniques dans les liaisons et les paliers, théorique  $\eta_{th}$  en négligeant le travail de la pompe et rendement interne de la turbine  $\eta_i$

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{th} \cdot \eta_i \quad (4.7)$$

$\eta_{th}$  et  $\eta_i$  sont donnés respectivement par les relations (4.5) et (4.6)  
En général pour les turbines à vapeur  $\eta_m$  se situe entre 0,97 et 0,99.

$$\eta_c = \eta_m \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} \quad (4.8)$$

#### 4.5 Consommation spécifique de la vapeur:

La consommation spécifique de vapeur est la consommation de vapeur par kWh, c'est une caractéristique importante dans le calcul.

Comme 1 kWh équivaut à 860 kcal, on calcule la consommation spécifique théorique de la vapeur par:

$$D = \frac{860}{i_1 - i_2} \quad (4.9)$$

donnant le résultat en kg/kWh.

#### 4.6 Conclusion:

L'étude que nous venons de faire, nous permet de conclure que:

Pour un fonctionnement de la centrale motrice dans le domaine des moyennes températures, les cycles qui s'adaptent le mieux à notre installation sont les cycles à vapeur,



et en particulier le cycle de Rankine. En outre, afin d'augmenter le rendement du cycle et d'améliorer les conditions de fonctionnement du groupe turbo-Alternateur, on a recours à la surchauffe de la vapeur.

Les moteurs à gaz où les évolutions du fluide s'effectuent entièrement à l'état gazeux, ne mettent en jeu que la chaleur massique du gaz. Dans les machines où les évolutions du fluide s'effectuent avec changement d'état font intervenir la chaleur latente de vaporisation du fluide, laquelle est beaucoup plus importante que sa chaleur massique à l'état gazeux. Pour cela on optera pour un fluide moteur avec changement d'état liquide - vapeur.

# CHAPITRE V

## CHOIX DES FLUIDES DE TRAVAIL

-50-

### 5.1 Introduction:

Dans la centrale électrosolaire présentée ici, on distingue trois fluides, effectuant chacun un travail particulier; ainsi:

- \* Le fluide caloporteur, circulant dans le circuit primaire a pour mission d'extraire et de transporter la chaleur produite dans l'absorbeur grâce à la concentration du rayonnement solaire et de la transmettre au fluide moteur.

- \* Le fluide moteur qui est l'agent intermédiaire effectuant le travail qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique.

- \* Le fluide réfrigérant a pour mission d'extraire de la chaleur du fluide moteur et de l'évacuer vers l'extérieur.

Chacun de ces fluides doit répondre à certaines exigences, qui dépendent de la tâche à remplir, pour améliorer au maximum l'efficacité de l'installation.

### 5.2 Choix du fluide caloporteur:

Les qualités principales exigées d'un fluide caloporteur sont:

- \* Stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage.

- \* Absence de corrosion vis-à-vis des métaux usuels.

- \* Faible viscosité à froid et point de coulée très bas.

- \* Risques d'inflammation très faibles.

- \* Faibles pertes de charges.

Tableau comparatif de quelques huiles, les plus utilisées comme fluide caloporteur dans l'industrie.

Fluide classique	Gilotherm D.O				Gilotherm ALD.				Gilotherm P				Gilotherm R.D			
Nature.	Mélange eutectique de diphenyle et d'oxyde de phenyle				Mélange d'Alkybenzenes selectionnés et purifiés				Mélange d'Alkybenzenes selectionnés et purifiés				Mélange d'Alkybenzenes selectionnés et purifiés.			
Domaine d'utilisation °C	20		400		-10		310		10		290		-25		270	
point de congelation °C	12				-50				≤ -40				-55			
Intervalle de distillation °C	255				340 ÷ 395				330 ÷ 385				275 ÷ 295			
point de feu °C	≥ 130				≥ 185				≥ 195				≥ 130			
Températures °C	20	200	300	360	10	200	250	300	0	100	200	300	-25	0	100	250
chaleur spécifique cal/g.°C	0,37	0,49	0,56	0,6	0,46	0,61	0,65	0,69	0,41	0,5	0,6	0,65	0,39	0,41	0,52	0,68
Masse volumique g/cm <sup>3</sup>	1,065	0,907	0,809	0,74	0,9	0,78	0,75	0,71	0,895	0,825	0,76	0,694	0,9	0,88	0,81	0,71
Tension de vapeur bar	/	/	2,45	6,45	/	0,026	0,13	0,6	/	/	0,09	0,54	/	/	0,09	0,35
Viscosité absolue cp	6	0,45	0,25	0,17	210	0,8	0,6	0,4	133	2,5	0,62	0,27	278	30	1,4	0,35
Conductivité thermique x.10 <sup>-5</sup> Cal/g.cm.°C	34	27	22	21	29	26	25	24	34	29	25	20	30	29	26	23

- \* Coefficient de transfert thermique élevé.
- \* Capacité calorifique élevée.
- \* Toxicité faible.

En se référant au tableau comparatif de quelques huiles les plus utilisées comme fluide caloporteur dans l'industrie. Il est évident qu'un même fluide ne peut être le meilleur au regard de toutes ces propriétés. Le choix doit donc être fait en fonction des conditions particulières à chaque installation.

Cependant, la stabilité est en fait le point capital et en premier lieu la stabilité thermique.

C'est donc la température d'utilisation qui impose en général le choix du fluide caloporteur.

Notre choix sera porté sur l'huile synthétique appelée Dephyl ou Giloterm D.O. Elle est constituée d'un mélange de 26,5% de diphenyl  $C_{12}H_{10}$  et 73,5% de diphenyl oxyde  $C_{12}H_{10}O$ . Elle est utilisée comme fluide caloporteur pour des températures de fonctionnement allant de 20 à 400°C et de faibles pressions.

Cette huile reste très stable même pour une surchauffe à la température de 430°C. Sa faible viscosité nous permet d'utiliser des pompes de faibles puissances pour assurer sa circulation.

Caracteristiques du Dephyl. (mélange de 26,5% de diphenyl  $C_{12}H_{10}$  et 73,5% de diphenyl oxyde  $C_{12}H_{10}O$ )

$\theta$ °C	c kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\rho$ kg.m <sup>-3</sup>	$\eta$ 10 <sup>-4</sup> .Ns.m <sup>-2</sup>	$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\theta$ °C	c kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\rho$ kg.m <sup>-3</sup>	$\eta$ 10 <sup>-4</sup> .Ns.m <sup>-2</sup>	$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
110	1,897	987	8,806	0,126	260	2,177	855	2,648	0,104
120	1,922	979	7,826	0,124	270	2,198	846	2,491	0,102
130	1,943	970	7,012	0,122	280	2,219	836	2,334	0,100
140	1,964	962	6,345	0,121	290	2,240	827	2,194	0,099
150	1,985	953	5,796	0,120	300	2,265	818	2,059	0,098
160	2,001	945	5,305	0,119	310	2,290	808	1,951	0,097
170	2,018	936	4,874	0,116	320	2,315	798	1,853	0,094
180	2,035	927	4,521	0,115	330	2,345	787	1,765	0,093
190	2,052	918	4,197	0,114	340	2,374	779	1,687	0,092
200	2,068	909	3,913	0,111	350	2,403	769	1,608	0,090
210	2,085	901	3,638	0,110	360	2,433	759	1,559	0,088
220	2,102	892	3,403	0,109	370	2,466	748	1,520	0,087
230	2,119	882	3,177	0,108	380	2,5	738	1,581	0,086
240	2,135	873	2,981	0,106	390	2,537	727	1,442	0,084
250	2,156	864	2,805	0,105	400	2,575	717	1,402	0,083

c : capacité calorifique

$\eta$  : viscosité

$\rho$  : masse volumique

$\lambda$  : conductivité thermique.

### 5.3 Choix du fluide moteur.

Un choix judicieux du fluide moteur permet d'améliorer l'efficacité des cycles des installations motrices. Les principaux paramètres dont il faut tenir compte dans le choix du fluide moteur sont :

- \* Le niveau de puissance désiré qui dépend de la température de la source chaude.

- \* Les caractéristiques de la conversion thermodynamique de l'énergie.

Rappelons que notre centrale fonctionne dans le domaine des moyennes températures, et que le fluide moteur décrit un cycle thermodynamique avec changement d'état (cycle de Rankine).

Les critères de choix cités précédemment, nous permettent déjà d'écarter les fluides frigorigènes qui travaillent dans le domaine des basses températures et les fluides qui ne changent pas d'état physique dans le domaine des moyennes températures.

En plus des critères cités précédemment, le fluide moteur doit satisfaire aux conditions suivantes :

- \* Le fluide moteur doit avoir à l'état liquide une chaleur spécifique à pression constante aussi petite que possible. Il est également souhaitable que les constantes critiques du fluide moteur soient des valeurs aussi grandes que possible.

- \* Le fluide moteur doit avoir des propriétés qui assurent un rendement thermique élevé sans que les pressions de la vapeur ne prennent des valeurs trop élevées qui compliqueraient l'installation.

\* La pression de saturation du fluide moteur, à la température inférieure, ne doit pas être trop basse, sinon elle impliquerait un vide très poussé dans le condenseur et donc des problèmes d'ordre technique.

\* Le fluide moteur doit être peu coûteux, inoffensif, aussi bien pour le personnel que pour les matériaux de construction.

### 5.3.1. Analyse des propriétés de quelques fluides:

L'eau, qui est le fluide le plus utilisé dans les centrales thermiques, ne satisfait pas à la première condition, celle d'avoir une chaleur spécifique peu élevée à l'état liquide, mais on arrive à condenser sa vapeur avec des pressions pas trop basses c'est donc un fluide qui convient parfaitement pour la partie inférieure du cycle. En outre, les valeurs de ses paramètres critiques sont moyennes, mais il faut de grandes pressions pour des températures supérieures à  $200^{\circ}\text{C}$ , ce qui complique l'installation. Enfin, l'eau répond parfaitement à la troisième condition par son abondance dans la nature et par son caractère inoffensif.

Le mercure est caractérisé par une basse pression de saturation aux températures élevées et une grande valeur des constantes critiques. Ces propriétés permettent de réaliser avec de la vapeur saturée de mercure un cycle de Rankine avec un rendement thermique assez élevé. En outre, il a une très faible chaleur spécifique à l'état liquide. Cependant, aux températures voisines de celle du milieu extérieur, la pression de saturation du

Tableau comparatif de quelques fluides moteurs.

Fluides	Températures d'ébullition à $P = 1 \text{ atm}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Pression critique [ $\text{atm}$ ]	Température critique [ $^{\circ}\text{C}$ ]	chaleurs spécifiques à $P = C^{\text{te}}$ à l'état liquide $C_p$ [ $\text{kcal}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}$ ]	Pression de la vapeur saturée $P_v$ [ $\text{atm}$ ]	Pressions de saturations aux températures inférieures $P_s$ [ $\text{atm}$ ]
Eau	100,00	225,65	374,15	$20 < t < 100$ $0,999 < C_p < 1,007$	$t = 100 ; P_v = 1,0332$ $t = 200 ; P_v = 15,557$ $t = 300 ; P_v = 87,61$ $t = 350 ; P_v = 168,63$	$20 < t < 100$ $0,0238 < P_s < 1,0332$
Mercur	356,45	1042,00	1460,00	$t = 0 ; C_p = 0,0335$ $t = 100 ; C_p = 0,0328$ $t = 200 ; C_p = 0,0325$	$t = 118,5 ; P_v = 0,001$ $t = 207,11 ; P_v = 0,03$ $t = 308 ; P_v = 0,4$ $t = 401,7 ; P_v = 2,2$	$t = 20 \quad P_s$ : basse $t = 118,8, P_s = 0,001$
Déphyl	très stable	"	"	$t = 20 ; C_p = 0,37$ $t = 100 ; C_p = 0,447$ $t = 110 ; C_p = 0,453$ $t = 200 ; C_p = 0,494$ $t = 210 ; C_p = 0,498$ $t = 300 ; C_p = 0,541$	$t = 100$ $P_v = 0,00709$ $t = 200$ $P_v = 0,266$ $t = 300$ $P_v = 2,52$	$t = 20$ $P_s$ : très basse $t = 100$ $P_s = 0,00709$
Toluène	110,70	41,6	320,6	$t = 0 ; C_p = 0,39$ $t = 100 ; C_p = 0,47$	—	très basse
Benzène	80,1	48	288,6	$t = 10 ; C_p = 0,34$ $t = 65 ; C_p = 0,482$	—	très basse



mercure est trop faible, ce qui entraîne un vide très poussé dans le condenseur, d'autant plus que celui-ci est très dense. Donc le mercure convient bien pour la partie supérieure du cycle et très mal pour la partie inférieure du cycle.

