

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

Ecole Nationale polytechnique



Département Génie Mécanique

Projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

**AVANT PROJET ENERGETIQUE D'UN
RESERVOIR DE STOCKAGE D'ENERGIE
THERMIQUE A SELS FONDUS POUR UNE
CENTRALE DE 150 MWe**

Proposé et dirigé par :

Pr. Mohand A. AIT ALI

présenté par :

Nassima HADJ BOUSSADA

Promotion : 2012

*Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi BP182 El-Harrach
16200 Alger (Algérie)*

Remerciement

Le grand jour attendu depuis cinq ans est venu. C'est la réussite qui vient enfin frapper à ma porte... dans mes yeux se distingue cette lueur de joie, de fierté et de reconnaissance que je voudrais exprimer sincèrement aujourd'hui.

Tout d'abord, je remercie Dieu de m'avoir offert l'opportunité d'arriver à ce moment grandiose.

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 malgré ses multiples occupations.

Je tiens à remercier vivement monsieur BENNOUR Houcine, Enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique, de m'avoir honorée d'accepter la présidence du jury de cette thèse. Je ne saurais trop exprimer mon profond attachement.

Je remercie également monsieur BOUBEKEUR, Enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique, de m'avoir accordé le plaisir d'examiner et évaluer ce travail.

Je n'oublie pas de remercier aussi les enseignants du département Génie Mécanique ainsi que tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique d'avoir participé à ma formation et de m'avoir prodigué un enseignement enrichi par leur expérience.

Pour finir, je remercie mes amis pour l'aide qu'ils m'ont apportée ainsi que tous ceux qui ont contribué à la réalisation de cette thèse.

Dédicaces

Je dédie cette thèse

A ma chère mère

A mon cher père

Auxquels je dois tout

A mes frères et sœurs

A ma tante Djamila et sa petite famille

A tous les miens

En témoignage de mon profond attachement

A tous mes amis qui m'ont soutenue dans les moments les plus redoutables de la vie

A tous mes camarades du département

Génie Mécanique

En témoignage de ma vive reconnaissance

Nassima

ملخص: هذا العمل هو مشروع أولي لخزان الطاقة الشمسية بالملح المصهور لمحطة كهربائية ذات استطاعة تعادل 150 ميغاواط. في البداية، تم عرض بعض العلاقات في مجال الطاقة الشمسية كما قدمت تعميمات حول مختلف محطات توليد الكهرباء بالطاقة الشمسية وخزانات للسوائل. ولإجراء هذه الدراسة، قمنا بتقييم كمية الاحتياجات الموسمية للحرارة ليتم تخزينها وقدمت دارة التخزين من أجل فحص خسائر الحرارة المختلفة على مستوى الخزان. في نهاية الدراسة يتم حساب عدد اللاقطات الشمسية اللازم لتلبية احتياجات التخزين وبالتالي تحديد مساحة الإلتقاط.

كلمات البحث: محطة شمسية، خزان طاقوي، مساحة الإلتقاط، ملح التخزين المصهور، اللاقطات الشمسية.

Résumé : Ce travail, est un avant projet énergétique d'un réservoir de stockage d'énergie solaire à sels fondus pour une centrale de 150 MWe. Dans un premier temps on a donné quelques relations astronomiques sur le gisement solaire à Adrar, des généralités sur les différentes centrales solaires et les réservoirs de stockage des liquides. Et pour bien mener cette étude, on a évalué les besoins en quantité de chaleur à stocker selon la saison et présenté le circuit de stockage afin de pouvoir faire un bilan calorifique général sur les différentes déperditions thermiques du réservoir utilisé en précisant le sel fondu choisi, pour cette opération, et ces caractéristiques. A la fin d'étude le 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 de stockage.

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

Abstract: This work is a preliminary draft of an energy storage tank of molten salt for a solar power plant to 150 MW. At first we gave some relations on the solar field in Adrar, generalizations about the different solar power plants and storage tanks for liquids. To conduct this study, we evaluated the amount of heat need to be stored according to season and presented the storage circuit in order to make an overall heat balance on the different heat losses of the tank used by specifying the molten salt chosen, for this operation, and these characteristics. At the end of the study a design of the solar system is made from the equations giving the collector area and the number of solar collector required to meet storage needs.

Keywords: solar power plant, storage tank, solar collector, storage molten salt, catchment area.

Introduction Générale	12
-----------------------------	----

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES CENTRALES SOLAIRES

1. Introduction	16
2. Caractéristique du gisement solaire.....	16
2.1. Rayonnement solaire	16
2.1.1. Constante solaire	16
2.2. Caractéristique du gisement solaire en Algérie	17
3. Technologies solaires à concentration.....	19
3.1. Intérêt de la concentration	19
3.2. Les types des centrales à concentrations solaire	22
3.2.1. Les centrales à capteurs paraboliques	23
3.2.2. Les centrales à tour.....	25
3.2.3. Les centrales à capteur cylindro-paraboliques	26
3.3. Collecteurs cylindro-paraboliques, études théoriques :.....	27
3.3.1. Performances optiques d'un concentrateur cylindro parabolique	27
3.3.2. Performances thermiques d'un concentrateur cylindro parabolique	29
4. Conclusion.....	29

CHAPITRE II: GENERALITES SUR LES RESERVOIR DE STOCKAGE

1. Généralités sur les réservoirs	31
1.1. Réservoirs atmosphériques.....	31
1.1.1. Réservoirs à cuve ouverte.....	31
1.1.2. Réservoirs à toit fixe	31
1.1.3. Réservoirs à toit flottant	31
1.2. Réservoirs sous faible et forte pressions	32
1.2.1. Réservoirs cylindriques verticaux	32
1.2.2. Réservoirs sphéroïdaux	32
1.2.3. Réservoirs sphériques.....	32
2. Stockage de l'énergie thermique	32
2.1. Chaleur sensible	33

2.2.	Chaleur latente.....	34
2.3.	Stockage de chaleur par sorption ou chimique.....	35
3.	Pertes de chaleur dans des réservoirs cylindriques	35
3.1.	Avant isolation	36
3.2.	Après isolation.....	37
4.	Caractéristiques techniques des sels fondus	38
4.1.	Généralités	38
4.2.	Etude des caractéristiques d'exploitation.....	39
4.2.1.	Viscosité.....	39
4.2.2.	Chaleur spécifique.....	39
4.2.3.	Conductibilité thermique.....	39
4.2.4.	Coefficient de dilatation volumique.....	40
4.2.5.	Densité et masse volumique.....	40
5.	Conclusion.....	41

CHAPITRE III: CIRCUIT DE STOCKAGE ET SON FONCTIONNEMENT

1.	Rappel sur les modes de transferts de chaleur.....	43
1.1.	Définitions.....	43
1.1.1.	Champ de température.....	43
1.1.2.	Flux de chaleur	43
1.2.	Conduction	43
1.3.	Convection	45
1.3.1.	Définition :	45
1.3.2.	Evaluation du coefficient d'échange de chaleur par convection.....	46
1.3.3.	La convection naturelle	48
1.3.4.	La convection forcée	49
1.4.	Rayonnement.....	50
1.4.1.	Définition	50
1.4.2.	Absorption, réflexion et transmission du rayonnement	50
1.4.3.	L'émittance totale.....	51
1.4.4.	Loi du rayonnement thermique	51

2. Echangeur de chaleur	51
2.1. Technologie des échangeurs.....	52
2.1.1. Échangeur coaxial ou Échangeur double tubes	52
2.1.2. Échangeur à faisceau et calandre.....	52
2.1.3. Échangeur à plaques.....	53
2.2. Classification des échangeurs.....	53
3. Tuyauterie.....	54
4. Pompe de circulation.....	54
5. Schéma du circuit de stockage d'énergie thermo-solaire.....	55
5.1. Principe de Fonctionnement.....	56
6. Conclusion.....	56

CHAPITRE IV: BILAN THERMIQUE DU SYSTEME DE STOCKAGE

1. Calcul de l'énergie thermique à stocker selon la saison.....	58
1.1. Saison d'hiver	58
1.2. Saison de printemps et d'automne	58
1.3. Saison d'été	58
2. Détermination du volume nécessaire du réservoir	59
3. Bilans thermiques du réservoir en régime périodique.....	59
3.1. Hypothèses	59
3.2. Calcul des pertes thermiques à travers le réservoir	60
3.2.1. Pertes thermiques à travers le toit du réservoir	62
3.2.2. Pertes thermiques à travers la paroi cylindrique	64
3.2.3. Pertes thermiques au fond du réservoir	66
3.2.4. Calcul du coefficient de pertes global	66
4. Bilan thermique de l'échangeur	67
4.1. Hypothèses	67
4.2. Calcul du coefficient d'échange global thermique.....	67
5. Pertes de charge	68

6. Puissance de pompage.....	69
7. Dimensionnement et configuration du champ solaire.....	69
8. Conclusion.....	71
CHAPITRE V: ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE STOCKAGE	
1. Calcul de l'énergie thermique stockée selon les saisons.....	73
2. Calcul du volume des réservoirs selon la saison.....	73
2.1. Calcul de la masse volumique moyenne du sel fondu :.....	73
2.2. Calcul de la chaleur spécifique moyenne du sel fondu :.....	73
3. Dimensionnement du réservoir.....	74
4. Calcul des déperditions des réservoirs de stockage.....	75
4.1. Les hypothèses simplificatrice du bilan des pertes.....	75
4.2. Les déperditions à travers le toit.....	76
4.3. Les déperditions à travers la paroi cylindrique.....	76
4.1. Les déperditions à travers le fond.....	77
5. Calcul de la quantité de chaleur apportée.....	79
6. Détermination de la surface du champ solaire.....	80
6.1. Calcul du nombre de capteur par ligne.....	80
6.2. Calcul du nombre de rangé.....	80
6.3. Calcul de la surface du champ solaire.....	80
CHAPITRE VI: SYNTHESE DES RESULTATS ET CONCLUSION	
1. Synthèse des résultats.....	83
2. conclusion.....	84
REFERENCES BIBLOGRAPHIQUES.....	83
ANNEXE.....	86

Tableau I. 1 : l'ensoleillement reçu annuellement en Algérie par région climatique	18
Tableau IV. 1 : les températures moyennes par mois à Adrar	58
Tableau IV. 2 : les performances du capteur cylindro-parabolique à Hassi R'Mel	71
Tableau V. 1 : les quantités de chaleur stockée selon les saisons	73
Tableau V. 2 : le volume des réservoirs selon les saisons.....	74
Tableau V. 3 : les dimensions des réservoirs	75
Tableau V. 4 : caractéristique de l'air à des températures moy. max. et min. des saisons.....	77
Tableau V. 5 : Les caractéristiques du sel fondu	77
Tableau V. 6 : Les pertes à travers le toit selon la saison durant 24h	78
Tableau V. 7 : Les pertes à travers la paroi cylindrique selon la saison durant 24h	78
Tableau V. 8 : Les pertes à travers le fond selon la saison	78
Tableau V. 9 : Tableau récapitulatif des quantités de chaleur perdues selon la saison.....	79
Tableau V. 11 : Tableau des quantités de chaleur apportées selon la saison	79
Tableau V. 12 : nombre de rangé des collecteurs selon la saison	80
Tableau V. 13 : Le nombre de capteur et la surface de captage selon les saisons	81
Tableau VI. 1 : synthèse des résultat.....	83

Fig. I.1 : La relation soleil-terre	17
Fig. I.2 : Variation du rayonnement solaire extraterrestre avec le temps de l'année	17
Fig. I.3 : Carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel	18
Fig. I. 4 : Rendement de conversion d'un système concentrateur	21
Fig. I. 5 : Rendement de conversion maximal d'un système solaire à concentration	21
Fig. I.6 : Principales technologies de concentration solaire	22
Fig. I. 7 : Le Maricopa Solar project réalisé par Stirling Energy Systems.....	23
Fig. I.8 : Récepteur pour un cycle de Stirling	25
Fig. I. 9 : La centrale GEMASOLAR à Séville (sud de l'Espagne.)	25
Fig. I.10 : Schéma d'un cycle combiné alimenté par un récepteur volumétrique	26
Fig. I.11 : Configuration typique d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques	27
Fig. I.12 : Relation entre le taux de concentration et la température du récepteur.....	28
Fig. II. 1 : Conduite métallique isolée thermiquement.....	35
Fig. III.1 : Ordres de grandeur de conductivités thermiques de différents matériaux	44
Fig. III.2 : Réflexion, absorption et transmission du rayonnement.....	50
Fig. III.3 : Echangeur tubulaire coaxial.....	52
Fig. III.4 : Echangeur a tube et calandre	52
Fig. III.5 : Echangeurs à plaques.....	53
Fig. III.6 : schéma de stockage.....	55
Fig. IV. 1 : Analogie électrique des flux thermiques à travers un réservoir	60
Fig. IV. 2 : Analogie électrique des flux thermiques à travers le serpentin de réchauffage	67

g : Accélération de la gravité	$m s^{-2}$
Gr : Nombre de Grashof	
H : Hauteur	m
h : Coefficient de convection	$W K^{-1} m^{-2}$
I : Intensité du rayonnement	$W s^{-1}$
λ : Conductivité thermique	$W K^{-1} m^{-1}$
l : Longueur effective	m
\dot{m} : Débit massique	$kg s^{-1}$
Nu : Nombre de Nusselt	
Ra : Nombre de Rayleigh	
Re : Nombre de Reynolds	
Pr : Nombre de Prandtl	
q : Flux thermique	W
\dot{q} : flux thermique par unité de surface	$W m^{-2}$
A : Surface	m^2
T : Température	K
U : Coefficient de pertes	$W K^{-1} m^{-2}$
V : Volume	m^3
ΔP : Pertes de charge	Pa
α : Diffusivité thermique	$m^2 s^{-1}$
ε : Coefficient d'émissivité thermique	
η : Rendement thermique	
μ : Viscosité dynamique	$kg m^{-1} s^{-1}$
ν : Viscosité cinématique	$m^2 s^{-1}$
ξ : Coefficient de perte de charge singulière	
ρ : Masse volumique	$kg m^{-3}$
σ : Constante de STEFAN-BOLTZMANN	$W m^{-2} K^4$
τ : Coefficient de transmission	

**INTRODUCTION
GENERALE**

Le problème énergétique, aujourd'hui, est au centre des débats de société. La demande en énergie croît très rapidement, et cette demande pourrait augmenter de près de 30% d'ici 2030 [12]. Cette augmentation se heurte à la raréfaction des ressources naturelles, telles que le pétrole, le gaz, ou même le charbon. De nouveaux moyens de production d'énergie sont à l'étude pour parer à ce manque programmé, appelées énergies renouvelables, puisqu'elles sont inépuisables : il s'agit essentiellement de l'énergie solaire, de la géothermique, et de l'énergie éolienne.

Certaines, comme l'énergie éolienne ou hydraulique connaissent déjà un développement technique et commercial important et sont économiquement compétitives. D'autres, comme l'énergie solaire et thermoélectrique, sont techniquement disponibles, mais leur compétitivité nécessite un plus grand engagement de la part des entreprises privées et des institutions publiques afin de favoriser une diminution des coûts par les économies d'échelle.

Dans l'optique de la production d'électricité, l'énergie solaire est une source d'énergie propre. Actuellement les technologies à concentration solaire sont celles qui présentent le plus de potentiel pour une exploitation commerciale. Ces technologies se basent sur des collecteurs qui concentrent le rayonnement solaire et réchauffent à haute température un fluide caloporteur. Ce fluide peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité, par exemple au moyen d'un cycle de Rankine.

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 l'est moins pour la concentration solaire qui utilise généralement des systèmes de stockage hybride avec d'autres sources énergétiques (gaz naturel, biomasse, etc.) ou basés sur le stockage d'énergie thermique.

Deux types de stockage thermique peuvent être utilisés : le stockage à stratification (stockage à un réservoir) et le stockage à deux réservoirs. 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 380°C , pose aussi de nombreux problèmes, tels 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 fusion afin de garder le sels dans son état liquide.

L'étude rapportée dans ce manuscrit de thèse d'ingénieur a pour objectif d'évaluer la capacité de stockage d'énergie solaire pour une marche continue d'une centrale de 150 MW dans le contexte du gisement solaire de la région d'Adrar ; trois cas de figures seront considérés : un pour la saison d'hiver, l'autre pour la saison d'été et la dernière pour les deux saisons printemps et automne.

Il est structuré en 6 chapitres. Tout d'abord, nous aborderons dans la première partie les caractéristiques du gisement solaire et les généralités sur les centrales solaires (CSP).

Ensuite, nous présenterons, successivement la théorie des différents types de réservoirs utilisés pour le stockage des liquides en général et les paramètres ayant servi aux calculs, ainsi que le modèle de circuit utilisé pour le stockage d'énergie thermique avec les sels fondus dans une centrale électrique, dans les chapitres 2 et 3.

