

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



**Ecole Nationale Polytechnique**  
**Département de Génie Mécanique**

**Mémoire de Projet de fin d'étude d'ingénieur**

Thème

*Etude de stockage de l'énergie thermo solaire pour  
une centrale de 25MWe solaire*

**Présenté par :**

**SID Youcef**

**Proposé et Dirigé par :**

**Prof. Mohand A. AIT ALI**

**Promotion: Juin 2013**

العمل المقدم في هذه الورقة يتمثل دراسة نظام التخزين الحراري للطاقة الشمسية 25 ميغا وات  
تقييم كمية الاحتياجات الحرارية تخزينها في كل شهر وهذا اعتمادا فاعلية 30  
اجهزة التخزين الذي تم اختياره. في نهاية برصد تصميم الدراسة من النظام الشمسي م  
الألواح الشمسية اللازمة لتلبية احتياجات التخزين  
التخزين المصهور. شمسية، :  
خزين  
التجميع  
نصهر

**Résumé :** Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'étude d'un système de stockage thermique l'énergie solaire pour une centrale de 25 MWe. Il consiste à évaluer les besoins en quantité de chaleur à stocker chaque mois de l'année en supposant un rendement de conversion moyen de 30% ; il présente le circuit de stockage et un bilan d'énergie général sur les différentes déperditions thermiques du réservoir utilisé pour un stockage en sels fondus. Finalement, un dimensionnement de l'installation solaire est fait à partir des relations donnant la surface de captage et le nombre de collecteurs solaires nécessaires pour répondre aux besoins d'énergie affichés.

**Mots clés :** centrale solaire, réservoir de stockage, collecteur solaire, stockage à sel fondu.

**Abstract:** The work presented in this paper is related to a study of a thermal storage system for a solar energy power plant of 25 MWe. It consists in evaluating thermal energy needs to be stored every month of the year assuming a given conversion efficiency of 30%. It presents the storage network and general energy balance with the various thermal losses of the storage tank with molten salts. Finally, an assessment of the solar park dimensions is performed based on relations giving the collecting surface areas and the number of solar collectors necessary to meet the energy needs expressed

**Keywords:** solar power plant, storage tank, solar collector, molten salt storage

## **REMERCIEMENTS**

*Tout d'abord, je remercie Dieu de m'avoir permis d'arriver à cette fin d'études.*

*Un grand Merci à monsieur Mohand Améziane AIT ALI, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, de m'avoir inspirée le sujet de ce travail et de m'avoir guidée par ses précieux conseils lors de sa réalisation. J'ai toujours trouvé auprès de lui un accueil bienveillant et le souci de me faire profiter de son expérience.*

*Je remercie les membres du jury pour avoir pris le temps et le soin de lire ce rapport.*

*Je n'oublie pas de remercier aussi les enseignants du département Génie Mécanique et les enseignants de l'ENPEI et l'ENP d'avoir participé à ma formation et de m'avoir prodigué un enseignement enrichi par leur expérience.*

# *Dédicace*

*Je dédie cette thèse*

*A ma chère mère*

*A mon cher père*

*A mes frères et mes sœurs*

*A tous mes amis*

*Youcef*

<b>Introduction Générale</b> .....	1
------------------------------------	---

## **Chapitre I : Généralité sur l'énergie solaire**

I.1 Introduction : .....	5
I.2 Conversion de l'énergie solaire .....	5
I.2.1 Solaire thermodynamique.....	6
I.2.2 L'énergie solaire thermique : .....	7
I.2.2 L'énergie solaire photovoltaïque.....	8
I.4 le rayonnement solaire .....	5
I.4.1 le Soleil .....	12
I.4.2 la constante solaire .....	13
I.4.3 le flux solaire .....	13
I.4.4 taux d'ensoleillement.....	11
I.5 Gisement solaire	

## **Chapitre II : Les centrales solaires à concentration**

II.1 Introduction.....	15
II.2 Cycle combiné .....	20
II.3 Le principe de fonctionnement des centrales solaires à concentration .....	16
II.3.1 Le Principe de la concentration.....	16
II.3.2 Les fluides caloporteurs et thermodynamiques.....	17
II.3.3 Les centrales solaires thermodynamiques.....	18
II.3.3.1 récepteurs linéaires.....	18
II.3.3.1 récepteurs ponctuels.....	18
II.4 Les centrales à récepteurs cylindro-paraboliques.....	19
II.4.1 Principe de fonctionnement.....	19
II.4.2 les avantages.....	20
II.4.3 Les inconvénients .....	20
II.5 Les centrales à concentrateurs linéaires de Fresnel .....	21
II.5.1 Principe de fonctionnement.....	21
II.5.2 Les avantages .....	21
II.5.3 L'inconvénient .....	22

II.6 Les paraboloïdes de Stirling.....	22
II.6.1 principe de fonctionnement :.....	22
II.6.2 Les avantages .....	22
II.6.3 Les inconvénients .....	23
II.7 Les centrales à tours.....	23
II.7.1 principe de fonctionnement.....	23
II.7.2 Les avantages .....	24
II.7.3 Les inconvénients .....	24

## **Chapitre III : Stockage de thermique l'énergie solaire**

III.1 Introduction.....	26
III.2 Le stockage d'énergie thermique .....	26
III.2.1 Chaleur sensible: .....	26
III.2.1 chaleur latente: .....	27
III.3 Le circuit de stockage/ déstockage .....	28
III.3.1 principe de fonctionnement.....	28
III.3.2 .les composants d'un circuit de stockage .....	28

## **Chapitre IV Bilan de production et de stockage**

IV.1 Température du liquide dans le réservoir.....	36
IV.2 Les pertes thermiques.....	42
IV.2.1 La minimisation de la surface d'échange .....	42
IV.2.2 Les pertes à travers la paroi cylindrique et l'isolation .....	44
IV.2.3 Les pertes à travers le toit.....	45
IV.2.4 Les pertes à travers la fondation.....	48
IV.3 Les pompes.....	48
IV.3.1 le Débit .....	49
IV.3.2 la hauteur .....	49
IV.3.4 Les pertes de charge [20] .....	49
IV.3.5 La puissance de la pompe .....	40
IV.4 L'échangeur de chaleur .....	51
IV.5 Le champ solaire .....	51

IV.6 Conclusion .....	51
-----------------------	----

## **Chapitre V Calculs de stockage**

V.1 La durée d'ensoleillement .....	53
V.2 Description des composantes : .....	54
V.2.1 Liquide de stockage : .....	54
V.2.2 Le réservoir .....	55
V.2.3 Les échangeurs de chaleur .....	56
V.3 Calcul énergétique : .....	57
V.3.1 La puissance nominale en MWht : .....	58
V.3.2 L'énergie stockée par jour pour chaque mois .....	58
V.3.3 La masse du sel utilisée .....	58
V.3.4 Le volume de réservoir .....	58
V.3.6 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur : .....	59
V.4 Dimensionnement du champ solaire : .....	60
V.4.1 la puissance absorbé le collecteur .....	60
V.4.2 La chaleur collectée pour le system de stockage : .....	61
V.4.3 La surface utile globale des collecteurs : .....	61
V.5 Dimensionnement géométrique des réservoirs .....	64
V.5.1 L'épaisseur de La paroi cylindrique .....	65
V.5.2 L'épaisseur du toit : .....	66
V.5.3 L'épaisseur de l'isolation .....	66
V.5.4 Dimensionnement des pompes .....	66
V.6 Les pertes thermiques : .....	70
V.7 Estimation des couts .....	76
V.7.1 Les réservoirs de stockage .....	73
V.7.2 Liquide de stockage .....	74
V.7.3 Echangeurs de chaleur .....	74
V.7.4 Les pompes .....	75
V.7.5 La tuyauterie .....	75

**Conclusion Générale .....78**



## Listes des figures

FIGURE I.1 LA CONVERSION DU RAYONNEMENT SOLAIRE .....	5
FIGURE I.2 LES COMPOSANTES D'UNE CENTRALE <CSP> .....	6
FIGURE I.3 PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE SANITAIRE.....	7
FIGURE I.4: PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'ENERGIE SOLAIRE PHOTOVOLTAÏQUE.....	8
FIGURE I.5 LES COMPOSANTES DU RAYONNEMENT SOLAIRE .....	11
FIGURE I.6 LES DIFFERENTES ZONES ENERGETIQUES DANS LE MONDE .....	12
FIGURE II.1 LA CENTRALE A TURBINE A GAZ - CYCLE COMBINE .....	16
FIGURE II.2 LES DEFERENTS TYPE DE RECEPTEURS.....	19
FIGURE II.3 LA PLUS GRANDE CENTRALE SOLAIRE THERMIQUE D'EUROPE EN ESPAGNE.....	20
FIGURE II.4 CENTRALE SOLAIRE THERMODYNAMIQUE A MIROIRS DE FRESNEL .....	21
FIGURE II.5 PARABOLES SOLAIRES DISH-STIRLING A ALBUQUERQUE, AUSTRALIE .....	22
FIGURE II.6 CENTRALE A TOUR.....	24
FIGURE III.1: CHALEUR SENSIBLE ET CHALEUR LATENTE .....	27
FIGURE III.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU CIRCUIT DE STOCKAGE /DESTOCKAGE.....	28
FIGURE III.3 LE STOCKAGE INDIRECT PAR DEUX RESERVOIRS .....	29
FIGURE III.4 LE STOCKAGE DIRECT PAR DEUX RESERVOIRS.....	30
FIGURE III.5 UN SEUL RESERVOIR AVEC LA STRATIFICATION INDUITE PAR UN ISOLANT.....	31
FIGURE III.6 UN SEUL RESERVOIR AVEC LA STRATIFICATION INDUITE PAR LE SEL FONDU.....	32
FIGURE III.7 ECHANGEUR DOUBLE TUBE .....	33
FIGURE III.8 ÉCHANGEURS A FAISCEAU ET CALANDRE .....	34
FIGURE IV.1 PRESENTE UN SCHEMA DU MODELE DU RESERVOIR A VOLUME VARIABLE. ....	36
FIGURE IV.2 REPRESENTATION DU VOLUME DE CONTROLE DU RESERVOIR. ....	37
FIGURE IV.3 LA VARIATION DE LA TEMPERATURE AU COURS DU DESTOCKAGE DANS LE RESERVOIR CHAUD.....	41
FIGURE IV.4 LE TRANSFERT DE CHALEUR A TRAVERS LE RESERVOIR .....	42
FIGURE IV.5 LES DIFFERENTES COUCHE DE LA PAROI .....	44
FIGURE IV.6 ANALOGIE ELECTRIQUE DES RESISTANCES DE LA PAROI CYLINDRIQUE .....	45
FIGURE IV.7 ANALOGIE ELECTRIQUE DE LA RESISTANCE DU TOIT .....	46

FIGURE IV.8 : SCHEMA D'UNE POMPE .....	47
Figure V.1 la durée d'ensoleillement en Algérie .....	57
Figure V.2 Schéma de réservoir de stockage.....	59
Figure V.3 l'énergie stockée.....	61
Figure V.4 Profil annuel du rayonnement solaire .....	64
Figure V.5 les étages de la paroi cylindrique.....	66
Figure V.8 les pertes de charge dans les tuyauteries pour chaque de mois en fonction de diamètre .....	69
Figure V. 9 le dimensionnement des pompes .....	70
Figure v. 10 la puissance des pompes à chaque mois.....	70
Figure V.6 Variation du coefficient d'échange au cours de l'année .....	73
Figure V.7 la chaleur perdue par les deux réservoirs .....	73
Figure V.11 la masse d'acier utilise pour fabriquer la paroi et le toit pour chaque réservoir .....	74

## Liste des tableaux :

Tableau I.1 durée d'ensoleillement en Algerie[4] .....	12
Tableau I.2 les caractéristiques principales du soleil [5] .....	13
TABLEAU V.1 CARACTÉSTIQUES DU SEL FONDU .....	55
TABLEAU V.2 CARACTÉRISTIQUE DE L'ACIER A516GR70.....	56
TABLEAU V.3 CARACTÉRISTIQUES DE L'ISOLANT SPINTEX 324G-100.....	56
TABLEAU V.4 LA MASSE DU LIQUIDE DE STOCKAGE POUR CHAQUE MOIS.....	59
TABLEAU V.5 LE VOLUME DES RÉSERVOIRS POUR CHAQUE MOIS .....	60
TABLEAU V.6 LA VARIATION DE LA SURFACE D'ÉCHANGE AU COURS DE L'ANNÉE .....	60
TABLEAU V. 7 LA CHALEUR COLLECTÉE PAR JOUR POUR CHAQUE MOIS .....	62
TABLEAU V.8 LA SURFACE UTILE DU CHAMP SOLAIRE .....	63
TABLEAU V.9 DIMENSIONNEMENT DES RÉSERVOIRS CHAUDS .....	63
TABLEAU V.10 DIMENSIONNEMENT DES RÉSERVOIRS FROIDS .....	64
TABLEAU V.11 LE DIAMÈTRE DES RÉSERVOIRS .....	64
TABLEAU 12 ÉPAISSEUR DE LA PAROI EN FONCTION DE LA HAUTEUR.....	65
TABLEAU V.13 LE DÉBIT DES POMPES .....	66
TABLEAU V.14 LES PERTES DE CHARGE EN FONCTION DE DIAMÈTRE POUR CHAQUE MOIS .....	67
TABLEAU V.15 PROPRIÉTÉS DE L' AIR POUR LA JOURNÉE ET POUR LA NUIT .....	69
TABLEAU V.16 LE COEFFICIENT DE CONVECTION .....	70
TABLEAU V.17 LE COEFFICIENT D'ÉCHANGE, LA CHALEUR PERDUE POUR LE RÉSERVOIR FROID ET LE RÉSERVOIR CHAUD POUR MOIS. ....	71
TABLEAU V.18 LA MASSE DE L' ISOLANT UTILISE POUR ISOLÉ LA PAROI ET LE TOIT POUR CHAQUE PAIR DES RÉSERVOIRS .....	75
TABLEAU V.19 LE COUT D'INVESTISSEMENT POUR CHAQUE CAS DE DIMENSIONNEMENT EN1000USD .....	75
TABLEAU V.20 RÉSUMÉ DE CALCUL DE STOCKAGE .....	77

# ***NOMENCLATURE***

$C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante [ $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ]

$D$  : diamètre du réservoir [m]

$d$  : diamètre [m]

$g$  : Gravité [ $m.s^{-2}$ ]

$U$  : Coefficient d'échange [ $W.m^{-2}.K^{-1}$ ]

$L$  : Longueur de la tuyauterie [m]

$\dot{m}$  : Débit massique [ $kg.s^{-1}$ ]

$A$  : Surface d'échange [ $m^2$ ]

$Q$  : Quantité de chaleur [J]

$T$  : Température [K]

$t$  : Temps [s]

$V$  : Vitesse moyenne du fluide [m/ s]

$W$  : le travail [Joule]

## **Lettres grecques:**

$\theta$  : Déclinaison solaire

$\varphi$  : Latitude

$\lambda$  : Conductivité thermique [ $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ]

$\mu$  : Viscosité dynamique [ $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ ]

$\nu$  : Viscosité cinématique [ $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ ]

$\upsilon$  : Viscosité cinématique [ $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ ]

$\rho$  : Masse volumique [ $\text{Kg.m}^{-3}$ ]

$\eta$  : le rendement

$\sigma$  : Constante de Stefan Boltzman [ $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ]

### **Nombres adimensionnels:**

Gr : Nombre de Grashof,  $\text{Gr} = \frac{g\beta_f(T_w - T_f)L^3}{\nu^2}$

$N_u$  : Nombre de Nusselt,  $N_u = \frac{h_f \cdot L}{\lambda_f}$

Pr : Nombre de Prandtl,  $\text{Pr} = \frac{c_{p_f} \cdot \mu_f}{k_f}$

Ra : Nombre de Rayleigh,  $\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}$

Re : Nombre de Reynolds,  $\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$

### **Abréviations**

Amb : ambiant

Ext : extérieur

Int : intérieur

S : sortie

E : entrée

Conv : convection

Cond : conduction

Rad : radiation

0 : initial

R : réservoir

I : isolant

P : paroi

Ref : référence

L'énergie solaire est l'énergie la plus répandue et la plus répartie dans le monde. En une année, l'humanité entière consomme 10 milliards de Tonnes équivalent de pétrole (Tep). Cette quantité représente moins de 3 % de ce que le Soleil nous envoie gratuitement chaque jour [5].

Cette énergie est renouvelable tant que le soleil brillera, soit encore 4,5 milliards d'années, Et, autre avantage, leur utilisation ne rejette pas de gaz à effet de serre et on peut capter cette énergie pour produire de l'électricité au moyen des centrales solaires à concentration.

Les centrales solaires à concentration (CSP) concentrent l'énergie du soleil pour produire de l'électricité, Il existe 2 types de centrales solaires qui permettent de produire de l'électricité :

- Les centrales solaires thermodynamiques : l'énergie du soleil est concentrée grâce à des miroirs et des paraboles. On obtient alors de très fortes températures, permettant de produire le vapeur d'eau capable d'actionner les turbines et donc produire de l'électricité.
- Les centrales solaires photovoltaïques : elles sont composées d'un ensemble de modules solaires photovoltaïques reliés en série ou en parallèle et branchés sur un ou plusieurs onduleur(s). La technique de production d'électricité est donc la même que pour des modules photovoltaïques installés sur un bâtiment.

Mais, les énergies renouvelables possèdent généralement une limitation due à leur caractère intermittent et à leur difficulté de stockage. Si la limitation due au stockage est importante pour des énergies comme l'énergie éolienne ou photovoltaïque, elle est moins pour la concentration solaire qui utilise généralement des systèmes de stockage hybridé avec d'autres sources énergétiques (gaz naturel, biomasse, etc.) ou basés sur le stockage d'énergie, mais la question qui se pose c'est comment stocker l'énergie ?

Sauf dans des cas bien particuliers, il est difficile de stocker directement l'électricité. Il faut la stocker avant qu'elle soit transformée en électricité, il y a différentes méthodes de stockage

Mécanique : Cette catégorie regroupe les voies suivantes, le STEP (Système de Transfert d'Énergie par Pompes) et le CAES (Compressed Air Energy Storage). Elle inclut aussi les volants d'inertie, les accumulateurs hydrauliques, et plus généralement tout type de stockage d'énergie potentielle ou cinétique.

Electrochimique : les batteries ayant de nombreuses applications quotidiennes (véhicules, téléphones portables...).

Thermique : De nombreuses solutions de stockage de froid (glace, liquides cryogéniques) et de chaud (sels fondus, accumulateurs de vapeur, graviers ou billes à changement de phase...) existent et permettent de stocker l'énergie sous forme thermique (chaleur latente, chaleur sensible) avant de la restituer, le plus souvent directement sous forme de chaleur ou de froid.

Dans notre étude on va s'intéresser uniquement au stockage thermique, en fait deux formules de stockage thermique sont envisageables : celle qui met en œuvre un seul bac vertical de grand allongement (c'est le stockage dit "à stratification" où le sel chaud flotte sur le sel froid), et celle qui utilise deux bacs ayant chacun la pleine capacité de rétention du sel en circulation, ce dernier type de stockage est le plus performant à utiliser : les sels fondus sont transférés du réservoir froid au réservoir chaud afin d'accumuler l'énergie excédentaire.

La capacité de stocker de grandes quantités de sels fondus dans des réservoirs à des températures élevées au voisinage de  $390^{\circ}\text{C}$ , pose aussi de nombreux problèmes, telles que la réduction des pertes par convection, conduction et essentiellement par rayonnement ou la solidification des sels fondus dont il faut maintenir la température au-dessus de celle de congélation.

Cette étude a pour objectif dimensionner le système de stockage de l'énergie thermo-solaire pour une centrale de 25MWe ; les calculs énergétiques et économiques ont été faites pour assurer la production d'électricité avec garantie de fourniture pour chaque mois puis on essaye de trouver une optimisation entre les contraintes économiques et énergétiques.

Plusieurs solutions ont été proposées pour minimiser la taille des réservoirs l'une parmi elles est d'ajouter une source de chaleur auxiliaire.