Le diphyl étant très stable (difficile à évaporer) ne convient pas comme fluide moteur.

Le Toluène et le benzène sont très volatiles et ont des pressions critiques assez faibles, ce sont des fluides qui travaillent dans le domaine des basses pressions. Leur utilisation entraîne des complications d'ordre technique au niveau du condenseur.

#### 5.4 Conclusion:

On utilisera le diphyl comme fluide caloporteur pour sa grande stabilité thermique et sa large plage des températures de fonctionnement.

L'eau, le fluide moteur le plus utilisé dans les cycles moteurs à vapeur, en raison de son faible prix de revient et son omniprésence, en outre, les valeurs de ses paramètres critiques sont moyennes et reste le fluide le plus performant de tous les fluides moteurs.

## CHAPITRE VI

### ECHANGEURS DE CHALEUR

#### 6.1 Introduction:

##### 6.1.1. Définition et classification:

Un échangeur de chaleur est un appareil dans lequel circule deux fluides, ou davantage, dont l'un cède aux autres de la chaleur. On distingue, en général, trois classes d'appareils, correspondant à des fonctions très spécifiques.

\* Les échangeurs dans lesquels ne se produit aucun changement de phase. Dans ces échangeurs, le transfert entre le fluide chaud et le fluide froid correspond à une récupération sensible de la chaleur, d'où le nom de récupérateur de chaleur.

\* Les condenseurs qui permettent la condensation et le refroidissement d'un affluent vapeur soit à l'aide d'un produit froid, soit à l'aide d'un fluide auxiliaire appelé agent de refroidissement.

\* Les bouilleurs ou évaporateurs assurent une vaporisation partielle ou totale des produits grâce à la circulation d'un affluent chaud.

##### 6.1.2. Echangeurs à double tubes.

Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques, raccordés à chaque extrémité par des coudes (fig. 6.1). Le démontage et la

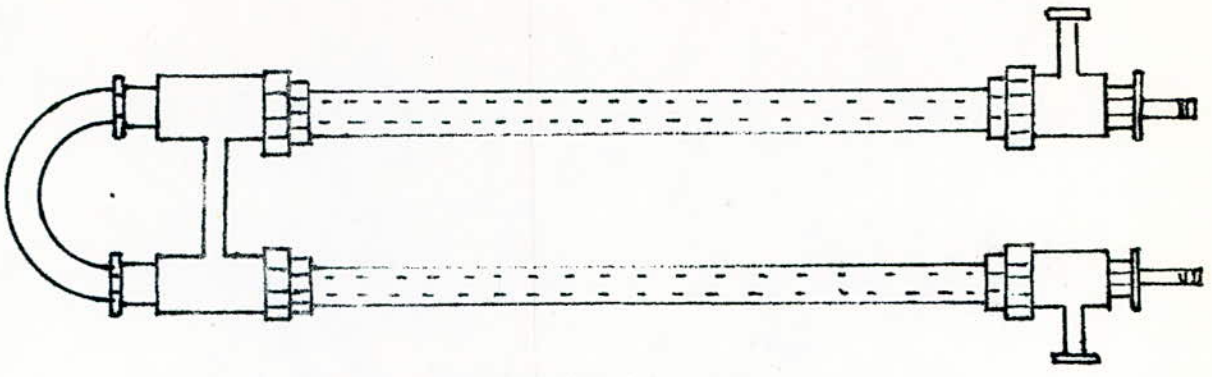
transformation est facile pour ce genre d'appareil. Bien que la réalisation d'un contre-courant pur soit possible, il présente cependant certains inconvénients tels que :

- \* Le risque de fuite aux raccordements de la tubulure.
- \* la flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- \* la surface de transfert très faible pour le volume global de l'appareil, par suite du rayon minimal des coudes qui limite le rapprochement des tubes.

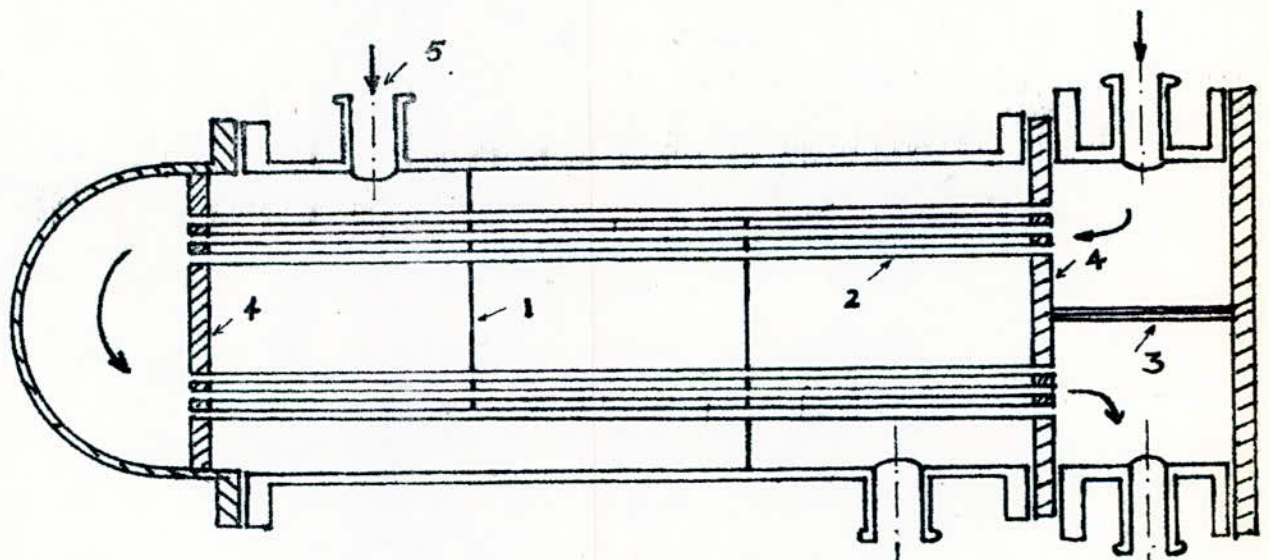
### 6.1.3 Echangeurs à faisceau et calandre.

Ce type d'échangeur est le plus employé dans les centrales thermiques. L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes (fig. 6.2)

Les tubes sont fixés à chaque extrémité par un mandrinage dans les deux plaques tubulaires. On distingue deux sortes de dispositions des tubes : au pas carré et au pas triangulaire (fig. 6.3). Cette dernière permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré, cela veut dire que cette

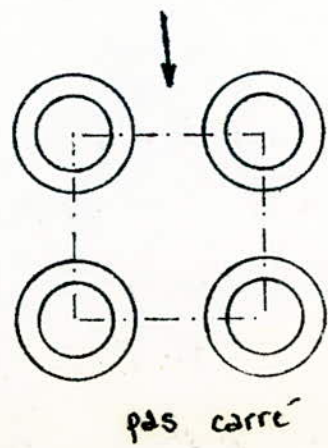
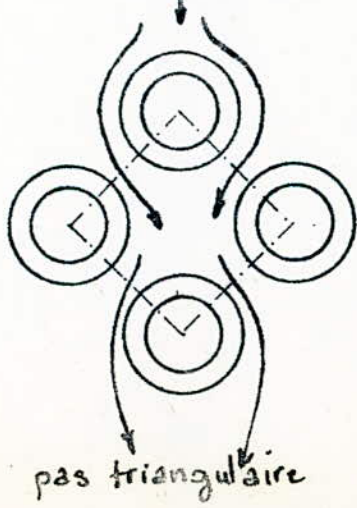


6.1. Echangeur à double tube:



1- chicane ; 2-tube ; 3- cloison ; 4- plaque tubulaire

6.2 Echangeur à faisceau calandre.



6.3. disposition des tubes.

disposition augmente la surface d'échange pour une plaque de diamètre donné, mais en contre partie, elle rend impossible le nettoyage extérieur des tubes par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau; seul le nettoyage chimique est possible. C'est pour cette raison que la disposition au pas carré est préférable, elle est d'ailleurs la plus utilisée.

Les chicanes transversales qui sont portées par les tubes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert thermique à l'intérieur des tubes. Ces chicanes sont constituées de disques ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire représente 20% à 45% de la section totale.

La détermination du nombre de tubes établies en fonction du diamètre intérieur de la calandre  $D_c$ , du nombre de passes  $n_t$  dans le faisceau, du diamètre du tube et de leur disposition, a été proposée par Kern.

## 6.2 Calcul des échangeurs :

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

L'étude est basée sur la détermination de la surface d'échange de chaleur nécessaire à la transmission d'une certaine

quantité de chaleur.

La quantité de chaleur transmise dans un échangeur est donnée par la relation de Newton.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (6.1)$$

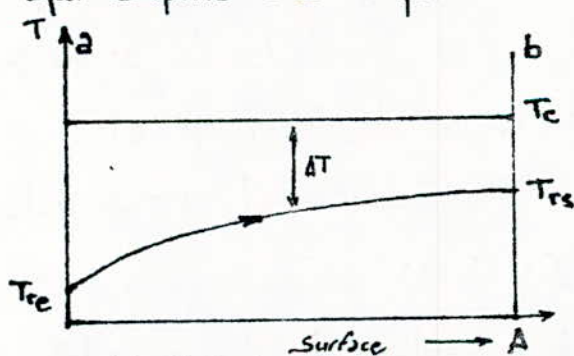
$Q$  : quantité de chaleur transmise par unité de temps [kcal/h]

$U$  : coefficient global de transfert. [kcal.m<sup>-2</sup>.h<sup>-1</sup>.°C<sup>-1</sup>]

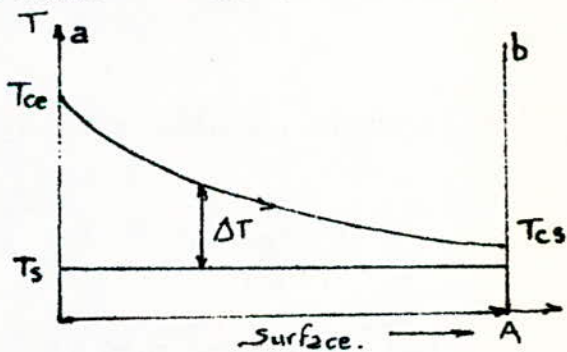
$A$  : surface totale d'échange offerte par l'appareil [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_m$  : différence de température moyenne entre les deux fluides [°C]

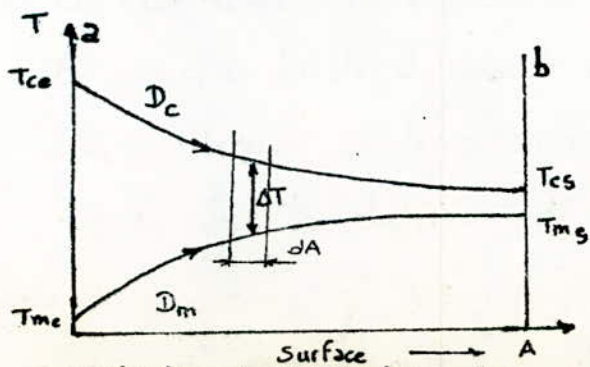
Vu que la différence de température du fluide chaud et du fluide froid n'est pas constante et varie d'une section à l'autre, on doit utiliser une différence de température moyenne appropriée, qui dépend des températures d'entrée et de sortie des fluides



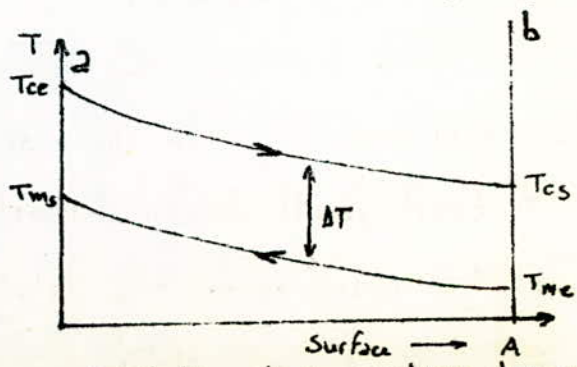
distribution des températures dans un condenseur à un seul passage



distribution des températures dans un évaporateur à un seul passage



distribution des températures dans un échangeur à écoulement parallèle.



distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

En général, deux cas se présentent dans les calculs des échangeurs de chaleur:

- \* Cas où les températures de sortie des fluides sont connues.
- \* Cas où les températures de sortie des fluides ne sont pas connues.