Les chapitres suivants sont consacrés aux bilans thermiques du système de stockage utilisé et aux calculs de la surface et du nombre de capteurs d'énergie solaire nécessaires à la production d'une puissance électrique unitaire de 37,5 MW (4 mini-centrales de 37,5 MW nous donnent l'équivalent d'une centrale de 150 MW). Pour terminer, nous donnons une synthèse des résultats obtenus avec une conclusion générale.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES CENTRALES SOLAIRES

1 INTRODUCTION

Dans l'obtention de la production d'électricité, le soleil est une source massive d'énergie propre et inépuisable, cette énergie solaire thermique est une technologie relativement nouvelle qui a déjà montré un énorme potentiel. Actuellement, les technologies de concentration solaire sont celles qui présentent le plus de possibilités pour une exploitation commerciale et les mieux adaptées à atténuer le changement climatique à un coût abordable, ainsi qu'à réduire la consommation de combustibles fossiles. Ces technologies se basent sur des collecteurs qui concentrent le rayonnement solaire et réchauffent à haute température un fluide caloporteur. Ce dernier peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité, par exemple au moyen d'un cycle de Rankine.

En utilisant cette technologie, une surface de un kilomètre carré sur terre dans le Sahara Algérien est suffisante pour générer jusqu'à 2650 gigawatt heures thermique (*GWh*) par an. Cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 90 *MWe* avec un rendement de 30% [1].

2 CARACTERISTIQUE DU GISEMENT SOLAIRE

2.1 Rayonnement solaire

2.1.1 Constante solaire

Elle est définie par l'énergie totale émise par le soleil à la limite de l'atmosphère terrestre sur une unité de superficie de la perpendiculaire extérieure à la direction de la propagation du rayonnement solaire ; elle dépend de la distance terre-soleil puisque la trajectoire de la terre est elliptique et indépendante des conditions météorologiques.

Elle est exprimée par :

$$G_{sc} = \sigma T_s^4 \left(\frac{R_s}{D_{s/t}} \right)^2 \quad (1.1)$$

Avec : $\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4}$ constante de Stéphane Boltzmann

R_s : Rayon du soleil (m)

$D_{s/t}$: Distance soleil-terre (m)

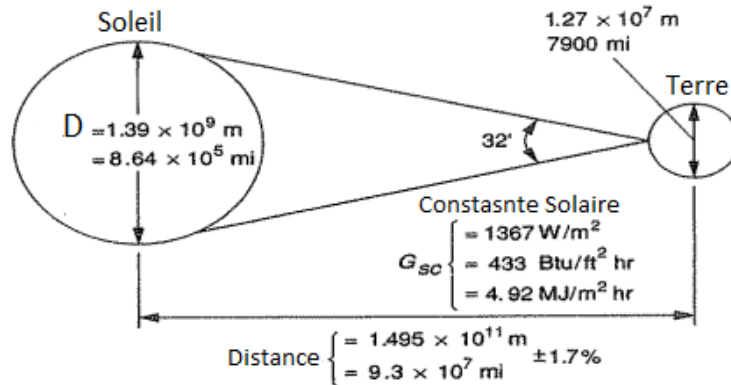


Fig. I.1 : La relation soleil-terre

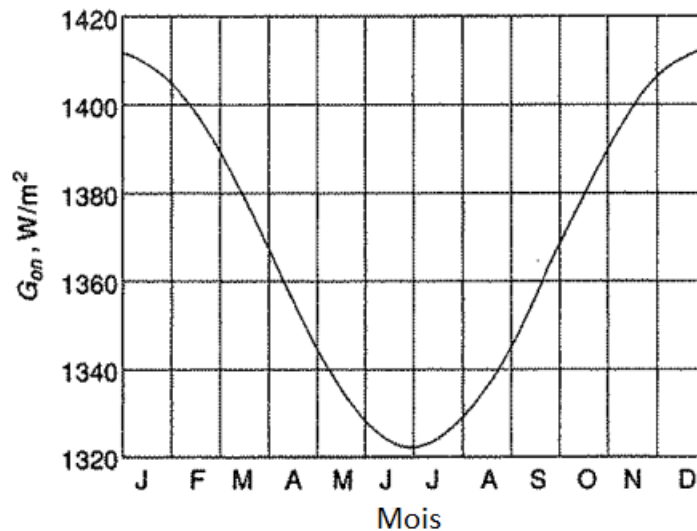


Fig. I.2 : Variation du rayonnement solaire extraterrestre avec le temps de l'année [2]

2.2 Caractéristique du gisement solaire en Algérie

Les régions désertiques du globe (grand Sahara, sud-ouest des Etats-Unis d'Amérique, Australie, Afrique du Sud) recevant jusqu'à 2900 kWh/m²/an de rayonnement direct fournissent largement la surface nécessaire à une production massive d'énergie par les technologies à concentration (voir carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel fig. I.3.)

Les pays du sud de la Méditerranée ont un grand potentiel tel que démontré dans la carte, les taux d'irradiation solaire (mesurés l'École des Mines) montrent par exemple des

niveaux d'ensoleillement exceptionnels de l'ordre de $1200 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$ dans le Nord du Grand Sahara. Par contre, les meilleurs taux d'irradiation solaire en Europe sont de l'ordre de $800 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$ limités à la partie sud de l'Europe.

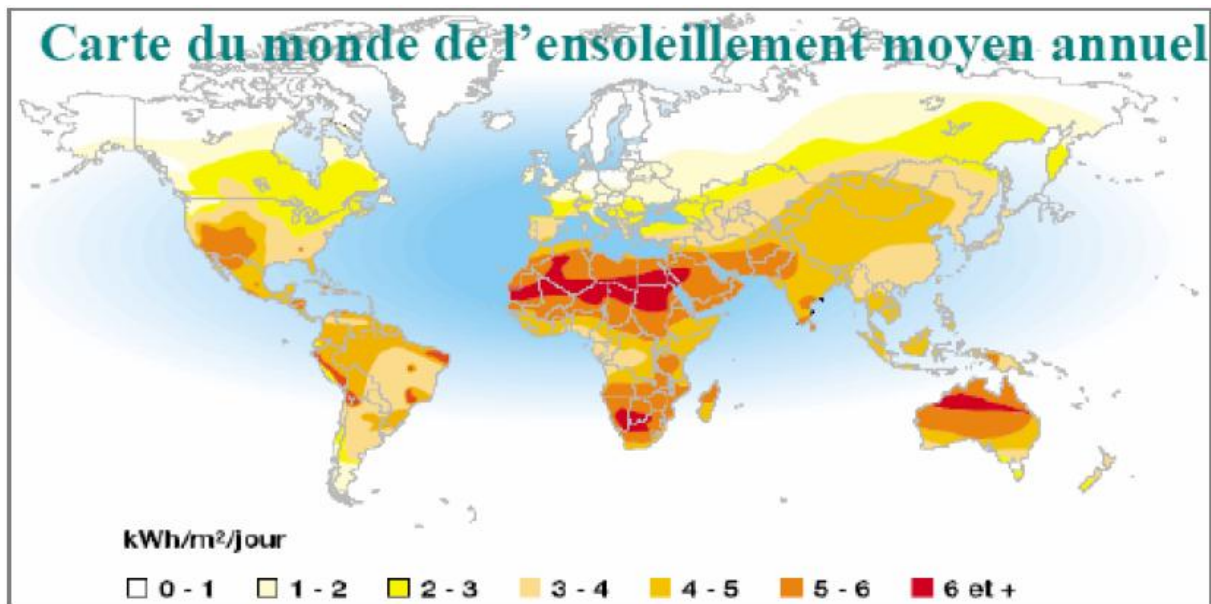


Fig. I.3 : Carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel

Suite à une évaluation par satellites, l'Agence spatiale allemande (ASA) a conclu, que l'Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen: $169000 \text{ TWh}/\text{an}$ pour le solaire thermique, $14 \text{ TWh}/\text{an}$ pour le solaire photovoltaïque et $35 \text{ TWh}/\text{an}$ pour l'éolien. La répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien est présentée dans le tableau I.1, selon l'ensoleillement reçu annuellement.

Tableau I. 1 : l'ensoleillement reçu annuellement en Algérie par région climatique

Région	Littoral	Hauts-plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Energie moy. Reçue ($\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$)	1700	1900	2650

3 TECHNOLOGIES SOLAIRES A CONCENTRATION

Produire de l'électricité à partir de l'énergie des rayons du soleil est un processus simple: le rayonnement solaire direct peut être concentré et recueilli par des capteurs solaires à concentrations sous forme de chaleur. Cette chaleur est ensuite utilisée pour l'exploitation d'un cycle d'énergie conventionnelle, par exemple à travers une turbine à vapeur ou un moteur Stirling. Elle peut aussi, au cours de la journée, être stocker dans des milieux liquides ou solides comme les sels fondus, la céramique, béton,...etc. et durant la nuit, elle peut être extraie du support de stockage pour faire continuer le fonctionnement de la turbine.

Les systèmes de stockage d'énergie thermique sont l'extension du temps de fonctionnement des CSP. Par exemple en Espagne, les 50 *MWe* sont conçu avec six à douze heures de stockage thermique, augmentant la disponibilité annuelle d'environ 1.000 à 2.500 heures [1].

3.1 Intérêt de la concentration

Le flux solaire intercepté par le disque terrestre considéré comme un corps noir est d'environ $1\,350\text{ W/m}^2$ en dehors de l'atmosphère (constante solaire). Le rayonnement solaire subit une atténuation lors de la traversée de l'atmosphère, par absorption et diffusion. Le flux solaire incident à la surface de la Terre dans les régions désertiques est d'environ $1\,000\text{ W/m}^2$.

La concentration du rayonnement solaire permet d'élever la température de l'absorbeur de plusieurs centaines de degrés par rapport à la température d'équilibre obtenue sans concentration. En supposant que le récepteur solaire se comporte idéalement comme un corps noir et qu'il n'échange que par rayonnement avec l'extérieur, le rendement du récepteur solaire porté à la température $T_{\text{réc}}$ est exprimée en fonction de la concentration géométrique C_g du système et de l'ensoleillement instantané I_{sol} [W/m^2] par :

$$\eta_{\text{réc}} = 1 - \frac{\sigma T_{\text{réc}}^4}{C_g I_{\text{sol}}} \quad (1.2)$$

Avec σ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$) constante de Stefan-Boltzmann.

Le rendement de Carnot de la transformation de l'énergie disponible à la température $T_{\text{réc}}$ est donné par :

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{réc}}} \quad (1.3)$$

Cependant, puisqu'un cycle réel est raccordé aux sources de températures T_{amb} et $T_{\text{réc}}$ à travers des conductances thermiques et des écarts de températures, le rendement de Carnot correspond à une puissance nulle. Le rendement correspondant à la puissance maximum d'un cycle réversible à conductance thermique finie est donné par l'expression de Curzon-Ahlborn :

$$\eta_{\text{C-A}} = 1 - k \sqrt{\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{réc}}}} \quad (1.4)$$

Où k est la racine carrée du facteur d'irréversibilité interne.

Le rendement de conversion à puissance maximum avec un cycle irréversible de l'énergie solaire collectée avec concentration est donc le produit des deux rendements précédents, soit :

$$\eta = \left(1 - \frac{\sigma T_{\text{réc}}^4}{C_g I_{\text{sol}}}\right) \left(1 - k \sqrt{\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{réc}}}}\right) \quad (1.5)$$

Les courbes de la figure (I.4) présentent les variations de ce rendement avec la température pour plusieurs niveaux de concentration. On observe que le rendement s'annule aux températures supérieures à la température d'équilibre du corps noir, et qu'il présente un maximum prononcé à une température inférieure. On observe aussi que pour une température de récepteur donnée, le rendement augmente avec la concentration.

La température correspondant au rendement maximal est exprimée sur la figure I.5. en fonction de la concentration C_g . Cette courbe permet par exemple de situer le niveau optimal de concentration pour produire la chaleur solaire à une température voulue [3].

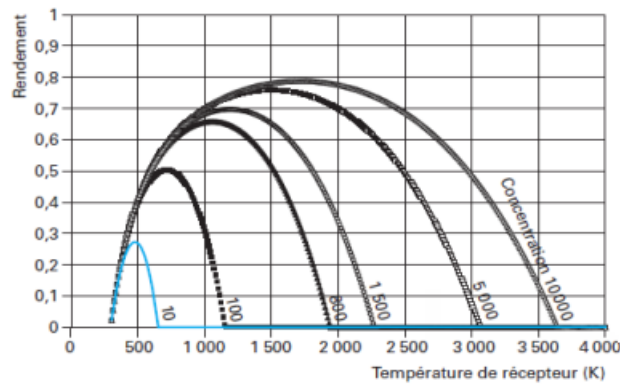


Fig. I. 4 : Rendement de conversion d'un système concentrateur [3]

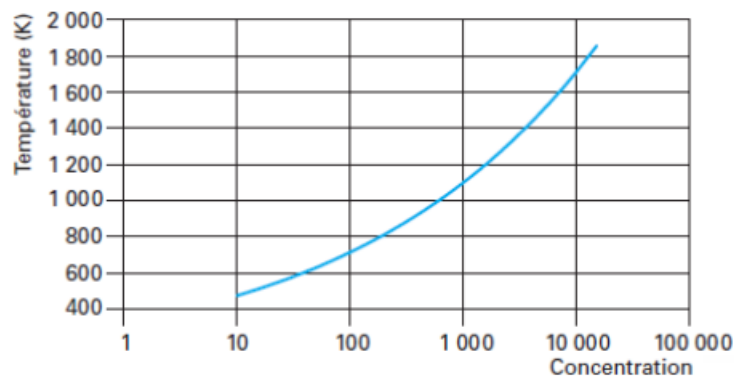


Fig. I. 5 : Rendement de conversion maximal d'un système solaire à concentration [3]

L'évaluation relative à la conversion à puissance maximum révèle qu'il existe une température optimale de la source chaude qui correspond à un rendement maximum à puissance maximum parce que les pertes du collecteur augmentent avec cette température et le rendement de conversion aussi. Cette température T_h est la solution de l'équation :

$$T_h^4 \left(\sqrt{\frac{T_h}{k^2 T_{amb}}} - \frac{7}{8} \right) = \frac{C_g I_{sol}}{8\sigma} \quad (1.6)$$

Le critère du rendement maximum est $\frac{d\eta}{dT_{rec}} = 0$. Il se traduit par l'égalité précédente dans laquelle I_{sol} est le flux solaire moyen incident pris égal à 883 W/m^2 , et C_g est le facteur de concentration pris ici égal à 80. la constante de droite prend alors la valeur de $0,15576 * 10^{12} \text{ K}^4$. en supposant un coefficient d'irréversibilité interne $k^2 = 1,10$, on

calcule la température $T_{\text{réc}}$ optimal pour quelques valeurs de la température T_{amb} de condensation avec un aéroréfrigérant.

D'où le tableau suivant : Réf. M.A. AIT-ALI, Communication privée.

T_{amb}	300 K = 26,8°C	310 K = 36,8°C	320 K = 46,8°C	330 K = 56,8°C	340 K = 66,8°C
T_h [K]	855,0	869,9	884,5	899,0	913,4
$\eta_{C-A} = 1 - k\sqrt{T_{\text{amb}}/T_h}$	0,3787	0,3739	0,3692	0,3646	0,3601
$\eta_{\text{réc}} = 1 - \sigma T_{\text{réc}}^4 / C_g I_{\text{sol}}$	0,5711	0,5402	0,5088	0,4758	0,4414
$\eta = \eta_{\text{réc}} * \eta_{C-A}$	0,2163	0,2021	0,1878	0,1735	0,1589
$\frac{\dot{P}}{C_T} = \frac{T_{\text{amb}}(T_h/T_{\text{amb}} - k)^2}{(1 + k)^2}$	231,9	228,1	224,3	220,7	217,2

Collecteurs à concentration : La figure suivante montre les principaux systèmes de concentration.

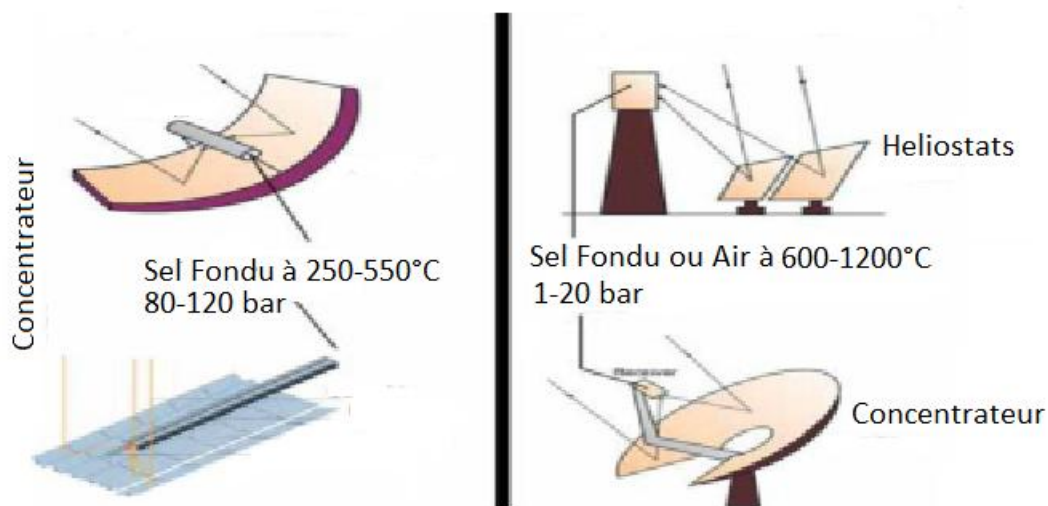


Fig. I.6 : Principales technologies de concentration solaire

3.2 Les types des centrales à concentrations solaire

Parmi les très nombreux dispositifs optiques permettant de dévier les rayons du soleil pour les concentrer, nous ne considérons ici que ceux qui se prêtent à une mise en œuvre industrielle pour des puissances moyennes ou fortes et qui conduisent à la production de chaleur à une température supérieure à 250 °C. Ces dispositifs optiques mettent en œuvre des

surfaces réfléchissantes constituées de miroirs. La nature géométrique des surfaces mises en œuvre et la complexité des structures supportant les miroirs définissent les systèmes concentrateurs.