L'étude est structurée en cinq chapitres

Nous parlerons dans le premier chapitre de la conversion de l'énergie solaire, l'aspect géométrique et énergétique et on finira par les gisements solaires dans le monde et plus précisément dans l'Algérie

Dans le deuxième chapitre on va s'intéresser aux centrales solaires à concentration plus particulièrement le principe de fonctionnement, les différents types des collecteurs, et on va parler un peu sur l'hybridation.



Dans le troisième chapitre on rentre dans la problématique de stockage, pour cela on cite les différents modes de stockage thermique et on décrit le circuit de stockage

Dans le quatrième chapitre on effectuera un bilan de stockage permettant de trouver la distribution de la température et la température moyenne du liquide de stockage puis on trouve le coefficient d'échange pour évaluer les pertes thermique ; en fin, on évalue les performances des pompes et des échangeurs de chaleur.

Finalement dans le cinquième chapitre on va faire le calcul de stockage et l'estimation de coût d'investissement, puis on compare ces résultats pour choisir le bon dimensionnement.

---

*Chapitre I :*  
*Généralité sur*  
*l'énergie solaire*

---

### I.1 Introduction :

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène ; son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de  $2 \times 10^{27}$  tonnes. Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent.

Il transforme à chaque seconde 564,106 tonnes d'hydrogène en 560,106 tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ( $E = mc^2$ ), ce qui représente une énergie totale de  $36 \times 10^{22}$  kW, la Terre étant à une distance de  $150 \times 10^6$  km du Soleil, elle reçoit une énergie de  $1,8 \times 10^{17}$  W.

Donc l'énergie solaire peut jouer un rôle capital pour une production locale de chaleur et d'électricité, notamment pour l'habitat individuel et collectif, où les besoins sont beaucoup moins massifs que dans l'industrie [5].

### I.2 Conversion de l'énergie solaire :

Le rayonnement solaire peut être converti directement en une autre énergie, soit en chaleur (procédés thermodynamiques et thermochimiques), soit en électricité (procédés photovoltaïques), ou soit en énergie chimique, typiquement de l'hydrogène (dissociation de l'eau par photo catalyse ou via une photosynthèse biomimétique).

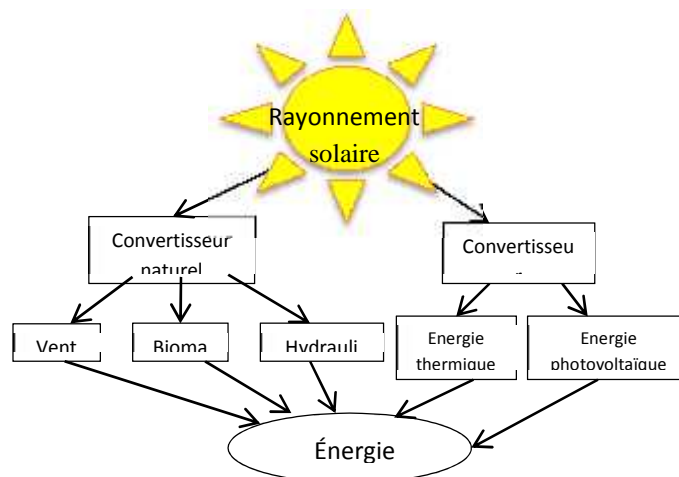


Figure I.1 la conversion du rayonnement solaire

### I.2.1 Solaire thermodynamique

On désigne par " solaire thermodynamique " l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée, puis celle-ci en énergie mécanique (et électrique) à travers un cycle thermodynamique.

Le rayonnement directe du soleil est concentrée par un collecteur sur un échangeur où elle est cédée à un fluide, soit vaporisé directement, soit transportant la chaleur à un générateur de vapeur.

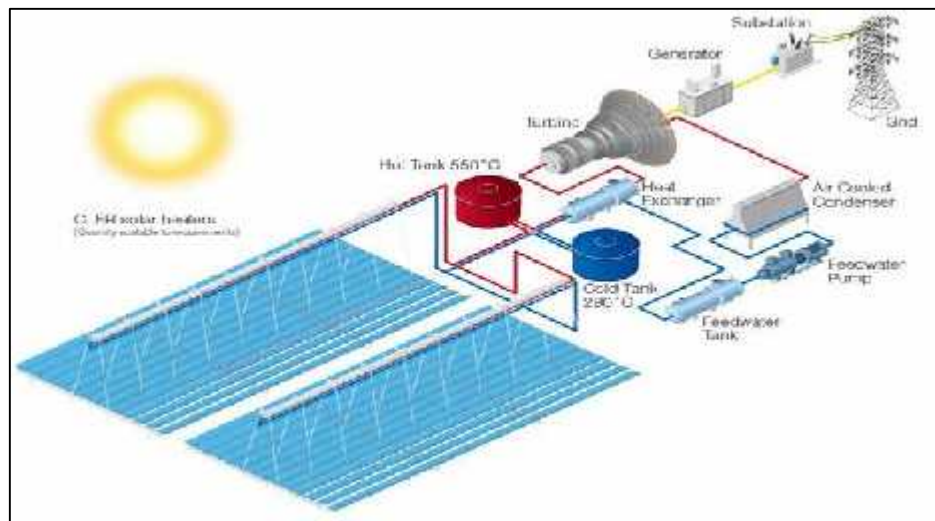


Figure I.2 les composantes d'une centrale<CSP> source AREVA

Tous les systèmes ont en commun un certain nombre d'organes (figure I.2) :

- un collecteur qui concentre le rayonnement solaire.
- un liquide ou un gaz caloporteur qui la transporte jusqu'à un point d'extraction.
- un évaporateur.
- un condenseur.
- une turbine et un alternateur.

En Algérie deux projets pilotent de centrales thermiques à concentration avec stockage d'une puissance totale d'environ 150 MW chacune, ont été lancés sur la période 2011-2013. Ces projets s'ajouteront à la centrale hybride de Hassi R'Mel d'une puissance de 150 MW, dont 25 MW en solaire.

Et selon SONEGAS, sur la période 2016-2020, quatre centrales solaires thermiques avec stockage d'une puissance totale d'environ 1 200 MW devraient être mises en service. Le programme de la phase 2021-2030 prévoit l'installation de 500 MW par an jusqu'en 2023, puis 600 MW par an jusqu'en 2030.

### **I.2.2 L'énergie solaire thermique :**

La conversion de l'énergie solaire en solaire thermique peut se faire par deux technologies.

**I.2.2.1 La technologie solaire « active » :** traditionnellement, ce terme désigne les applications à basse et moyenne température. Des capteurs solaires thermiques sont installés sur les toits des bâtiments. Un capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du Soleil et la transmettre à un fluide caloporteur. La chaleur est ensuite utilisée afin de produire de l'eau chaude sanitaire ou bien chauffer des locaux (figure I.3).

**I.2.2.2 La technologie solaire « passive » :** toujours dans le domaine de basse température, on peut également citer les installations solaires passives. Par opposition aux applications précédentes, celles-ci ne requièrent pas de composants dits actifs (les capteurs solaires). Ces applications reposent sur des concepts de génie civil et climatique impliquant une architecture adaptée et l'emploi des matériaux spéciaux. L'utilisation passive de l'énergie du Soleil permet de chauffer, d'éclairer ou de climatiser des locaux.



Figure I.3 Exemple de production de l'eau chaude sanitaire à l'aide d'un capteur solaire thermique

### I.2.2 L'énergie solaire photovoltaïque

L'énergie solaire photovoltaïque désigne l'énergie récupérée et transformée directement en électricité à partir de la lumière du soleil par des panneaux photovoltaïques.

Elle résulte de la conversion directe dans un semi-conducteur d'un photon en électron. La figure (I.4) représente le principe de fonctionnement d'un panneau photovoltaïque.

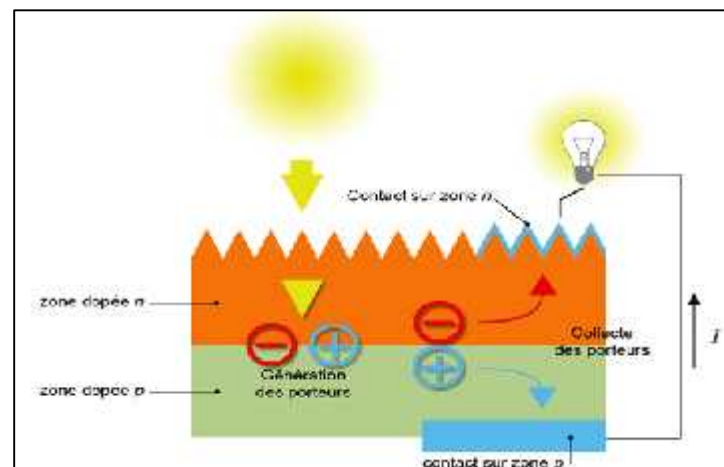


Figure I.4 Le principe de fonctionnement de l'énergie solaire photovoltaïque

L'énergie solaire photovoltaïque est une source d'énergie non polluante, modulaires, ses composants se prêtent bien à une utilisation innovante et esthétique en architecture, en outre les avantages liés au faible coût de maintenance des systèmes photovoltaïques, cette énergie répond parfaitement aux besoins des sites isolés dont le raccordement au réseau électrique est trop onéreux.

La stratégie énergétique de l'Algérie repose sur l'accélération du développement de l'énergie solaire. Le gouvernement prévoit le lancement de plusieurs projets solaires photovoltaïques d'une capacité totale d'environ 800 MWe d'ici 2020.

Selon SONEGAS, d'autres projets d'une capacité de 200 MWe par an devraient être réalisés sur la période 2012-2030.

## I.4 le rayonnement solaire

### I.4.1 le Soleil [5]

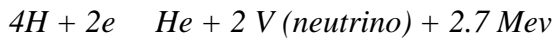
Notre étoile, véritable boule de feu, nous envoie à travers l'espace, une énergie considérablement qui nous éclaire, nous réchauffe, fait croître les plantes...

Le tableau représente les caractéristiques principales du soleil

Caractéristiques	Valeur
Masse [ <b>kg</b> ]	$1.989 \cdot 10^{30}$
Diamètre [ <b>m</b> ]	$1.392 \cdot 10^9$
Masse volumique moyenne [ <b>kg/m<sup>3</sup></b> ]	1410
Température superficielle [ <b>k</b> ]	5770
Puissance rayonné [ <b>W</b> ]	$3.83 \cdot 10^{26}$

Tableau I.1 Les caractéristiques principales du soleil [5]

Toute l'énergie du Soleil provient des réactions thermonucléaires de fusion qui s'y produisent et qui sont schématisées par le cycle de **BETHE** :



#### **I.4.2 la constante solaire**

Une surface plane d'un mètre carré perpendiculaire au rayonnement solaire et située à la limite de l'atmosphère terrestre reçoit une puissance rayonnée fonction de la distance soleil terre.

Cette distance variant quelque peu au cours de l'année, compte tenu de la légère excentricité de l'orbite terrestre, il en est de même de la puissance reçue par la surface en question. On constate que le flux solaire varie peu au cours du temps. Aussi appel-t-on constante solaire, noté  $C^*$ , la valeur moyenne de la densité du flux solaire reçu à la limite de l'atmosphère terrestre ; on a  $C^*=1353\text{W/m}^2$

#### **I.4.3le flux solaire**

Le flux solaire correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire appelée capteur. Parmi les rayonnements envoyés par le soleil, on distingue les composantes suivantes :

- **Le rayonnement direct I** : Ce qui reste de l'irradiation hors atmosphère lorsque les pertes dues à la réflexion et à la dispersion du rayonnement solaire à travers les composantes de l'air sont soustraites.
- **Le rayonnement solaire diffus D** : Ce rayonnement est dû à la dispersion du rayonnement direct dans l'atmosphère.
- **Le rayonnement global G** : C'est la somme du rayonnement direct et du rayonnement solaire diffus.



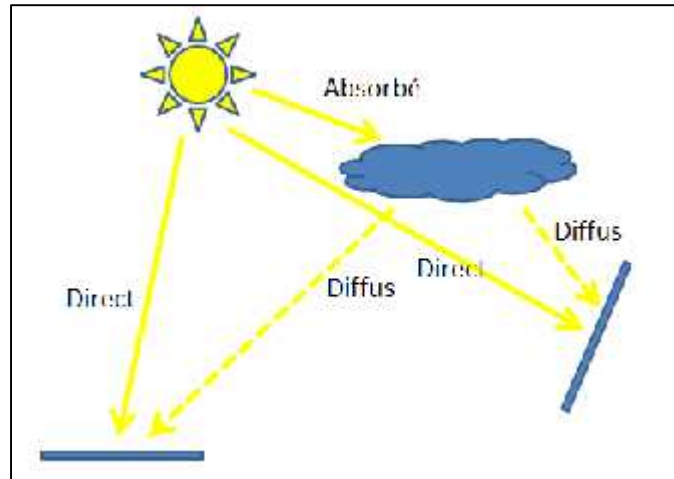


Figure I.5 les composantes du rayonnement solaire

#### I.4.4 taux d'ensoleillement

Le sol reçoit le rayonnement solaire direct pendant toute la durée du jour, ou plus précisément pendant la durée maximale d'ensoleillement  $T_{s,max}$ , on appelle taux d'ensoleillement  $\sigma$  ou taux d'insolation le rapport entre la durée effective et la durée maximale d'ensoleillement :

$$\sigma = \frac{T_s}{T_{s,max}} \quad (I.1)$$

$\sigma$  : Taux d'ensoleillement.

$T_s$  : Durée effective d'ensoleillement.

$T_{s,max}$  : Durée maximale d'ensoleillement.

#### I.5 Gisement solaire

L'énergie solaire est disponible partout sur Terre et représente, théoriquement, 900 fois la demande mondiale en énergie. il suffirait donc de capter et stocker 0.01% de cette énergie pour se passer définitivement de pétrole, de charbon et autres [6], La figure (I.6) représente les différentes zones énergétiques dans le monde.

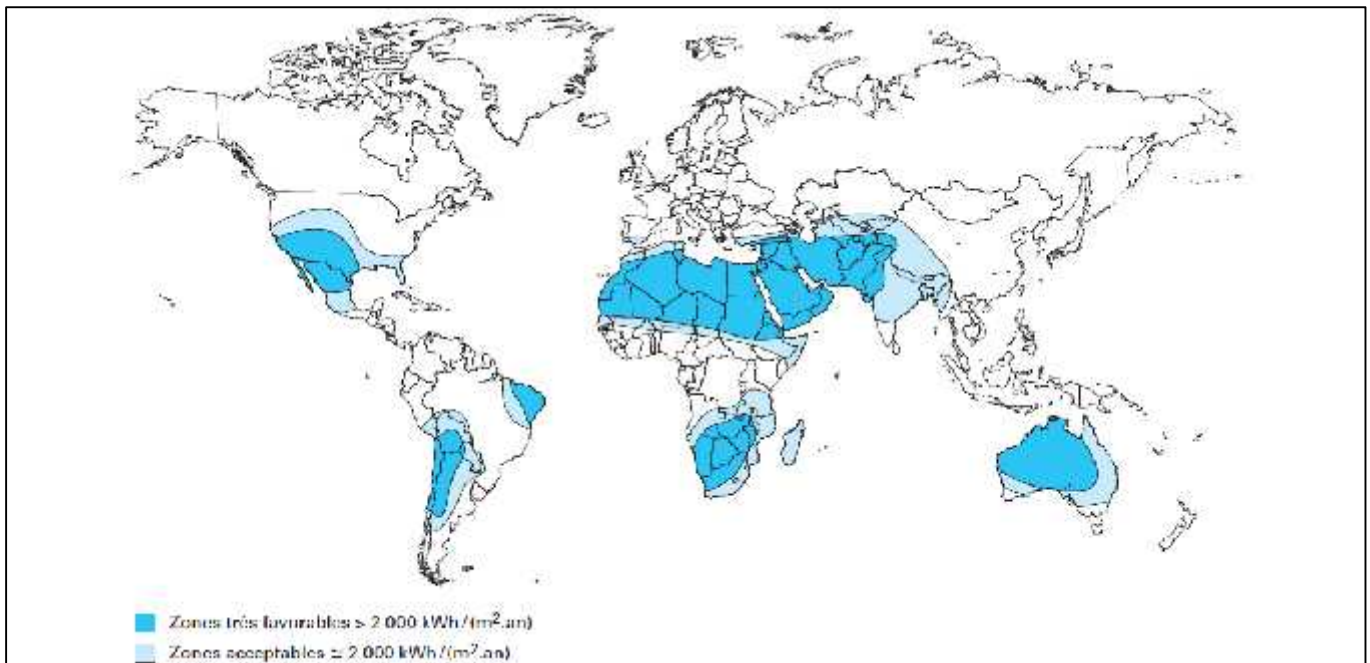


Figure I.6 les différentes zones énergétiques dans le monde [8]

En Algérie un kilomètre carré sur terre suffisant pour générer environ 2650 GWh par an. Cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 90 MWe avec un rendement de 33% [7], La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara).

---

*Chapitre II :*

*Les centrales Solaire à  
concentration*

---

## II.1 Introduction

Pour produire un maximum du travail à partir de l'énergie solaire, il faut atteindre des températures de source chaude plus élevées que celle rencontrées avec les capteurs plans.

On sait que le rendement de cycle Onco réversible  $\eta_C = 1 - T_f / T_c$ , ou  $T_f$  est la température de la source froide et  $T_c$  est la température de la source chaude. Pour cela il est nécessaire de concentrer le rayonnement solaire au moyen de surfaces optiques ce qui élimine en pratique l'énergie rayonnée de façon diffuse.

Une orientation **permanente** et **précise** du capteur s'avère nécessaire pour obtenir un bon rendement. Un système de captation de l'énergie solaire avec concentration sera donc le plus souvent un système dynamique [5].

## II.2 Cycle combiné

### II.2.1 La centrale à turbines à gaz à cycle combiné

Les turbines à gaz à cycle combiné (TGCC) produisent de l'électricité à l'aide d'un combustible, d'une turbine à gaz (TG) et d'un générateur de vapeur alimentant une turbine à vapeur (TV). La turbine à gaz et la turbine à vapeur entraînent chacune une génératrice électrique. Le générateur de vapeur utilise la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Cet équipement est appelé un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) ou la chaudière de récupération. En plus de produire de l'électricité, une certaine quantité utile de chaleur peut être récupérée par soutirage de vapeur à une pression intermédiaire et à la sortie de la turbine à vapeur, et cette chaleur résiduelle peut compléter les besoins d'une charge de chaleur [7].

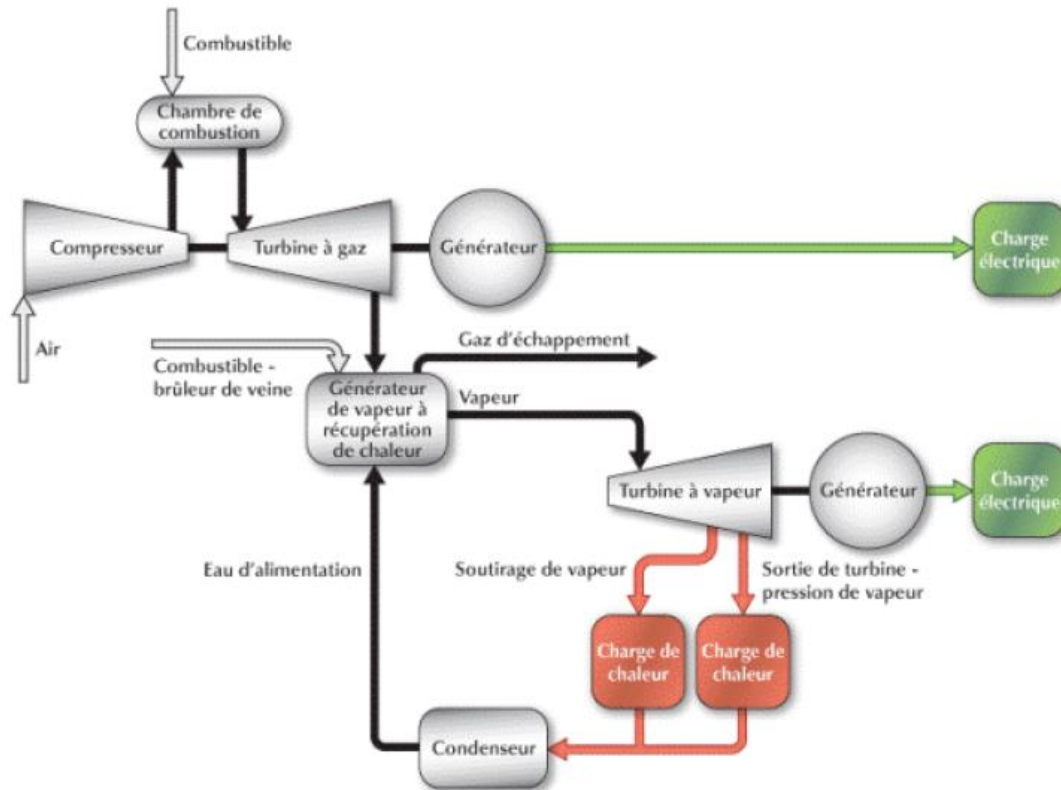


Figure II.1 La centrale à turbine à gaz - cycle combiné [7]

### II.2.2 La performance énergétique de la centrale

La performance énergétique d'une centrale à turbines à gaz à cycle combiné est influencée par un certain nombre de facteurs. Par exemple, ces facteurs peuvent inclure le type de combustible, la capacité électrique, la charge minimale, la disponibilité, la consommation spécifique et le taux de récupération de chaleur de la turbine à gaz à cycle combiné, la pression d'opération, la température de surchauffe, la pression de vapeur de sortie ainsi que le rendement de la turbine à vapeur peuvent également faire partie de ces facteurs [7].