### 6.2.1 Cas où les températures de sortie des fluides sont connues:

Dans ce cas, la détermination de  $\Delta T_m$  est possible. Si  $U$  est constant, le corps de l'échangeur de chaleur est isolé et si on néglige les variations d'énergie cinétique, on peut facilement intégrer l'équation donnant le flux de chaleur donnée par:

$$dq = U dA \cdot \Delta T \quad (6.2)$$

qui est valable dans n'importe quel cas.

Le bilan énergétique donne:

$$dq = -m_c C_{p_c} dT_c = \pm m_m C_{p_m} dT_m \quad (6.3)$$

$m$  : débit du fluide [kg/s]

$C_p$  : chaleur spécifique des fluides à pression constante [kcal kg<sup>-1</sup>°C<sup>-1</sup>]

les indices  $m$  et  $c$  se rapportent respectivement au fluide moteur (fluide froid) et au fluide caloporteur (fluide chaud).

Dans le troisième terme de l'égalité, le signe (+) s'applique à un écoulement parallèle de même sens et le signe (-) à un écoulement à contre-courant.

Si maintenant nous écrivons le bilan thermique à partir de l'entrée et jusqu'à une section quelconque de l'échangeur, il vient alors:

$$\varphi = -m_c C_{pc} (T_c - T_{ce}) = m_m C_{pm} (T_m - T_{me}) \quad (6.4)$$

$C_c = m_c C_{pc}$  : capacité calorifique horaire du fluide le plus chaud (caloporteur) [kcal h<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>]

$C_m = m_m C_{pm}$  : capacité calorifique horaire du fluide le plus froid (moteur) [kcal h<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>].

L'équation (6.4) devient alors :

$$T_c = T_{ce} - \frac{C_m}{C_c} (T_m - T_{me}) \quad (6.5)$$

$$\Rightarrow T_c - T_m = - \left(1 + \frac{C_m}{C_c}\right) T_m + \frac{C_m}{C_c} T_{me} + T_{ce} = \Delta T \quad (6.6)$$

puisque :  $dq = U dA \Delta T = C_m dT_m = C_c dT_c$

$$\text{il vient : } \frac{dT_m}{- \left(1 + \frac{C_m}{C_c}\right) T_m + \frac{C_m}{C_c} T_{me} + T_{ce}} = \frac{U dA}{C_m} \quad (6.7)$$

en intégrant l'équation (6.7) de  $A=0$  jusqu'à  $A$ , on obtient.

$$\ln \left[ \frac{- \left(1 + \frac{C_m}{C_c}\right) T_{ms} + \frac{C_m}{C_c} T_{me} + T_{ce}}{- \left(1 + \frac{C_m}{C_c}\right) T_{me} + \frac{C_m}{C_c} T_{me} + T_{ce}} \right] = - \left( \frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_c} \right) U A \quad (6.8)$$

or d'après l'équation (6.4) on a.

$$- \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{ms} - T_{me}} = \frac{C_m}{C_c} \quad (6.9)$$

les indices e et s se rapportent respectivement à l'entrée et la sortie du fluide.

$$\text{donc } \ln \left[ \frac{T_{ce} - T_{ms}}{T_{cs} - T_{me}} \right] = \left[ (T_{ce} - T_{ms}) - (T_{cs} - T_{me}) \right] \frac{U A}{q} \quad (6.10)$$



On pose:  $\Delta T_a = T_{ce} - T_{ms}$   
 $\Delta T_b = T_{cs} - T_{me}$  (6.11)

des équations (6.4), (6.10) et (6.11) on tire:

$$Q = U.A \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = U.A. \Delta T_m \quad (6.12)$$

La quantité  $\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$  est appelée différence de température logarithmique moyenne, notée D.T.L.M.

Pour des échangeurs plus complexes, telles que les dispositions à tubes et à calandre avec plusieurs passes des tubes dans la calandre, on utilise une D.T.L.M corrigée par des facteurs de correction qui ont été publiés sous forme d'abaques par BOWMAN, Mueller et Nagle.

Soit  $\Delta T_m = F \times \text{D.T.L.M.}$

où  $F$  est le facteur de correction.

### 6.22 Cas où les températures de sorties des fluides sont inconnues:

On peut obtenir une équation donnant le flux de chaleur qui ne comprend aucune température de sortie et cela en introduisant l'efficacité de l'échangeur de chaleur qui est donnée par:

$$\varepsilon = \frac{\text{flux de chaleur réel de l'échangeur}}{\text{flux maximum d'échange possible.}} \quad (6.13)$$

en d'autres termes:  $\varepsilon = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{me})}$  (6.14)

où  $C_{min}$  est la plus faible capacité calorifique horaire des deux quantités  $C_c$  et  $C_m$ .

$$\text{d'où } Q = \varepsilon \cdot C_{min} (T_{ce} - T_{me}) \quad (6.15)$$

Dans le cas d'un écoulement parallèle, l'équation (6.14)

$$\text{devient : } \varepsilon \frac{C_{min}}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{me}}$$

des équations (6.8) et (6.14) on tire.

$$\ln \left[ 1 - \varepsilon \left( \frac{C_{min}}{C_c} + \frac{C_{min}}{C_m} \right) \right] = - \left[ \frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_c} \right] U.A \quad (6.16)$$

$$\text{si } C_c < C_m : \varepsilon = \frac{1 - \text{EXP} \left[ - \left( 1 + \frac{C_c}{C_m} \right) \frac{U.A}{C_m} \right]}{1 + (C_c/C_m)}$$

$$\text{si } C_c > C_m : \varepsilon = \frac{1 - \text{EXP} \left[ - \left( 1 + \frac{C_m}{C_c} \right) \frac{U.A}{C_c} \right]}{1 + (C_m/C_c)}$$

où la fonction EXP est la fonction exponentielle. e telle que  $\ln e = 1$ .

Dans les deux cas l'efficacité peut s'écrire sous la forme:

$$\varepsilon = \frac{1 - \text{EXP} \left[ - \left( 1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \frac{U.A}{C_{min}} \right]}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad (6.17)$$

Cette équation nous montre que l'efficacité peut s'exprimer en fonction de deux paramètres additionnels:

\* Le rapport des capacités calorifiques horaires des deux fluides  $C_{min}/C_{max}$ .

\* Le rapport de la conductance globale à la capacité calorifique horaire la plus faible et qui est appelé le nombre d'unité de transmission de chaleur (N.U.T)

$$N.U.T = \frac{U.A}{C_{min}}$$

KAYS et LONDON ont présenté des résultats sous formes d'abaques donnant l'efficacité  $\epsilon$  en fonction des valeurs de N.U.T et  $C_{min}/C_{max}$ .

### 6.3 Les condenseurs:

#### 6.3.1 Fonctions d'un condenseur:

Un condenseur est nécessaire pour assurer la condensation de tout débit de vapeur après sa détente dans la turbine, étant donné que les transformations subies par la vapeur d'eau s'effectuent en circuit fermé. Cette opération est effectuée dans l'installation de condensation, à une pression constante, grâce à l'échauffement de l'eau de réfrigération, dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur.

Une installation de condensation doit, en outre, permettre d'obtenir et de maintenir une dépression dans la tubulure d'échappement de la turbine, donc à l'intérieur du condenseur, car plus la température d'extraction de chaleur est basse (ce qui correspond à une pression de condensation basse), plus le rendement thermique de l'installation de turbines est élevé.

Cette dépression est assurée par un éjecteur d'air à jet de vapeur qui est alimenté avec de la vapeur provenant de l'un des soutirages de la turbine.

### 6.3.2 types de condenseurs:

Dans les centrales à moyennes puissances, l'utilisation des condenseurs classiques à calandre et à faisceau est suffisante.

On distingue deux types de condenseurs, classés selon leur disposition, horizontalement ou verticalement. Généralement, les condenseurs sont disposés horizontalement. Si l'on désire refroidir le condensat très nettement au dessous de sa température de bulle, il faut prévoir soit une chicane interne maintenant un certain niveau liquide dans l'appareil, soit un système de siphon adapté sur la bride d'évacuation (fig 6.4.)

Pour améliorer le transfert à la condensation, on a adopté certaines chicanes classiques telles que:

- \* à courant divisé
- \* à courant divisé et regroupé
- \* à double courant divisé. (Fig. 6.4).

### 6.3.3 Choix de la pression finale de vapeur:

La condensation se produit grâce à l'échauffement de l'eau de réfrigération qui est portée de la température initiale  $t_{re}$  à la température finale  $t_{rs}$ . La température du