On distingue trois familles de centrales solaires à concentration :

- Les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques
- Les centrales à tour à récepteur central
- Les systèmes parabole-moteurs.

3.2.1 Les centrales à capteurs paraboliques

Les capteurs paraboliques sont des systèmes d'alimentations autonomes et chaque'un est une mini-centrale ; ils suivent le soleil selon deux axes de rotation pour assurer la poursuite de sa course quotidienne afin de converger les rayonnements solaires réfléchis par la parabole vers une zone de concentration maximale, le foyer. Le rapport de concentration est souvent supérieur à 2000 avec une température de 750°C, il est comme étant le rapport entre la surface du réflecteur sur la surface du récepteur.

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité entre 21-24% à puissance maximum [4].



Fig. I. 7 : Le Maricopa Solar project réalisé par Stirling Energy Systems

3.2.1.1 Le concentrateur

Le concentrateur parabolique met en œuvre la surface réfléchissante idéale pour concentrer au mieux les rayons lumineux, à savoir la parabole de révolution. Le plus grand prototype réalisé à ce jour atteint 400 m^2 . La plupart des paraboles mobiles se situe dans la fourchette 50 à 100 m^2 . Outre le système de déplacement, qui doit être à la fois précis et robuste, une difficulté majeure au plan technologique est de fabriquer un miroir parabolique. Des miroirs paraboliques unitaires en verre poli et argenté sont utilisés pour des diamètres inférieurs à 2 m . Pour de plus grands diamètres, d'autres solutions sont adoptées, moins coûteuses et surtout plus légères. Un film métallique tendu sur un tambour dans lequel est maintenu un vide partiel prend une forme concave proche de la parabole. Cette solution a été testée, mais abandonnée en raison de sa trop grande fragilité et de sa médiocre longévité. On lui préfère aujourd'hui la solution de la coque en matière plastique ou en matériau composite de type fibres de verre et résine polymère, sur laquelle sont collés des miroirs élémentaires déformables en verre mince, d'épaisseur inférieure au millimètre. La coque peut fort bien être constituée de plusieurs segments identiques assemblés à la façon d'une corolle [3].

La taille d'un concentrateur dépend évidemment de la puissance solaire requise (5 à 15 mètres de diamètre et 5 à 50 kW de puissance). Comme ordre de grandeur, on peut considérer qu'un concentrateur de 10 m de diamètre peut fournir jusqu'à 25 KW d'électricité sous une insolation de 1000 W/m^2 .

Le concentrateur parabolique possède deux degrés de liberté afin de poursuivre efficacement le soleil. Cette poursuite s'effectue de façon tout à fait autonome, contrairement aux capteurs cylindro-paraboliques.

3.2.1.2 Le récepteur

Le récepteur absorbe l'énergie réfléchiée par le concentrateur et la transfère au fluide de travail du cycle de puissance. La température de la source chaude peut être adaptée en plaçant le récepteur plus ou moins loin du foyer du collecteur.

Deux types de cycles peuvent être utilisés en aval du récepteur : le cycle de Stirling ou le cycle de Brayton. Dans le cas du moteur Stirling, le flux de chaleur transmis est intermittent, ce qui pose des problèmes de fatigue par dilatation thermique. Pour répondre à ce problème, un fluide intermédiaire (le plus souvent du sodium) est parfois utilisé entre le récepteur et le moteur Stirling. L'efficacité du transfert de chaleur atteint 90%

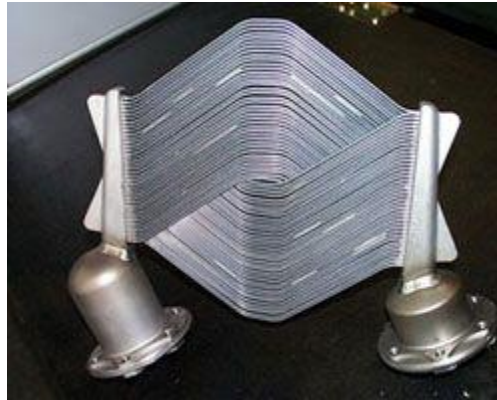


Fig. I.8 : Récepteur pour un cycle de Stirling

Dans le cas des cycles de Brayton, une technologie semblable à celle des tours solaire est utilisée : le rayonnement solaire est absorbé par une substance poreuse, qui réchauffe l'air d'alimentation du cycle. Cette méthode offre un rendement de 80% [1].

3.2.2 Les centrales à tour

Dans ce type de centrale, on utilise de nombreux miroirs qui concentrent le rayonnement solaire sur une chaudière placée en haut d'une tour. Les miroirs ou "héliostats" sont conçus pour tourner avec le soleil et ainsi, réfléchir les rayons du soleil sur le foyer de la chaudière. Le rayonnement solaire doit être dirigé vers le foyer en haut de la tour avec une grande précision, Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, afin de concentrer l'énergie thermique pour atteindre des températures importantes de 800°C à 1000°C.



Fig. I. 9 : La centrale GEMASOLAR à Séville (sud de l'Espagne.)

L'avantage de la tour solaire par rapport aux autres capteurs c'est que les pertes à l'ambiance sont inférieures car la surface exposée est limitée, Ils sont les mieux adaptés pour

les installations à grande échelle: 50 MW ou plus [5]. En outre, Les hautes températures atteintes dans les tours solaires peuvent être utilisées pour alimenter non seulement un cycle de Rankine, mais aussi une turbine à gaz et un cycle combiné. De tels systèmes pourraient atteindre un rendement de 35 % et un rendement annuel solaire-électrique de 25%.

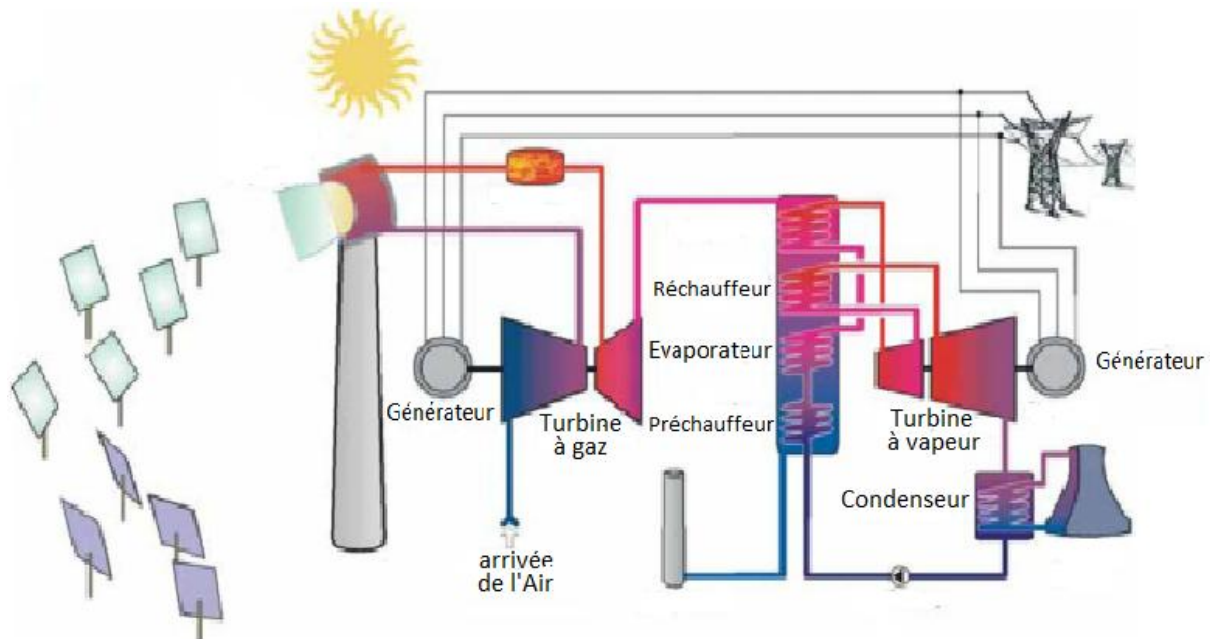


Fig. I.10 : Schéma d'un cycle combiné alimenté par un récepteur volumétrique centra pressurisé.

Les développements effectués dans les récepteurs volumétriques à air permettent de réchauffer directement l'air dans la tour solaire. Ce concept est actuellement développé dans le cadre du projet SOLGATE et semble être une très bonne solution d'avenir pour les centrales solaires [4].

3.2.3 Les centrales à cylindro-paraboliques

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, depuis les années 80.

L'installation typique est constituée de trois éléments principaux : le champ solaire, le système de transfert de la chaleur et le système de génération électrique [4].

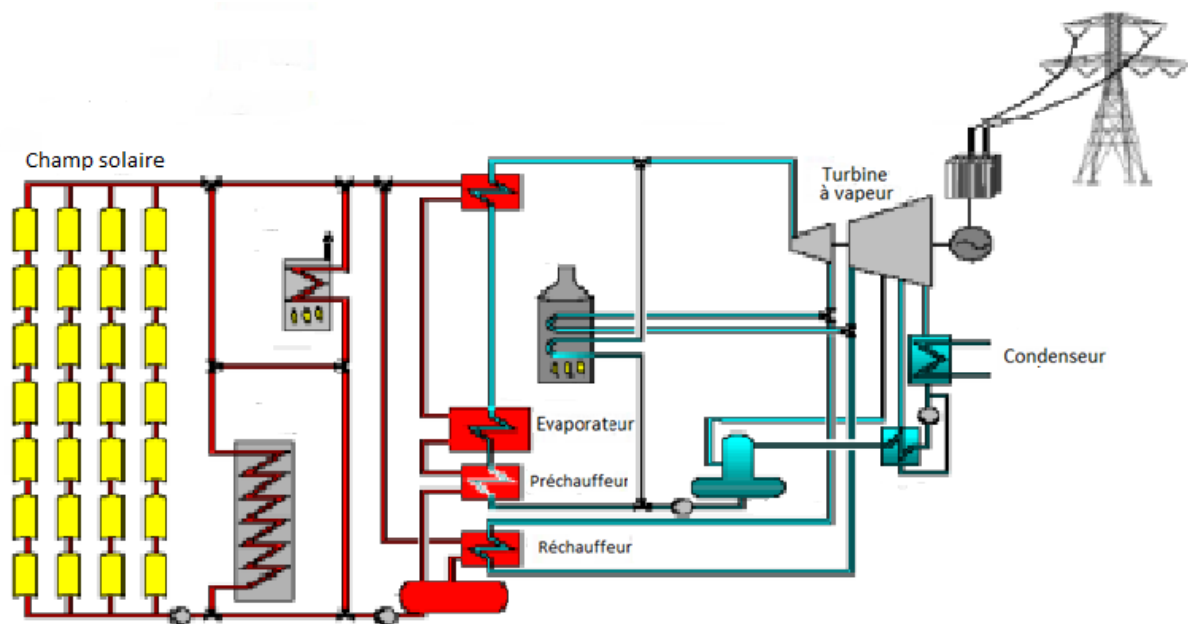


Fig. I.11 : Configuration typique d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques

3.2.3.1 Fonctionnement de la centrale

Le système cylindro-parabolique comprend des rangées de miroirs en forme d'auges posés en rangées est-ouest qui réfléchissent direct le rayon solaire sur un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre récepteur le long de l'axe central de chaque auge. Ces rayonnements augmentent la température, d'environ 400°C , d'un fluide caloporteur circule à l'intérieur du tube, qui est pompé à travers des échangeurs conventionnels pour produire de la vapeur surchauffée. Cette dernière est utilisée pour alimenter une turbine à vapeur afin de générer l'électricité. Le cycle recommence quand le fluide refroidi dans les échangeurs retourne au circuit des capteurs [5].

3.3 Collecteurs cylindro-paraboliques, études théoriques :

3.3.1 Performances optiques d'un concentrateur cylindro parabolique

3.3.1.1 Taux de concentration

La définition la plus commune du taux de concentration est basée sur la notion de surface. Elle est donnée comme étant le rapport de la surface de l'ouverture à la surface du récepteur [6].

$$C = \frac{A_0}{A_r} \quad (1.7)$$

Avec : A_0 est la surface d'ouverture

A_r est la surface de l'absorbeur

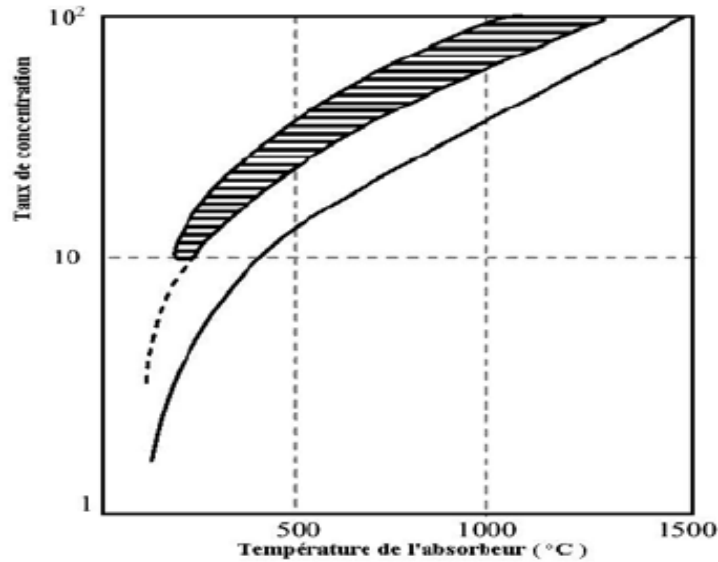


Fig. I.12 : Relation entre le taux de concentration et la température du récepteur [6]

- Les faibles concentrations ($1 < C < 10 \Rightarrow T_c \approx 150^\circ\text{C}$);
- Les moyennes concentrations. ($10 < C < 100 \Rightarrow T_c \approx 150^\circ\text{C}$);
- Les fortes concentrations ($C > 100 \Rightarrow T_c > 500^\circ\text{C}$).

3.3.1.2 Rayonnement absorbé

Le rayonnement absorbé par unité de surface d'ouverture, peut être écrit comme suit:

$$E = E_b * \rho * (\gamma * \tau) * C$$

Avec : E_b : Rayonnement incident sur le plan d'ouverture.

ρ : Facteur de réflexion du miroir du concentrateur.

γ : Facteur optique du collecteur.

τ : Facteur de transmission.

C : Taux de concentration

3.3.2 Performances thermiques d'un concentrateur cylindre parabolique

On pourra calculer la puissance gagnée au collecteur (Q_u). En connaissant les valeurs des grandeurs : Facteur de retrait du collecteur (F_R) et Coefficient des pertes thermiques (U_L) [6].

3.3.2.1 Puissance utile Q_u

La puissance utile, représentée par la puissance récupérée par le collecteur au niveau du foyer, peut être déterminée par l'expression suivante [6].

$$Q_u = F_R * (E * \rho * \tau * \alpha * \gamma * A_0 - U_L * A_r * (T_e - T_a)) \quad (1.8)$$

3.3.2.2 Température de sortie du fluide caloporteur T_s

Pour calculer la température de sortie, l'équation suivante a été utilisée.

$$T_s = T_e + \frac{Q_u}{\dot{m} * c_p} \quad (1.9)$$

3.3.2.3 Rendement du concentrateur solaire η

Pour la détermination du rendement du concentrateur, l'expression suivante a été utilisée [6].

$$\eta = \frac{Q_u}{E * A_0 * \gamma} \quad (1.10)$$

4 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons décrit le soleil et les caractéristiques du gisement solaire au monde particulièrement en Algérie. En suite, nous avons présenté les différentes technologies solaires à concentration (CSP). Finalement nous avons étudié théoriquement le collecteur cylindro-parabolique.

CHAPITRE II

GENERALITES SUR LES RESERVOIRS DE STOCKAGE

1 GENERALITES SUR LES RESERVOIRS [8]

Le stockage massif des liquides, pour les différents produits rencontrés dans l'industrie du pétrole, de la pétrochimie et de la chimie, s'effectue principalement dans des réservoirs métalliques, de construction soudée, installés à l'air libre et reposant sur le sol. Ils ont une forme géométrique spécifiée que l'on peut différencier comme suit :

1.1 Réservoirs atmosphériques

1.1.1 Réservoirs à cuve ouverte

Ce type de réservoir ne comporte pas de toit et son utilisation est assez limitée, car les évaporations sont très importantes, aux quelques liquides que l'on peut, sans danger, pour leur qualité ou pour l'environnement, exposer à l'air libre comme les réserves d'eau.

1.1.2 Réservoirs à toit fixe

Ils sont pourvus d'un toit et permettent donc une meilleure conservation des liquides volatils, dangereux ou polluants. On distingue selon la forme de leur toit :

- Réservoir à toit plan
- Réservoir à toit conique
- Réservoir à toit dôme

1.1.3 Réservoirs à toit flottant

Ces réservoirs, en raison de leur remarquable capacité à réduire les évaporations, sont principalement utilisés pour le stockage des produits les plus volatils. Ils comprennent une structure flottante, directement posée sur le liquide, que l'on installe soit dans une cuve ouverte (à toit flottant externe), soit dans un réservoir à toit fixe (à toit flottant interne).