Le rendement du cycle combiné est défini par

La conversion thermo solaire avec un cycle à vapeur ou à cycle combiné nécessite soit une conversion avec gaz naturel, soit un stockage thermique pour un fonctionnement continu ; en effet, on ne peut concevoir un cycle à vapeur qui démarre et s'arrête une fois par jour car le temps de démarrage d'un tel cycle nécessite du temps.

Par ailleurs, le cycle turbine à gaz simple a rendement faible, mais il est admis qu'on ait a le démarrage tous les jours, la mise en marche peut s'effectuer en 10-15 minutes.

Cependant, le fait d'ensoleillement très variable dans la journée, suggéré un cycle de conversion un stockage thermique, qu'il soit simple ou combiné

## II.3 Le principe de fonctionnement des centrales solaires a concentration

### II.3.1 Le Principe de la concentration

L'rayonnement solaire est connu depuis l'Antiquité, comme l'illustre le mythe des '*miroirs ardents*' d'Archimède. Le plus souvent grâce à des miroirs réfléchissants ou des loupes, un système de concentration réoriente le rayonnement solaire collecté par une surface donnée sur une cible de dimension plus réduite : le démarrage d'un feu de feuilles mortes avec une loupe utilise ce principe.

### II.3.2 Les fluides caloporteurs et thermodynamiques

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire collecté est transmise à un fluide caloporteur puis au fluide thermodynamique. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique. Le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix de la technologie et des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage.

- **Les huiles** : sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.
- **Les sels fondus** : à base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison prometteuse.

- **Les gaz** : tels l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entraîner les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques à double concentration.
- **L'eau liquide** : est, a priori, un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine. Cependant son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes, ce qui pose problème pour les technologies cylindro-paraboliques.
- **Les fluides organiques** : (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.
- **L'air** : peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz [11].

### II.3.3 Les centrales solaires thermodynamiques

Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayons solaires vers un récepteur dans un fluide caloporteur chauffé à haute température. Pour ce faire, les miroirs réfléchissants doivent suivre le mouvement du soleil afin de capter et de concentrer les rayonnements tout au long du cycle solaire quotidien. Le fluide produit de l'électricité par le biais de turbines à vapeur ou à gaz.

La captation du rayonnement solaire peut être réalisée avec des récepteurs linéaires ou avec des récepteurs ponctuels (figure II.2)

#### II.3.3.1 récepteurs linéaires

Pour les températures moyennes, grâce à des

- Récepteurs cylindro-paraboliques.
- Concentrateurs linéaires de Fresnel.

#### II.3.3.1 récepteurs ponctuels

Pour les températures plus élevées, grâce à un champ de

- Un ensemble de collecteurs paraboliques individuels comportant une chaudière couplée à un moteur Stirling (Dish Stirling ).
- Un champ d'héliostats qui renvoie le rayonnement vers une chaudière placée en haut d'une tour (centrale a tour)

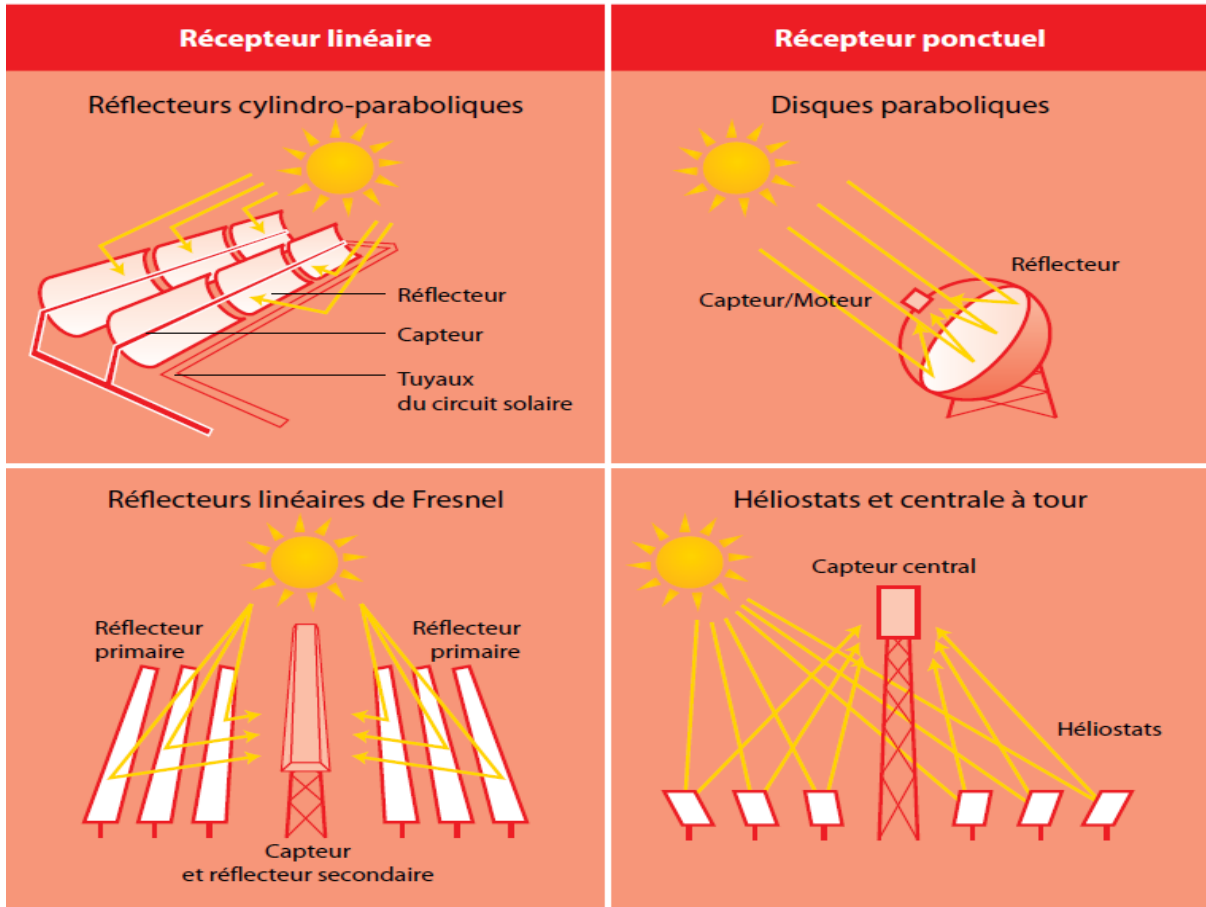


Figure II.2 les différents type de récepteurs

## II.4 Les centrales a récepteurs cylindro-paraboliques

### II.4.1 Principe de fonctionnement

Le miroir concentrateur est un cylindre de section parabolique il ne comporte qu'une seule direction de courbure, sa fabrication et sa mise en forme sont donc considérablement simplifiées.



Installée le long de l'axe nord-sud, le miroir est animé éclairé par le rayonnement solaire selon l'axe optique de la parabole .la concentration est obtenue sur une ligne, matérialisée par le récepteur tubulaire dans le quel circule le fluide de transfert, Le schéma de la figureII.6illustre ce concept.

Le récepteur est solidaire du miroir, des raccords souples permettent de connecter les modules en séries.

On peut obtenir une grandes puissance en reliant de nombreux modules les uns aux autres, la limitation vient des pertes thermiques et des pertes de charges qui augmentent avec la longueur de tuyauteries nécessaires pour transporter le fluide caloporteur dans le champ solaire.

On optimise le nombre de modules placés en série et en parallèle de façon à optimiser les couts de pompage et les pertes thermiques.



Figure II.3 la plus grande centrale solaire thermique d'Europe en Espagne[13]

Exemples :Andasol, la plus grande centrale solaire thermique d'Europe en Espagne (figureII.3), Nevada Solar One aux Etats-Unis, SPP1 a HassiR'mel.

### II.4.2 les avantage

- Peu de mouvement mécanique par rapports aux autres centrales à chaleur.

- Moins onéreux que la concentration par miroir et les paraboles pour moteur Stirling.
- Un bon rendement.

### II.4.3 Les inconvénients

- Ne convient pas à de petites installations
- L'énergie change de forme à de nombreuses reprises : risques de perte d'énergie
- Toujours plus cher par watt comparé à des panneaux photovoltaïques classiques

## II.5 Les centrales à concentrateurs linéaires de Fresnel

### II.5.1 Principe de fonctionnement

Les collecteurs linéaires à miroir de Fresnel offrent une solution alternative aux concentrateurs cylindro-paraboliques ; illustré sur la figure II.4, ce système met en œuvre des miroirs plans disposés en lames parallèles qui s'inclinent par rotation de façon à éclairer un récepteur tubulaire fixe. Plus simple, et surtout meilleur marché, mais moins performantes en termes de concentration, ils sont intéressants par exemple pour préchauffer le fluide caloporteur.



Figure II.4 Centrale solaire thermodynamique à miroirs de Fresnel [13]

La société belge SolarMundo a contribué pendant quelque temps au développement de ce concept, mais aucune réalisation industrielle n'a vu le jour et le projet SolarMundo est aujourd'hui abandonné..

### II.5.2 Les avantages

- Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques.
- Les miroirs plans sont plus simples à fabriquer.
- Moins de prise au vent, infrastructure moins importante qu'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques

### II.5.3 L'inconvénient

Performances optiques inférieures d'environ 30% par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro paraboliques

## II.6 Les paraboloïdes de Stirling

### II.6.1 principe de fonctionnement :

Une parabole concentre le rayonnement sur un foyer en son point focal afin d'actionner un moteur dit « Dish-Stirling ». Une fois chauffé dans un circuit fermé, le gaz qu'il contient actionne un piston qui récupère l'énergie mécanique produite (figureII.5).



Figure II.5 Paraboles solaires Dish-Stirling à Albuquerque, Australie [13]

Cette technologie n'est pas adaptée à une production industrielle de masse du fait de son coût élevé, d'où le retard de son développement. Cependant, c'est la seule technologie thermodynamique qui puisse être mise en œuvre dans des sites isolés de petite taille.

**II.6.2 Les avantages**

- La source d'énergie solaire est illimitée et gratuite.
- L'utilisation d'un moteur Stirling apporte plusieurs avantages ; un rendement jusqu'à 40 % .
- Moins bruyant et un entretien facilité car peu de pièces mobiles.
- Le rendement d'une unité de production varie entre 20 à 25% contre 15 % pour les capteurs photovoltaïques.

**II.6.3 Les inconvénients**

- La taille des capteurs est limitée afin d'obtenir une rotation sur deux axes pour suivre la course du soleil.
- Fonctionnement par intermittence
- On obtient actuellement de faibles puissances par rapport aux autres technologies des centrales solaires thermodynamiques (de 5 à 50 kW électrique)
- Coût d'investissement encore élevé car la commercialisation est en cours.

**II.7 Les centrales à tours****II.7.1 principe de fonctionnement**

Des centaines de miroirs suivant la course du soleil (les « héliostats ») réfléchissent et concentrent le rayonnement solaire sur un récepteur central situé au sommet d'une tour, dans lequel circule le fluide caloporteur (figure II.6). Comme dans les systèmes cylindro-paraboliques, la chaleur du fluide est alors transférée à un cycle classique à vapeur pour générer de l'électricité. Par rapport à un système cylindro-parabolique, la tour solaire offre l'avantage de ne pas avoir à faire circuler de fluide dans l'ensemble du champ de miroirs donc les pertes thermiques sont donc significativement réduites.

Par ailleurs, le niveau de concentration de l'rayonnement peut être bien supérieur, et l'efficacité du cycle thermodynamique s'en trouve augmentée. Il reste que ces gains techniques doivent aussi se traduire par un gain technico-économique, limité par le coût de construction de la tour.

### II.7.2 Les avantages :

- Des centrales modestes peuvent être construites.
- La production continue la nuit (système de stockage).

### II.7.3 Les inconvénients :

- Centrale très encombrante et réservée aux zones désertiques.



Figure II.6 centrale à tour [13]

Exemples : centrale Thémis en France, Solar One en Californie ou encore PS10 et PS20 en Espagne.

---

*Chapitre III :*

*Le stockage thermique  
de l'énergie solaire*

---

### **III.1 Introduction**

La production d'électricité avec garantie de fourniture, est une valeur essentielle pour un système électrique. Cela introduit un problème pour les centrales solaires thermodynamiques. Afin d'éviter ces problèmes, il faut stocker l'énergie et/ou « hybrider ces centrales solaires avec des centrales thermiques fossiles (généralement ceux qui utilisent le gaz comme combustible).

Suivant la taille du system stockage, la taille du champ solaire (la surface de captation solaire) et la puissance de la turbine, il est possible d'étaler, de déplacer, la production électrique dans le temps, ce qui permet de produire plus aux heures de forte consommation, ou de lisser la production aux heures de moindre demande [14].

### **III.2 Le stockage d'énergie thermique**

Lorsque l'ensoleillement est supérieur aux capacités de la turbine, la chaleur en surplus est dirigée vers un stockage thermique (ou stockage intermédiaire), qui se remplit au cours de la journée. La chaleur emmagasinée permet de continuer à produire l'énergie durant la nuit ou en cas de passage nuageux. Deux procédures de stockage peuvent être utilisées :

#### **III.2.1 Chaleur sensible**

Le stockage par chaleur sensible a fait ses preuves depuis des milliers d'années. Il s'agit par exemple du simple fait de poser une pierre près d'un feu, de la déplacer et de profiter de la chaleur qu'elle restitue dans le temps. C'est aussi le principe que l'on retrouve dans l'utilisation d'un ballon d'eau chaude ou d'une simple bouillote.

Dans le cas d'une centrale thermodynamique, il s'agit de stocker la chaleur emmagasinée au cours de la journée d'ensoleillement. Le fluide caloporteur circule jusqu'à un échangeur thermique relié à deux réservoirs de sels fondus. Les sels fondus froids passent à travers l'échangeur et emmagasinent à leur tour la chaleur du fluide, ils sont ensuite stockés dans un réservoir de sels chauds. Au coucher du soleil, le circuit s'inverse et les sels chauds circulent, à travers l'échangeur, vers le réservoir à sels froids. La

chaleur est ainsi cédée au fluide caloporteur (autour de 393°C) et permet d'alimenter une turbine pour produire de l'électricité.

### III.2.1 chaleur latente:

Le principe du stockage par chaleur latente consiste à utiliser des matériaux de changement de phase (MCP) qui passent d'un état solide à liquide lors d'un apport de chaleur.

La transformation inverse permet de libérer l'énergie accumulée sous forme de chaleur ou de froid, avec un rendement d'environ 60%. Cette technique peut être appliquée dans les bâtiments, par l'intermédiaire des Matériaux à Changement de Phase (MCP). Incorporés aux parois, ils servent de régulateur thermique en fonction de la chaleur apportée par le soleil.

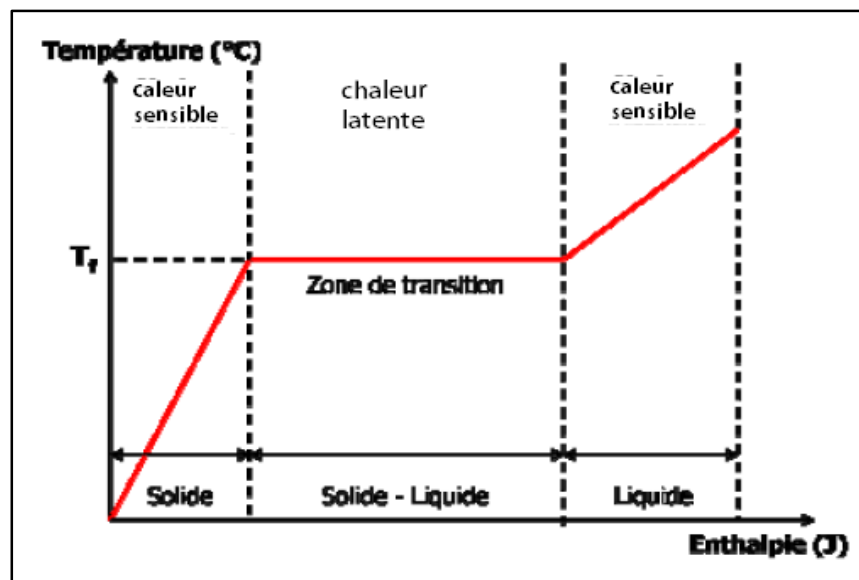


Figure III.1: chaleur sensible et chaleur latente [9]

Une installation classique consiste à mettre le MCP dans un grand réservoir au milieu duquel passent des tubes pour transporter le fluide caloporteur. Le MCP et le fluide peuvent être différents suivant la production de chaleur qui lui est associée, et donc la température ou quantité de chaleur que l'on souhaite stocker.



### III.3 Le circuit de stockage/ déstockage

#### III.3.1 principe de fonctionnement

- Durant le temps d'ensoleillement (stockage) : le fluide caloporteur reçoit une énergie thermique du champ solaire ; une partie de cette énergie est transmise au sel fondu venu du réservoir froid, afin qu'il soit stocké dans le réservoir chaud.
- Durant l'absence d'ensoleillement (déstockage) : le sel fondu sort du réservoir chaud vers le réservoir froid en passant par un échangeur au niveau duquel le fluide caloporteur reçoit une énergie thermique perdue par le sel fondu.

Pour les deux cas le fluide caloporteur chaud passe par un échangeur de chaleur (chaudière) qui sert à produire la vapeur qui va faire tourner la turbine (figure III.2).