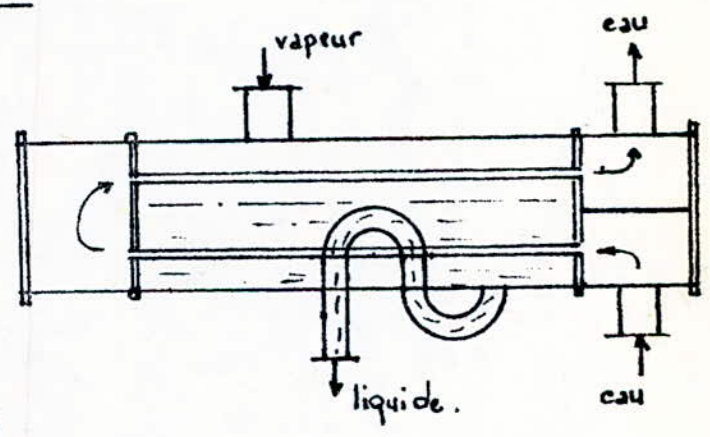
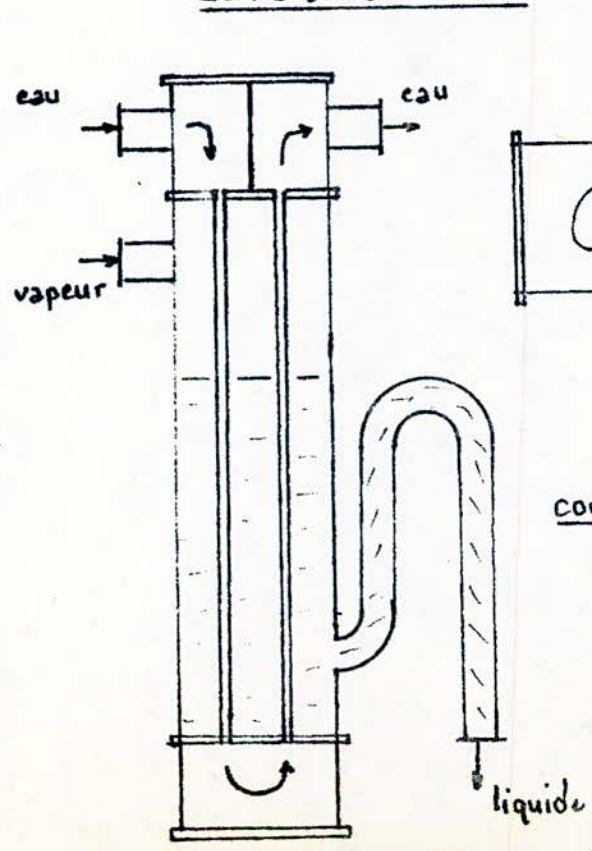
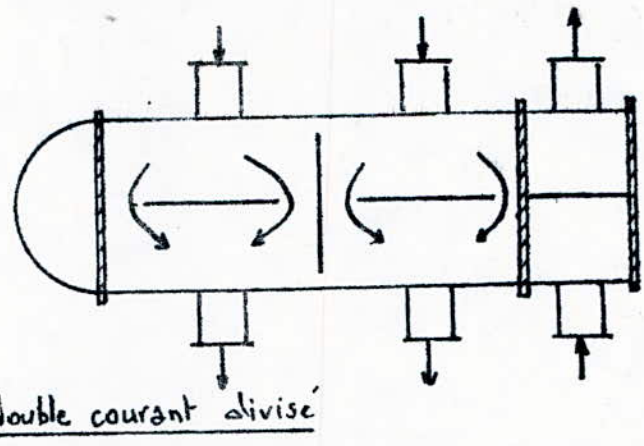
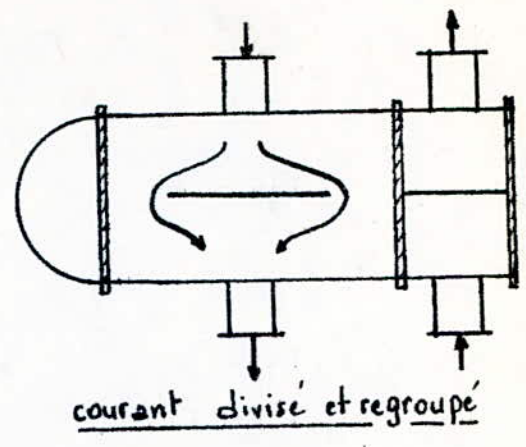
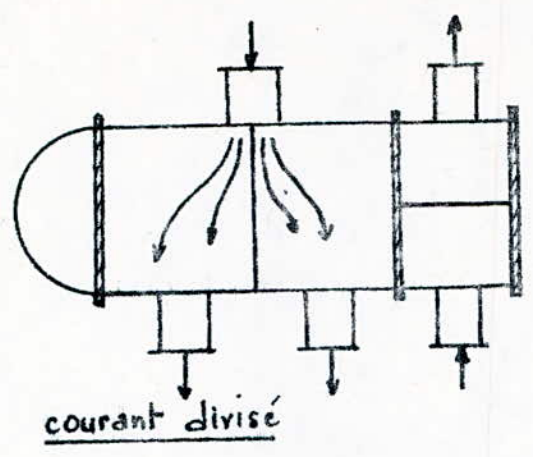


fig. 6. 7

condensat ne peut que s'approcher de  $t_{rs}$  tout en restant plus élevée que cette dernière d'un écart de température  $\delta t$ .

Le bilan thermique de la condensation s'écrit:

$$D_c (l_{ce} - l_{cs}) = D_r (i_{rs} - i_{re}) \quad (6.18)$$

$D_c$  : débit de vapeur à condenser [kg/h]

$D_r$  : débit de l'eau de réfrigération [kg/h]

$l_{ce}$ ;  $l_{cs}$  : enthalpies de la vapeur à l'entrée et à la sortie du condenseur [kcal/kg]

$l_{re}$ ;  $l_{rs}$  : enthalpies de l'eau de réfrigération à l'entrée et à la sortie du condenseur [kcal/kg].

$$\text{soit: } m = \frac{D_r}{D_c} = \frac{l_{ce} - l_{cs}}{l_{rs} - l_{re}} = \frac{l_{ce} - l_{cs}}{t_{rs} - t_{re}} \quad (6.19)$$

$m$  : rapport de condensation = débit de l'eau de réfrigération en kg par kg de vapeur à condenser.

$$\text{donc } t_{rs} = t_{re} + \frac{l_{ce} - l_{cs}}{m} \quad (6.20)$$

$$\text{or } t_c = t_{rs} + \delta t \quad (6.21)$$

$t_c$  : température de condensation

$$\text{donc } t_c = t_{re} + \frac{l_{ce} - l_{cs}}{m} + \delta t \quad (6.22)$$

Ainsi, on peut conclure que<sup>m</sup> la température de condensation, ou le vide au condenseur, dépend de la température de l'eau de réfrigération, du rapport de condensation  $m$  et de l'écart de température  $\delta t$ , mais pour une température

initiale de l'eau de réfrigération donnée, seuls le rapport de condensation et  $St$  interviennent.

## 6.4 Installation génératrice de vapeur:

### 6.4.1 Rôle de l'installation:

Dans toute centrale à deux circuits, l'installation génératrice de vapeur est obligatoire. Le fluide moteur, qui est de l'eau, rentre dans le générateur de vapeur et se mélange avec l'eau se trouvant à l'intérieur de son corps. Le mélange est porté à la température de saturation grâce au refroidissement du fluide caloporteur dont la température est supérieure à celle de saturation de la vapeur. On peut admettre, avec une bonne approximation, que la température du fluide moteur dans le générateur de vapeur est constante et égale à la température de saturation.

### 6.4.2 Types de générateurs de vapeur:

Le générateur de vapeur est construit selon le même principe que les échangeurs à faisceaux et à calandre, mais avec des variantes imposées par le système de séparation liquide vapeur.

La vaporisation peut avoir lieu soit à l'intérieur soit à l'extérieur des tubes. La mise en place des fluides à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes doit prendre en considération la corrosivité ou corrosivité des produits et leur caractère salissant.

En plaçant le fluide le plus corrosif et sal à l'intérieur des tubes, on rend le nettoyage plus facile.

Les générateurs de vapeur sont classés selon leur disposition, le type horizontal et le type vertical.

### 6.4.3. Caractéristiques des générateurs de vapeur:

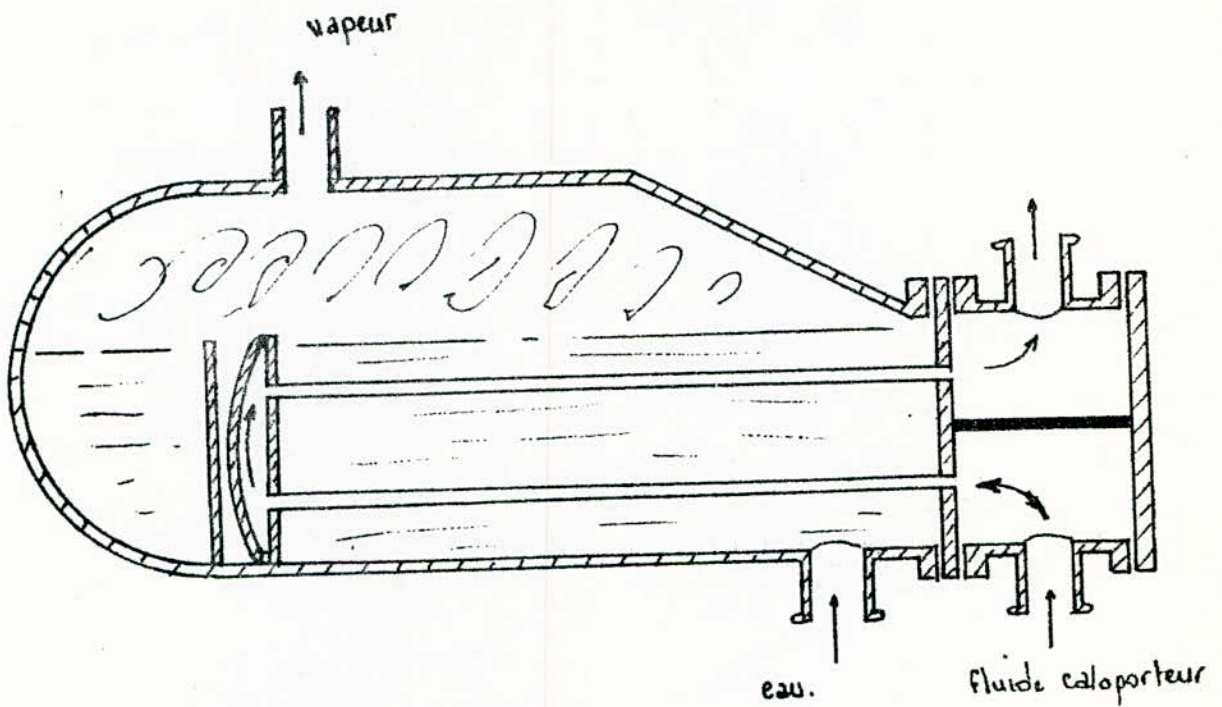
#### 6.4.3.1 Générateur de vapeur du type horizontal:

Ce type est facile à construire et assure une haute sécurité. Il se caractérise par de faibles vitesses de la vapeur à l'entrée de la chambre de vapeur, c'est pourquoi, avec un tel générateur de vapeur il suffit d'employer pour le séchage de la vapeur les installations de séparation les plus simples. Cependant ces appareils sont encombrants en surface.

#### 6.4.3.2. Générateur de vapeur du type Vertical:

Ce type d'appareils n'est pas encombrant en surface et son encombrement en hauteur n'est pas gênant vu la hauteur importante des salles de machines. Il offre, en outre, une surface d'échange plus grande (coefficient de transfert plus grand). Cependant, dans ces appareils, la vapeur a de grandes vitesses à l'entrée de la chambre de vapeur ce qui nécessite l'installation de séparateurs hautement efficaces. En plus, ces appareils ne doivent pas être réalisés avec une plaque turbulente inférieure, et cela à cause de concentrations élevées en ions chlorure et en alcalins, qui entraînent la destruction





### 6.5. Générateur de vapeur du type horizontal:

des tubes aux endroits de soudage ; pour cette raison on utilise des tubes en U, mais cette construction rend l'entretien plus difficile.

En tenant compte de ces caractéristiques, on a opté pour un générateur de vapeur du type horizontal.

L'appareil (fig. 6.5) est conçu avec un déversoir dont la hauteur correspond environ au diamètre du faisceau afin que celui-ci soit constamment submergé.

La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau afin de ménager au dessus du niveau liquide une zone de désengagement de la vapeur et éviter les entrainements de liquide.

## CHAPITRE VII SYSTEME DE STOCKAGE

### 7.1 Introduction:

L'énergie solaire n'est disponible pour des utilisations efficaces, telle que la production de l'énergie électrique, que durant une fraction de la durée de l'année et cela à cause de son caractère intermittent et aléatoire. Pour la rendre plus efficace, deux solutions sont possibles.

\* L'interconnection des centrales électro-solaires dans le réseau électrique. Ainsi les centrales fonctionneront quand le soleil permet. Elle seront remplacées par les centrales à combustibles quand les conditions atmosphériques sont défavorables.

\* Les centrales solaires fournissent toute l'énergie, mais la plus grande partie de cette énergie doit être stockée pour compenser les passages nuageux, les nuits et les journées sans soleil. Cependant ces stockages demandent des investissements importants et des régulations complexes.