L'absence d'espace vapeur permet à ces réservoirs de fonctionner et d'être étudiés sous pression atmosphérique.

1.2 Réservoirs sous faible et forte pressions

1.2.1 Réservoirs cylindriques verticaux

Ces réservoirs, étudiés pour fonctionner sous faible pression, permettent de réduire ou d'éliminer les pertes par évaporation et remplissage que l'on ne peut éviter sur les réservoirs à toit fixe atmosphériques. Ils assurent en ce sens un service comparable à celui des réservoirs à toit flottant, mais sous des conditions d'exploitation différentes et avec des capacités beaucoup plus limitées. Le contrôle de ces pertes est obtenu en dimensionnant le réservoir pour une pression interne suffisamment élevée capable de supporter, aux heures les plus chaudes de la journée, l'accroissement de la pression du mélange air-vapeur produit par l'évaporation du liquide.

1.2.2 Réservoirs sphéroïdaux

La géométrie de ces réservoirs est plus favorable pour le stockage sous pression interne que celle des réservoirs cylindriques verticaux. Elle autorise des pressions plus importantes. Ils sont également mieux adaptés que les sphères pour le stockage des liquides sous pression moyenne. Cependant, la construction de ces structures est complexe et leur coût est relativement élevé. Pour ces raisons, elles ne sont plus très employées et lorsque les pressions d'étude envisagées sont supérieures à celles permises par les réservoirs cylindriques verticaux, on s'oriente le plus souvent vers des solutions du type ballon ou sphère. Cette géométrie est préférée pour la conservation de liquides cryogéniques car elle offre une surface moindre par unité de volume stocké.

1.2.3 Réservoirs sphériques

Ils représentent la forme idéale pour les stockages sous forte pression et permettent la réalisation économique de grandes capacités importantes en cryogénie.

2 STOCKAGE DE L'ENERGIE THERMIQUE [7]

Ce mode de stockage est en forte connexion avec la gestion des énergies renouvelables, notamment solaire thermique ou thermodynamique.

Le stockage à l'échelle de quelques heures ou de quelques jours étant déjà réalisé efficacement (ballons, inertie thermique des murs ou des fondations), c'est plutôt pour le stockage inter-saisonnier de l'énergie que des projets sont sollicités. Toutefois, dans le contexte du développement des véhicules électriques, une deuxième motivation du stockage de l'énergie thermique est liée aux applications à haute température (typiquement 200°C et plus). Cela permettrait de stocker directement l'énergie électrique produite aux heures creuses et de la remettre sur le marché en fonction des besoins. La réalisation de stockages à haute température performants permettrait également de fiabiliser et d'améliorer la production d'électricité par énergie renouvelable, notamment dans le cas des centrales solaires à concentration.

Des recherches sont à développer sur l'architecture des systèmes de stockage (échangeur, enveloppe, ...) et les matériaux afin d'augmenter les puissances de stockage / déstockage et de maîtriser le rapport énergie / puissance. Il est aussi nécessaire de concevoir des systèmes de contrôle et d'optimisation du stockage minimisant les pertes thermiques globales.

On distingue trois types de stockage de chaleur classique :

2.1 Chaleur sensible

Il s'agit de l'énergie thermique stockée directement dans un matériau. Compte tenu de ses propriétés et de son coût, l'eau reste le matériau de base le plus économique pour ces applications.

- Les réservoirs isolés thermiquement sont des technologies prouvées; toutefois des progrès restent à faire dans la gestion par exemple de la convection de l'eau contenue dans les ballons;
- Le stockage géologique dans les aquifères souterrains ou dans les roches est un domaine vaste et peu exploré jusqu'à présent. Il peut être conçu en profondeur faible ou importante, par exemple en connexion avec des opérations de géothermie.

Des solutions basées sur l'utilisation de céramiques, ou de bétons, ont été proposées pour des niveaux de température plus élevés. La définition de matériaux innovants (autres que

l'eau) et de réservoirs efficaces, de faible coût, de forte longévité, de faible impact environnemental et présentant des capacités de stockage intéressantes, reste une voie de développement d'actualité dans le domaine du stockage par chaleur sensible.

Les centrales solaires à concentration requièrent aussi des stockages de chaleur pour permettre de faire face à une baisse momentanée de la production ou la prolonger après le coucher du soleil. Les solutions proposées jusqu'à présent (sels fondus) sont dans le domaine de la chaleur sensible. Des projets visant à en améliorer l'efficacité économique, technique ou environnementale sont aussi attendus.

2.2 Chaleur latente

Ce mode de stockage est basé sur l'énergie mise en jeu lors d'une transition de phase de la matière (par exemple solide - liquide). La transformation inverse permet de libérer l'énergie emmagasinée sous forme de chaleur ou de froid.

Les matériaux (organiques ou inorganiques) utilisés doivent présenter un coût attractif, une forte enthalpie de fusion et une bonne conductivité thermique. Dans le cas des températures négatives, l'utilisation de fluides chargés en particules ou frigoporteurs diphasiques constitue une réponse au problème pour lequel les solutions aqueuses restent de bons candidats à condition de trouver des agents nucléants pour maîtriser la surfusion. La stabilité de ces produits, leurs propriétés et comportement au changement de phase restent à étudier ainsi que d'autres frigoporteurs diphasiques.

La connaissance du positionnement du matériau à changement de phase dans le stock, ainsi que la détermination du taux de changement de phase, sont des points clés pour la gestion (contrôle et commande) des stocks d'énergie.

Les projets prenant en compte les aspects modélisation et expérimentation des systèmes, matériaux et transferts thermiques, isolation, durabilité (corrosion, altération thermique), flexibilité des températures de stockage, l'économie, les technologies de composants, l'intégration source / stockage / utilisation, les risques et aspects réglementaires seront éligibles. La gamme des températures éligibles est large (jusqu'à 1000°C voire davantage) pour couvrir les possibilités des dispositifs solaires à concentration.

2.3 Stockage de chaleur par sorption ou chimique

Le stockage par sorption regroupe les trois classes de procédés que sont l'absorption liquide/gaz, l'adsorption solide/gaz et la réaction chimique entre un gaz et un solide. Ces processus rendent ces systèmes à priori particulièrement attractifs pour le stockage de longue durée. La diversité des couples gaz/solide ou liquide permet également d'envisager de couvrir l'ensemble de la gamme de température qui intéresse les applications de stockage.

Pour les domaines d'application où les couples gaz/liquide ou gaz/solide sont connus, les projets devraient mettre l'accent sur l'aspect expérimental, avec une volonté de démontrer à une échelle représentative la faisabilité de l'opération de stockage, en tenant compte de l'ensemble des contraintes (température, pression, boucle fluide et échangeurs externes, compatibilité des matériaux, niveaux de performances...) liées au fonctionnement du procédé.

Des projets plus amont ouvrant de nouvelles perspectives pour le stockage par sorption notamment dans le domaine des hautes températures pour lequel les systèmes de stockage plus classiques sont le moins adaptés sont également sollicités.

3 PERTES DE CHALEUR DANS DES RESERVOIRS CYLINDRIQUES [9]

Considérons un réservoir métallique cylindrique de section circulaire horizontal contiens du sels fondus chauds.

L'épaisseur du réservoir métallique est : $e_{\text{métal}} = r_2 - r_1$ et celle de l'isolant : $e_{\text{isolant}} = r_3 - r_2$

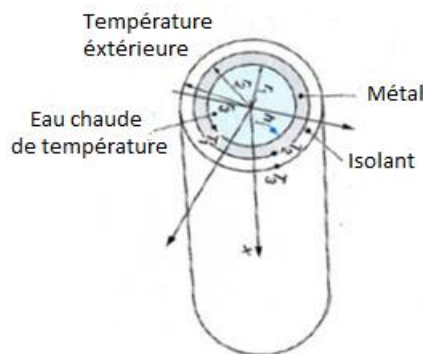


Fig. II. 1 : Conduite métallique isolée thermiquement

3.1 Avant isolation

Si le réservoir métallique n'est pas isolée, nous avons vu que la densité de flux thermique à travers la paroi cylindrique d'un réservoir de rayon r , dans le métal était :

$$\phi(r) = -2\lambda\pi r \frac{T_1 - T_2}{r * \ln \frac{r_1}{r_2}} = 2\lambda\pi r \frac{T_1 - T_2}{r * \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.1)$$

Si nous admettons que les échanges de surface peuvent être couplés, c'est-à-dire que l'ambiance autour du réservoir peut être représentée par sa température résultante sèche T_E , ceux-ci sont proportionnels au coefficient de transmission thermique de surface $h_E = h_{rE} + h_{CE}$. Nous pouvons donc écrire le transfert de chaleur permanent, du fluide au réservoir, à travers la paroi du réservoir, puis à la surface du réservoir :

$$\phi = 2\pi r_1 H h_I (T_f - T_1) = 2\pi r_1 H \lambda_1 \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \frac{1}{r_2} = 2\pi r_1 H h_E (T_2 - T_E) = Cte \quad (2.2)$$

Dans cette expression, h_I représente l'échange global de surface, entre le fluide et la paroi intérieure du réservoir.

En fait, ce coefficient est lui-même résultant des échanges radiatifs et convectifs entre le fluide et la surface intérieure de la paroi du réservoir métallique. Toutefois, si nous négligeons le rayonnement du fluide sur le métal, ce coefficient rend essentiellement compte de l'échange convectif. Enfin, si le fluide est considéré transparent au rayonnement infrarouge, le flux net échangé est nul.

Cette équation, écrite en flux, pour une hauteur H du réservoir, devient :

$$\phi = 2\pi r_1 H h_I (T_f - T_1) = \lambda_1 \frac{T_1 - T_2}{r_2 * \ln \frac{r_2}{r_1}} 2\pi r_2 H = 2\pi r_2 H h_E (T_2 - T_E) = Cte \quad (2.3)$$

Comme pour les parois planes, on peut mettre ce flux sous la forme :

$$\phi = kH(T_f - T_E) \quad \text{avec} \quad \frac{1}{k} = \left[\frac{1}{r_1 h_I} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_1} + \frac{1}{r_2 h_E} \right] \frac{1}{2\pi} \quad (2.3)$$

Avec : $\frac{1}{k}$ résistance thermique globale de la conduite ($m. K / W$),

k : est le coefficient de transmission global du tube métallique, associé aux caractéristiques géométriques et thermiques r_1, r_2, λ_1, h_I et h_E .

3.2 Après isolation

L'équation de transfert est analogue. La résistance thermique de l'isolant apparaît dans la chaîne des résistances en série, et le coefficient k de la conduite devient :

$$\frac{1}{k} = \left[\frac{1}{r_1 h_I} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{\lambda_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{\lambda_2} + \frac{1}{r_2 h_E} \right] \frac{1}{2\pi} \quad (2.4)$$

Remarque

Étudions la variation de la résistance thermique de la paroi du réservoir conduite en fonction de l'épaisseur de l'isolant $e_{isolant} = r_3 - r_2$:

$$f(r_3) = \frac{1}{k} \quad (r_2 = Cte) \quad (2.5)$$

Cette fonction peut se mettre sous la forme :

$$f(r_3) = \frac{1}{2\pi} \left[A + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{r_3 h_E} \right] \quad \text{où} \quad A = \frac{1}{r_1 h_I} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} = Cte \quad (2.6)$$

En dérivant $f(r_3)$, on observe que la résistance thermique globale de la paroi du réservoir passe par un minimum pour $r_3 = \frac{\lambda_2}{h_E}$

À titre indicatif, pour un manchon isolant $\lambda_2 = 0,04 \frac{W}{m.K}$ et $h_E = 10 \frac{W}{m.K^2}$, cette valeur est de 4 mm. Cela signifie que les premiers millimètres d'isolant abaissent le niveau isolatif de la conduite et augmentent les pertes de chaleur. Ce paradoxe s'explique par l'augmentation de surface externe du réservoir, qui l'emporte sur l'effet isolant du manchon. Au-delà de cette

valeur critique de r_3 , le manchon réduit effectivement les pertes de chaleur du réservoir [9]. Cet aspect de l'isolation permet de maintenir les câbles électriques à une température admissible en évaluant les pertes par effet Joule.

4 CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES SELS FONDUS

4.1 Généralités [10]

La variété des sels fondus est grande, puisqu'il en existe autant que de sels et de mélanges de sels ; la seule condition pour l'existence du sel fondu est qu'il ne se décompose pas avant de fondre et qu'il ne se sublime pas exagérément.

Les températures de fusion des sels, purs ou à l'état de mélanges, varient, selon leur nature, de l'ambiante jusqu'à plus de 1 000 °C. La sélection de sels proposée ici, selon les domaines de température d'utilisation, est la suivante :

- **de la température ambiante à 150 °C** : HF-KF, des halogénures d'alkylpyridinium, leurs mélanges avec des acides de Lewis tels que $AlCl_3$.
- **de 150 à 250 °C** : des mélanges de chlorures alcalins et de chlorure d'aluminium.
- **de 250 à 400 °C** : des mélanges de nitrates alcalins, de nitrates et de nitrites alcalins, des hydroxydes alcalins.
- **de 450 à 1 000 °C** : des halogénures alcalins, des mélanges d'halogénures alcalins, des sulfates alcalins, de la cryolithe, des carbonates alcalins.
- pour les températures supérieures à 1 000 °C : des laitiers, des silicates.

Les grands types d'utilisation des sels fondus sont les suivants :

- Préparation de métaux et d'éléments très réducteurs ou d'alliages (le sel doit alors être difficilement réductible)
- Préparations anodiques (le sel doit alors être difficilement oxydable)
- stockage électrochimique de l'énergie : batteries, piles à combustible (le sel doit alors être difficilement réductible et difficilement oxydable)

- stockage et transfert d'énergie thermique (ce sont des grandeurs telles que l'enthalpie de fusion, la viscosité, la conductivité thermique qui sont alors déterminantes) : mélanges de nitrates et nitrites alcalins fondus
- traitements thermiques, traitements de surface

4.2 Etude des caractéristiques d'exploitation

4.2.1 Viscosité

Un fluide réel, gaz ou liquide, se caractérise, dans son écoulement par la caractéristique essentielle de viscosité, permettant de représenter le frottement entre particules fluides. On définit donc, pour un fluide newtonien, la viscosité dynamique μ comme le coefficient de proportionnalité entre la force de frottement (inter-couches de fluide) et le gradient de la vitesse d'écoulement. La viscosité cinématique lui est associée par division par la masse volumique ρ :

$$\tau \equiv \mu \frac{dv}{dn} \quad \text{Équation de définition de la viscosité dynamique.}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{viscosité cinétique.}$$

La viscosité est un critère particulièrement important pour apprécier les pertes de charge de pompage des produits et définir le type d'écoulement dans les canalisations.

4.2.2 Chaleur spécifique

La chaleur massique ou chaleur spécifique (capacité thermique massique) est déterminée par la quantité d'énergie à apporter par échange thermique pour élever d'un kelvin la température de l'unité de masse d'une substance. C'est donc une grandeur intensive égale à la capacité thermique rapportée à la masse du corps étudié. Son unité est $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$. La détermination des valeurs des capacités thermiques des substances relève de la calorimétrie.

4.2.3 Conductibilité thermique

La conductivité thermique ou conductibilité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction. Notée λ (ou k en anglais). Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface

et par unité de temps sous un gradient de température de 1 degré par mètre. Elle dépend principalement de la nature du matériau et la température.

4.2.4 Coefficient de dilatation volumique

La connaissance de la valeur de coefficient de dilatation volumique, nous permet de déterminer la variation de volume $\Delta V = V_2 - V_1$ d'un stockage de liquide dans notre étude des sels fondus subissant un chauffage de T_1 à T_2 ceci pour limiter le débordement, de telle façon que le volume V_2 soit au plus égal à la capacité utile du réservoir lorsque l'opération est terminée.

En utilisant le coefficient α de dilatation volumique à pression constante,

$$\alpha \equiv \left. \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial T} \right|_p ; \quad V_1 = V_2 \frac{1 + \alpha T_1}{1 + \alpha T_2} \quad (2.7)$$

4.2.5 Densité et masse volumique

La densité est le rapport du poids d'un certain volume d'échantillon à une température T au poids du même volume d'eau distillée à une température standards. Le choix de l'état standard à 4°C permet l'identification des chiffres qui mesurent la densité et la masse volumique.

$$d(T^\circ\text{C}) = \frac{\text{masse volumique du liquide à } T^\circ\text{C} \cdot V}{\text{masse volumique de l'eau à } 4^\circ\text{C} \cdot V} \quad (2.8)$$

Si nous prenons le litre comme unité de volume, la masse volumique de l'eau est de 1 kg/L

$$d = \frac{\text{masse volumique liquide}}{1} \quad (2.9)$$

Nous constatons alors que le chiffre représentant la densité est le même que celui qui se rapporte à la masse volumique.

On utilisera la densité afin d'établir un bilan thermique de l'installation parce que le jaugeage des réservoirs s'exprime en unité de volume tandis que les dégagements calorifiques se calculent à partir de la masse, on devra alors tenir compte des variations de la densité en fonction de celles de la température.