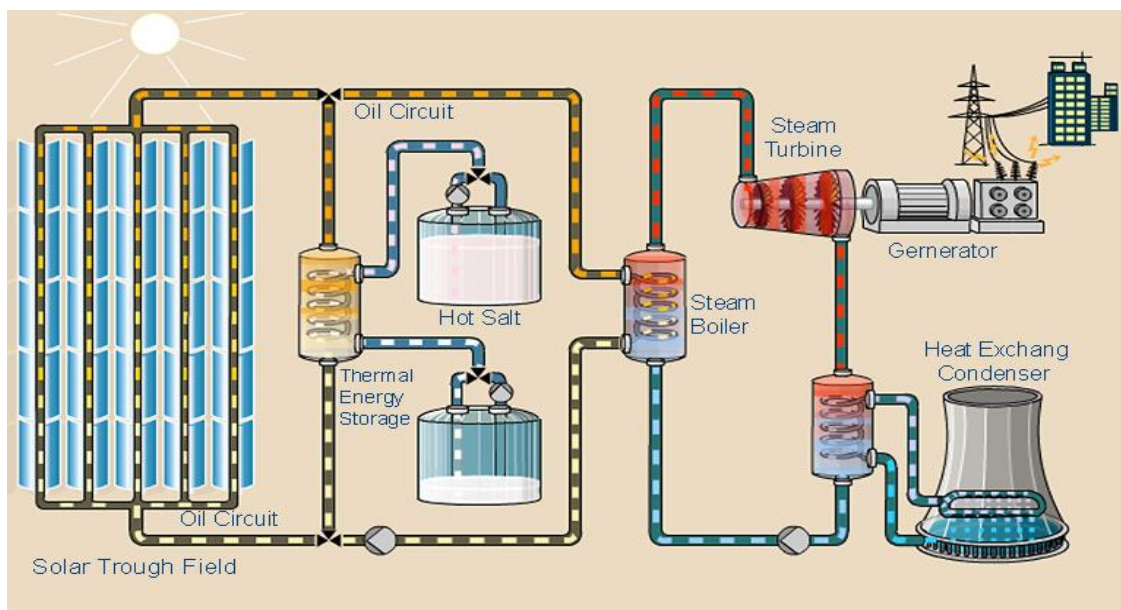


Figure III.2 principe de fonctionnement du circuit de stockage /déstockage [16]

#### III.3.2 .les composants d'un circuit de stockage :

Un circuit de stockage est constitués de

### III.3.2.1 Les réservoirs

Deux types de stockage peuvent être utilisés, le stockage à stratification (stockage à un réservoir unique) et le stockage à deux réservoirs.

#### III.3.2.1.1 stockage à deux réservoirs

C'est le système de stockage le plus couramment utilisée dans les centrales cylindro-parabolique. Deux méthodes sont utilisées pour ce type de stockage :

➤ **Le stockage indirect**

Dans lequel le fluide caloporteur sortant du champ solaire peut être détourné vers un échangeur de chaleur où la chaleur est transférée au sel fondu (généralement, de sodium et nitrates de potassium). Le sel fondu chaud est stocké dans le réservoir chaud, Le sel fondu du réservoir chaud peut ensuite être utilisé pour produire la vapeur au lieu du champ solaire, puis détourner vers le réservoir froid (figure III.3).

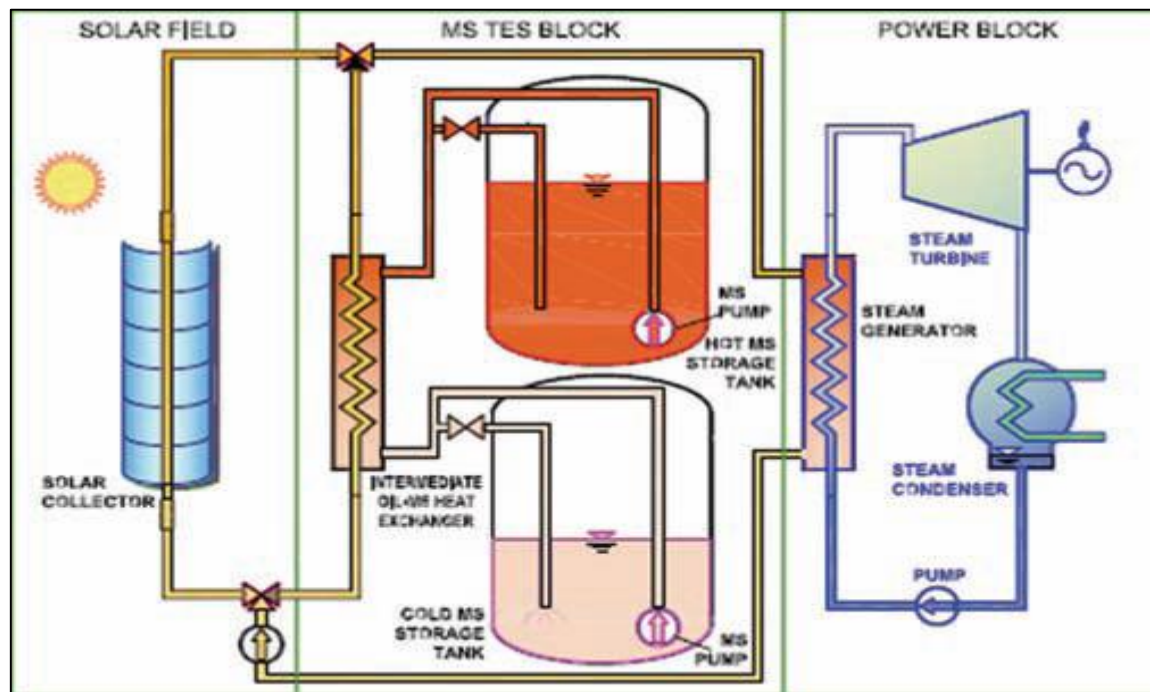


Figure III.3 le stockage indirect par deux réservoirs [16]

### ➤ Le stockage direct

Dans lequel le champ solaire agit également comme le support de stockage (figure III.4), retrait de la nécessité d'un échangeur de chaleur, et donc de réduire les coûts et d'accroître l'efficacité globale. La faisabilité technique de cette option a été démontrée pour l'huile thermique dans une centrale CSP parabolique (les SEGS-1 en Californie), et de sels fondus dans une centrale CSP cylindro-parabolique de démonstration (l'usine ARCHIMEDE en Sicile, Italie)

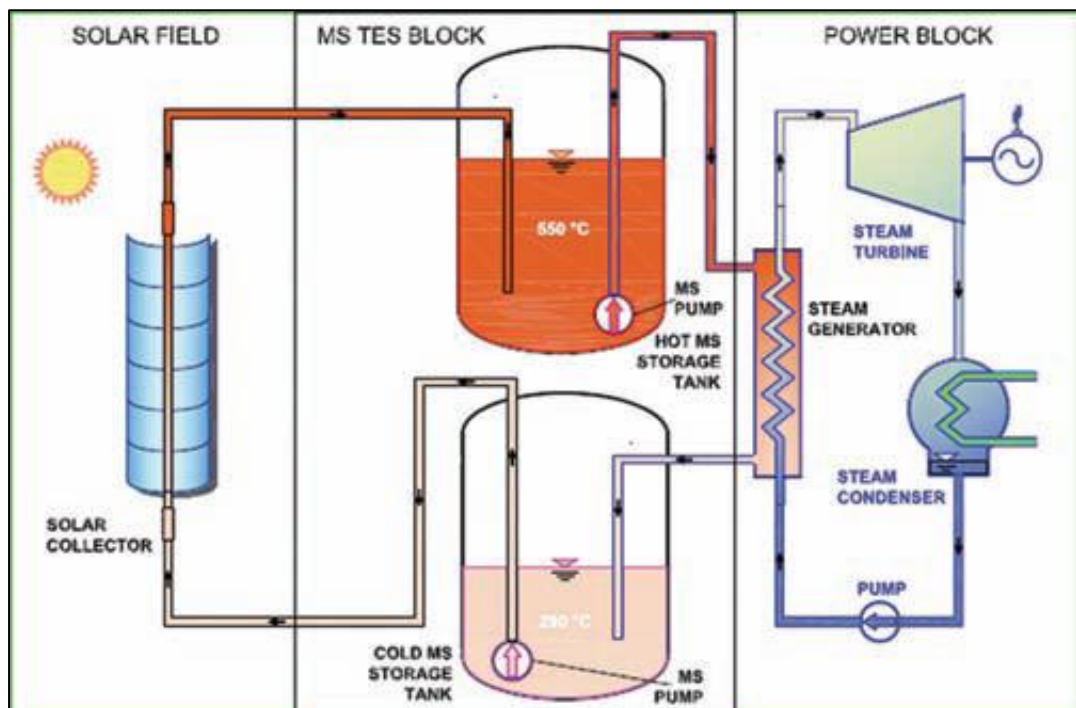


Figure III.4 le stockage direct par deux réservoirs [16]

La capacité de stockage est limitée par les préoccupations environnementales et le risque d'incendie.

#### III.3.2.1.2 Réservoir unique

Les systèmes de réservoir unique sont en cours de développement, ces réservoirs utilisent une thermocline ou stratification (figure 3.5 et 3.6), supposé de permettre une réduction des coûts. Les réservoirs de stockage avec thermocline ont été mis à l'essai en utilisant de l'huile

comme un fluide stockage. L'huile donne un niveau élevé d'efficacité et de fiabilité, mais La capacité de stockage est limitée par les préoccupations environnementales afin d'éviter des risques d'incendies associés à stocker de grandes quantités d'huile chaude.

Deux approches pour un seul système de réservoir avec la stratification sont en cours de développement :

➤ *Un seul système de réservoir avec la stratification induite par un isolant,*

Le déplacement horizontal du mur à l'intérieur, maintenir le sel chaud au-dessus d'elle et le sel froid ci-dessous (figure III.5). Le sel froid est pompé au fond du réservoir, par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur où il est chauffé, puis envoyé à la partie supérieure du réservoir. Pendant le processus de charge le mur se déplace de haut en bas de la cuve, la quantité de sels à chaud augmente à l'intérieur du réservoir et de la quantité de sels froid diminue.

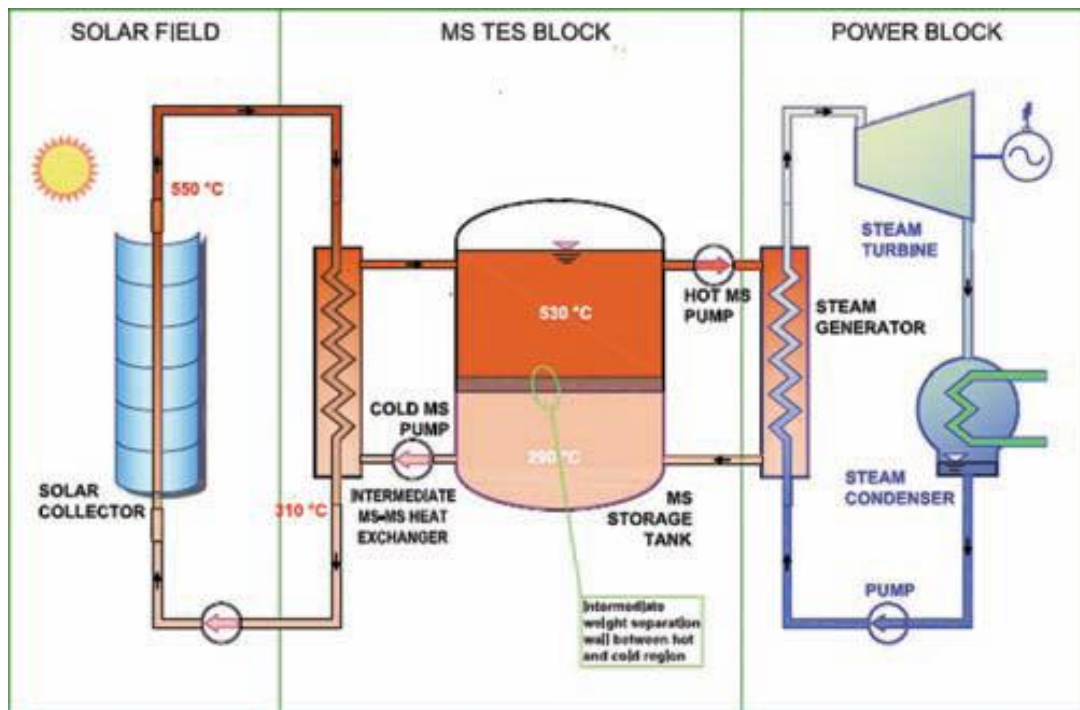


Figure III.5 *Un seul réservoir avec la stratification induite par un isolant* [16]

Ce processus est inversé lorsque le stockage de chaleur est utilisé pour conduire le bloc d'alimentation.

➤ **Un seul système de réservoir avec la stratification induite par sel fondu :**

Cette innovation et moins cher concept a été brevetée (figure III.6). Un premier petit prototype est en démonstration en Italie, et sera prochainement mis en œuvre dans les usines de l'Italie et de l'Égypte.

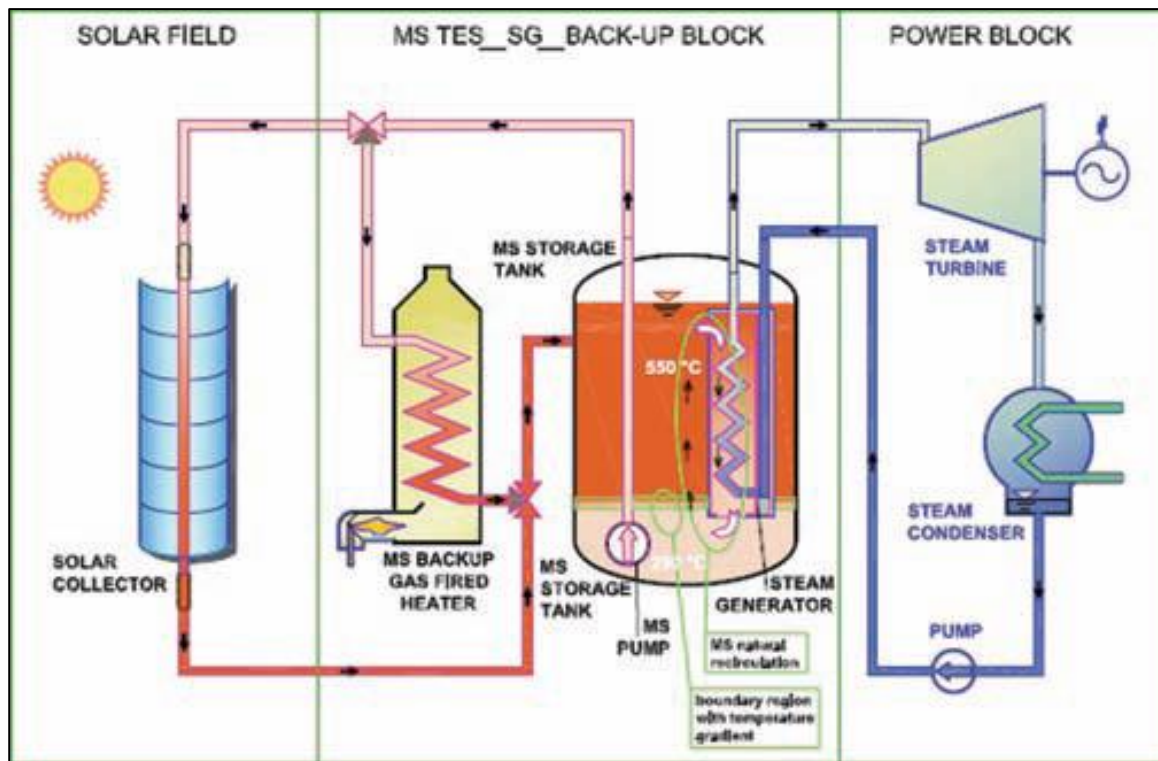


Figure III.6 Un seul réservoir avec la stratification induite par le sel fondu [16]

### III.3. 2.2 pompes de circulation

Les pompes sont des appareils qui fournissent de l'énergie au fluide, sous la forme d'énergie potentielle (augmentation de la pression) ou d'énergie cinétique (mise en mouvement, augmentation du débit).

➤ **Les pompes volumétriques :** l'écoulement résulte de la variation du volume occupée par le liquide.

- **Les pompes centrifuges** : le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie cinétique qui lui est communiqué par la rotation de la roue.

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de leur large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Dans notre cas, la pompe est dite de circulation puisqu'elle sert à maintenir un mouvement constant des liquide (sels fondu, eau) dans les serpentins des échangeurs, et des conduites du circuit. On utilisera à cet effet une pompe de type centrifuge.

### III.3.2.3 Les échangeurs de chaleur [17]

Les échangeurs de chaleur sont des appareils où le transfert de chaleur à **basses et moyennes températures** se fait **sans changement de phase**. et les principaux types d'échangeurs de chaleur sont :

#### III.3.2.3.1 Échangeurs double tube :

Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et un remplacement des tubes est possible.(figureIII.7)

Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique. Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4,5 ou 6 m. On utilise également quelquefois des tubes en verre et en graphite.

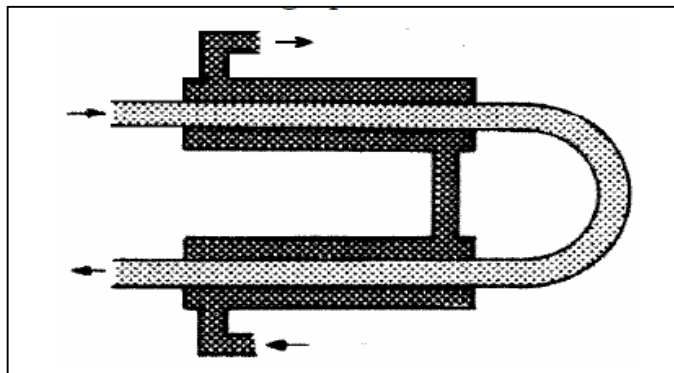


Figure III.7 Echangeur double tube [17]

### III.3.2.3.2 Échangeurs à faisceau et calandre

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

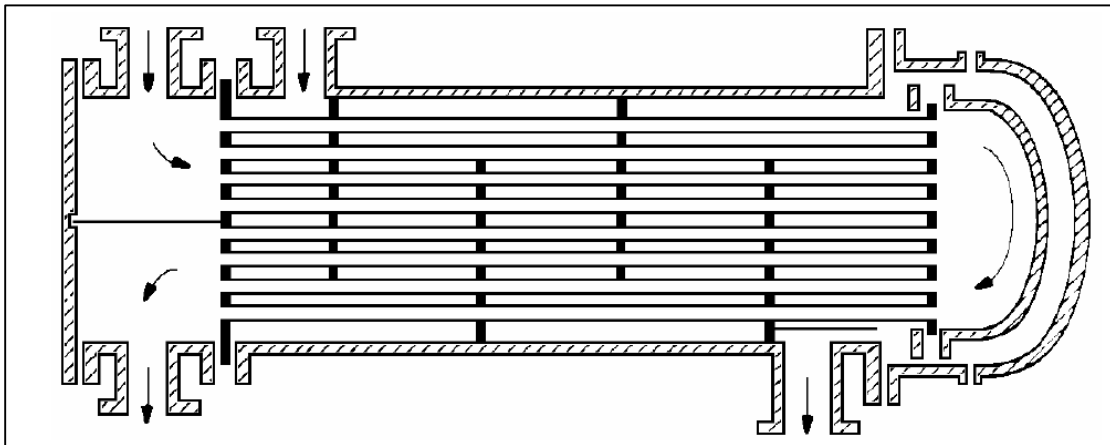


Figure III. 8 *Échangeurs à faisceau et calandre*

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées.

### III.3.2.3.3 Échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques se présentent sous diverses formes :

- les échangeurs à plaques hélicoïdales ;
- les échangeurs à plaques planes ;
- les échangeurs à plaques munies d'ailettes ;
- les échangeurs à tubes munis d'ailettes.

Dans tous ces échangeurs, les surfaces d'échange sont très supérieures à celles des échangeurs à faisceau et calandre, pour un encombrement géométrique donné. En outre, les écoulements secondaires et les pertes de charge correspondantes sont éliminés ainsi que les problèmes de court-circuit et de dilatation différentielle. Cependant leur réalisation est beaucoup plus délicate et onéreuse et ils ne sont généralement utilisés que pour des échanges ne nécessitant pas en valeur absolue de très grandes surfaces d'échange.

#### **III.4 Conclusion**

Différentes méthodes de stockage thermique sont citées, la méthode la plus adoptée pour une centrale de 25MWe et qui respecte les contraintes économiques et environnementales est le stockage indirect par deux réservoirs.



---

*Chapitre IV :*

*Bilan de production et  
de stockage*

---

### IV.1 Température du liquide dans le réservoir

Les deux réservoirs chauds et froids utilisent le même modèle que celui du réservoir pour simuler leur comportement, bien que les entrées et sorties pour chacun sont gérées séparément. Le principe de base de la cuve de stockage est que le volume du réservoir varie en fonction du temps. Le Figure (IV.1) montre un schéma du modèle du réservoir.