### 7.2 Temps de stockage envisagés dans les centrales.

Les variations de températures brusques, correspondant à des passages nuageux accidentels, conduiraient à des chocs thermiques préjudiciables ou même inadmissibles pour les équipements, et diminueraient leur durée de vie. Deux à trois heures de stockage sont dans ce cas obligatoires dans toute centrale solaire.

D'autres durées de stockage sont à prévoir pour assurer l'efficacité de l'utilisation de l'énergie solaire. Elles dépendent du lieu d'implantation de la centrale.

Dans les régions à climat tempéré, comme le nord Algérien, il est rare que le soleil soit complètement absent pendant 48 heures. On peut donc penser dans une première étape à effacer les nuits et prévoir 16 heures de stockage. On peut dans une deuxième étape prévoir des stockages de 48h pour utiliser au maximum l'énergie solaire. Pour les régions à climat chaud telles que le sud Algérien, 16 heures de stockages sont largement suffisantes, car dans ces régions la nébulosité est très faible.

### 7.3 Différents types de stockage d'énergie.

Les formes de stockage d'énergie, à températures modérées sont multiples. Aucune n'est parfaite, aucune n'est définitive.

Le stockage thermique de masse, ou accumulateurs de chaleur, est celui qui s'impose, en premier à l'esprit, dans le cas de l'énergie solaire. Dans les centrales électro-solaires ou fournies directement de l'énergie sous forme thermique, ce serait donc la forme la plus simple de stockage, car elle diminuerait les problèmes de conversions.

Les accumulateurs de chaleur à températures modérées sont très variés. Certains sont classiques et bien connus, mais poussés en vue conditions de réalisation (eau chaude, fluides organiques).

D'autres seraient réalisables, mais pour lesquels les problèmes

de corrosion et de transport restent à résoudre (soude, sel minéraux)  
D'autres, enfin, théoriquement intéressants mais qui ne sont encore qu'à peine évoqués (chaleur d'hydratation).

a. Eau chaude: Le stockage de l'eau chaude sous pression conduit à des stockages de grandes dimensions et très coûteux.

b. Les fluides organiques: Ils sont utilisés comme fluides caloporteurs et ne permettent de stocker que des quantités réduites de calories à températures modérées, pendant un temps limité. Il n'est possible de les envisager que pour des stockages journaliers ou nébulaires.

c. Les matériaux réfractaires: Ces matériaux (concrètes, gallets, briques à dimensions réduites) sont théoriquement satisfaisants comme accumulateurs de chaleur; mais se heurtent à de multiples inconvénients. Ils doublent les volumes de stockages et conduisent à des encrassements.

d. Produits minéraux: L'utilisation des chaleurs de transformation de certains corps, tels que la soude et la potasse, a permis de pallier à l'insuffisance, pour les stockages prolongés, des fluides caloporteurs. La soude et la potasse ont des chaleurs spécifiques élevées. Elles sont très stables et ont de faibles tensions de vapeur même à haute température. Leurs prix sont très faibles et sont largement disponibles. Mais leur effet corrosif est très intense. C'est là le premier et principal obstacle à leur emploi.

Cependant, la corrosion produite par la soude sur les aciers au carbone, est très nettement éliminée par l'addition d'une petite quantité de nitrate qui joue le rôle de passivant. Il est possible d'utiliser la soude à des températures allant jusqu'à  $500^{\circ}\text{C}$  sans danger.

Des expériences de plusieurs années aux U.S.A ont confirmées que la soude pouvait être manipulée dans des tuyauteries en acier en toute sécurité. Des essais de très longues durées permettent de garantir une pénétration de soude inférieure à  $0,1\text{mm}$  par an. Entre  $500$  et  $140^{\circ}\text{C}$ , les stockages de soude occupent le tiers de la surface au sol nécessaire aux stockages d'eau chaude de même capacité. Le coût du stockage étant moins élevé que le stockage d'eau chaude.

#### 7.4 Conclusion :

Les sels minéraux sont les genres de stockage qui s'adaptent le mieux aux centrales électrosolaires à moyennes puissances. Cependant une étude technico-économique plus poussée est nécessaire pour la réalisation pratique du stockage.

## CHAPITRE VIII

### CALCULS ET RESULTATS.

#### 8.1 Methode de calcul:

On pose le problème de calcul solaire de la façon suivante.

- \* Evaluation du bilan énergétique global de l'installation
- \* Pour une puissance électrique donnée, quels doivent être la surface de captation, les débits des fluides de travail et les caractéristiques de ces fluides, pour assurer la production de cette puissance. L'établissement du calcul d'une installation solaire suppose tout d'abord la connaissance de l'énergie solaire qu'elle reçoit. Cette énergie sera définie par plusieurs facteurs:

- \* des données maximales : la quantité d'énergie reçue par une belle journée (ciel clair sans passage nuageux) ainsi que la puissance instantanée prévisible au cours d'une belle journée.

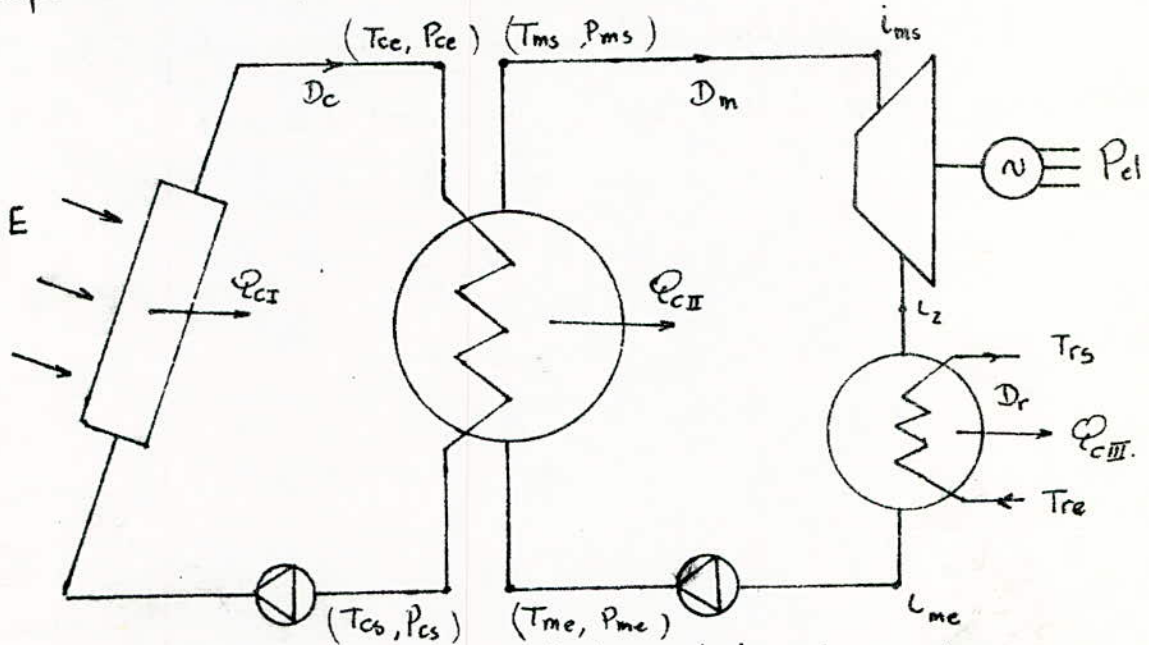
- \* des données moyennes : la quantité moyenne d'énergie reçue quotidiennement au cours d'une longue durée, incluant les données météorologiques locales.

Le lieu d'installation de la centrale n'étant pas choisi, on se propose de faire les calculs pour une valeur fixe de l'éclairement énergétique au niveau du capteur et une température du milieu ambiant donnée.

#### 8.2 Bilan énergétique global de la centrale:

L'économie thermique d'une centrale solaire est caractérisée

par les valeurs du rendement et de la consommation spécifique de chaleur. Le système de calcul est appliqué tout d'abord au circuit secondaire de la centrale. Celui-ci étant identique au circuit de vapeur des centrales à combustibles.



81 Schéma de principe de la centrale électro-solaire.

$(T_{ce}, P_{ce})$  et  $(T_{cs}, P_{cs})$  : températures et pressions du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du générateur de vapeur.

$(T_{me}, P_{me})$  et  $(T_{ms}, P_{ms})$  : températures et pressions du fluide moteur à l'entrée et à la sortie du générateur de vapeur.

$T_{re}$  et  $T_{rs}$  : températures du fluide réfrigérant à l'entrée et à la sortie du condenseur.

$D_c, D_m, D_r$  : débits respectifs des fluides caloporteur, moteur et réfrigérant.

$i_{me}, i_{ms}$  : enthalpies du fluide moteur à l'entrée et à la sortie du générateur de vapeur.

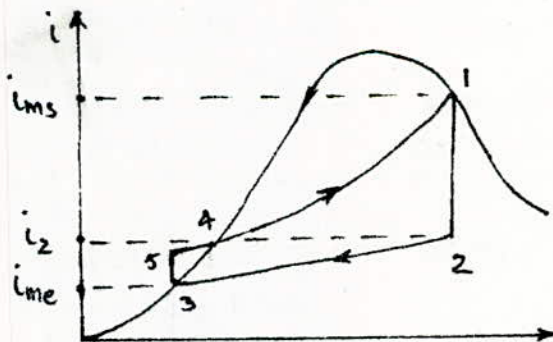
$i_2$ : enthalpie du fluide moteur à l'entrée du condenseur.

En pratique, on néglige les variations d'enthalpies dues au pompage, et cela pour leur faibles valeurs. D'autre part, on néglige les variations de températures et de pressions d'un élément à l'autre de la centrale. Ainsi on aura :

La température et la pression du fluide moteur à l'admission de la turbine qui sont pratiquement égales à la température et à la pression du fluide moteur à la sortie du générateur de vapeur.

La température et la pression du fluide caloporteur à la sortie du système de captation sont pratiquement égales à la température et à la pression du fluide caloporteur à l'entrée du générateur de vapeur.

Le diagramme  $i-s$  du cycle de Rankine est donné par la figure suivante.



Ce diagramme est construit pour un cycle théorique caractérisé par la réversibilité de toutes les transformations et l'absence de pertes lors du transport du fluide. La quantité de chaleur fournie au fluide moteur dans le générateur de vapeur a pour expression :

$$Q_{CH} = D_m (i_{ms} - i_{me}) \quad (8.1)$$

La vapeur produite par le générateur est admise dans la turbine



où elle subit une détente adiabatique de la pression  $P_m$  jusqu'à la pression  $P_c$  régnant dans le condenseur. En se détendant, la vapeur produit un travail qui est équivalent à la variation d'enthalpie entre les points 1 et 2 et est donnée par:

$$H = D_m (i_{1m} - i_2) \quad (8.2)$$

Le fluide moteur cède sa chaleur dans le condenseur. La quantité de chaleur ainsi dégagée est donnée par:

$$Q_{cvt} = D_m (i_2 - i_{m2}) \quad (8.3)$$

En tenant compte des approximations pratiques que nous venons de citer plus haut, le rendement théorique du cycle de Rankine est pratiquement égal à:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{cvt} - Q_{cvt}}{Q_{cvt}} \approx \frac{(i_1 - i_3) - (i_2 - i_3)}{i_1 - i_3}$$

$$\text{Donc } \eta_{th} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} \quad (8.4)$$

Dans les centrales thermiques modernes fonctionnant dans le domaine des moyennes températures ce rendement est compris entre 30% et 43%. Dans le cycle réel, le caractère irréversible des évolutions dans la turbine provoque des pertes d'énergie de la vapeur. Cela signifie qu'on ne peut utiliser qu'une fraction  $H'$  de la chute d'enthalpie disponible  $H$ . Le rapport entre les deux chutes d'enthalpie  $H'/H$  exprime ce que l'on appelle le rendement interne relatif de la turbine. Ce rendement est généralement compris entre 0,8 et 0,92. Sa valeur dépend du débit en volume de vapeur, du rapport de la pression en aval et en amont de la turbine et l'humidité de la vapeur.