De manière générale les milieux de sels fondus sont bien plus conducteurs et présentent des masses volumiques plus élevées. Ainsi, les valeurs de la viscosité dynamique sont de l'ordre d'une fois et demie à quatre fois supérieures à la solution aqueuse prise pour référence (l'acide sulfurique par exemple).

Il faut, également, préciser que l'utilisation des mélanges de sels fondus permet de diminuer, dans la plus part des cas, les températures de fusion (point eutectique).

5 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons parlé des généralités sur les réservoirs de stockage et leurs utilisations, cité les différents modes de stockage de l'énergie thermique et étudié les pertes de chaleur. A la fin, nous avons décrit les besoins de chauffage et les propriétés des sels fondus qui sont à dimensionner selon les caractéristiques physico-chimiques des produits et notamment la viscosité.

CHAPITRE III

CIRCUIT DE STOCKAGE ET SON FONCTIONNEMENT

1 RAPPEL SUR LES MODES DE TRANSFERTS DE CHALEUR

1.1 Définitions

1.1.1 Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = F(x, y, z, t)$.

La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champs de température ; nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable

1.1.2 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur

$$\phi'' = \frac{1}{A} \frac{dQ}{dt} \quad (3.1)$$

Avec : A est l'aire de la surface en m^2

On appelle un flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\dot{q} = \frac{dQ}{dt} \quad (3.2)$$

1.2 Conduction

La conduction est un phénomène se traduisant par l'écoulement de la chaleur à travers un milieu qu'il soit solide, liquide ou gazeux dès l'instant qu'il existe un gradient de

température plus ou moins important d'une région où la température est élevée vers une autre où elle est moindre, ou entre différents milieux mis en contact.

La transmission de chaleur se fait par contact direct sans un déplacement appréciable des molécules. Ce transfert d'énergie peut s'effectuer par contact élastique (par exemple dans les fluides) ou, par diffusion des électrons comme dans les métaux.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température

$$q \equiv -\lambda A grad(T) \tag{3.4}$$

Avec : q : le flux de chaleur transmis par conduction [W]

λ : Conductivité thermique du milieu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

A : Aire de la section à travers laquelle s'écoule la chaleur

Cette équation est aussi la définition de la conductivité thermique de milieu considéré.

La figure III.1 représente d'après des ordres de grandeur des conductivités thermiques des différents types de matériaux poreux à pression atmosphérique et sous vide et à phase unique, solide.

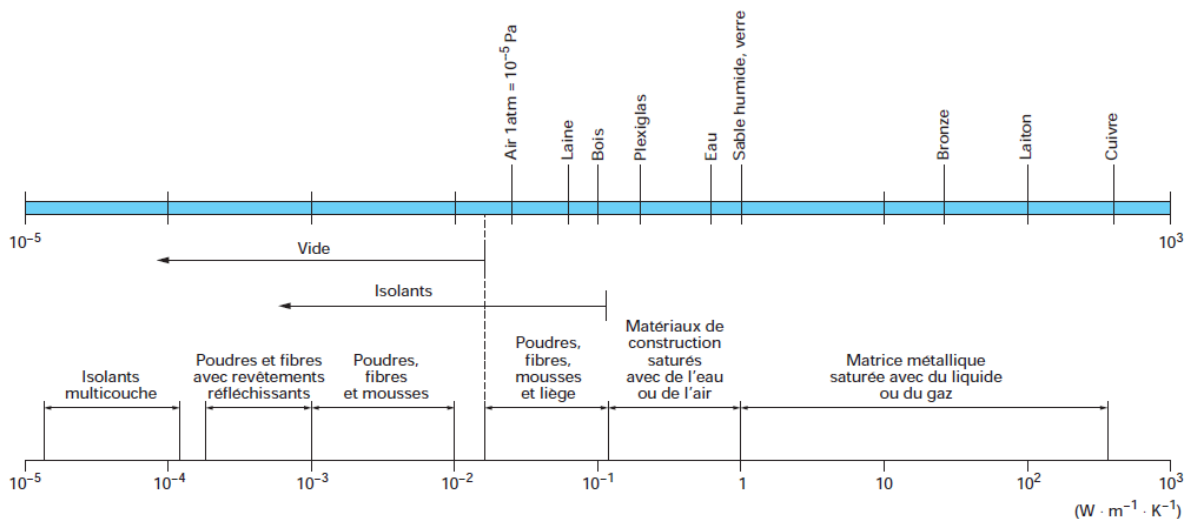


Fig. III.1 : Ordres de grandeur de conductivités thermiques de différents types de matériaux poreux et à phase unique [11]

1.3 Convection

1.3.1 Définition :

La convection est un mode de transport par l'action combinée de la conduction entre les molécules, du transport de l'énergie par les molécules en mouvement. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement. Ce mode est appelé conducto-convection.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué essentiellement par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

On peut exprimer le flux de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen du modèle Newtonien par la relation :

$\dot{q} = h \cdot A \cdot (T_p - T_\infty)$	(3.5)
--	-------

Avec : q: le flux de chaleur échangé par convection [W]

h: Le coefficient de convection [$W/(m^2K)$]

A: Aire de la surface de contact fluide/solide [m^2]

T_p : Température de la surface du solide [K]

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide [K]

Cette équation est aussi la définition de l'unité de conductance thermique moyenne par convection. Le coefficient d'échange de chaleur par convection est une fonction de l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système. Sa valeur numérique est généralement locale ; elle peut être moyennée ou intégrée dans certaines conditions. Elle est déduite de la corrélation pour le nombre de Nusselt du régime adopté.

1.3.2 Evaluation du coefficient d'échange de chaleur par convection:

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de groupes adimensionnels déduits de la théorie des similitudes. C'est ainsi qu'ont été définis les nombres sans dimension ci-après.

- Nombre de Reynolds :

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par le rapport des forces d'inertie et de viscosité que subit le fluide :

$$Re = \frac{ul}{\nu} \quad (3.6)$$

Où : u_∞ représente la vitesse d'écoulement.

l : La dimension caractéristique.

u : vitesse de l'écoulement

Si $Re < 2400$ on est en régime laminaire dans des conduites fermées. Pour des vitesses plus élevées, $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît.

- **Nombre de Prandtl :**

Ce nombre est entièrement caractéristique des propriétés de diffusion du fluide considéré ; il représente le rapport entre deux coefficients de diffusion : la diffusion mécanique (viscosité cinématique) ν et la diffusivité thermique α .

$$Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (3.7)$$

Avec : μ : Viscosité dynamique

c_p : Chaleur spécifique [$J kg^{-1} K^{-1}$]

λ : Conductivité thermique [$W m^{-1} K^{-1}$]

Un fluide peu visqueux mais bon conducteur, aura un Pr très faible et vice versa.

- **Nombre de Nusselt :**

Il est défini par la relation suivante:

$$Nu \equiv \frac{hl}{\lambda_f} \quad (3.8)$$

Ou l est la longueur caractéristique

Le nombre de Nusselt exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, λ_f ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers λ_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique l et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h . Tout comme pour h , on définit un nombre de Nusselt moyen intégré Nu et un nombre de Nusselt local

$$Nu_l \equiv \frac{h_l l}{\lambda_l} \quad (3.9)$$

En pratique, c'est une mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection car, que l'on peut calculer avec la relation :

$$h = Nu \frac{\lambda_l}{l} \quad (3.10)$$

- **Nombre de Grashof**

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité agissant en convection naturelle multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité, il est défini comme suit :

$$Gr \equiv \frac{\beta g \rho^2 l^3 (T_p - T_\infty)}{\mu^2} \quad (3.11)$$

- **Nombre de Rayleigh**

Ce nombre caractérise l'écoulement en convection naturelle, il est exprimé par le produit des nombres de Grashof et de Prandtl :

$$Ra \equiv Pr \cdot Gr = \frac{\beta g l^3 (T_p - T_\infty)}{\alpha \nu} \quad (3.12)$$

Avec : β : coefficient de dilatation thermique à pression constante [K^{-1}],

l : Dimension caractéristique de la surface d'échange [m]

μ : Viscosité dynamique du fluide [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]

g : Accélération de la pesanteur [$m \cdot s^{-2}$]

ρ : Masse volumique [$kg \cdot m^{-3}$]

1.3.3 La convection naturelle

Les mouvements de convection naturelle les plus simples apparaissent lorsqu'un fluide (gaz ou liquide) est chauffé par le bas. Les couches inférieures plus chaudes se dilatent et deviennent moins denses que les couches supérieures; elles ont ainsi tendance à s'élever tandis que les couches supérieures plus froides, donc plus lourdes, ont tendance à descendre.

- **Flux de chaleur en convection naturelle**

Le flux de chaleur transmis par convection naturelle se calcule par la manière suivante :

- Calcul des nombres adimensionnel Gr et Pr.
- Suivant la valeur de Gr et la configuration, nous choisissons la corrélation.
- Calcul de Nu par application de cette corrélation.

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

- Calcul du coefficient de transfert et du flux de chaleur comme suit

$$\left\{ \begin{array}{l} h = \frac{\lambda \cdot Nu}{l} \\ q = hA(T_p - T_\infty) \end{array} \right.$$

1.3.4 La convection forcée

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de températures (ventilateurs, pompes,...etc.)

- **Flux de chaleur en convection forcée**

Le flux de chaleur transmis par convection naturelle se calcule par la manière suivante :

- Calcul des nombres adimensionnel Re et Pr.
- Suivant la valeur de Re et la configuration, nous choisissons la corrélation.
- Calcul de Nu par application de cette corrélation.

$$Nu = f(Re, Pr)$$

- Calcul du coefficient de transfert et du flux de chaleur comme suit

$$\left\{ \begin{array}{l} h = \frac{\lambda \cdot Nu}{l} \\ q = hA(T_p - T_\infty) \end{array} \right.$$

1.4 Rayonnement

1.4.1 Définition :

Le rayonnement thermique est un mode de transmission de chaleur à distance ; il obéit aux lois du rayonnement électromagnétique en général. Dans le vide, le rayonnement se propage à la vitesse de la lumière. Il se distingue des deux autres modes par un échange de photons entre les deux milieux concernés.

1.4.2 Absorption, réflexion et transmission du rayonnement :

Lorsqu'un rayonnement atteint sur un corps, une partie est absorbée, une autre réfléchi et une dernière transmise comme l'indique la figure (1-4). La relation entre l'énergie absorbée, réfléchi et transmise s'écrit :

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (3.13)$$

Dans laquelle : α : Coefficient d'absorption, c'est à dire la fraction du rayonnement incident absorbé par le corps.

τ : Coefficient de transmission, c'est à dire la fraction du rayonnement incident transmis à travers le corps semi transparent.

ρ : Coefficient de réflexion, c'est à dire la fraction du rayonnement incident réfléchi par la surface du corps.

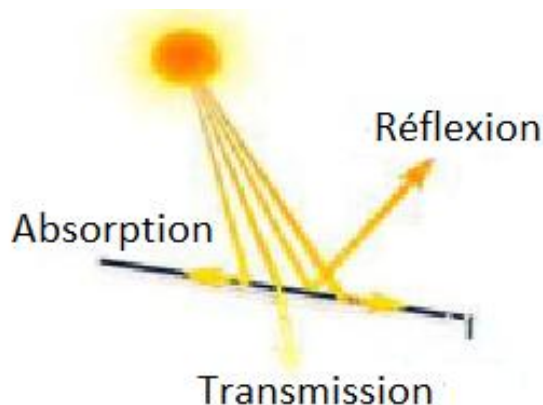


Fig. III.2 : Réflexion, absorption et transmission du rayonnement

1.4.3 L'émittance totale

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance dq émise par un élément de surface dA dans l'ensemble des directions où il peut rayonner, et on divise ce flux par l'aire dA ; elle exprimé par : $M = \frac{dq}{dA}$

1.4.4 Loi du rayonnement thermique

- Loi de Stéphane Boltzmann

La loi de Stéphane Boltzmann nous permet de calculer l'émittance totale du rayonnement d'un corps noir dans l'espace en fonction de la température absolue, elle est donnée par :

$$M^0 = \sigma \cdot T^4 \quad (3.14)$$

- Loi de Planck

Cette loi nous permet de calculer l'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}^0$ à la longueur d'onde λ et à température T , elle est donnée par :

$$M_{\lambda,T}^0 = \frac{C_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad [W/m^3] \quad (3.15)$$

$M_{\lambda,T}^0$: le flux énergétique émis par la surface dans toute l'hémisphère en fonction de la longueur d'onde λ et de la température.

Les constantes C_1 et C_2 sont égales à :

$$\begin{cases} C_1 = 3.74 * 10^8 & \mu m^4/m^2 \\ C_2 = 1.44 * 10^4 & \mu m^\circ K \end{cases}$$

2 ECHANGEUR DE CHALEUR [12], [13]

L'échangeur d'énergie thermique est un des appareils clé du thermicien ou de l'énergéticien, son but est essentiellement le transfert d'une partie d'enthalpie d'un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distinctes de celles du fluide chaud.

Les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

2.1 Technologie des échangeurs

2.1.1 Échangeur coaxial ou Échangeur double tubes

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée. Dans ce type L'écoulement des fluides peuvent se faire dans le même sens ou en contre-sens, mais on a de faible surface d'échange.

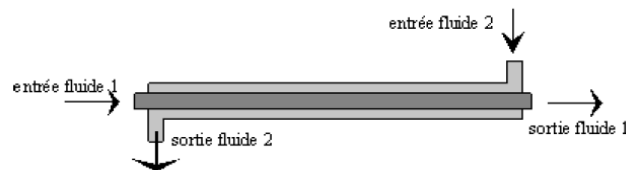


Fig. III.3 : Echangeur tubulaire coaxial

2.1.2 Échangeur à faisceau et calandre

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs allers-retours.

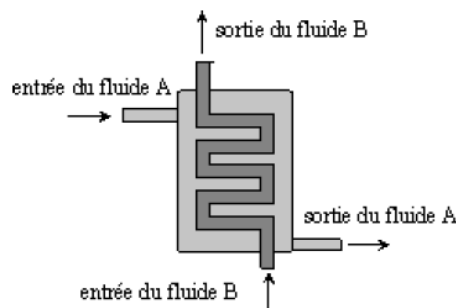


Fig. III.4 : Echangeur a tube et calandre

2.1.3 Échangeur à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques.

L'avantage principal de ce type d'échangeur est sa compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lors de puissances importantes.

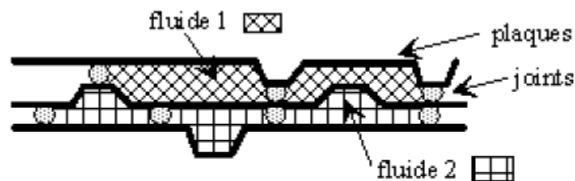


Fig. III.5 : Echangeurs à plaques

2.2 Classification des échangeurs

Une classification peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides. On distingue donc :

- Les échangeurs à courants parallèles ou échangeur anti-méthodique : (écoulement des deux fluides parallèle et dans le même sens).
- Les échangeurs à contre-courant ou échangeur méthodique : (écoulement des deux fluides parallèle et en sens contraire).
- Les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage : (écoulement des deux fluides perpendiculairement l'un par rapport à l'autre).

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- Des températures d'entrée
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique)

- Des coefficients d'échange par convection.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

3 TUYAUTERIE

Dans une installation de chauffage d'un liquide on a besoin de canalisations qui relient les dispositifs du circuit pour faire transporter le fluide caloporteur ; on les appelle la tuyauterie. Cette dernière doit être fabriquée à partir de matériaux inoxydables ou être traitée pour résister à la corrosion ; elle doit aussi être calorifugée avec soin afin de diminuer les pertes de transfert thermiques.

L'emploi exclusif d'acier pour confectionner la totalité du circuit est indiqué parce que les métaux cuivreux, par exemple, favoriseraient l'oxydation, donc la dégradation progressive des caractéristiques de l'huile thermique.

Le circuit de l'installation que la tuyauterie décrit doit être le plus simple possible, c'est à dire qu'il doit :

- Être court
- Réduire le nombre de coudes et les changements de diamètre pour réduire les pertes de charges linéaires
- Ne pas présenter de points hauts inutiles

4 POMPE DE CIRCULATION

Une pompe de circulation est un dispositif électrique destiné à forcer la circulation d'un fluide caloporteur ou frigoporteur à l'intérieur d'une conduite, en l'aspirant et le refoulant. On la trouve dans des installations de chauffage et de climatisation pour accélérer les échanges thermiques. Les pompes se divisent en deux catégories principales:

- *Les pompes volumétriques* : l'écoulement résulte de la variation d'une capacité 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 fondus, eau) dans les serpentins des échangeurs, et des conduites du circuit. On utilisera à cet effet une pompe de type centrifuge.