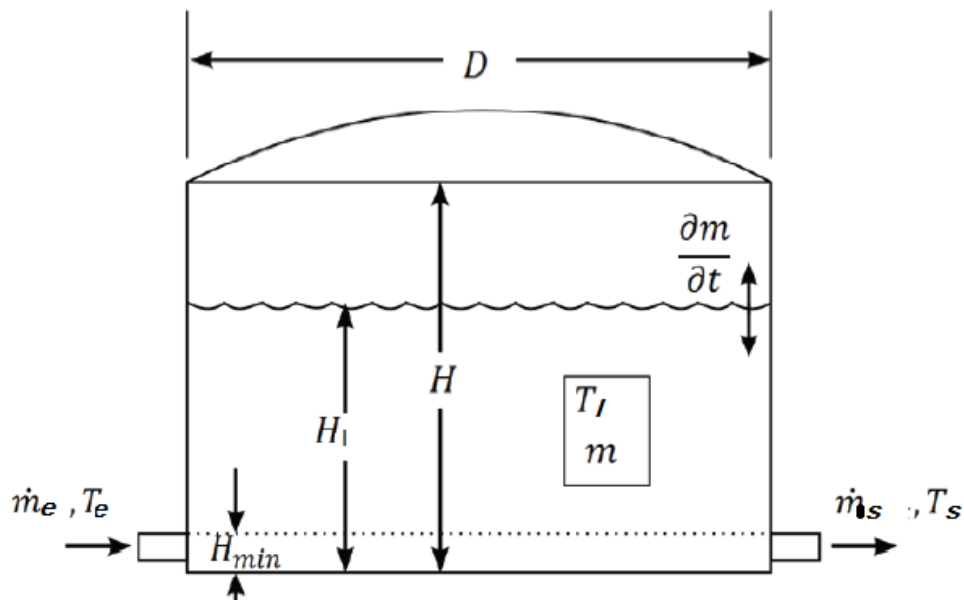


Figure IV.1 présente un schéma du modèle du réservoir à volume variable.

Durant cette période la température diminue de la température maximale  $T_{\max}$  à la température minimale  $T_{\min}$ , La température de sortie est égale à la moyenne de la cuve entièrement mélangée. Pour trouver la distribution de la température il faut d'abord effectuer un bilan de masse puis fait appel au premier principe de la thermodynamique.

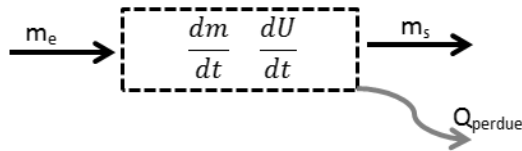
La masse du liquide de stockage dans la cuve à la fin du pas de temps actuel est égale à:

$$\mathbf{m}(t) = \mathbf{m}_0 + \Delta t(\dot{\mathbf{m}}_s - \dot{\mathbf{m}}_e) \quad (\text{IV. 1})$$

➤ Pendant le déstockage  $\dot{m}_e = 0$ , l'équation (IV.1) donne

$$m(t) = m_0 - \dot{m}_s \Delta t \quad (\text{IV.2})$$

Le calcul de la température à la fin du pas de temps en cours n'est pas aussi élémentaire que l'équilibre de masse dans l'équation (IV.2), Comme la température du liquide de stockage varie au cours de temps, les pertes thermiques de la cuve varie également. Lorsque le bilan énergétique de la cuve est exprimé analytiquement l'équation différentielle résultante contient plusieurs variables qui sont fonction de temps, ce qui complique la solution pour la température finale du liquide. Le réservoir peut être considéré comme le volume de commande simplifié à la figure (4.2).



**Figure IV.2 Représentation du volume de contrôle du réservoir.**

Appliquant le premier principe de la thermodynamique sur ce volume de contrôle

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dU}{dt} + \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) \quad (4.3)$$

Avec

$h_s$ ,  $h_e$  est l'enthalpie de sortie et l'entrée respectivement

$\dot{m}_s$ ,  $\dot{m}_e$  est le débit de sortie et l'entrée respectivement

$W$  le travail échange avec l'extérieur

Il n'y a pas de travail fourni ou récupéré, et si on néglige la variation de l'énergie cinétique et potentielle, on obtient l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{\text{perdue}} = \frac{dU}{dt} + \dot{m}_s h_s(T_s(t)) - \dot{m}_e h_e(T_e) \quad (\text{IV. 4})$$

L'énergie interne  $u(t)$ , la masse  $m(t)$ , et la perte de chaleur  $\dot{Q}_{\text{perdue}}$ , la température de réservoir  $T(t)$  sont tous des fonctions du temps.

La masse liquide  $M_l$  dans le réservoir peut être calculée en additionnant la masse initiale et le pas du temps multipliée par la différence des débits massiques de sortie et d'entrée.

Enfin, la perte de chaleur est égale au coefficient de transfert de chaleur ( $UA$ ) multiplié par la différence de température entre le liquide de stockage à l'instant  $t$  et la température ambiante pendant un intervalle de temps donné.

Comme l'énergie interne, l'enthalpie est également en fonction de la température pour un fluide incompressible et comme la chaleur spécifique reste à peu près constante dans presque toutes les conditions de la pratique, l'équation d'enthalpie peut être exprimée comme indiqué dans l'équation (IV.8).

$$U(t) = M_r C_{v_r} T + M_l C_{v_{\text{sel}}} T \quad (\text{IV. 5})$$

$$m_l(t) = m_{l,0} - t(\dot{m}_s - \dot{m}_e) \quad (\text{IV. 6})$$

$$\dot{Q}_{\text{perdue}}(t) = -UA(T - T_{\text{amb}}) \quad (\text{IV. 7})$$

$$h_s(t) = C_{p_s} T \quad (\text{IV. 8})$$

Avec

$M_r$  est la masse de réservoir

$C_{vr}$  est la chaleur spécifique du réservoir

Ces équations sont substituées dans (IV.4) et on prend le cas de déstockage  $\dot{m}_e = 0$ .

$$-UA(T - T_{amb}) = \frac{d}{dt}(M_r C_{vr} T + M_l C_{vl} T) + \dot{m}_s C_{ps} T \quad (IV. 9)$$

On peut écrire

$$-UA(T - T_{amb}) = \frac{d}{dt}(M_r C_{vr}(T - T_{amb}) + M_l C_{vl}(T - T_{amb})) + \dot{m}_s C_{ps}(T - T_{amb}) \quad (IV. 10)$$

On pose  $\theta = (T - T_{amb})$

Et l'équation (IV.10) devient

$$-UA\theta = \frac{d}{dt}[\theta(M_r C_{vr} + M_l C_{vl})] + \dot{m}_s C_{ps}\theta \quad (IV. 11)$$

$$-UA\theta = (M_r C_{vr} + M_l C_{vl}) \frac{d\theta}{dt} + \theta \frac{d}{dt}[(M_r C_{vr} + M_l C_{vl})] + \dot{m}_s C_{ps}\theta \quad (IV. 12)$$

La masse du réservoir  $M_r$  est une constante donc ;

$$\frac{d}{dt}[(M_r C_{vr} + M C_{vs})] = \frac{d}{dt}(M_l C_{vl}) \quad (IV. 13)$$

On a supposé la chaleur spécifique du liquide  $C_{vl}$  est une constante ;

$$\frac{d}{dt}[(M_r C_{vr} + M_l C_{vl})] = C_{vs} \frac{d}{dt} M_l = -C_{vl} \dot{m}_s \quad (IV. 14)$$

Reprenant l'équation (IV.12)

$$(M_r C_{vr} + M_l C_{vl}) \frac{d\theta}{dt} + (-C_{vl} \dot{m}_s + \dot{m}_s C_{ps} + UA)\theta = 0 \quad (IV. 15)$$

Le sel fondu est un fluide incompressible donc  $C_p = C_v$  donc  $C_{ps} = C_{vl}$  puis on tire l'équation différentielle suivante :

$$(M_r C_{vr} + M_l C_{vl}) \frac{d\theta}{dt} + UA\theta = 0 \quad (IV. 16)$$

D'où on tire l'équation suivant

$$\frac{d\theta}{\theta} = -\frac{UA}{(M_r C v_r + M_l C v_l)} dt \quad (IV. 17)$$

Remplaçant  $M_l$  par son expression (IV.6). L'équation(IV.17) devient

$$\frac{d\theta}{\theta} = -\frac{UA}{M_r C v_r + M_{l,max} C v_l - \dot{m}_s C v_l t} dt \quad (IV. 18)$$

Intégrant cette égalité de l'état initial vers l'état  $(\theta, t)$

$$\int_{\theta_0}^{\theta} \frac{d\theta}{\theta} = -\int_0^t \frac{UA}{M_r C v_r + M_{l,max} C v_l - \dot{m}_s C v_l t} dt \quad (IV. 19)$$

Avec  $\theta_0 = T_0 - T_{amb}$

$$\ln\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right) = \frac{UA}{\dot{m}_s C v_{sel}} \ln\left(\frac{M_r C v_r + M_{l,max} C v_l - \dot{m}_s C v_l t}{M_r C v_r + M_{sel,max} C v_l}\right) \quad (IV. 20)$$

$$\ln\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right) = \ln\left[\left(\frac{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l - \dot{m}_s C v_l t}{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l}\right)^{\frac{UA}{\dot{m}_s C v_l}}\right] \quad (IV. 21)$$

$$\theta = \theta_0 \left(\frac{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l - \dot{m}_s C v_l t}{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l}\right)^{\frac{UA}{\dot{m}_s C v_l}} \quad (IV. 22)$$

Finalement la distribution de la température pendant le déstockage est

$$T(t) = (T_0 - T_{amb}) \left(\frac{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l - \dot{m}_s C v_l t}{M_r C v_r + M_{l,0} C v_l}\right)^{\frac{UA}{\dot{m}_s C v_l}} + T_{amb} \quad (IV. 22)$$

Le graphe (IV.3) donne la variation de la température moyenne dans le réservoir pour une durée de 12 h pour des propriétés moyennes durant déstockage .

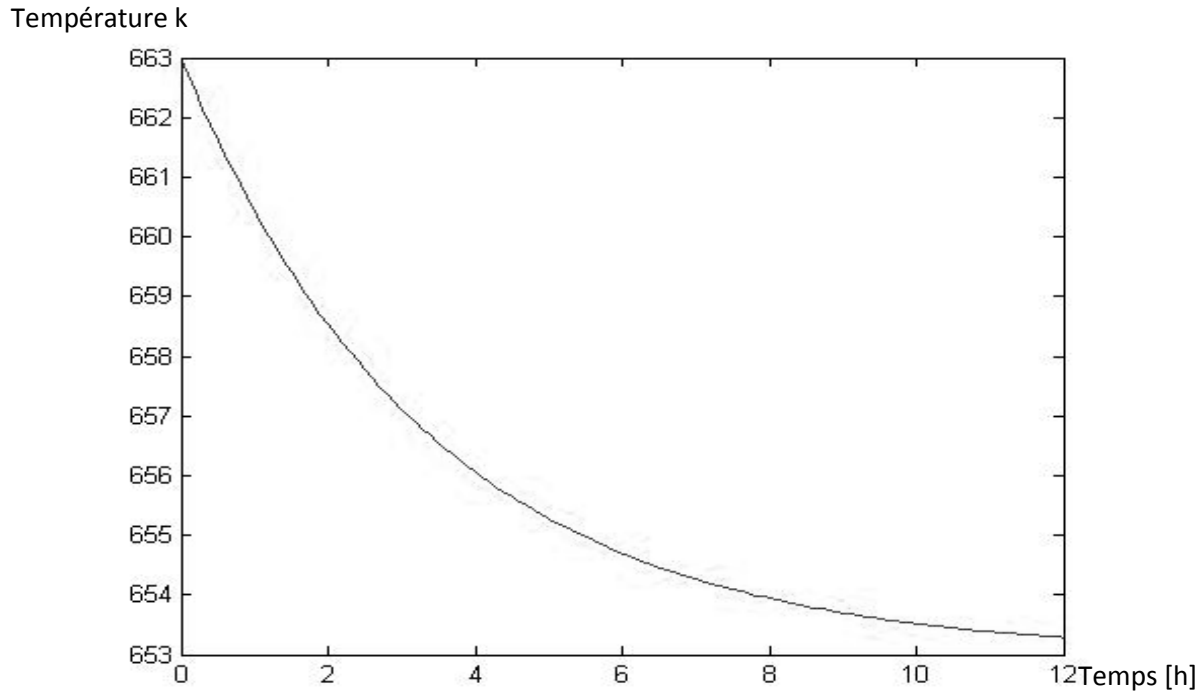


Figure IV.3 la variation de la température au cours du déstockage dans le réservoir chaud

La température moyenne diminue par  $10^0$  C ce qui est acceptable pour 12h, cette diminution influe sur le fonctionnement de la turbine à vapeur ce qui explique le besoin d'une source de chaleur auxiliaire.

Pour trouver la distribution de la température et la masse pendant le stockage il suffit de remplacer  $\dot{m}_s$  par  $-\dot{m}_e$ .

$$M_l = \dot{m}_e t + M_{l,0}$$

$$T(t) = (T_{min} - T_{amb}) \left( \frac{M_r C v_r + M_{l,min} C v_{sel} + \dot{m}_e C v_l t}{M_{l,min} C v_l + \dot{m}_e C v_l} \right)^{\frac{-UA}{\dot{m}_e C v_l}} + T_{amb} \quad (IV.23)$$

Le graphe (IV.4) donne la variation de la température moyenne dans le réservoir pour une durée de 12 h pour des propriétés moyennes durant le stockage

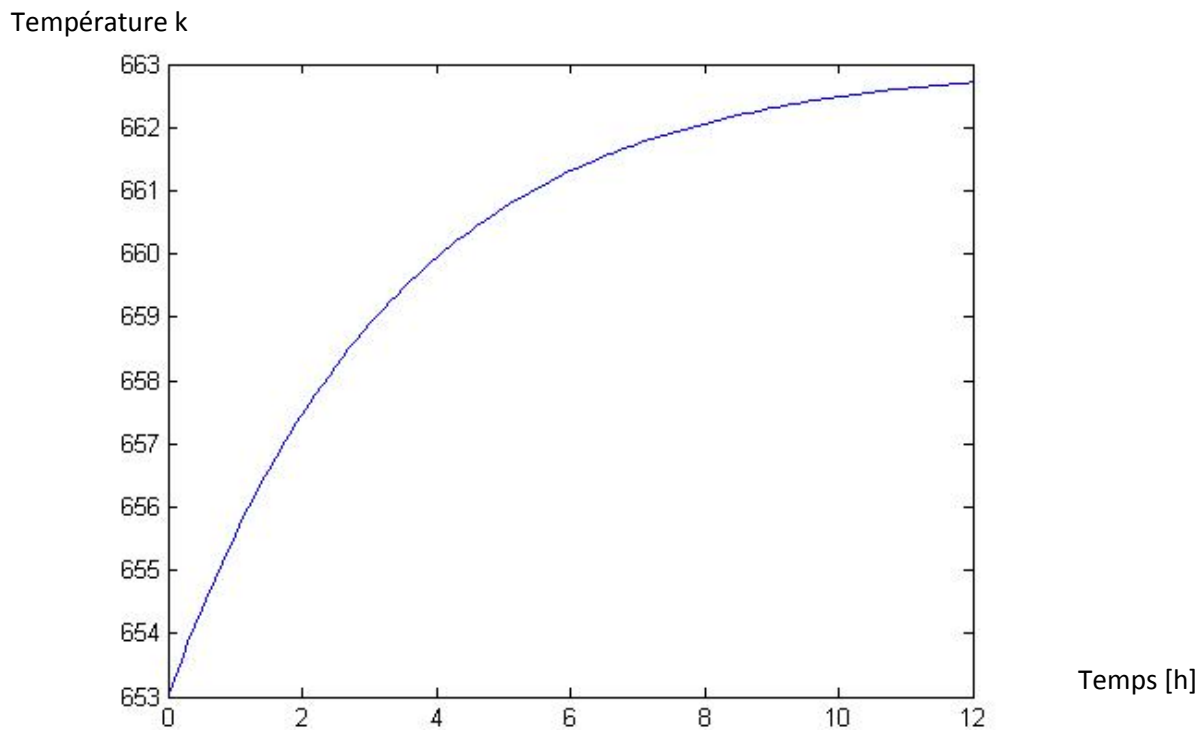


Figure IV.4 la variation de la température au cours du stockage dans le réservoir chaud

## IV.2 Les pertes thermiques

La maîtrise des pertes thermiques est très importante pour les deux réservoirs, pour le réservoir chaud les pertes diminuant la température de la sortie est donc la température d'entrée de la turbine à vapeur qui conduit à une diminution des performances de la centrale par contre dans le réservoir froid les pertes thermiques augmentent le risque de solidification du liquide de stockage.

Pour évaluer les pertes thermiques il suffit de trouver l'expression du coefficient d'échange pour chaque élément du réservoir puis on déduit le coefficient d'échange global.



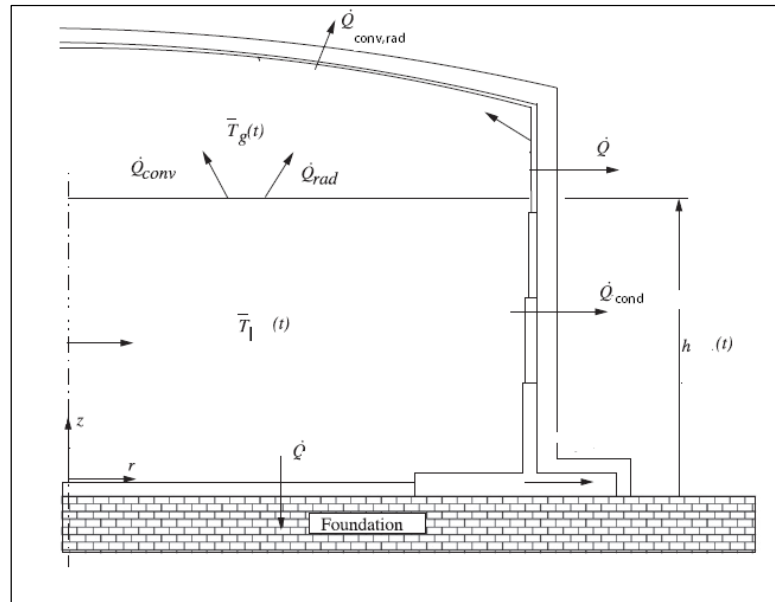


Figure IV.4 le transfert de chaleur à travers le réservoir [18]

#### IV.2.1 La minimisation de la surface d'échange

La minimisation de la surface d'échange pour un volume donné est essentielle lors du dimensionnement des réservoirs pour minimiser les pertes thermiques.

Le réservoir est un réservoir cylindrique donc le volume est :

$$V = H\pi \frac{D^2}{4} \quad (\text{IV. 12})$$

donc la hauteur est égale

$$H = \frac{4V}{\pi D^2}$$

Et la surface d'échange est :

$$A(D) = \pi DH + 2 \times \pi \frac{D^2}{4} \quad (\text{IV. 13})$$

Remplaçant H par son expression

$$A(D) = \frac{4V}{D} + \pi \frac{D^2}{2} \quad (\text{IV. 14})$$

A (D) minimale veut dire  $\left. \frac{d(A)}{dD} \right|_D = 0$

$$\frac{d(A)}{dD} = -\frac{4V}{D^2} + \pi D = 0 \quad (\text{IV. 15})$$

On tire l'expression suivant

$$D^3 = \frac{4V}{\pi} = HD^2 \quad (\text{IV. 16})$$

Donc le diamètre optimal

$$D = H \quad (\text{IV. 17})$$

Reprenant l'expression de la surface d'échange, D' où la surface d'change minimale est :

$$A(D)_{min} = \frac{3}{2} \pi D^2 \quad (\text{IV. 18})$$

#### IV.2.2 Les pertes à travers la paroi cylindrique et l'isolation

Le réservoir est un réservoir vertical cylindrique carré (le diamètre et la hauteur sont égaux) ou l'épaisseur de la paroi varie en fonction de la hauteur. Soit  $D_r$ ,  $\lambda_r$  le diamètre et la conductivité moyen respectivement.