D'autre part, le travail  $w_e$  sur l'arbre d'accouplement de la turbine est inférieur au travail interne  $w_i$ . La différence étant représentée par les pertes mécaniques. Le rendement mécanique correspondant  $\eta_m$  est généralement compris entre 0,97 et 0,99. L'énergie aux bornes de l'alternateur  $w_{el}$  est inférieure à  $w_e$ . Le rapport  $w_{el}/w_e$  exprime le rendement de l'alternateur  $\eta_{AI}$  qui est généralement compris entre 0,97 et 0,99.

Les pertes calorifiques totales dans la tuyauterie, au milieu extérieur, peuvent être évalués à 1,2 % ou 1,5%. Soit un rendement de la tuyauterie de  $\eta_{TCII} = 0,985$

Les pertes de chaleur dans l'installation génératrice de vapeur sont liées à l'échange thermique avec le milieu ambiant. Actuellement on a des générateurs de vapeur ayant un rendement  $\eta_{gv}$  de 0,98 à 0,99

Le rendement du circuit secondaire  $\eta_{CII}$  compte tenu des pertes à pour expression.

$$\eta_{CII} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{AI} \cdot \eta_{TCII} \quad (8.5)$$

Pour le calcul du rendement global de la centrale  $\eta_G$ , il faut tenir compte des pertes calorifiques dans la tuyauterie du circuit primaire et du rendement de conversion de l'énergie solaire en énergie calorifique, en d'autres termes, le rendement du capteur  $\eta_{cap}$

$$\eta_G = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{AI} \cdot \eta_{TCII} \cdot \eta_{gv} \cdot \eta_{TCI} \cdot \eta_{cap} \quad (8.6)$$

En exploitation, le rendement réel est toujours inférieur au.

rendement calculé et ceci est causé par les pertes de chaleur provoquées par les arrêts et les démarrages des groupes, par l'altération du vide, l'encrassement des surfaces de refroidissement dans le condenseur.

Le rendement que nous venons de déterminer est le rendement brute de la centrale électro-solaire. Pour déterminer le rendement net de l'installation, il faudrait connaître la consommation en énergie électrique du service auxiliaire et l'énergie nécessaire à l'entraînement des pompes. Cependant, le rendement brute est suffisant pour l'étude de l'efficacité de la centrale électro-solaire.

### 8.3 Détermination des débits et des caractéristiques des fluides :

Pour une puissance électrique donnée, la détermination des débits et des caractéristiques des fluides de travail nécessite la connaissance de certaines données qui sont adoptées à la base des considérations théoriques exposées dans le présent projet et dans les ouvrages spécialisés.

Pour cela on se fixe :

- \* La température du fluide caloporteur à l'entrée du générateur de vapeur  $T_{ce}$  qui est pratiquement égale à la température du fluide caloporteur à la sortie du système de captation.

- \* Les températures du fluide réfrigérant à l'entrée et à la sortie du condenseur  $T_{re}$  et  $T_{rs}$ .

- \* La pression dans le condenseur  $P_c$  qui est comprise, pour les condenseurs modernes entre 0,035 et 0,05 atmosphères. Des tables thermodynamiques, on tire la température de condensation et par

suite, la température du fluide moteur à la sortie du condenseur.

\* l'écart de température  $\Delta T$  entre la température du fluide réfrigérant à la sortie du condenseur et de la température de condensation

\* le rapport de condensation généralement compris entre 50 et 60 pour les centrales thermiques à vapeur. (cf. 6.3).

Les équations du transfert de chaleur au niveau du générateur de vapeur déjà établies (cf. 6.2)

$$D_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = D_m C_{pm} (T_{ms} - T_{me})$$

$$\epsilon_{ev} D_{min} C_{pmin} (T_{ce} - T_{me}) = D_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})$$

$$\epsilon_{ev} D_{min} C_{pmin} (T_{ce} - T_{me}) = D_m C_{pm} (T_{ms} - T_{me}).$$

où  $\epsilon_{ev}$  est l'efficacité du générateur de vapeur, qui est généralement comprise entre 0,8 et 0,9.

$C_{pmin}$  est la plus faible chaleur spécifique à pression constante dans notre cas la chaleur spécifique du fluide caloporteur (cf. 5-2)

Les expressions précédentes nous permettent de tirer:

$$T_{cs} = T_{ce} - \epsilon_{ev} (T_{ce} - T_{me}) \quad (8.7)$$

L'expression (8.7) nous permet de déterminer la température moyenne du fluide caloporteur. La puissance produite sur l'arbre de la turbine est:

$$P_t = D_m \frac{c_{ms} - c_e}{860} 2i 2m \quad (8.8)$$

$$\text{or: } P_t = P_1 / 2_{A1} \quad (8.9)$$

Les expressions (8.8) et (8.9) on tire

$$c_{ms} - c_e = \frac{P_1 \cdot 860}{D_m 2i 2m 2_{A1}} \quad (8.10)$$

d'autre part, la relation (6.18) nous permet d'écrire.

$$i_2 - i_{me} = \frac{D_r}{D_m} (T_{rs} - T_{re}) \quad (8.11)$$

Les expressions (8.10) et (8.11) nous donnent:

$$i_{ms} - i_{me} = \frac{Pel \cdot 860}{\eta_m \eta_i \eta_{AI} D_m} + \frac{D_r}{D_m} (T_{rs} - T_{re})$$

$$\text{d par suite } \eta_{th} = \left( 1 + \eta_{AI} \eta_m \eta_i \frac{m D_m (T_{rs} - T_{re})}{Pel \cdot 860} \right)^{-1} \quad (8.12)$$

$$\Rightarrow D_m = \left( \frac{1}{\eta_{th}} - 1 \right) \frac{Pel \cdot 860}{\eta_m \eta_{AI} \eta_i m (T_{rs} - T_{re})} \quad (8.13)$$

Sachant que pour des cycles fonctionnant dans le domaine des moyennes températures,  $\eta_{th}$  est compris entre 0,3 et 0,43.

Le débit du fluide réfrigérant serait de:

$$D_r = 50 D_m \quad (8.14)$$

La quantité de chaleur fournie par le générateur de vapeur est donnée par l'expression:

$$Q_{cII} = \frac{Pel \cdot 860}{\eta_{cII}} \quad (8.15)$$

$$\text{or } Q_{cII} = D_m C_{pm} (T_{ms} - T_{me}) \quad (8.16)$$

$$\text{donc } T_{ms} = \frac{Pel \cdot 860}{\eta_{cII} D_m C_{pm}} + T_{me} \quad (8.17)$$

d'autre part l'expression  $D_m C_{pm} (T_{ms} - T_{me}) = D_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})$

$$\text{nous permet d'écrire: } D_c = \frac{D_m C_{pm} (T_{ms} - T_{me})}{C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})} \quad (8.18)$$

Une fois toutes les températures déterminées, les pressions et les

enthalpies seront déterminées à l'aide des tables thermodynamiques.

### 8.3.1 Dimensionnement des échangeurs de chaleur:

La relation (6.1) nous permet de déterminer la surface d'échange, offerte par un échangeur de chaleur, nécessaire au transfert d'une certaine quantité de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, soit:

$$A = \frac{\Phi}{U \cdot \Delta T_m} \quad (8.19)$$

Il est à noter, qu'il est indispensable de calculer la surface de l'appareil pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert "S2le  $U_s$ " en fonction de la nature des fluides en circulation et de leur rôle en chauffage ou refroidissement. Le tableau 1 en annexe présente quelques valeurs usuelles pour une estimation rapide de  $U_s$ .

### 8.4 Exemples de calculs:

Dans les calculs suivants donnés sous forme de tableaux on a fixé :

Le rendement mécanique  $\eta_m = 0,98$

Le rendement de l'Alternateur  $\eta_{alt} = 0,98$

Le rendement interne de la turbine  $\eta_i = 0,86$

Le rendement de la tuyauterie  $\eta_{tuy} = 0,985$

Le rendement du générateur de vapeur  $\eta_{gv} = 0,98.$

$$P_{el} = 500 \text{ kW}$$

Paramètres fixés

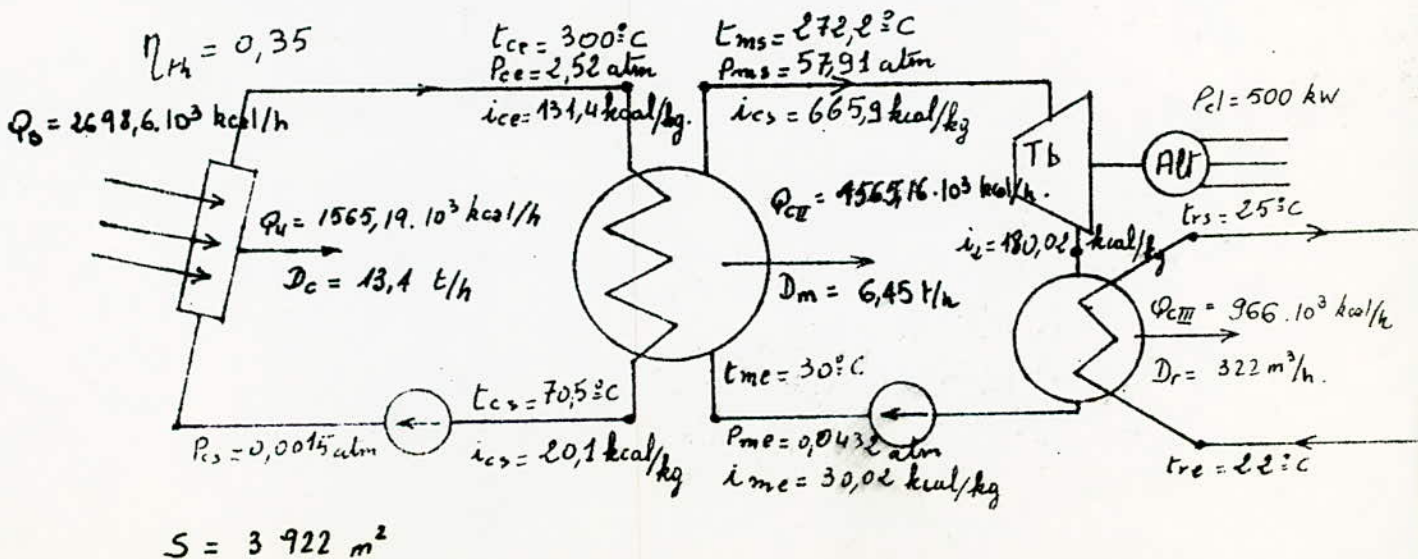
$t_{ce} / \text{°C}$ $P_{ce} / \text{atm}$	$t_{re} / \text{°C}$	$t_{rs} / \text{°C}$	$\Delta T / \text{°C}$	$D_r / D_m$	$E_{ev}$	$U_{sev}$	$E_{cs}$	$U_{sc}$	$C$	$E / \text{W/m}^2$	$V / \text{m/s}$	$t_A / \text{°C}$
300 2,52	22	25	5	50	0,85	600	0,85	1500	15	800	1	20

paramètres du circuit secondaire

$\eta_{th}$	$t_{me} / \text{°C}$ $P_{me} / \text{atm}$	$t_{ms} / \text{°C}$ $P_{ms} / \text{atm}$	$D_m / \text{t/h}$	$Q_{cII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mII} / \text{°C}$	$A_{ev} / \text{m}^2$	$D_r / \text{m}^3/\text{h}$	$Q_{cIII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mIII} / \text{°C}$	$A_c / \text{m}^2$
0,35	30 0,0432	272,2 57,91	6,45	1565,16	33,75	77,29	322	966	6,38	101
0,4	30 0,0432	292,5 79	5,21	1364,43	19,6	116,45	260,5	781,5	6,38	81,66