5 SCHEMA DU CIRCUIT DE STOCKAGE D'ENERGIE THERMO-SOLAIRE

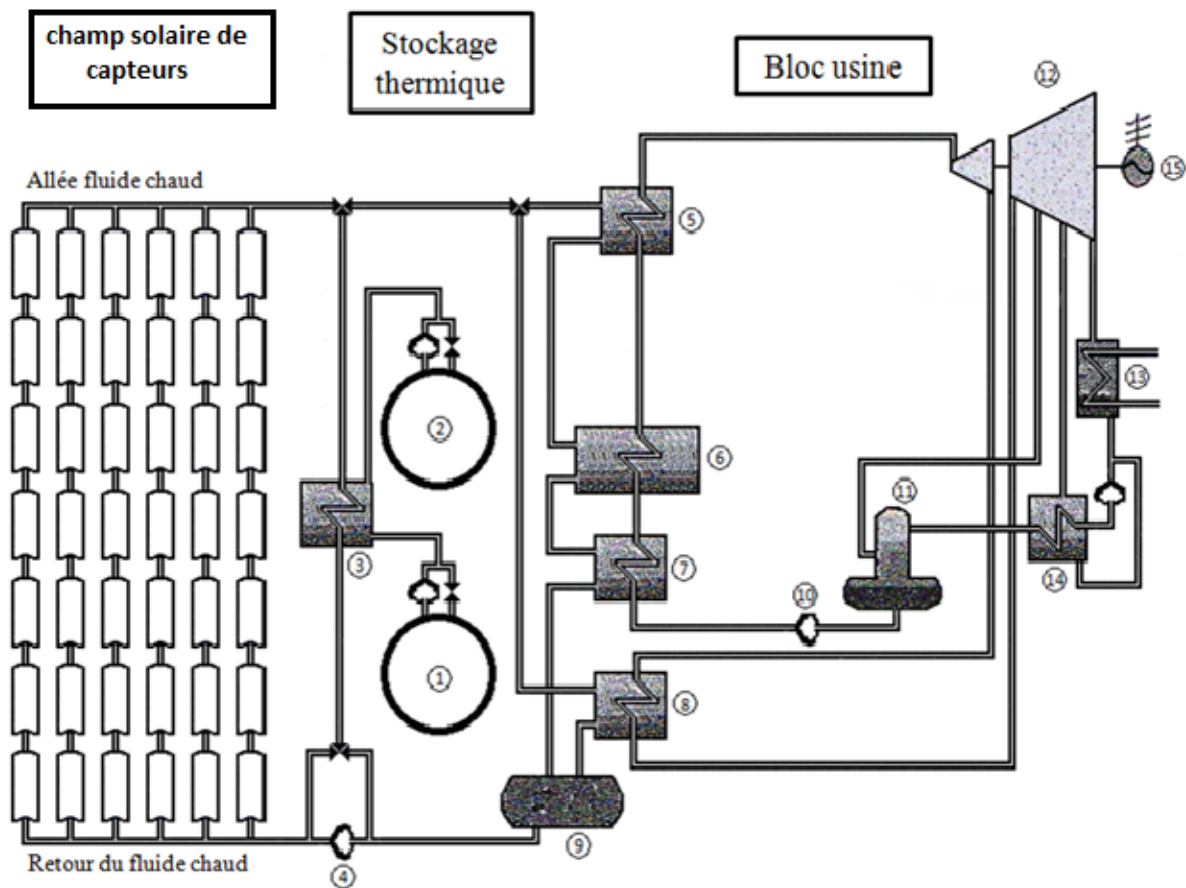


Fig. III.6 : schéma de stockage

1 : Réservoir chaud	2 : Réservoir froid
3 : Echangeur (fluide caloporteur/sel fondu)	4 : Pompe à fluide caloporteur
5 : Surchauffeur solaire	6 : Générateur de vapeur solaire
7 : Préchauffeur solaire	8 : Réchauffeur solaire
9 : Vase d'expansion	10 : Pompe à eau
11 : Dé-aérateur	12 : Turbine à vapeur
13 : Condenseur	14 : Préchauffage basse pression
15 : Générateur électrique	

5.1 Principe de Fonctionnement

Dans une centrale solaire à capteur cylindro-parabolique d'une puissance de 37,5 *MWe*, on intègre un circuit de stockage qui fonctionne comme suit :

- Durant le temps d'ensoleillement (stockage) : le fluide caloporteur, sortant à une température de 400°C, reçoit une énergie thermique du champ solaire ; celle-ci est transmise au sel fondu venu du réservoir froid à une température de 150°C, à l'aide d'un échangeur afin qu'il soit stocké dans le réservoir chaud à 380°C.
- 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 ; celle-ci sert au fonctionnement de la turbine à vapeur.

Ainsi, se déroule ce cycle en permanence

6 CONCLUSION

Dans ce troisième chapitre, nous avons consacré la première partie à un rappel sur les modes de transfert thermiques et évoqué de chaque élément constitutif comme échangeurs, pompes de circulation, ...etc.).

A la fin, nous avons proposé un schéma de circuit de stockage pour emmagasiner l'excès de l'énergie solaire durant la journée, la stocker sous forme de chaleur dans les réservoirs des sels fondus et l'utiliser pour la production d'électricité pendant d'absence du soleil.

CHAPITRE IV

BILAN THERMIQUE DU SYSTEME DE STOCKAGE

1 CALCUL DE L'ENERGIE THERMIQUE A STOCKER SELON LA SAISON

1.1 Saison d'hiver :

L'hiver se caractérise par des journées plus courtes que les nuits, et des températures plus basses. On a dans cette saison une durée d'ensoleillement de six heures pour les conditions climatiques et géographique de l'Algérie.

1.2 Saison de printemps et d'automne

On a dans ces deux saisons une durée d'ensoleillement de 9 heures. Avec des températures moyennes (c'est les saisons intermédiaires entre l'été et l'hiver).

1.3 Saison d'été

Cette saison est le contraire de la saison d'hiver, dont on a des journées longue (12 heure d'ensoleillement) avec des températures moyennes élevées.

Le tableau suivant représente les températures moyennes par mois à Adrar :

Tableau IV. 1 : les températures moyennes par mois à Adrar [14]

	Jan.	Fév.	Mar.	Avr.	Mai	Jui.	Jui.	Août	Sep.	Oct.	Nov.	Déc.
Temp. Min. moy. (°C)	4	7,5	10,5	15	19,5	24,5	27	26,5	23	17	10	5
Temp. Max. moy. (°C)	20,5	24,5	28	32	36,5	42,5	45	44,5	40	33	26	21

Nous avons une centrale de 150MW, composé de quatre mini-centrales de puissance électrique de $P_{éle} = 37,5$ MW chacune avec un rendement de $\eta = 30\%$

$$\eta = \frac{P_{éle}}{q_{st}} \Rightarrow q_{st} = \frac{P_{éle}}{\eta} \quad (4.1)$$

La quantité de chaleur à stocker par jour selon la saison est égale :

$$q_{st/J} = q_{st} \times t_n \Rightarrow q_{st/J} = \frac{P_{\acute{e}le}}{\eta} \times t_n \quad (4.2)$$

Avec : $q_{st/J}$: Quantité de chaleur stockée par jour à fin de maintenir le fonctionnement de la centrale toute la durée d'absence d'ensoleillement.

t_n : Temps d'absence d'ensoleillement.

2 DETERMINATION DU VOLUME NECESSAIRE DU RESERVOIR

Afin de pouvoir stocker une chaleur $q_{st/J}$ il faut construire des réservoirs de volume nécessaire, contient des sels fondus ou leur mélange, qui sont chauffés d'une température T'_f supérieure à leur température de fusion à une température finale T_1 , pour cela on a l'équation suivante :

$$q_{st/J} = \rho_l c_{pl} V \Delta T \Rightarrow q_{st/J} = \rho_l c_{pl} V (T_1 - T'_f)$$

$$\Rightarrow V = \frac{q_{st/J}}{\rho_l c_{pl} (T_1 - T'_f)} \quad (4.3)$$

Dans ce réservoir on a choisit le sel suivant $0,4 NaCl + 0,6 AlCl_3$ qui a une température de fusion $T_f = 395K$ [10], donc on choisit $T'_f = 423K$.

3 BILANS THERMIQUES DU RESERVOIR EN REGIME PERIODIQUE

Pour faire un bilan énergétique, il faut maîtriser les quantités de chaleur apportées ou perdues, le bilan thermique du réservoir s'écrit :

$$q_a = q_{st} + q_p$$

Avec : q_a : Quantité de chaleur apportée

q_{st} : Quantité de chaleur stockée

q_p : Quantité de chaleur perdue



3.1 Hypothèses

Pour simplifier ces bilans thermiques, on a émis un certain nombre d'hypothèses :

- Température homogène pour chaque élément du réservoir
- Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{ciel}
- Régime périodique

3.2 Calcul des pertes thermiques à travers le réservoir

Dans notre schéma de circuit, on a supposé un réservoir cylindrique ; Nous diviserons les pertes de chaleur (quantité de chaleur perdue) à travers le réservoir en trois parties :

$$q_p = q_f + q_c + q_t \tag{4.4}$$

Avec : q_t : Quantité de chaleur perdue à travers le toit du réservoir.

q_c : Quantité de chaleur perdue à travers la paroi cylindrique.

q_f : Quantité de chaleur perdue au fond du réservoir.

Une analogie électrique entre d'une part les potentiels électriques et thermiques et d'autre part entre les résistances thermiques et électriques (figure IV.1) permet de mieux représenter les cheminements des pertes thermiques du réservoir.

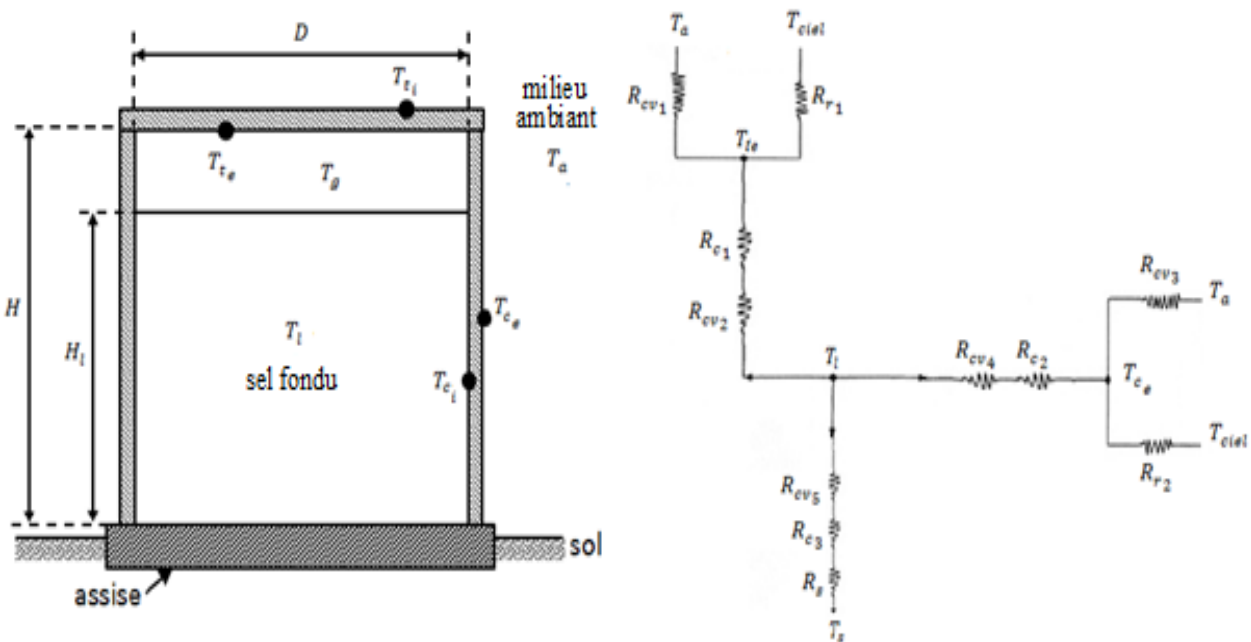


Fig. IV. 1 : Analogie électrique des flux thermiques à travers un réservoir

Avec : R_{cv1} : Résistance au flux par convection entre le toit du réservoir et le milieu ambiant.

R_{cv2} : Résistance au flux par convection entre la face intérieure du toit et le sel fondu.

R_{cv3} : Résistance au flux par convection entre la face extérieure de la paroi cylindrique du réservoir et le milieu ambiant.

R_{cv4} : Résistance au flux par convection entre la face intérieure de la paroi cylindrique et le sel fondu.

R_{cv5} : Résistance au flux par convection entre le fond du réservoir et le sel fondu.

R_{c1} : Résistance au flux par conduction à travers le toit du réservoir.

R_{c2} : Résistance au flux par conduction à travers la paroi cylindrique du réservoir.

R_{c3} : Résistance au flux par conduction entre la paroi cylindrique et le fond du réservoir.

R_{r1} : Résistance au flux par rayonnement entre le toit du réservoir et le ciel.

R_{r2} : Résistance au flux par rayonnement entre la face extérieure de la paroi cylindrique du réservoir et le ciel.

R_s : Résistance due à l'encrassement au fond du réservoir.

T_a : Température de l'air ambiant.

T_{ciel} : Température du ciel, estimée par la relation de Swinbank :

$$T_{ciel} = 0.0552 * T_a^{1.5} \quad [K] \quad (4.5)$$

T_l : Température moyenne du liquide.

T_{ti} : Température moyenne de la face intérieure du toit.

T_{te} : Température moyenne de la face extérieure du toit.

T_{ce} : Température moyenne de la face extérieure de la paroi cylindrique.

T_{c_i} : Température moyenne de la face intérieure de la paroi cylindrique.

D: Diamètre du réservoir.

H: Hauteur du réservoir.

H_l : Hauteur du liquide dans le réservoir.

3.2.1 Pertes thermiques à travers le toit du réservoir

On les décompose en deux parties :

- q_{t_1} : Pertes entre le toit et le milieu extérieur.
- q_{t_2} : Pertes entre le liquide et le toit.
 - **Pertes entre le toit et le milieu extérieur.**

Il y a pertes par convection et par rayonnement comme le montre la figure (IV.1).

- Par convection : $q_{t_{1cv}} = h_{a1}A_t(T_{te} - T_a)$
- Par rayonnement : $q_{t_{2r}} = \varepsilon_t \sigma A_t (T_{te}^4 - T_{ciel}^4)$

Avec : h_{a1} : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre le toit du réservoir et le milieu ambiant.

ε_t : Emissivité du toit.

Donc le flux est :

$$q_{t_1} = h_{a1}A_t(T_{te} - T_a) + \varepsilon_t \sigma A_t (T_{te}^4 - T_{ciel}^4)$$

On peut aussi écrire cette dernière équation d'une autre manière :

$$q_{t_1} = (h_{a1} + h_{r1})(T_{te} - T_a)A_t = \frac{A_t}{R_1''} (T_{te} - T_a)$$

$$\Rightarrow R_1'' = \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} \quad (4.6)$$

Avec : h_{r1} : le coefficient d'échange par rayonnement entre le toit et le ciel.

- **Pertes entre le liquide et le toit.**

D'après la figure (IV.1), on a des pertes par convection et d'autres par conduction donc deux résistances en série, la résistance équivalente est :

$$R_1 = R_{cv2} + R_{c1}$$

Donc le flux :

$$\text{- Par convection : } q_{t2cv} = h_l A_t (T_l - T_{ti}) = \frac{A_t}{R''_{cv2}} (T_l - T_{ti})$$

$$\Rightarrow R''_{cv2} = \frac{1}{h_l}$$

$$\text{- Par conduction : } q_{t2c} = \frac{\lambda_t A_t}{e_t} (T_{ti} - T_{te}) = \frac{A_t}{R''_{c1}} (T_{ti} - T_{te})$$

$$\Rightarrow R''_{c1} = \frac{e_t}{\lambda_t}$$

Donc :

$$q_{t2} = h_l A_t (T_l - T_{ti}) = \frac{\lambda_t A_t}{e_t} (T_{ti} - T_{te}) = \frac{A_t}{R''_1} (T_l - T_{te})$$

$$\Rightarrow R''_1 = R''_{cv2} + R''_{c1} = \frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t}$$

Avec : e_t : Épaisseur du toit.

λ_t : Conductivité thermique du toit.

h_l : Coefficient de transfert par convection entre le liquide et le toit à l'intérieur.

Finalement la résistance équivalente à travers le toit est :

$$R''_t = R''_1 + R''_{1'} = \frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}}$$

On peut ainsi définir le coefficient de pertes U_t à travers le toit du réservoir par :

$$U_t = (R''_t)^{-1} = \left(\frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} \right)^{-1} \quad (4.7)$$

3.2.2 Pertes thermiques à travers la paroi cylindrique

On peut les diviser en deux parties :

- q_{c1} : Pertes entre le liquide et la paroi cylindrique.
- q_{c2} : Pertes entre la paroi cylindrique et le milieu extérieur.
 - **Pertes entre le liquide et la paroi.**

On a deux résistances en série (figure IV.1), donc la résistance équivalente est :

$$R_2 = R_{cv4} + R_{c2}$$

D'où le flux :

- Par convection : $q_{c1_{cv}} = h_l A_c (T_l - T_{ci}) = \frac{A_c}{R''_{cv4}} (T_l - T_{ci})$

$$\Rightarrow R''_{cv4} = \frac{1}{h_l}$$

- Par conduction : $q_{c1_c} = \frac{\lambda_p A_c}{e_c} (T_{ci} - T_{ce}) = \frac{A_c}{R''_{c2}} (T_{ci} - T_{ce})$

$$\Rightarrow R''_{c2} = \frac{e_c}{\lambda_c}$$

Et :

$$q_{c1} = h_l A_c (T_l - T_{ci}) = \frac{\lambda_c A_c}{e_c} (T_{ci} - T_{ce}) = \frac{A_c}{R''_2} (T_l - T_{ce})$$

$$\Rightarrow R''_2 = \frac{1}{h_l} + \frac{e_c}{\lambda_c} \quad (4.8)$$

Avec : e_c : Épaisseur de la paroi.