A la face extérieure le réservoir est isolé par un isolant d'épaisseur  $e_i$  et de conductivité  $\lambda_i$

La chaleur perdue à travers la paroi et l'isolant  $q_p$  est la même .si on suppose que la température du sel fondu est égale à la température de face intérieure du réservoir

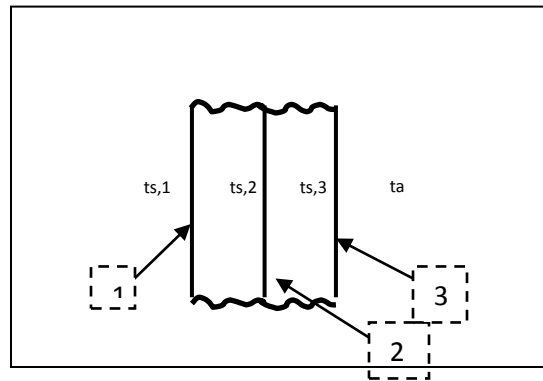


Figure 5 les différente couche de la paroi

$$\dot{Q}_p = \lambda_r A_p (T - T_{s,2}) = \lambda_i A_p (T_{s,2} - T_{s,3}) = h_{ext} A_p (T_{s,3} - T_{ext}) + h_{r,ext} A_p (T_{s,3} - T_{ext})$$

Pour simplifier les calculs on utilise l'analogie électrique

$$R_p = R_{cond,r} + R_{cond,i} + R_{conv,ext} // R_{rad,ext}$$

Avec

$R_{cond,r}$  est la résistance thermique à la conduction de la paroi

$R_{cond,i}$  est la résistance thermique à la de conduction de l'isolant

$R_{conv,ext}$  est la résistance thermique à la convection sur la face extérieure de l'isolant

$R_{rad,ext}$  la résistance thermique à la radiation sur la face extérieure

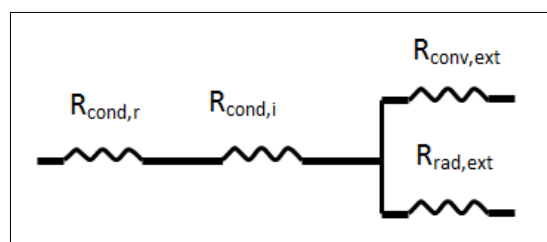


Figure IV.6 Analogie électrique des résistances de la paroi cylindrique

Les expressions de différentes résistances sont :

$$R_{cond,r} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi H \lambda_r} \quad (IV. 19)$$

$$R_{cond,i} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi H \lambda_i} \quad (IV. 20)$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{ext} \pi H D_3} \quad (IV. 21)$$

$$R_{rad,ext} = \frac{1}{h_{r,ext} \pi H D_3} \quad (IV. 22)$$

Donc le coefficient d'échange de la paroi est :

$$U_p = \left[ \frac{r_1}{\lambda_r} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_2}{\lambda_i} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{h_{ext} + h_{r,ext}} \right]^{-1} \quad (IV. 23)$$

### IV.2.3 Les pertes à travers le toit

Les pertes à travers le toit ce sont

- les pertes par convection entre le sel et le milieu intérieur du réservoir.
- les pertes par radiation entre le sel et le milieu intérieur du réservoir.
- les pertes par conduction à travers le toit.
- les pertes par conduction à travers l'isolant du toit.
- les pertes par convection entre la face extérieure de l'isolant et le milieu extérieur.
- les pertes par convection entre la face extérieure de l'isolant et le milieu extérieur.

Si on suppose que le toit est un disque de diamètre  $D_t$  et d'épaisseur  $e_t$  et fabriquer par le même matériau du réservoir .

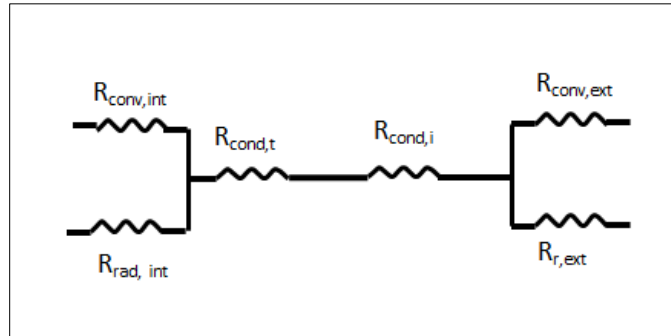


Figure 4.7 Analogie électrique de la résistance du toit

$$R_t = R_{conv,int} // R_{rad,int} + R_{cond,t} + R_{cond,i} + R_{conv,ext} // R_{rad,ext} \quad (IV. 24)$$

Avec :

$R_{cond,t}$  est la résistance thermique à la conduction de toit.

$R_{cond,i}$  est la résistance thermique à la de conduction de l'isolant.

$R_{conv,int}$  est la résistance thermique à la convection sur la face intérieure de l'isolant.

$R_{rad,int}$  est la résistance thermique à la radiation sur la face intérieure.

$R_{conv,ext}$  est la résistance thermique à la convection sur la face extérieure de l'isolant

$R_{rad,ext}$  est la résistance thermique à la radiation sur la face extérieure

Donc le coefficient d'échange de toit est

$$U_t = \left[ \frac{1}{h_{int} + h_{r,int}} + \frac{e_t}{2\pi r_3 \lambda_t} + \frac{e_i}{2\pi r_3 \lambda_i} + \frac{1}{h_{ext} + h_{r,ext}} \right]^{-1} \quad (IV. 25)$$

#### IV.2.4 Les pertes à travers la fondation

La fondation est composée par des déferents matériaux, on peut supposer que la fondation a une conductivité équivalente  $k_f$  et un coefficient d'échange  $U_f$ , et sa section circulaire  $A_f$  égale à la section de toit

Donc

$$U_f = \frac{2\pi r_3 \lambda_f}{e_f} \quad (\text{IV. 26})$$

#### IV.2.5 Coefficient d'échange global :

Le coefficient d'échange global  $U$  est exprimé par la relation suivante :

$$UA = U_f A_f + U_t A_t + U_p A_p \quad (\text{IV. 27})$$

### IV.3 Les pompes

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide

Pompé, une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau ( $Z$ ), une augmentation de pression ( $p$ ) et toujours des pertes de charge ( $H_j$ ).

Il y a deux pompes ou deux groupes de pompes, chaque pompe ou groupe de pompes est placée en haut du réservoir (figure IV.7) et refoule vers l'autre réservoir, donc les pompes ne travaillent pas au même temps l'une travaille pendant le stockage et l'autre fonctionne pendant le déstockage.

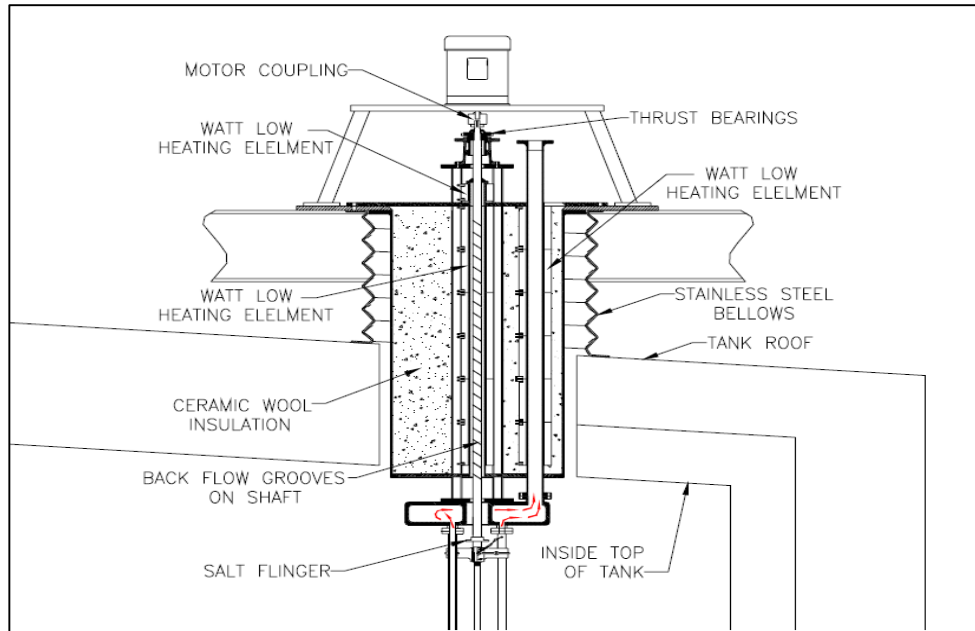


Figure IV.8 : schéma d'une pompe [19]

### IV.3.1 le Débit

Le débit  $\dot{m}$  fourni par une pompe est la masse refoulée pendant une unité de temps, Il s'exprime en Kg par seconde (kg/s) ou plus pratiquement en kg cubes par heure (kg/h).

Le débit  $Q$  fourni par une pompe e est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3/s$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).

### IV.3.2 la hauteur

La hauteur engendrée par une pompe centrifuge représente l'énergie par unité de poids communiquée au liquide pompé.

Elle s'exprime en mètres (m). La hauteur varie avec le débit, et est représentée par la courbe caractéristique  $H = f(Q)$  de la pompe considérée.

### IV.3.3 Rendement d'une pompe

Le rendement  $\eta$  est le rapport de la puissance utile communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

Le rendement  $\eta$  de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée.

#### IV.3.4 Les pertes de charge [20]

Les pertes de charges sont liées aux contraintes de frottement du fluide à la paroi de la conduite ; dans notre cas le frottement du sel fondu dans la canalisation. Leur connaissance permet de calculer la puissance de la pompe de circulation forcée des fluides.

La résistance de l'écoulement de l'huile dans le tuyau sera d'autant plus grande que :

- Sa section est petite.
- Sa rugosité intérieure est grande.
- Sa longueur est grande.
- La vitesse du fluide est grande et donc création de plus grandes turbulences.

Nous avons deux types de perte de charge :

1. Pertes de charge linéaires.
2. Pertes de charge singulières.

#### IV.3.5 La puissance de la pompe

La connaissance du couple (débit volumique, pertes de charges) permet de sélectionner dans un catalogue du constructeur la pompe. Le constructeur fournit en effet pour chaque appareil sa courbe caractéristique de fonctionnement

#### IV.4 L'échangeur de chaleur

On utilise plusieurs échangeurs en série de type huile-sel, soit  $U_{HX}$  le coefficient d'échange de l'échangeur et  $A_{HX}$  sa surface d'échange.

Pour le stockage

$$Q_{collectée} = U_{HX} A_{HX,sto} \Delta T_{lm} \quad (IV. 28)$$



Pour le déstockage

$$\frac{P}{\eta} = U_{HX} A_{HX,des} \Delta T_{lm} \quad (IV. 29)$$

Avec

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}$$

Connaissant  $U_{HX}$  de l'échangeur on peut calculer la surface d'échange  $A_{HX}$  pour les deux cas et on prend la surface maximale

#### IV.5 Le champ solaire

Avant de stocker une quantité d'énergie il faut d'abord le collecté cela veut dire un sur dimensionnement du champ solaire.

Le champ solaire est constitué par des ensembles des capteurs cylindro-parabolique, la configuration de ces capteur est très important pour collecté le maximum de rayonnement solaire.

Le champ solaire (ou plusieurs champs solaires) comporte :

- plusieurs boucles dans une disposition centralisée.
- Une boucle comporte plusieurs capteurs connectés en série.
- Un capteur comporte plusieurs modules disposés en série.
- Un module comporte plusieurs miroirs cintrés.

#### IV.6 Conclusion

Les pertes thermique sont reliés directement par les matériaux utilisés pour isoler les parois ; et pour évaluer ces pertes il faut connaître aussi les caractéristiques de notre système, qui l'objectif du chapitre suivant

---

*Chapitre V :*

*Calculs de*

*stockage*

---

L'objectif est de faire le dimensionnement, et l'estimation des couts d'investissement pour chaque mois, puis on choisit la variante qui nous donne une meilleure optimisation des couts, des pertes thermiques et de capacité de stockage.

### V.1 La durée d'ensoleillement

En Algérie, la durée d'ensoleillement varie pendant l'année de 6 à 12 heures selon la saison comme nous montre la figure (V.1).

- Saison d'été (21 juin-20 septembre)

La saison d'été se caractérise par des journées longues (12 heure d'ensoleillement) avec des températures moyennes élevées.

- Saison d'hiver (21 décembre - 20 mars)

L'hiver se caractérise par des journées plus courtes et des températures plus basses. Dans cette saison la durée d'ensoleillement est de 6 heures pour les conditions climatiques et géographique de l'Algérie.

- Saisons de printemps et d'automne

On a dans ces deux saisons une durée d'ensoleillement de 9 heures. Avec des températures moyennes.

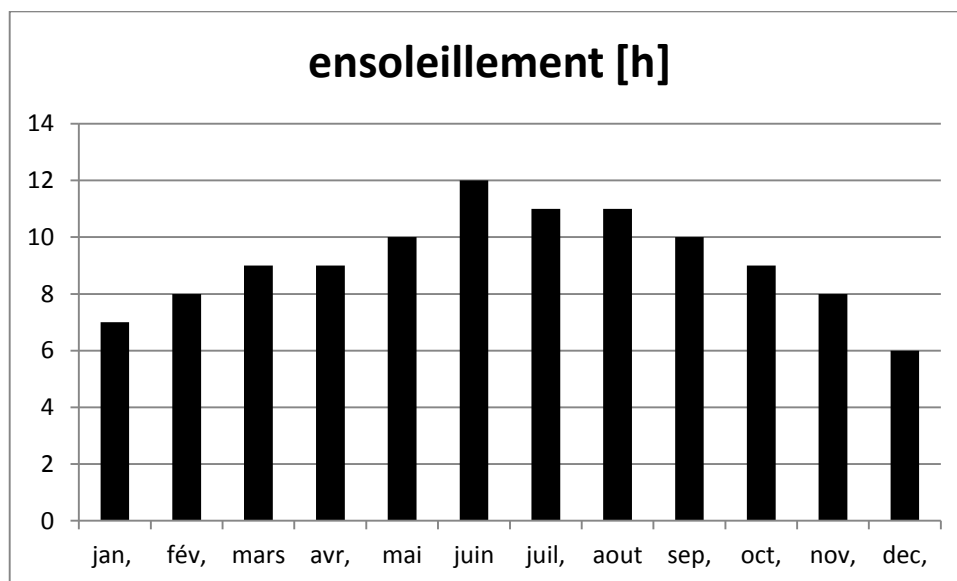


Figure V.1 la durée d'ensoleillement en Algérie

## V.2 Description des composantes :

### V.2.1 Liquide de stockage :

Les mélanges inorganique de Nitrate sont les systèmes de stockage préférés, car les sels de Nitrate offrent une très favorable combinaison de

- densité environ (1880 kg/m<sup>3</sup>) à 300°C.
- chaleur spécifique (1500 J/kg/K) à 300°C.
- réactivité chimique (très faible).
- pression de vapeur (< 0,01 Pa),
- coût (\$ 0,40 - \$ 0,90 /kg).

Les trois principaux candidats sels sont les suivants :

1- Hitec : c'est un mélange ternaire de NaNO<sub>2</sub>, NaNO<sub>3</sub> et KNO<sub>3</sub> avec un point de congélation de 120°C

2- Hitec XL ® :c'est un mélange ternaire de Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>, NaNO<sub>3</sub>, et KNO<sub>3</sub>, avec un point de congélation de 130 °C

3- Un mélange de Nano<sub>3</sub>et KNO<sub>3</sub>, avec un point de congélation de 220 °C.

Ce dernier sel a été sélectionné parce que son coût est le plus faible des trois, le stock minimum est à une température de moins 80 °C au-dessus du point de congélation et ces caractéristiques sont les suivantes :

#### V.2.1.1 La masse volumique :

La masse volumique en fonction de la température ; qui dépend temps est donnée par la relation empirique suivante :

$$\rho(T) = 2090 - 0.636 T \quad [\text{Kg m}^{-3}] \quad (V.1)$$

#### V.2.1.2 La chaleur spécifique :

La chaleur spécifique est une fonction linéaire croissante de la température

$$c_p(T) = 1443 + 0.172 T \quad [\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad (V.1)$$

**V.2.1.3 La conductivité thermique :**

$$\lambda(T) = 0.443 + 1.9 \times 10^{-4}T \quad [W \text{ k}^{-1} \text{ m}^{-1}] \quad (V.1)$$

Les caractéristiques pour les deux réservoirs sont (V.1)

	Réservoir froid	Réservoir chaud
La masse volumique $\text{kg/m}^3$	1773	1730
La chaleur spécifique $\text{j kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	1541	1557
La conductivité thermique $\text{Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.552	0.569

Tableau V.1 caractéristiques du sel fondu

**V.2.2 Le réservoir**

La paroi cylindrique et le toit sont construits par des tôles en acier A516gr70 dont les caractéristiques sont illustrées dans le tableau (V.2); l'épaisseur de la paroi est différent (l'épaisseur diminue avec l'augmentation de la hauteur) pour supporter le poids du liquide qui a une grande masse volumique ; l'épaisseur est changée à chaque segment  $\Delta z$ .

	Réservoir froid	Réservoir chaud
La masse volumique $\text{kg/m}^3$	7858	7858
La chaleur spécifique $\text{j kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	434	487
La conductivité thermique $\text{Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$	60.5	65.7

Tableau V.2 caractéristique de l'acier A516gr70

Le réservoir est isolé par une couche de perlite ( Spintex 324G-100 ) dont ces caractéristiques sont les suivantes (pour les deux réservoirs)

La masse volumique $\text{kg/m}^3$	100
La chaleur spécifique $\text{j kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	1600
La conductivité thermique $\text{Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$	0.034

Tableau V.3 caractéristiques de l'isolant Spintex 324G-100

L'épaisseur de l'isolant pour le réservoir chaud est  $\delta = 0.4 m$  et  $\delta = 0.3 m$  pour le réservoir froid. La fondation est construite par les briques réfractaires et des différentes couches des isolants comme elle est illustrée dans le schéma (V.2)

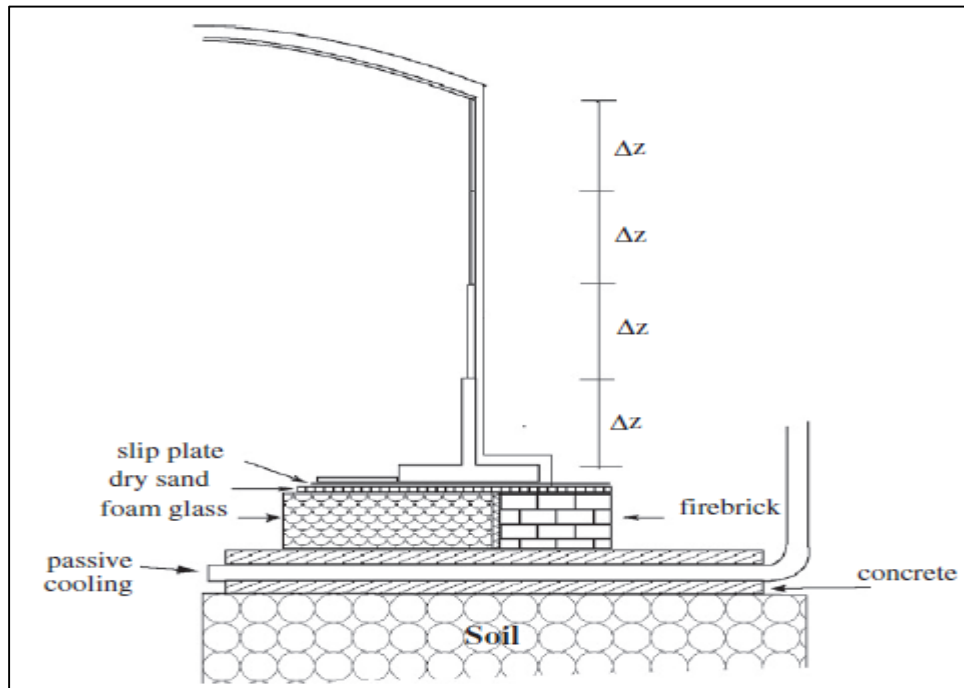


Figure V.2 Schéma de réservoir de stockage

### V.2.3 Les échangeurs de chaleur

A cause de prix élémentaire des échangeurs relativement chers on utilise le même échangeur pour le stockage et le déstockage. Pour cela on va utiliser plusieurs modules de type sel-huile parce que la surface d'échange pour le stockage est supérieure à celle du déstockage à cause de débits différents.