paramètres du circuit primaire

$\eta_{th}$	$T_{cs} / \text{°C}$ $P_{cs} / \text{atm}$	$T_m / \text{°C}$	$\eta_{cap}$	$D_c / \text{t/h}$	$Q_u / 10^3 \text{ kcal/h}$	$Q_s / 10^3 \text{ kcal/h}$	$S / \text{m}^2$
0,35	70,5 0,0015	242,4	0,58	13,4	1565,19	2698,6	3922
0,4	70,5 0,0015	242,4	0,58	11,7	1370,12	2362,28	3433,5



$$P_{el} = 1 \text{ MW}$$

-88-

parametres Fixés

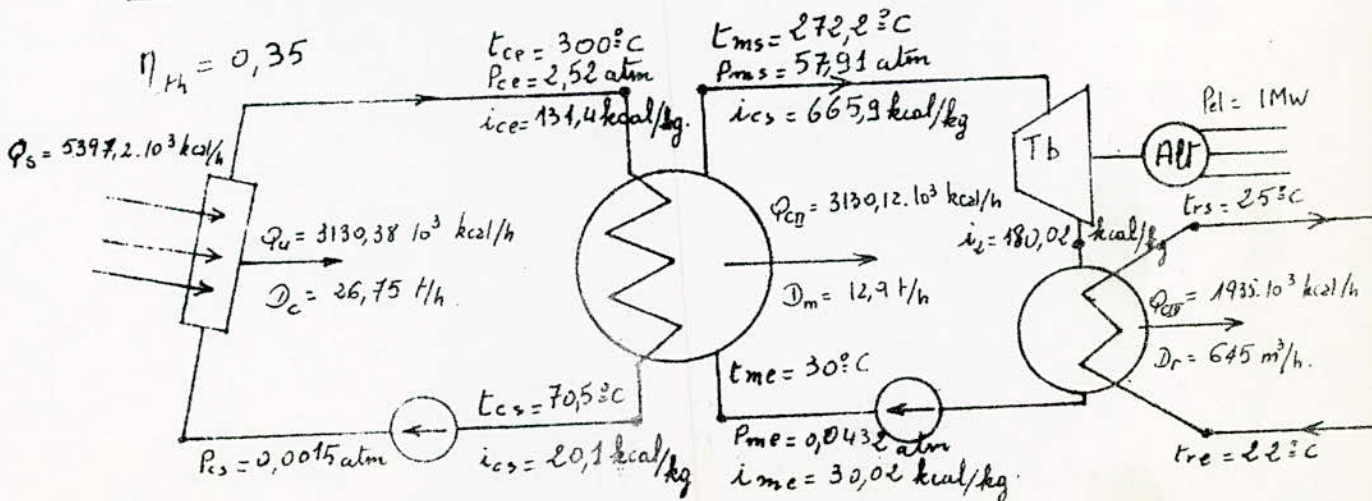
$t_{ce} / \text{°C}$ $P_{ce} / \text{atm}$	$t_{re} / \text{°C}$	$t_{rs} / \text{°C}$	$\Delta T / \text{°C}$	$D_r / D_m$	$E_{ev}$	$U_{sev}$	$E_{co}$	$U_{sc}$	$C$	$E / \text{w/m}^2$	$V / \text{m/s}$	$t_a / \text{°C}$
300 2,52	22	25	5	50	0,85	600	0,85	1500	15	800	1	20

parametres du circuit secondaire.

$\eta_{th}$	$t_{me} / \text{°C}$ $P_{me} / \text{atm}$	$t_{ms} / \text{°C}$ $P_{ms} / \text{atm}$	$D_m / \text{t/h}$	$Q_{cII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mII} / \text{°C}$	$A_{ev} / \text{m}^2$	$D_r / \text{m}^3/\text{h}$	$Q_{cIII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mIII} / \text{°C}$	$A_c / \text{m}^2$
0,35	30 0,0432	272,2 57,91	12,9	3130,2	33,75	154,57	645	1935	6,38	202,14
0,4	30 0,0432	292,5 79	10,42	2738,16	19,6	232,9	521	1563	6,38	163,32

parametres du circuit primaire

$\eta_{th}$	$T_{cs} / \text{°C}$ $P_{cs} / \text{atm}$	$T_m / \text{°C}$	$\eta_{cap}$	$D_c / \text{t/h}$	$Q_u / 10^3 \text{ kcal/h}$	$Q_s / 10^3 \text{ kcal/h}$	$S / \text{m}^2$
0,35	70,5 0,0015	242,4	0,58	26,75	3130,38	5397,2	7844,8
0,4	70,5 0,0015	242,4	0,58	23,41	2740,23	4724,53	6867,1



$$S = 7844,8 \text{ m}^2$$



$$P_{el} = 1,5 \text{ MW}$$

-89-

parametres fixes.

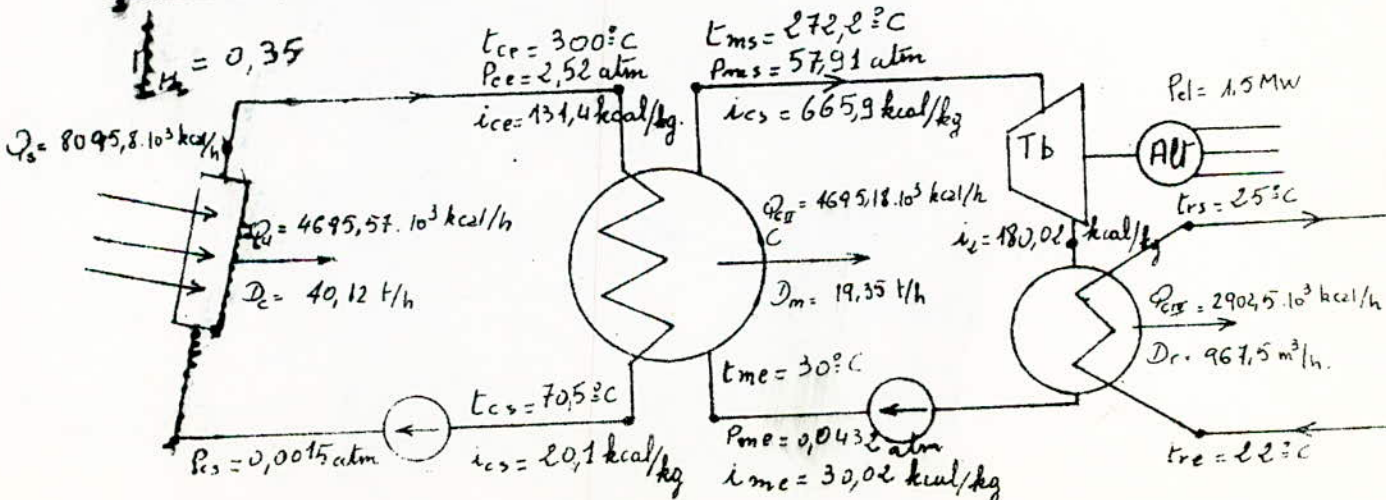
$t_{ce} / \text{°C}$ $P_{ce} / \text{atm}$	$t_{re} / \text{°C}$	$t_{rs} / \text{°C}$	$\delta t / \text{°C}$	$D_r / D_m$	$E_{ev}$	$U_{sov}$	$E_{crit}$	$U_{sc}$	$C$	$E / \text{W/m}^2$	$V / \text{m/s}$	$t_A / \text{°C}$
300	22	25	5	50	0,85	600	0,85	1500	15	800	1	20
2,52												

parametres du circuit secondaire

$\eta_{th}$	$t_{me} / \text{°C}$ $P_{me} / \text{atm}$	$t_{ms} / \text{°C}$ $P_{ms} / \text{atm}$	$D_m / \text{t/h}$	$Q_{cII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mII} / \text{°C}$	$A_{ev} / \text{m}^2$	$D_r / \text{m}^3/\text{h}$	$Q_{cIII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mIII} / \text{°C}$	$A_{c2} / \text{m}^2$
0,35	30 0,0432	272,2 57,91	19,35	4695,18	33,75	231,86	967,5	2902,5	6,38	303,29
0,4	30 0,0432	292,5 79	15,63	4108,29	19,6	349,34	781,5	2344,5	6,38	244,98

parametres du circuit primaire

$\eta_{th}$	$T_{cs} / \text{°C}$ $P_{cs} / \text{atm}$	$T_m / \text{°C}$	$\eta_{cap}$	$D_c / \text{t/h}$	$Q_{cu} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$Q_s / 10^3 \text{ kcal/h}$	$S / \text{m}^2$
0,35	70,5 0,0015	242,4	0,58	40,12	4695,57	8095,8	11767,15
0,4	70,5 0,0015	242,4	0,58	35,12	4110,35	7086,81	10300,6



$$S = 11767,15 \text{ m}^2$$

$$P_{el} = 2 \text{ M.W.}$$

-90-

parametres fixes

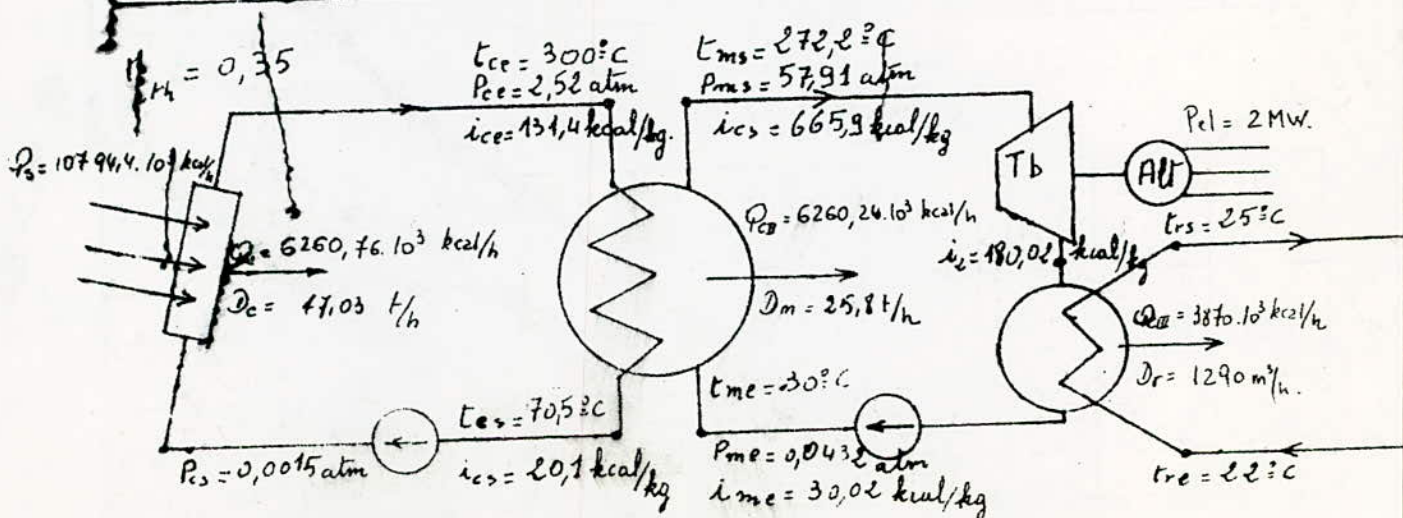
$t_{ce} / \text{°C}$ $P_{ce} / \text{atm}$	$t_{re} / \text{°C}$	$t_{rs} / \text{°C}$	$\delta T / \text{°C}$	$D_v / D_m$	$E_{cv}$	$U_{sev}$	$E_{crit}$	$U_{sc}$	$C$	$E / \text{w/m}^2$	$V / \text{m/s}$	$t_a / \text{°C}$
300 2,52	22	25	5	50	0,85	600	0,85	1500	15	800	1	20

parametres du circuit secondaire.