λ_c : Conductivité thermique de la paroi cylindrique.

h_l : Coefficient de transfert par convection entre le liquide et la paroi cylindrique interne.

- **Pertes entre la paroi cylindrique et le milieu extérieur.**

Il y a pertes par convection et par rayonnement comme le montre la figure (IV.1).

- Par convection : $q_{c_2cv} = h_{a2}A_c(T_{ce} - T_a)$
- Par rayonnement : $q_{c_2r} = \varepsilon_c \sigma A_c (T_{ce}^4 - T_{ciel}^4)$

Avec : h_{a2} : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la paroi cylindrique et le milieu ambiant.

ε_c : Emissivité de la paroi cylindrique.

D'où flux est :

$$q_{c_2} = h_{a2}A_c(T_{ce} - T_a) + \varepsilon_c \sigma A_c (T_{ce}^4 - T_{ciel}^4)$$

On peut aussi écrire cette dernière équation d'une autre manière :

$$q_{c_2} = (h_{a2} + h_{r2})(T_{ce} - T_a)A_c = \frac{A_c}{R_{2'}}(T_{ce} - T_a)$$

$$\Rightarrow R_{2'} = \frac{1}{h_{a2} + h_{r2}}$$

Avec : h_{r2} : le coefficient d'échange par rayonnement entre la paroi cylindrique et le ciel.

Finalement la résistance équivalente à travers la paroi cylindrique est :

$$R_{pc}'' = R_2'' + R_{2'}'' = \frac{1}{h_l} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{a2} + h_{r2}}$$

On peut ainsi définir le coefficient de pertes U_c à travers la paroi cylindrique du réservoir par :

$$U_c = (R_{pc}'')^{-1} = \left(\frac{1}{h_l} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{a2} + h_{r2}} \right)^{-1} \quad (4.9)$$

3.2.3 Pertes thermiques au fond du réservoir

Comme le montre la figure (IV.1), on a trois résistances en séries ; soit R_f la résistance équivalente on aura :

$$R_f = R_{c3} + R_{cv5} + R_s$$

$$\text{Avec : } R_{c3} = \frac{A_f}{\lambda_s S} ; R_{cv5} = \frac{1}{h_l}$$

$$\text{D'où } q_f = \frac{A_f}{R_f''} (T_l - T_s) \Rightarrow R_f'' = \frac{A_f}{\lambda_s S} + \frac{1}{h_l} + R_s''$$

Où : S: Coefficient de forme de conduction.

λ_s : Conductivité thermique de l'assise.

R_s : Résistance due à l'encrassement au fond du réservoir.

On peut ainsi définir le coefficient de pertes U_f au fond du réservoir par :

$$U_f = (R_f'')^{-1} = \left(\frac{A_f}{\lambda_s S} + \frac{1}{h_l} + R_s'' \right)^{-1} \quad (4.10)$$

3.2.4 Calcul du coefficient de pertes global :

Soit U_r le coefficient de pertes global pour l'ensemble du réservoir, et A la surface totale du celui-ci, les pertes seront alors données par la relation :

$$q_p = U_r A_r (T_l - T_a) \quad (4.11)$$

Le coefficient de pertes global se calculera à partir des trois coefficients précédents U_c, U_t et U_f ; on admettra que la température du sol T_s est au voisinage de la température de l'air T_a :

$$U_r A_r = U_t A_t + U_c A_c + U_f A_f \quad (4.12)$$

4 BILAN THERMIQUE DE L'ECHANGEUR

4.1 Hypothèses

- Le coefficient d'échange global K est admis comme constant tout au long de l'échangeur « chaque un des fluides reste monophasique ».
- Toute l'enthalpie perdue par le fluide chaud est instantanément gagnée par le fluide froid.
- Le débit massique des deux fluides est constant.

4.2 Calcul du coefficient d'échange global thermique

En chaque point de l'échangeur, la différence de température des deux fluides crée un flux surfacique d'échange proportionnel à cette différence $\Delta T(x)$ et à l'inverse d'une résistance thermique surfacique. Une analogie électrique figure (IV.1) permet de mieux représenter le cheminement de cet échange thermique :



Fig. IV. 2 : Analogie électrique des flux thermiques à travers le serpentin de réchauffage

Avec : R_{cv_i} : Résistance au flux par convection forcée entre le fluide caloporteur et la paroi intérieure du serpentin de l'échangeur.

R_{cp} : Résistance au flux par conduction à travers la paroi du serpentin de l'échangeur.

T_l : Température du sel fondu.

T_{fc} : Température du fluide caloporteur.

R_{cv_e} : Résistance au flux par convection naturelle entre le sel fondu et la paroi extérieure du serpentin de l'échangeur.

On a trois résistances en parallèle d'après l'analogie électrique des flux thermique, dont la résistance équivalente est leur somme :

$$R''_{eq} = R''_{cv_i} + R''_{c_p} + R''_{cv_e}$$

$$\text{Avec : } R''_{cv_i} = \frac{1}{h_{fc}} \quad R''_{c_p} = \frac{e_p}{\lambda_p} \quad R''_{cv_e} = \frac{1}{h_l}$$

D'où :

$$R''_{eq} = \frac{1}{h_{fc}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_l} \quad (4.13)$$

Avec : h_{fc} : Le coefficient d'échange par convection entre le fluide caloporteur et la paroi intérieure du serpentin.

λ_p : Conductivité thermique de la paroi du serpentin.

h_l : Le coefficient d'échange par convection entre le sel fondu et la paroi extérieure du serpentin.

On peut ainsi définir le coefficient d'échange U_S :

$$U_S = \left[\frac{1}{h_{fc}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_l} \right]^{-1} \quad (4.14)$$

5 PERTES DE CHARGE [15]

Les pertes de charges sont liées aux contraintes de frottement du fluide à la paroi de la conduit ; 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.

On détermine ainsi les pertes de charge totales ΔP telles que :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_S \quad (4.15)$$

La connaissance du couple (débit volumique, pertes de charges) permet de sélectionner dans un catalogue du constructeur la pompe ou le ventilateur adapté. Le constructeur fournit en effet pour chaque appareil sa courbe caractéristique de fonctionnement : $\Delta h = f(\dot{m})$.

6 PUISSANCE DE POMPAGE

La puissance utilisée pour le pompage peut être exprimée en fonction des pertes de charge dans les conduites du circuit de réchauffage :

$$P_P = \frac{\dot{m}\Delta p}{\eta_P * \rho_{sel}} \quad (4.16)$$

Avec : \dot{m} : Débit massique du sel fondu.

Δp : Pertes de charges totales de toute la conduite du circuit de chauffage

η_P : Rendement de la pompe

7 DIMENSIONNEMENT ET CONFIGURATION DU CHAMP SOLAIRE

Le champ solaire est la partie réceptrice de l'installation : le rayonnement solaire y est transformé en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former de longues files qui à leur tour sont connectées en parallèle. La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie.

Le champ solaire est constitué de l'ensemble des capteurs solaires cylindro-paraboliques participant à la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. Leur nombre ainsi que leurs dispositions sont déterminés par trois types de considérations générales :

- Performances intrinsèques de l'élément concentrateur.

- Données géographiques et météorologiques du site d'implantation
- Processus industriel auquel est destinée l'énergie collectée.

Une fois ces paramètres identifiés, il est possible de procéder à la recherche de la meilleure combinaison possible sur la base d'une démarche d'optimisation conciliant l'efficacité technique avec les impératifs économiques.

Deux paramètres sont déterminants lors d'un dimensionnement d'un champ solaire : la puissance thermique totale utile collectée et la température à laquelle cette puissance est fournie. Les prestations énergétiques qu'assure le champ solaire sont donc calibrées sur les besoins des chaudières en apport solaire.

Les collecteurs sont connectés en série pour former des rangées qui sont, à leur tour connectées en parallèle. Le nombre N de collecteurs dans chaque rangée est donné par le rapport entre la différence de température ΔT_{fc} à l'entrée et la sortie du champ solaire et la différence de température ΔT_c à l'entrée et la sortie du collecteur.

$$N = \frac{\Delta T_{fc}}{\Delta T_c} \quad (4.17)$$

Le nombre M de rangées qu'il faudrait connecter en parallèle est calculé en fonction de la puissance utile que fournit chaque collecteur q_c , du nombre N et de la puissance nominale désirée q_{ab} ; il est donné par l'expression suivante :

$$M = \frac{q_{ab}}{N * q_c} \quad (4.18)$$

Pour faire ce dimensionnement, on prend les performances du collecteur utilisé à la centrale de Hassi R'Mel qui sont indiqués dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV. 2 : les performances du capteur cylindro-parabolique à Hassi R'Mel

La différence de température entre l'entrée et la sortie du collecteur	$\Delta T_c = 12,5$
Longueur du collecteur	$L = 15 \text{ m}$
Distance entre deux collecteurs en série	$d_c = 5 \text{ m}$
Distance entre deux lignes	$d_l = 15 \text{ m}$
La quantité de chaleur utile absorbée par capteur	$q_c = 200 \text{ kW}$

8 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons d'abord exprimé la chaleur stockée selon la saison et déterminé le volume nécessaire de stockage. En suite, nous avons fait un bilan thermique du réservoir et de l'échangeur ; pour cela nous avons proposé des hypothèses, évalué les pertes thermiques du réservoir et le coefficient globale d'échange thermique. Nous avons également abordé brièvement les pertes de charge dans la conduite du circuit ainsi que la puissance de pompage nécessaire. En fin nous avons configuré le champ solaire.

CHAPITRE V

ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE STOCKAGE

1 CALCUL DE L'ENERGIE THERMIQUE STOCKEE SELON LES SAISONS

On a les constantes suivantes : $P_{\acute{e}le} = 37,5MW$ et $\eta = 30\%$,

$$q_{st/J} = \frac{P_{\acute{e}le}}{\eta} \times t_n \tag{5.1}$$

D'où on déduit le tableau suivant :

Tableau V. 1 : les quantités de chaleur stockée selon les saisons

saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$t_n(h)$	18	15	12
$q_{st/J}(MWh)$	2 250	1 875	1 500

2 CALCUL DU VOLUME DES RESERVOIRS SELON LA SAISON

2.1 Calcul de la masse volumique moyenne $\bar{\rho}_1$ du sel fondu :

D'après la corrélation $\rho = 2034 - 0,866T_l$ de $(0,4NaCl + 0,6AlCl_3)$, on calcule la masse volumique moyenne entre les deux températures $T_l = 653K$ et $T'_f = 423K$ [7]

$$\bar{\rho}_1 = \frac{1}{T_l - T'_f} \int_{T_l}^{T'_f} (2034 - 0,866T) dT \Rightarrow \bar{\rho}_1 = \frac{1}{653 - 423} \int_{423}^{653} (2034 - 0,866T) dT$$

$$\Rightarrow \bar{\rho}_1 = \frac{1}{653 - 423} \left[2034T + 0,866 \frac{T^2}{2} \right]_{423}^{653} = 1568,092 \text{ kg/m}^3$$

2.2 Calcul de la chaleur spécifique moyenne \bar{c}_{p1} du sel fondu :

On a la corrélation de la chaleur spécifique en fonction de la température des deux composants du sel fondu : [16]

$$\begin{aligned} AlCl_3: c_p(T) &= 13,25 + 0,028T \\ NaCl: c_p(T) &= 10,79 + 0,0042T \end{aligned} \left[\frac{\text{cal}}{\text{k. mol}} \right]$$

Donc la chaleur spécifique du mélange $c_{p_l}(T)$ est égale à :

$$c_{p_l}(T) = 0,4c_{p_{NaCl}}(T) + 0,6c_{p_{AlCl_3}}(T) \Rightarrow c_{p_l}(T) = 12,26 + 0,01848T \left[\text{cal}/\text{k.mol} \right]$$

Au final le \bar{c}_{p_l} entre deux températures $T_l = 653K$ et $T'_f = 423K$ est:

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p_l} &= \frac{1}{T_l - T'_f} \int_{T_l}^{T'_f} (12,26 + 0,01848T) dT \Rightarrow \bar{c}_{p_l} = \frac{1}{653 - 423} \int_{423}^{653} (12,26 + 0,01848T) dT \\ &\Rightarrow \bar{c}_{p_l} = \frac{1}{653 - 423} \left[12,26T + 0,01848 \frac{T^2}{2} \right]_{423}^{653} = \mathbf{898 \text{ J}/\text{kg.K}} \end{aligned}$$

Donc le volume des réservoirs $V = \frac{q_{st/J}}{\rho_l \bar{c}_{p_l} (T_l - T'_f)}$, selon la saison sont indiquée dans le tableau suivant :

Tableau V. 2 : le volume des réservoirs selon les saisons

saison	Hiver	Automne/Printemps	L'été
$q_{st/J} (MWh)$	2 250	1 875	1 500
$V(m^3)$	25 010	20 842	16 673,1

3 DIMENSIONNEMENT DU RESERVOIR

Pour dimensionner les réservoirs, on se base sur la minimisation de la surface d'échange pour un volume donné :

$$A = \pi D h + 2 \frac{\pi D^2}{4} = \pi D h + \frac{\pi D^2}{2}$$

$$\min \left(\frac{A}{\pi} \right) = D h + \frac{D^2}{2}$$

Tel que : $V = \frac{\pi D^2}{4} h \Rightarrow h = \frac{4V}{\pi D^2}$

$$\min \left(\frac{A}{\pi} \right) = \frac{4V}{\pi D} + \frac{D^2}{2}$$

On dérive l'équation précédente :

$$-\frac{4V}{\pi D^2} + D = 0 \Rightarrow D^3 = \frac{4V}{\pi} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}}$$

$$D'ou : \begin{cases} D = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}} \\ h = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}} \end{cases}$$

Donc le tableau suivant nous donne le diamètre et la hauteur de chaque réservoir :

Tableau V. 3 : les dimensions des réservoirs

saïson	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$V(m^3)$	25 010	20 842	16 673,1
$D(m)$	31,9	29,8	27,7
$H(m)$	31,9	29,8	27,7
$A_t = A_f (m^2)$	799,23	697,46	602,63
$A_c (m^2)$	3 196,9	2 789,86	2 410,51
$l_t = l_f$	7,975	7,45	6,925
l_c	12,09	11,30	10,50

On peut soit considérer ces résultats théorique, soit prendre en compte un volume supplémentaire de 10% à 15% par sécurité. On adoptera évidemment les dimensions du stockage pour la saison d'hiver.

4 CALCUL DES DEPERDITIONS DES RESERVOIRS DE STOCKAGE : (ANNEXE 1)

4.1 Les hypothèses simplificatrices du bilan des pertes

- Les convections entre le réservoir et l'air ambiant est une convection naturelle.
- La paroi cylindrique est considérée comme une paroi verticale plane
- Les pertes sont constantes durant la journée et la nuit, bien que légèrement différentes en réalité.