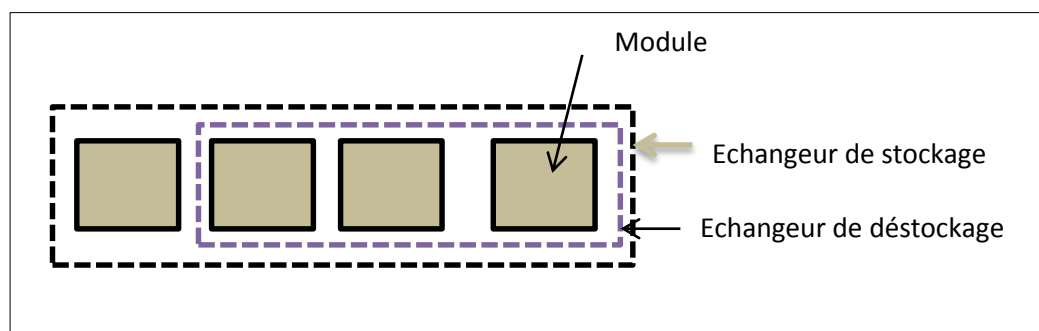


Figure V. 3 Utilisation des modules des échangeurs

Les échangeurs de chaleur doivent être conçus avec de très petites températures d'approche, dans la gamme de 3 à 10 °C, afin de minimiser les pertes de performances le Rankine cycle pendant le stockage et le déstockage.

En outre, la vapeur sous pression d'environ 10 bar et une température de 390 °C, l'ajout de la perte de pression dans les échangeurs de chaleur et le système de tuyauterie, la pression à l'entrée de l'échangeur de chaleur est maintenue à une valeur nominale de 20 bar. En revanche, la vapeur sous pression du nitrate sel est très faible (<1 Pa), et de la pression du sel dans l'échangeur de chaleur est uniquement ce qui est nécessaire pour faire circuler le sel, ou peut être de 5 bar, l'échangeur de chaleur doit accueillir une différence de pression d'environ 15 bar entre le fluide caloporteur et le liquide du stockage.

On a choisi l'échangeur  $u=600 \text{ w/m}^2\text{k}$

### V.3 Calcul énergétique :

#### V.3.1 L'énergie nominale en MWht :

La puissance en MWht caractérise le champ solaire; elle est égale à la puissance nominale divisée par le rendement thermique.

On prend un rendement thermique du bloc de puissance  $\eta = 0.33$  on obtient

$$W = \frac{P}{\eta} = \frac{25}{0.33} = 75 \text{ MWht}$$

#### V.3.2 L'énergie stockée par jour pour chaque mois

La chaleur stockée par jour  $Q_{st/j}$  est la quantité de chaleur emmagasinée dans le liquide (sel fondu) durant la journée.

$$Q_{st/j} = \frac{P}{\eta} \times t_{ns} \quad [\text{MWht}]$$

P la puissance nominale de la centrale [MWe]

$\eta$  Le rendement thermique

$t_{ns}$  La capacité de stockage [h]

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
ensoleillement [h]	7	8	9	10	12	11	6
Energie stocké [MWht]	1558,3	1466,7	1375	1283,3	1100	1191,7	1650

**Figure V.4 l'énergie stockée à chaque jour**

Cette quantité de chaleur est différente chaque jour, elle est plus grande au l'hiver que les autres saisons.

### V.3.3 La masse du sel utilisée

On suppose que le réservoir est un volume de contrôle, et on applique le premier principe sur ce volume de contrôle

$$Q_{st/j} = m_l c_{pl} (T_{max} - T_{min}) \quad (V.1)$$

$$m_l = \frac{Q_{st/j}}{c_{pl} (T_{max} - T_{min})} \quad (V.2)$$

On ajoute à cette masse une quantité initiale relative aux pertes thermique ; le sel qui circule dans les pipes et la quantité minimale dans le réservoir, donc

$$m_l = \frac{Q_{st/j}}{c_{pl} (T_{max} - T_{min})} + m_0 \quad (V.3)$$

Les résultats sont illustrés dans le tableau (V.5)

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
la masse de sel [tonne]	38958,3	36666,7	34375	32083,33	27500	29791,67	41250

**Tableau V.4 Mase du liquide de stockage pour chaque mois**



**V.3.4 Le volume de réservoir**

On a  $m_l = \rho_l V_l$

D'où le volume de liquide :

$$V_l = \frac{m_l}{\rho_l} \quad (V.4)$$

Le volume du réservoir est égal a

$$V_r = V_l + \Delta V \quad (V.5)$$

La différence de volume  $\Delta V$  est relative à la quantité qu'il faut garder entre le toit et la surface libre du liquide.

Notons aussi que la masse volumique du liquide chaud est supérieur à celle du liquide froid ; donc le volume de réservoir chaud est supérieur au volume du réservoir froid.

Et voici les volumes des réservoirs pour chaque mois

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
réservoir chaud [m3]	23187,5	21823,5	20459,6	19095,6	16367,6	17731,6	24551,5
réservoir froid [m3]	22878,6	21532,8	20187,0	18841,2	16149,6	17495,4	24224,4

**Tableau V.5 Volume des réservoirs pour chaque mois**

**V.3.6 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur :**

Comme mentionné dans le paragraphe V.2.3, on utilise un seul échangeur de chaleur composé de plusieurs modules, on calcule la surface d'échange globale pour les deux cas

**V.3.6.1 La surface d'échange nécessaire pour stocker l'énergie :**

On utilise la relation suivante

$$Q_{\text{collectée}} = U_{HX} A_{HX,sto} \Delta T_{lm}$$

On choisit un échangeur avec un coefficient d'échange  $U_{HX} = 600$  et  $\Delta T_{lm} = 30$  et on calcule la surface d'échange globale pour chaque mois

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
Surface d'échange [m <sup>2</sup> ]	12367,7	10185,2	8487,7	7129,6	5092,6	6018,5	15277,8

**Tableau V.6 la variation de la surface d'échange au cours de l'année**

#### V.4 Dimensionnement du champ solaire :

Pour notre étude on a choisi le collecteur de type ET150 qui a les caractéristiques suivantes

##### V.4.1 la puissance absorbé par le collecteur

Le rendement du collecteur est défini par la relation suivante

$$\eta_{col} = \frac{DNI}{Q''_{col}} \quad (V.6)$$

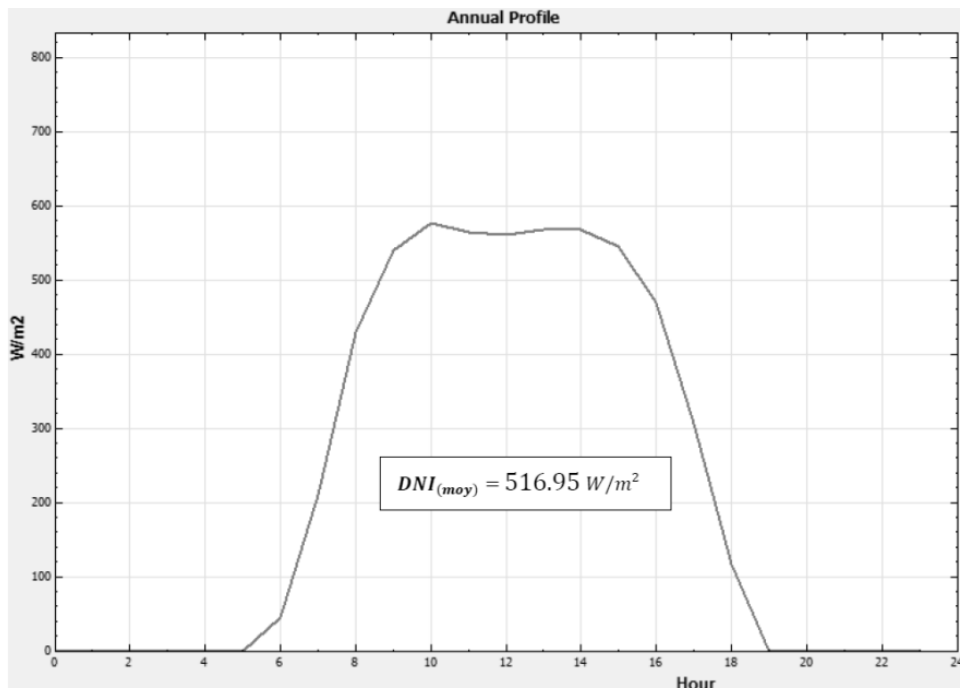
Avec

DNI : <<Direct Normal Irradiation>> [W/m<sup>2</sup>]

$Q''_{col}$  : La puissance absorbée par le collecteur [W/m<sup>2</sup>]

$\eta_{col}$  : Rendement du collecteur

Le profil annuel du rayonnement solaire direct est donné par le graphe (V.3)



**Figure V.5 Profil annuel du rayonnement solaire**

Le rendement annuel de notre collecteur ET150 est fixé par le constructeur  $\eta_{col} = 43.5\%$

D'où la puissance collectée par le collecteur est

$$Q''_{col} = \eta_{col} \times DNI$$

$$Q''_{col} = 224.87 \text{ W/m}^2$$

#### **V.4.2 La chaleur collectée pour le system de stockage :**

La chaleur collectée  $Q_{collectée}$  est la quantité de chaleur collectée par le champ solaire en plus de celui qui est nécessaire pour produire la puissance nominale durant la période d'ensoleillement, cette chaleur est transférée vers le liquide de stockage à l'aide des échangeurs de chaleur.

$$Q_{col} = \frac{Q_{st/j}}{t_s} \text{ [MW]} \quad (V.7)$$

$t_s$  Le temps d'ensoleillement [h]

Le tableau (V.8) donne les valeurs de  $Q''_{col}$  pour chaque mois

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
ensoleillement [h]	7	8	9	10	12	11	6
la chaleur collectée [MW]	222,6	183,3	152,8	128,3	91,7	108,3	275,0

Tableau V. 7 La chaleur collectée par jour pour chaque mois

### V.4.3 La surface utile globale des collecteurs :

La surface globale utile est la somme de surfaces utiles des collecteurs ; elle est définie par la relation suivante

$$A_{utile} = \frac{Q_{col}}{Q''_{col}} \quad (V. 8)$$

Les valeurs de cette surface sont illustrées dans le tableau (V.8)

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
$A_{utile}[m^2]$	990298,3	815539,7	679616,4	570877,8	407769,9	481909,8	1223310

Tableau V.8 Surface utile du champ solaire

### V.5 Dimensionnement géométrique des réservoirs

Pour une première hypothèse le dimensionnement des réservoirs est basé sur l'hypothèse du réservoir carré

$$D^3 = 4 \frac{V_{res}}{\pi} \quad (V. 9)$$

Puisque les volumes sont grands, on choisit de diviser le volume en deux réservoirs chauds et en deux réservoirs froids, d'où

$$D^3 = 2 \frac{V_{res}}{\pi} \quad (V. 10)$$

Pour les deux réservoirs chauds, les calculs sont effectués pour chaque mois et les résultats

Sont dans les tableaux (V.10) et (V.11)

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
le volume [m3]	23187,5	21823,5	20459,6	19095,6	16367,6	17731,6	24551,5
Le diamètre [m]	24,5	24,0	23,5	23,0	21,8	22,4	25,0
nombre de paire	2	2	2	2	2	2	2

Tableau V.9 Dimensionnement des réservoirs chauds

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
le volume [m3]	22878,6	21532,8	20187,0	18841,2	16149,6	17495,4	24224,4
le diamètre [m]	24.4	23.9	23.4	22.9	21.7	22.3	24.4
nombre de paire	2	2	2	2	2	2	2

Tableau V.10 Dimensionnement des réservoirs froids

Une hauteur de 21-24m conduit à l'augmentation de l'épaisseur de la paroi et la hauteur de charge des pompes ; donc on perd ce qu'on a gagné par cette minimisation en de plus la difficulté de réalisation avec ces dimension, donc on serai obligé de trouver une hauteur optimale. On choisit une hauteur de 15m

	Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
<b>Réservoir chaud</b>	Volume [m3]	23187,5	21823,5	20459,6	19095,6	16367,6	17731,6	24551,5
	Diamètre [m]	31,4	30,4	29,5	28,5	26,4	27,4	32,3
<b>Réservoir froid</b>	Volume [m3]	22878,6	21532,8	20187,0	18841,2	16149,6	17495,4	24224,4
	Le Diamètre [m]	31,2	30,2	29,3	28,3	26,2	27,3	32,1

Tableau V.11 le diamètre des réservoirs

### V.5.1 L'épaisseur de La paroi cylindrique

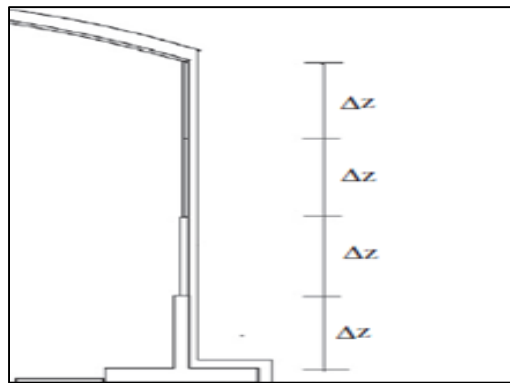


Figure V.6 les étages de la paroi cylindrique

On a choisi  $\Delta z = 4 \text{ m}$

Et pour les 4 segments

Hauteur [m]	L'épaisseur [cm]
0-4	12
4-8	14
8-12	16
12-16	18

Tableau 12 épaisseur de la paroi en fonction de la hauteur

### V.5.2 L'épaisseur du toit :

Pour supporter le poids de l'isolation et éviter la flexion du toit, on a choisi la même épaisseur minimale que la paroi 12cm.

### V.5.3 L'épaisseur de l'isolation

$$(U_r + U_i)(T - T_{s,3}) = U_3(T_{s,3} - T_{amb}) \quad (V.11)$$

$$\left[ \frac{r_1}{\lambda_r} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_2}{\lambda_i} \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right) \right]^{-1} (T - T_{s,3}) = (h_{ext} + h_{r,ext})(T_{s,3} - T_{amb}) \quad (V.12)$$

Ou veut que la température de la surface extérieure du réservoir soit légèrement supérieure à la température ambiante soit  $T_{s,3} = 308 \text{ k}$

Réservoir	Epaisseur [m]
chaud	0.20
froid	0.15

#### V.5.4 Dimensionnement des pompes

##### V.5.4.1 Le débit massique

➤ **La pompe du réservoir froid :**

Cette pompe sert à pomper le liquide du réservoir froid vers le réservoir chaud, c'est la pompe de stockage

Le débit de stockage est égal à la masse du liquide par le temps d'ensoleillement

$$\dot{m}_s = \frac{m_l}{t_s} \text{ [kg/s]} \quad (V.16)$$

Où  $t_s$  est le temps d'ensoleillement

➤ **La pompe de réservoir chaud :**

Cette pompe sert à pompée le liquide du réservoir chaud vers le réservoir froid ; c'est la pompe de déstockage.

Le débit de stockage est égal à la masse du liquide par le temps d'ensoleillement

$$\dot{m}_s = \frac{m_l}{t_{ns}} \text{ [Kg/s]} \quad (V.17)$$

Où  $t_{ns}$  est le temps de non ensoleillement ou la capacité de stockage.

Les valeurs des débits de stockage et de déstockage sont résumées dans le tableau suivant

(v.13)

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
la pompe de déstockage [kg/s]	636,6	636,6	636,6	636,6	636,6	636,6	636,6
la pompe de stockage [kg/s]	1546,0	1273,1	1061,0	891,2	636,6	752,3	1909,7

Tableau V.13 Débit des pompes

#### V.5.4.2 Les pertes de charge

On utilise un circuit de charge /décharge de longueur 100m la rugosité R des tubes d'acier est de 0.03mm et on choisit le diamètre de la section tel que les pertes de charge soient les plus faibles possible

- Les pertes de charge linéaires :

$$\Delta H = (fL/d)(V^2/2g) [m] \quad (V.18)$$

$f$  Caractérise le frottement entre le fluide et la conduite, on titre la valeur de  $f$  à partir de diagramme de Moody

- Les pertes de charges singulières :

$$\Delta H = \left( \sum k \right) (V^2/2g) \quad (V.19)$$

Pour notre installation  $\sum k = 6 * 0.25 = 1.5$

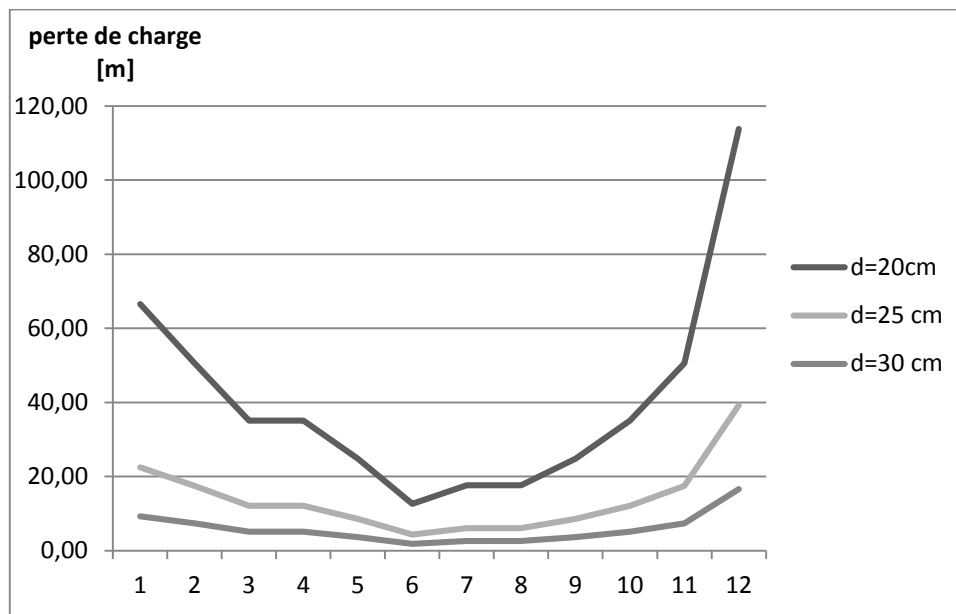
Les calculs des pertes de charge sont résumés dans le tableau (V.16)



Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
d=20cm	66,58	50,57	35,12	24,78	12,64	17,66	113,78
d=25 cm	22,47	17,46	12,12	8,55	4,36	6,10	39,28
d=30 cm	9,29	7,37	5,12	3,61	1,84	2,57	16,59

**Tableau V.14 les pertes de charge en fonction de diamètre pour chaque mois**

Le graphe (v.8) donne une idée de variation des pertes de charge en fonction du diamètre de section des pipes, pour choisir la meilleure section



**Figure V.7 les pertes de charge dans les tuyauteries pour chaque de mois en fonction du diamètre**

Les pertes de charge sont minimales pour une section de diamètre 30 cm

#### V.5.4.3 La puissance de la pompe

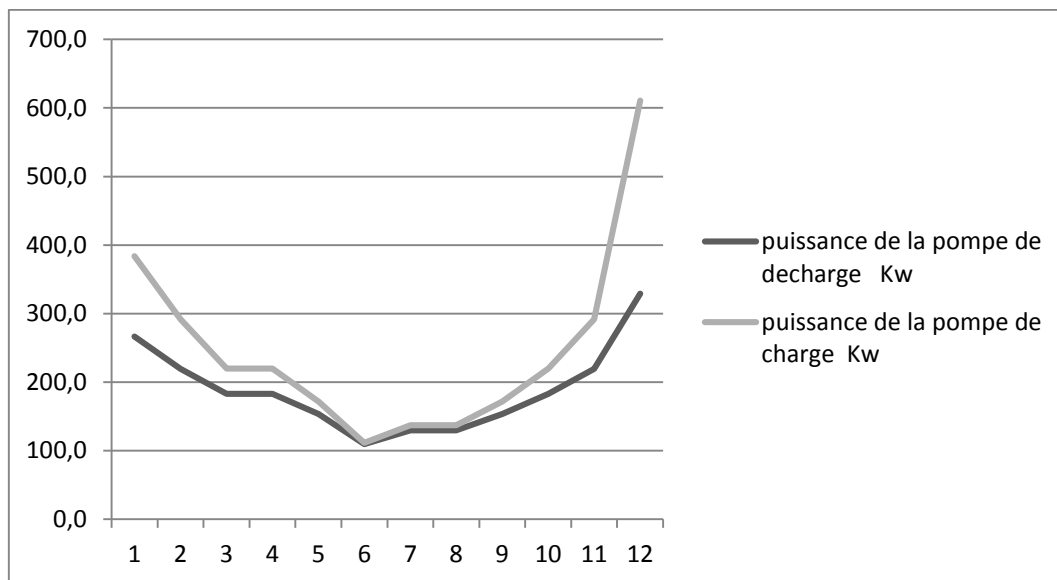
La puissance de la pompe est donnée par la relation suivante

$$P = \dot{m} g (H + \Delta H) / \eta_{pompe} [w] \quad (V. 20)$$

Avec H est la hauteur du réservoir et g est l'accélération de gravitation terrestre.

	Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
La pompe de charge	hauteur [m]	25,3	23,4	21,1	19,6	17,8	18,6	32,6
	puissance [kW]	383,6	291,9	219,8	171,5	111,4	137,1	610,5
La pompe de décharge	hauteur [m]	17,6	17,6	17,6	17,6	17,6	17,6	17,6
	puissance [kW]	266,6	219,5	182,9	153,7	109,8	129,7	329,3

**Figure V. 8 le dimensionnement des pompes**



**Figure V. 9 la puissance des pompes à chaque mois**

### V.6 Les pertes thermiques :

On calcule les pertes annuelles à travers les différentes composantes du réservoir durant le stockage et le déstockage ;pour cela on est obligé de calculer le coefficient de convection à travers les paroi

On adopte les hypothèses suivantes :

- On suppose la paroi comme un mur plan
- La convection est libre

	journée	nuit
Température K	305	288
$\nu \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> /s]	16.39	14.82
$\lambda \cdot 10^3$ [w/m k]	26.6	25.3
Pr	0.706	0.708
$\alpha \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> /s]	23.4	20.9

Tableau V.15 Propriétés de l'air pour la journée et pour la nuit

Pour calculer le coefficient de convection il faut suivre les étapes suivantes :

Le numéro de Rayleigh

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\alpha \nu}$$



Le numéro de Nusselt

$$\overline{Nu} = 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$$



Le coefficient de convection

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L}$$

Les calculs sont résumés dans le tableau suivant

	journee	nuit
$Ra.10^{13}$	1.132	1.148
Nu	150.597	157.597
$h [w/m^2.k]$	0.134	0.133

Tableau V.16 Coefficient de convection

L'expression des pertes thermiques est la suivantes :

$$\dot{Q}_{loss} = UA(T - T_{amb})$$

Avec

$$UA = U_f A_f + U_t A_t + U_p A_p$$

Les coefficients d'échange de la paroi cylindrique, le toit et la fondation sont respectivement :

$$U_p = \left[ \frac{r_1}{\lambda_r} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_2}{\lambda_i} \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right) + \frac{1}{h_{ext} + h_{r,ext}} \right]^{-1} \quad (V.13)$$

$$U_t = \left[ \frac{1}{h_{int} + h_{r,int}} + \frac{e_t}{2\pi r_3 \lambda_t} + \frac{e_i}{2\pi r_3 \lambda_i} + \frac{1}{h_{ext} + h_{r,ext}} \right]^{-1} \quad (V.14)$$

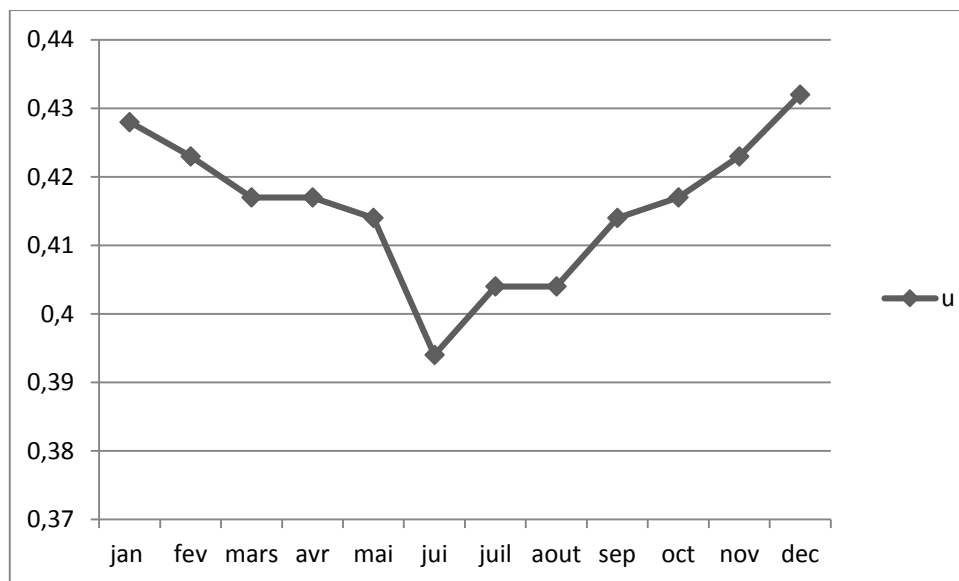
$$U_f = \frac{2\pi r_3 \lambda_f}{e_f} \quad (V.15)$$

Les différents rayons et surfaces d'échange sont en fonction du dimensionnement choisi

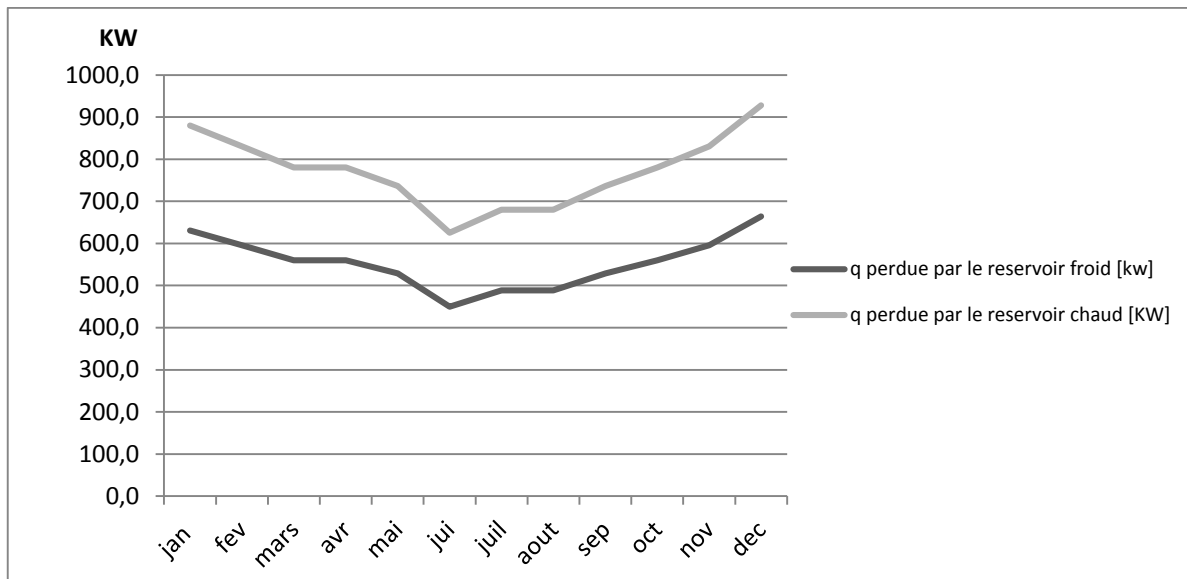
Les calculs sont résumés dans le tableau v.17

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr. Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
U [w/m <sup>2</sup> K]	0,428	0,423	0,417	0,414	0,394	0,404	0,432
Q perdue par les réservoirs chauds [KWh]	880,0	830,9	780,4	736,0	625,0	679,8	927,6
Q perdue par les réservoirs froids [KWh]	647,1	611,0	573,8	541,1	459,6	499,9	682,0

**Tableau V.17 le coefficient d'échange, la chaleur perdue pour le réservoir froid et le réservoir chaud pour mois.**



**Figure V.10 Variation du coefficient d'échange au cours de l'année**



**Figure V.11 Chaleur perdue par les deux réservoirs**

La chaleur perdue est minimale au mois de juin, ce n'est pas parce que la température ambiante est maximale.

## V.7 Estimation des coûts [21]

### V.7.1 Les réservoirs de stockage

Le coût d'investissement des réservoirs de stockage thermique a été élaboré comme suit :

- Le coût de la paroi du réservoir a été estimée en calculant le poids de la cuve, puis en multipliant le prix unitaire de la paroi en acier, y compris les matériaux, fabrication en atelier, de l'expédition, et le champ de fabrication, ce prix a été estimée par 4,40 \$ /kg, cette valeur a été tirée à partir des centrales réalisées, Le poids du réservoir est calculé par les étapes suivantes :
  - L'épaisseur du mur au bas de la cuve est calculée à l'aide de la hauteur du réservoir, de la densité du liquide de stockage, la contrainte admissible du matériau à la température de fonctionnement. L'épaisseur minimale de paroi en haut était supposée être de 12 mm et varie à partir du bas du réservoir vers le haut.
  - L'épaisseur au haut est supposée de 18 mm
  - Le toit est fabriqué avec une épaisseur de 12 mm

- Les murs et le toit ont été isolés avec Spintex , qui est à son tour, a été recouvert d'une gaine en aluminium de protection contre les intempéries. L'épaisseur moyenne de l'isolant est de 0.2 m pour le réservoir chaud et 0.15 m pour le réservoir froid, le prix unitaire d'isolation a été estimé par 200 \$ /m<sup>2</sup>
- Commencant par le bas et vers le haut, la fondation du réservoir se composait d'une dalle de béton, un isolant de la dalle de béton, un isolant, briques réfractaires, et une plaque en acier.

### V.7.2 Liquide de stockage

Un prix unitaire pour le sel a été estimée à 0,43 \$ /kg, en fonction des renseignements budgétaires provenant du projet de la centrale Tres( en Espagne). Pour le prix du matériau ont ajoute 0,02 \$ /kg pour le carburant pour faire fondre le sel, et 0,05 \$ /kg pour la main- d'œuvre pour manipuler le sel, donc le prix du sel fondu est de 0,50 \$ /kg.

### V.7.3 Echangeurs de chaleur

Le prix unitaire pour l'huile-sel échangeur thermique a été estimé à \$ 146/m<sup>2</sup> .

### V.7.4 Les pompes

Le prix unitaire est obtenu à partir du projet Tres(en Espagne)[21]. Une analyse de régression des données fournies l'équation suivante pour le coût unitaire des pompes:

La pompe du réservoir froid

$$\text{Coût unitaire, USD /kWe} = 14\,720 (\text{puissance de la pompe [kWe]})^{-0.4488}$$

La pompe du réservoir chaud

$$\text{Coût unitaire, USD /kWe} = 5\,512 (\text{puissance de la pompe, [kWe]})^{-0.1845}$$

### V.7.5 La tuyauterie

Le coût unitaire pour la tuyauterie a été estimé par 2,20 USD /kg (acier en carbone).

Tous les calculs sont résumés dans le tableau (V.18)

Mois	Jan	Fév. Nov.	Mar. Avr.Oct.	Mai Sep.	Juin	Juil. Aout	Déc.
Les réservoirs	5947,5	5691,9	5433,2	5171,1	4635,1	4905,2	6200,3
L'isolation	1281,5	1225,1	1168,1	1110,3	992,5	1051,9	1337,4
La fondation	12675,2	12296,7	11906,3	11502,5	10649,3	11084,1	13042,7
L'échangeur	1818,1	1497,2	1247,7	1048,1	748,6	884,7	2245,8
La pompe de charge	294,3	170,4	96,6	58,8	24,8	37,6	745,5
La pompe de décharge	142,1	96,4	66,9	47,2	24,1	33,7	216,8
Le sel fondu	19479,2	18333,3	17187,5	16041,7	13750,0	14895,8	20625,0
Le champ solaire	44472	36624	30520	25636,8	18312	21641,45	54936
Les auxiliaires	2215,9	5760,2	5043,9	4457,5	3538,6	3963,9	7872,5
total	68846,5	63361,9	55482,6	49032,3	38925,1	43602,5	86597,0
cout unitaire [USD/kWht]	44,180	43,201	40,351	38,207	35,386	36,589	52,483

**Tableau V.18 le cout d'investissement pour chaque cas de dimensionnement en1000USD**



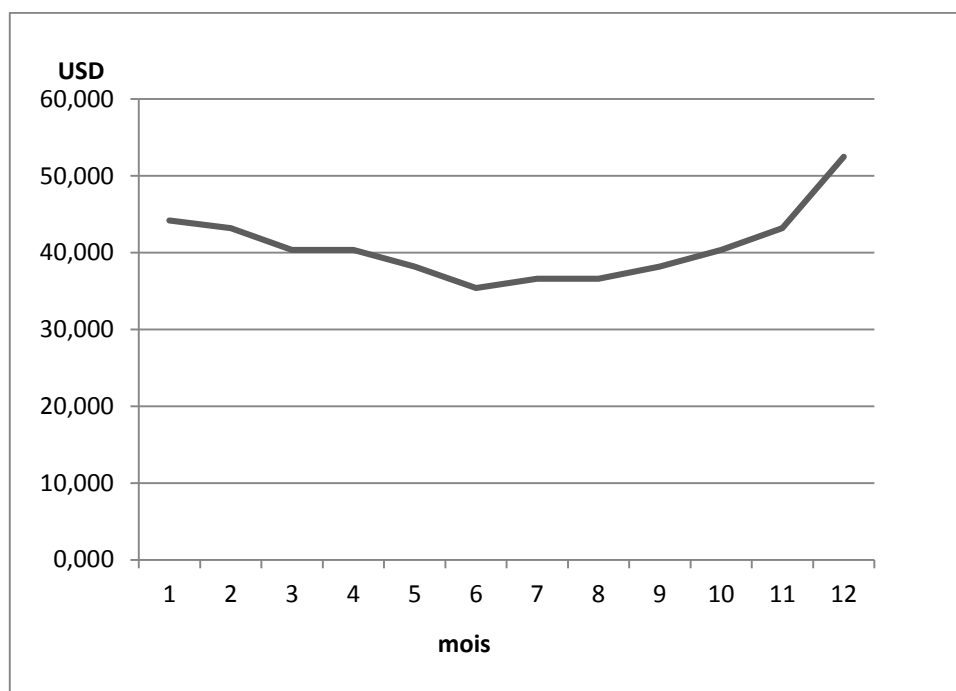


Figure V.12 Cout d'investissement unitaire

le graphe (v.19) montre que si on veut assurer la production permanente de l'électricité pour le cas où le cout d'investissement unitaire est de 40 USD/kwht, pour cela on choisit la variant de mois mars, avril et mai comme une référence pour le dimensionnement et on récapitule le calcul qu'on a fait dans le tableau suivant

Les performances	
Ensoleillement [h]	9
Puissance nominale [MW]	25
Rendement thermique	0,3
Energie stockée [MWht]	1375
Masse de sel [tonne]	34375
Volume des réservoirs chaud [m3]	20459,6
Diamètre du réservoirs [ m]	23,5
Nombre des paires	2,0
Hauteur [m]	15,0
Diamètre [m]	29,5
Volume des réservoirs froid [m3]	20187,0

Diamètre des réservoirs froid [m]	28,3
Chaleur perdue par les réservoirs froids [kW]	560,0
Chaleur perdue par les réservoirs chauds [KW]	780,4
Chaleur captée [MW]	152,8
Surface du champ [m <sup>2</sup> ]	679616,5
Rapport entre le champ final et initial	2,8
Débit de pompe de décharge [kg/s]	636,6
Débit de pompe charge [kg/s]	1060,9
Surface d'échangé de l'changeur [m <sup>2</sup> ]	8487,6
Perte de charge d=30 cm	5,1
Puissance de la pompe de charge KW	219,8
Puissance de la pompe de décharge KW	182,9
Cout d'investissement total en 1000USD	55482,6

**Tableau V.19 Résumé dess calculs de stockage**

---

*Conclusion*

*Générale*

---

Les résultats présentés dans cette étude montrent que la surface du champ solaire pour le système de stockage est trois fois plus que le champ initial pour produire la puissance nominale, avec un volume des réservoirs de 40500 m<sup>3</sup>. Ces caractéristiques sont basées sur un rendement de conversion thermo électrique de 30% et un ensoleillement effectif moyen de 8h par jour .

Le contexte économique contraint ne favorise pas le développement rapide des systèmes de stockage thermique de l'énergie. Ainsi, le prix d'achat des combustibles fossiles les rend encore attractifs pour répondre aux demandes d'énergie en période de pointe. S'il existe encore des verrous technologiques importants à lever pour rendre ces technologies plus faciles à industrialiser, les paramètres économiques nécessitent également d'être étudiés. La mise en place de systèmes de régulation, de réglementations initiatives et l'invention de nouveaux modèles de valorisation du stockage pourraient s'avérer également plus déterminants.

Le prix de L'électricité qui sera produit par la centrale solaire avec stockage est 40DA/KWhe par contre le prix de l'électricité en Algérie est de 4DA /KWhe, donc technologie est valable uniquement dans des villes qui ne sont pas reliées au réseau nationale.

---

*Références*

*Bibliographiques*

---

## Références bibliographiques

- [1] **Robert Foster, Majid Ghassemi et Alma cota**, Edition CRC Press, Renewable Energy and the Environment, 2010
- [2] **Ministère de l'Énergie et des Mines**, Programme des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique mars 2013.
- [3] **Duffie J.A., Beckman W. A.**, Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons, New York, 1980
- [4] Centre de développement des énergies renouvelables. [www.cder.dz](http://www.cder.dz) 2013.
- [5] **J. Bernard**, Energie solaire Calculs et optimisation. Edition ellipses, 2004
- [6] document CEA ,le stockage stationnaire de l'énergie, Technologies disponibles et recherches du, 2012
- [7] **Rainer Aringhoff, Georg Brakmann** (ESTIA), Concentrated Solar Thermal Power, Septembre 2005,
- [8] **Alain FERRIÈRE**, Centrales solaires thermodynamiques, Techniques de l'ingénieur, Génie énergétique, be8903,2009
- [9] **Yves JANNOT** , solaire thermique , Mars 2011
- [10] **Kelly BD, Hermann U, Kearney DW**. Evaluation and performance modelling for integrated solar combined cycle systems and thermal storage system, National Renewable Energy Laboratory; 2000.
- [11] Syndicat des énergies renouvelables [www.enr.fr](http://www.enr.fr),2013
- [12] **B. Derradji**. Le projet de centrale hybride Solaire/gaz de Hassi R'Mel. Alger 17 novembre 2008
- [13] **Ulf Herrmann , Bruce Kelly , Henry Price** ,Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants, Energy 29 (2004) 883–893
- [14] **Document ADEME**, Feuille de route solaire thermodynamique, ,2009
- [15] **Gordon J. Van Wylen et Richard E. Sonntag**, "Thermodynamique appliquée", 2ème édition, Editions du Renouveau Pédagogique. Inc. Montréal (Québec), 1981.
- [16] EASAC policy report 16, Concentrating solar power: its potential contribution to a sustainable energy future ,November 2011.
- [17] **Incropera F, Dewitt D**. Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd ed. New York: John Wiley; 2011.
- [18] **I. Rodriguez**, Modular object-oriented methodology for the resolution of molten salt storage tanks for CSP plants, science direct, Applied Energy (2012),

## Références bibliographiques

[19] **Vals.lobanoff**, centrifugal pumps design and application, Butterworth-Heinemann, 1992.

[20] **Jacques BONNIN** , Écoulement des fluides dans les tuyauteries. Techniques de l'ingénieur, Sciences fondamentales A 738.2009.