$\eta_{th}$	$t_{me} / \text{°C}$ $P_{ms} / \text{atm}$	$t_{ms} / \text{°C}$ $P_{ms} / \text{atm}$	$D_m / \text{t/h}$	$Q_{cII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mII} / \text{°C}$	$A_{ev} / \text{m}^2$	$D_r / \text{m}^3/\text{h}$	$Q_{cIII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mIII} / \text{°C}$	$A_c / \text{m}^2$
0,35	30 0,0432	272,2 57,91	25,8	6260,24	33,75	309,15	1290	3870	6,38	404,39
0,4	30 0,0432	292,5 79	20,84	5477,72	19,6	465,8	1042	3126	6,38	326,65

parametres du circuit primaire.

$\eta_{th}$	$T_{cs} / \text{°C}$ $P_{cs} / \text{atm}$	$T_m / \text{°C}$	$\eta_{cap}$	$D_c / \text{t/h}$	$Q_u / 10^3 \text{ kcal/h}$	$Q_s / 10^3 \text{ kcal/h}$	$S / \text{m}^2$
0,35	70,5 0,0015	242,4	0,58	47,03	6260,76	10794,4	15689,5
0,4	70,5 0,0015	242,4	0,58	41,17	5480,46	9449,1	13734,1



$$S = 15689,5 \text{ m}^2$$

$P_{el} = 5 \text{ MW}$

parametres fixes.

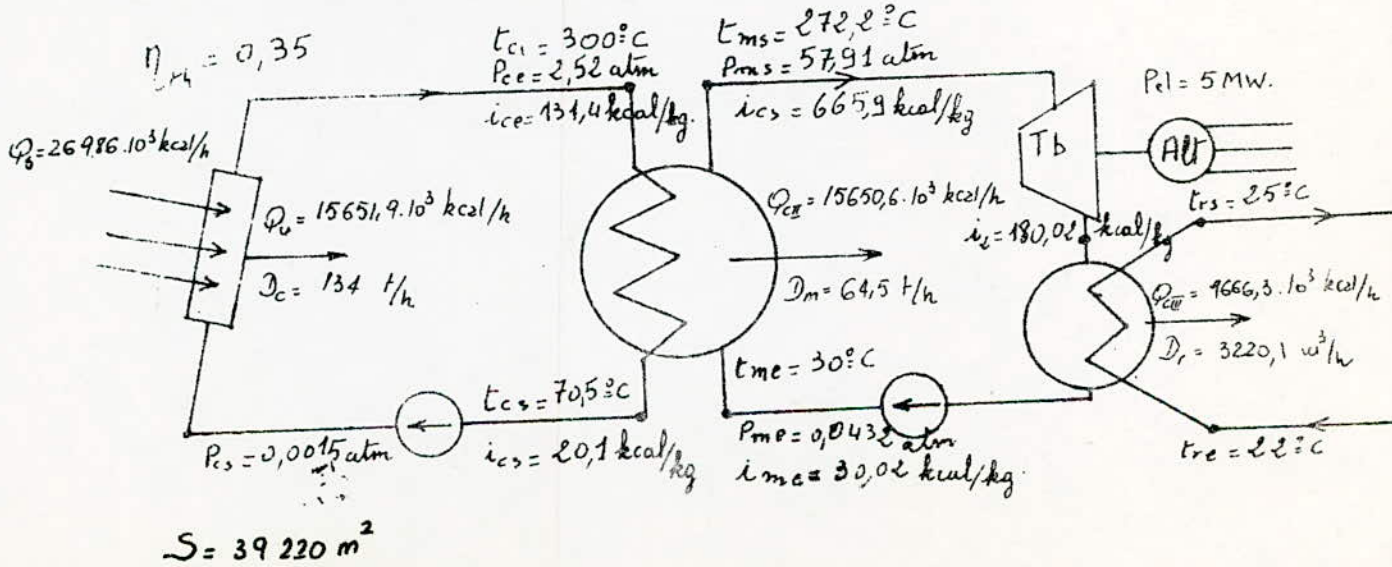
$t_{ce} / \text{°C}$	$t_{re} / \text{°C}$	$t_{rs} / \text{°C}$	$\delta T / \text{°C}$	$D_r / D_m$	$E_{ev}$	$U_{sev}$	$E_{ev}$	$U_{sc}$	$C$	$E / \text{w/m}^2$	$V / \text{m/s}$	$t_A / \text{°C}$
300 2,52	22	25	5	50	0,85	600	0,85	1500	15	800	1	20

parametres du circuit secondaire.

$\eta_{th}$	$t_{me} / \text{°C}$	$t_{ms} / \text{°C}$	$D_m / \text{t/h}$	$Q_{cII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mII} / \text{°C}$	$A_{ev} / \text{m}^2$	$D_r / \text{m}^3/\text{h}$	$Q_{cIII} / 10^3 \text{ kcal/h}$	$\Delta T_{mIII} / \text{°C}$	$A_{c2} / \text{m}^2$
0,35	30 0,0432	272,2 57,91	64,5	15650,6	33,75	772,87	3220,1	9666,3	6,38	1010
0,4	30 0,0432	292,5 79	52,1	13694,3	19,6	1164,5	2605,2	7815	6,38	816,61

parametres du circuit primaire

$\eta_{th}$	$T_{cs} / \text{°C}$	$T_m / \text{°C}$	$\eta_{cap}$	$D_c / \text{t/h}$	$Q_u / 10^3 \text{ kcal/h}$	$Q_s / 10^3 \text{ kcal/h}$	$S / \text{m}^2$
0,35	70,5 0,0015	242,4	0,58	134	15651,9	26986	39220
0,4	70,5 0,0015	242,4	0,58	117	13701,2	23622,8	34335,1



### 8.5 Exploitation des résultats.

En examinant les résultats obtenus. On remarque que les surfaces de captation deviennent importantes à partir du niveau de puissance de 1,5 MW. Au-delà de cette puissance, l'installation du point de vue économie n'est plus rentable.

Serait-il possible de réduire la surface de captation tout en ayant la même puissance électrique aux bornes du générateur? Actuellement, deux solutions sont possibles.

Vu les relations qui existent entre les trois paramètres fondamentaux; surface de captation plus méthode de conversion, surface d'échange du générateur de vapeur et le débit du fluide moteur. La surface de captation peut être réduite en augmentant les deux autres paramètres.

Cependant, l'augmentation du débit du fluide caloporteur entraîne l'augmentation des frais de pompage et des tuyauteries; d'autre part, l'augmentation de la surface d'échange du générateur de vapeur n'est pas toujours réalisable techniquement.

Un programme de calcul sur ordinateur nous permettra d'optimiser le système. Mais il est certain que cette solution ne permettra de passer au stade de l'illuminant du rayonnement solaire et surtout au stockage.

L'augmentation du rendement du capteur nécessite

une augmentation de la concentration moyenne du réflecteur.

Pour réaliser l'augmentation de la concentration on est amené à réduire au maximum la surface de l'absorbeur ou l'augmentation du diamètre d'ouverture du capteur.

La première solution entraînerait la diminution du débit du fluide caloporteur et pour assurer un passage important d'énergie calorifique entre la surface de captation et le système d'évaporation. On est alors obligé de monter un grand nombre de capteurs en parallèle ce qui entraîne des pertes de charges importantes et des problèmes d'équilibres complexes.

La deuxième solution entraînera des problèmes d'ordre techniques au niveau de l'orientation des capteurs car les éléments seront lourds et encombrants.

En réalité, le rendement global de la centrale est plus faible et ceci est dû aux conditions d'exploitations que nous venons de citer, au caractère aléatoire de l'éclairement énergétique et aux pertes de charges dans le système de captation.

Donc, les surfaces de captation réelles seront plus importantes que les surfaces calculées pour une même puissance électrique.

Pour le circuit secondaire, le choix du débit de vapeur, qui est le paramètre le plus important, dépend directement du rendement thermodynamique. Ce dernier est fonction des températures des fluides moteur et réfrigérant et des surfaces d'échanges du condenseur et du générateur de vapeur.

L'amélioration du rendement thermodynamique nécessite ou bien l'augmentation du débit de vapeur et ceci entraîne l'augmentation des frais de pompage et des tuyauteries, ou bien l'augmentation des surfaces d'échanges et ceci entraîne l'augmentation des prix des échangeurs et de leur volume.

Enfin un choix optimal des fluides caloporteur et moteur entraînerait l'amélioration du rendement global.

## CONCLUSION

Les recherches continuent, et les résultats sont de plus en plus encourageants, donc il serait très tôt de faire une conclusion générale et définitive sur l'utilisation de l'énergie solaire dans la production d'électricité.

Néanmoins, l'étude que nous venons de faire nous permet de conclure que l'utilisation des capteurs cylindro-paraboliques dans la production d'électricité, par conversion thermique préalable est théoriquement intéressante jusqu'au niveau de 1,5 MW.

Afin de tirer le meilleur profit de ce procédé, une attention particulière doit être accordée au système de captation. Au delà de 1,5 MW, il serait plus intéressant d'utiliser des concentrateurs à focalisation ponctuelle.

Pour rendre son utilisation plus efficace, et pour assurer un fonctionnement stable et continu de l'installation, une étude plus poussée du système de stockage et de la régulation de l'ensemble est nécessaire.

Tableau 1.  
Coefficient de transfert sale  $U_s$

ECHANGEURS.		$U_s$ kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
fluide chaud	fluide froid	
Eau	Eau	1250 à 2500
Solution aqueuses	Solution aqueuse	1250 à 2500
hydrocarbures légers $\rho < 1,8 \text{ kg/m.l.}$	hydrocarbures légers	200 à 370
hydrocarbures moyens $1,8 < \rho < 3,6 \text{ kg/m.l.}$	hydrocarbures moyens	100 à 300
hydrocarbures Lours $\rho > 3,6 \text{ kg/m.l.}$	hydrocarbures Lours.	50 à 200
hydrocarbures légers	hydrocarbures lours	50 à 200
hydrocarbures lours	hydrocarbures légers	150 à 300
hydrocarbures légers	Eau	370 à 730
hydrocarbures moyens	Eau	250 à 610
hydrocarbures lours	Eau	25 à 730
Gaz	Eau	10 à 250
Eau	Szumure	500 à 1000
hydrocarbures légers	Szumure	200 à 500
Vapeur d'eau	Eau, méthanol, ammoniac	1000 à 3400.
Vapeur d'eau	solutions aqueuses	500 à 2500
Vapeur d'eau	hydrocarbures légers	100 à 500
Vapeur d'eau.	hydrocarbures lours	30 à 300
Vapeur d'eau	hydrocarbures moyens.	250 à 500



## BIBLIOGRAPHIE

- \* Electricite Solaire : W. Palz.
- \* Thermique generale : I. CHVETZ . M. KONDAK . N. KIRAKOVSKI
- \* Les capteurs heliothermiques : Jacques Deszutel.
- \* Physique des convertisseurs heliothermiques:  
P. Gallet . F. papini . G. Feri .
- \* Turbines à vapeur et à gaz : Lucien VIVIER
- \* Transmission de la chaleur thermodynamique: F. KREITH
- \* Transfert de chaleur : W. F. Mc ADAMS.
- \* Tables et diagrammes thermodynamiques K. RAŽNJENIĆ
- \* Techniques de l'ingénieur - transmission de la chaleur.
- \* thermodynamique technique:  
V. KIRILLIN . V. SVTCHEV . A. SHEINDLIN .
- \* projet de fin d'études " ENITA " Etude et réalisation d'un collecteur cylindro-parabolique à caloduc . étudié par B. MIR , B. RAIAH et C. TOUTIRI
- \* projet de fin d'études " ENP " Electrotechnique . centrales électro-solaires à basses températures.