4.2 Les déperditions à travers le toit

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{q}_t &= \frac{T_l - T_a}{\frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{l}{\left(0,27(Pr_a)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{te}-T_a)}{v_a^2 T_{te}}\right)^{1/4} \lambda_a + l \varepsilon \sigma (T_{te}^2 + (0,0552 T_a^{1,5})^2) (T_{te} + 0,0552 T_a^{1,5})\right)}} \\ \dot{q}_t &= \left(\frac{0,27(Pr_a)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{te}-T_a)}{v_a^2 T_{te}}\right)^{1/4} \lambda_a}{l} \right) (T_{te} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{te}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4) \\ \dot{q}_t &= \frac{0,27(Pr_l)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{ti}-T_l)}{v_l^2 T_{ti}}\right)^{1/4} \lambda_l}{l} (T_{ti} - T_l) \\ \dot{q}_t &= \frac{(T_{te} - T_{ti}) \lambda_t}{e_t} \end{aligned} \right.$$

4.3 Les déperditions à travers la paroi cylindrique

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{q}_c &= \frac{T_l - T_a}{\frac{l_c}{\left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_l \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_l^2 T_{ce}}\right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_l}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2} \lambda_l + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{l}{\left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_a \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_a^2 T_{ce}}\right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_a}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2} \lambda_a + l \varepsilon \sigma (T_{ce}^2 + (0,0552 T_a^{1,5})^2) (T_{ce} + 0,0552 T_a^{1,5})} \\ \dot{q}_c &= \frac{(T_{ce} - T_{ci}) \lambda_c}{e_c} \\ \dot{q}_c &= \left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_a \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_a^2 T_{ce}}\right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_a}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right) \frac{\lambda_a}{l} (T_{ce} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{ce}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4) \\ \dot{q}_c &= \frac{Nu_l \lambda_l}{l} (T_{ci} - T_l) \end{aligned} \right.$$

4.1 Les déperditions à travers le fond

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{q}_f = \frac{T_l - T_a}{\frac{A_f}{\lambda_s S} + \frac{1}{h_l} + 5,12 \times 10^{-4}} \\ \dot{q}_f = h_l (T_l - T_{f_i}) \\ \dot{q}_f = \frac{(T_{f_i} - T_{f_e}) \lambda_f}{e_f} \\ \dot{q}_f = 19,53 \times 10^2 (T_{f_e} - T_a) \end{array} \right.$$

Le tableau suivant nous donne les caractéristiques de l'air à des températures différentes suivant les saisons :

Tableau V. 4 : caractéristique de l'air à des températures moyennes maximales et minimales des saisons

Saison		$T(K)$	$\nu(m^2 \cdot s^{-1})$	$\lambda(W/m \cdot K)$	Pr
Hiver	N	278,5	$1,38 \times 10^{-5}$	0,02452	0,714
	J	295	$1,53 \times 10^{-5}$	0,02663	0,709
Automne/printemps	N	288,5	$1,47 \times 10^{-5}$	0,02530	0,711
	J	305,5	$1,63 \times 10^{-5}$	0,02662	0,707
Eté	N	295,5	$1,53 \times 10^{-5}$	0,02585	0,709
	J	317	$1,74 \times 10^{-5}$	0,02750	0,704
T Max. moy.		653	$5,89 \times 10^{-5}$	0,04967	0,682

Tableau V. 5 : Les caractéristiques du sel fondu ($0,4NaCl + 0,6AlCl_3$) à la température $T_l = 663K$

$M(g/mol)$	$T_l(K)$	$\rho(kg/m^3)$	$\mu(kg/m \cdot s)$	$\nu(m^2 \cdot s^{-1})$	$c_p(J/kg \cdot K)$
103,374	663	1 568,092	$1,26 \times 10^{-3}$	$0,86 \times 10^{-6}$	912,98

Après avoir dimensionné les réservoirs selon les besoins saisonniers, on a choisit le réservoir de la saison d'hiver pour continuer l'étude, et fixé la température du sol T_s selon la température ambiante moyenne tel que :

$$T_s = T_a + 10$$

On suppose que la température extérieure de la paroi cylindrique et du toit est constante durant toute l'année parce que qu'elle est déterminée essentiellement par la température du sel stocké ; on a : $T_{t_e} = T_{c_e} = T_{f_e} = 60^\circ\text{C}$

- **Le toit du réservoir :**

Tableau V. 6 : Les pertes à travers le toit selon la saison durant 24h

Saison	Hiver		Automne/Printemps		Eté	
	Nuit	Jour	Nuit	Jour	Nuit	Jour
$T_a(K)$	278,5	295	288,5	305,5	295,5	317
$q_{p_t}(MW)$	0,387	0,295	0,335	0,223	0,291	0,133
$q_{p_t/J}(MWh)$	8,916		7,032		5,088	

- **La paroi cylindrique :**

Tableau V. 7 : Les pertes à travers la paroi cylindrique selon la saison durant 24h

Saison	Hiver		Automne/Printemps		Eté	
	Nuit	Jour	Nuit	Jour	Nuit	Jour
$T_a(K)$	278,5	295	288,5	305,5	295,5	317
$q_{p_c}(MW)$	2,203	1,583	1,822	1,140	1,548	0,650
$q_{p_c/J}(MWh)$	49,152		37,590		26,376	

- **Le fond du réservoir :**

• **Tableau V. 8 : Les pertes à travers le fond selon la saison durant 24h**

Saison	Hiver		Automne/Printemps		Eté	
	Nuit	Jour	Nuit	Jour	Nuit	Jour
$T_a(K)$	278,5	295	288,5	305,5	295,5	317
$T_s(K)$	288,5	305	298,5	315,5	305,5	327
$q_{p_f}(MW)$	15,61	15,61	15,61	15,61	15,61	15,61
$q_{p_f/J}(MWh)$	374,64		374,64		374,64	

Tableau V. 9 : Tableau récapitulatif des quantités de chaleur perdues selon la saison

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$q_{p/J} (MWh)$	432,709	419,262	406,104

Les pertes maximales (hiver) représentent 17% des besoins en puissance.

5 CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR APPORTEE

Après le calcul des quantités de chaleur perdues et stockée par jour, on calcule les quantités de chaleur apportée q_a au réservoir par l'échangeur thermique entre le fluide caloporteur et notre sel fondu ; pour cela il faut calculer la quantité de chaleur apportée par jour et diviser cette dernière par le temps d'ensoleillement selon la saison t_j .

$$q_{a/J} = q_{st/J} + q_{p/J}$$

$$\Rightarrow q_a = \frac{q_{a/J}}{t_j} \tag{5.2}$$

Le tableau (V. 10) nous donne les valeurs des quantités de la chaleur stockée, perdue et apportée par jour.

Tableau V. 11 : Tableau des quantités de chaleur apportées selon la saison

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$q_{st/J} (MWh)$	2250	2250	2250
$q_{p/J} (MWh)$	432,709	419,262	406,104
$q_{a/J} (MWh)$	2 682,709	2 669,262	2 656,104
$q_a (MW)$	447,120	296,585	221,342

6 DETERMINATION DE LA SURFACE DU CHAMP SOLAIRE

6.1 Calcul du nombre de capteurs par ligne

On a les températures à l'entrée et la sortie du champ solaire du fluide caloporteur qui sont respectivement $T_{fc_e} = 200\text{ °C}$ et $T_{fc_s} = 400\text{ °C}$; et d'après le tableau (IV. 4) on a $\Delta T_c = 12,5\text{ °C}$.

$$N = \frac{\Delta T_{fc}}{\Delta T_c} \Rightarrow N = \frac{200}{12,5} \Rightarrow N = 16$$

Le nombre de capteurs dans une ligne est constant pour les trois saisons

6.2 Calcul du nombre de rangés

Pour calculer le nombre de rangé, il faut connaître la quantité de chaleur absorbée par capteur ; dans notre étude on utilise un capteur de $Q_c = 375\text{ KW}$ (tableau V.4) Donc :

$$M = \frac{q_a}{N \times q_c} \Rightarrow M = \frac{q_a}{6 \times 10^6}$$

Tableau V. 12 : nombre de rangé des collecteur selon la saison

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$q_a(MW)$	447,120	296,585	221,342
M	75	50	37

6.3 Calcul de la surface du champ solaire

D'après les données qu'on avait dans le tableau (IV. 3), on calcul la surface globale du champ solaire :

$$A = [N \times l + d_c \times (N - 1)] \times (M \times d_l) \tag{5.3}$$

$$\Rightarrow A = 15 \times (20 \times N - 5) \times M$$

Dans le tableau suivant on indique le nombre total des collecteurs calculé par la relation $N_t = N \times M = 16 \times M$ et la surface globale du champ $A = 4725 \times M$ solaire selon les trois saisons :

Tableau V. 13 : Le nombre de capteur N_t et la surface captage selon les saisons

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
M	75	50	37
N_t	1 184	800	592
$A (m^2)$	354 375	236 250	174 825

Ces résultats montrent qu'il faut une superficie de 35,5 ha pour 37,5 MWe soit 0,944 ha/MW en comparaison, la centrale de Hassi R'Mel possède 0,720 ha/MW sans stockage.

CHAPITRE VI

SYNTHESE DES RESULTATS ET CONCLUSION

1 SYNTHESE DES RESULTATS

Le travail réalisé dans le cadre de ce PFE est un avant projet énergétique d'un réservoir de stockage d'énergie solaire à sels fondus pour une centrale de 37,5 MW. Le système de stockage adopté comprend deux réservoirs de même taille choisis selon les conditions de la saison d'hiver cas le plus défavorable avec une capacité de 25010 m³.

A partir de ce volume, et après avoir calculé les pertes thermiques à travers ce réservoir durant chaque saison, la surface du champ solaire nécessaire à l'opération de stockage a été déterminé. Les valeurs sont indiquées dans le tableau suivant :

Tableau VI. 1 : synthèse des résultats

Saison	Hiver	Automne/Printemps	Eté
$q_a(MW)$	447,120	296,585	221,342
M	75	50	37
$A (m^2)$	354 375	236 250	174 825

En suite, on a opté pour le nombre de capteurs pour l'hiver qui assure la quantité de chaleur nécessaire pour cette saison. Pour les autres saisons, deux alternatives possibles de solutions devraient être évaluées avec leur impact et rentabilité économiques :

- Un fonctionnement de tous les capteurs, nous donne un plus d'énergie stockée qui peut être, par exemple, utilisé pour une production à une puissance élevée.
- utilisation de capteurs nécessaires aux besoins, nous permet d'augmenter la durée de vie des collecteurs, en basant sur un fonctionnement alternatif.
- Le dimensionnement pour la saison hivernale permet de programmer une maintenance en été pourvu que des dispositions constructives soient pourvues à cet effet

2 CONCLUSION

Le processus de transfert de technologie apparait complexe mais nécessaire pour la maîtrise de ce savoir faire.

La centrale de Hassi R'Mel est à cet effet un laboratoire valorisant. Ainsi les gisements en énergies nouvelles et renouvelables de l'Algérie sont entrés en phase d'exploitation.

Les résultats présentés dans le cadre de cet avant projet de dimensionnement d'un réservoir de stockage montrent que la limite actuelle d'une centrale thermo-solaire est proche de 37,5 *MWe* avec un stockage de 25 000 à 30 000 m^3 et une surface de parc solaire de 36 *ha* ; ces caractéristique sont basées sur un rendement de conversion thermo électrique de 30%, chiffre sans doute optimiste nécessiterait un cycle de turbine à gaz à régénération et injection de vapeur, ou alternativement une température de captage supérieure à 400°C avec une concentration supérieure à 150 – 200.

Les explications de ces hypothèses mériteraient d'être évaluées dans le cadre d'un futur PFE ou magister.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : Rainer Aringhoff, Georg Brakmann (ESTIA), Dr. Michael Geyer (IEA SolarPACES) et Sven Teske (Greenpeace), Concentrated Solar Thermal Power, Septembre 2005, Cecilia Baker.
- [2] : J.A. Duffie and W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, third Edition, John Wiley & Sons Inc, 2006, Canada.
- [3] : Alain FERRIÈRE, Centrales solaires thermodynamiques. Techniques de l'ingénieur, Génie Energétique BE 8 903.
- [4] : Quoilin Sylvain, Les Centrales Solaires à concentration. Mai 2007, Université de Liège Faculté des sciences appliquées
- [5] : L. Stoddard, J. Abiecunas, and R. O'Connell, Economic, Energy, and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California. April 21, 2006 , NREL CA Solar Benefits.
- [6] : A. Gama, M. Haddadi et A. Malek, Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro-parabolique avec poursuite solaire aveugle. 30 Août 2008, Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°3.
- [7] : Agence Nationale de la Recherche-France-, stockage innovant de l'énergie. 2010, Stock
- [8] : Régis CHAMAYOU, Réservoirs métalliques : stockage des liquides à température ambiante. Techniques de l'ingénieur, Génie Mécanique BM 6 591.
- [9] : Patrick DEPECKER et Christian INARD, Lois fondamentales en génie climatique. Techniques de l'ingénieur, Génie Energétique B 9 055.
- [10] : Jacques BOUTEILLON et Jean-Claude POIGNET, Constantes électrochimiques des sels fondus. Techniques de l'ingénieur, Sciences fondamentales K 825.
- [11] : Sorin KLARSFELD, Catherine LANGLAIS, Isolation thermique à température ambiante. Transferts de chaleur, techniques de l'ingénieur, Génie énergétique BE9859.
- [12] : A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL, Échangeurs de chaleur : Définitions et architecture générale. Techniques de l'ingénieur, Génie Energétique B 2 340.

- [13] : A. BONTEMPS, A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL, Échangeurs de chaleur : Description des échangeurs, Techniques de l'ingénieur, Génie Energétique B 2 341.
- [14] : [http://fr.wikipedia.org/wiki/Adrar_\(Alg%C3%A9rie\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/Adrar_(Alg%C3%A9rie))
- [15] : Jacques BONNIN , Écoulement des fluides dans les tuyauteries. Techniques de l'ingénieur, Sciences fondamentales A 738.
- [16] : Robert H. Perry et Don Green, Perry's Chemical Engineer's handbook, sixth edition, MCGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS.
- [17]: Walter CERESER, Tuyauteries Transmission de la chaleur. Techniques de l'ingénieur, Génie Mécanique A 820.

ANNEXES

ANNEXE I. CALCUL DES DEPERDITIONS DES RESERVOIRS DE STOCKAGE

1 QUANTITE DE CHALEUR PERDUE A TRAVERS LE TOIT DU RESERVOIR.

- Le flux de chaleur perdu :

$$\dot{q}_t = \frac{\Delta T}{R_t''} = \frac{T_l - T_a}{R_t''}$$

$$\dot{q}_t = \frac{T_l - T_a}{\frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}}}$$

Pour calculer h_{a1} on prend la corrélation suivante $Nu = 0,27 Ra^{1/4}$ car on a une paroi plane horizontale et le nombre de Rayleigh appartient à cet intervalle $10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^{10}$

$$\dot{q}_t = \frac{T_l - T_a}{\frac{1}{h_l} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{l}{\left(0,27(Pr_a)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{te}-T_a)}{v_a^2 T_{te}}\right)^{1/4} \lambda_a + l \varepsilon \sigma (T_{te}^2 + (0,0552 T_a^{1,5})^2) (T_{te} + 0,0552 T_a^{1,5})\right)}}$$

- Le flux de chaleur perdu par convection et rayonnement (toit et l'air ambiant)

$$\dot{q}_t = h_{a1}(T_{te} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{te}^4 - T_{ciel}^4)$$

$$\dot{q}_t = h_{a1}(T_{te} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{te}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4)$$

$$\dot{q}_t = \left(\frac{0,27(Pr_a)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{te}-T_a)}{v_a^2 T_{te}}\right)^{1/4} \lambda_a}{l} \right) (T_{te} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{te}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4)$$

- Le flux de chaleur par conduction à travers le toit

$$\dot{q}_t = \frac{T_{te} - T_{ti}}{R_{c1}''}$$

$$\dot{q}_t = \frac{(T_{te} - T_{ti}) \lambda_t}{e_t}$$

- **Le flux de chaleur perdu par convection (toit et le liquide)**

$$\dot{q}_t = h_l(T_{ti} - T_l)$$

$$\dot{q}_t = \frac{Nu_l \lambda_l}{l} (T_{ti} - T_l)$$

$$\dot{q}_t = \frac{0,27(Pr_l)^{1/4} \left(\frac{gl^3(T_{ti}-T_l)}{v_l^2 T_{ti}} \right)^{1/4} \lambda_l}{l} (T_{ti} - T_l)$$

2 QUANTITE DE CHALEUR PERDUE A TRAVERS LA PAROI CYLINDRIQUE

On considère la paroi cylindrique comme une plaque plane verticale, donc pour calculer les coefficients de convection on utilise la corrélation suivante :

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2$$

- **Le flux de chaleur perdu :**

$$\dot{q}_c = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{T_l - T_a}{R_t} = \frac{T_l - T_a}{\frac{1}{h_l} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{a2} + h_{r2}}}$$

$$\dot{q}_c = \frac{T_l - T_a}{\frac{l_c}{\left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_l \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_l^2 \times T_{ce}} \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_l} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \lambda_l} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \frac{l}{\left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_a \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_a^2 \times T_{ce}} \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_a} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2} \lambda_a + l \varepsilon \sigma (T_{ce}^2 + (0,0552 T_a^{1,5})^2) (T_{ce} + 0,0552 T_a^{1,5})}$$

- **Le flux de chaleur perdu par convection et rayonnement (paroi cylindrique et l'air ambiant)**

$$\dot{q}_c = h_{a2}(T_{ce} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{ce}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4)$$

$$\dot{q}_c = \left(0,825 + \frac{0,387 \left(Pr_a \times \frac{gl^3(T_{ce}-T_a)}{v_a^2 \times T_{ce}} \right)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_a} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \frac{\lambda_a}{l} (T_{ce} - T_a) + \varepsilon \sigma (T_{ce}^4 - (0,0552 T_a^{1,5})^4)$$

- **Le flux de chaleur par conduction à travers la paroi cylindrique**

$$\dot{q}_c = \frac{T_{ce} - T_{ci}}{R''_{c2}}$$

$$\dot{q}_c = \frac{(T_{ce} - T_{ci})\lambda_c}{e_c}$$

- **Le flux de chaleur perdu par convection (paroi cylindrique et le liquide)**

$$\dot{q}_c = h_l(T_{ci} - T_l)$$

$$\dot{q}_c = \frac{Nu_l \lambda_l}{l} (T_{ci} - T_l)$$

3 QUANTITE DE CHALEUR PERDUE AU FOND DU RESERVOIR

On prend la température du sol égale a la température ambient $T_s = T_a$, et la résistance d'encrassement $R_s = 5,12 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$.

- **Le flux de chaleur perdu :**

$$\dot{q}_f = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{T_l - T_a}{R_t}$$

$$\dot{q}_f = \frac{T_l - T_a}{\frac{A_f}{\lambda_s S} + \frac{1}{h_l} + R_s}$$

- **Le flux de chaleur perdu par convection (fond et le liquide)**

$$\dot{q}_f = h_l (T_l - T_{fi})$$

- **Le flux de chaleur par conduction à travers le fond du réservoir**

$$\dot{q}_f = \frac{T_{f_i} - T_{f_e}}{R_{c_3}}$$

$$\dot{q}_f = \frac{(T_{f_e} - T_{f_i}) \lambda_f}{e_f}$$

- Le flux de chaleur à travers la résistance d'encrassement au fond du réservoir.

$$\dot{q}_f = \frac{T_{f_e} - T_a}{R_s}$$

$$\dot{q}_f = 19,53 \times 10^2 (T_{f_e} - T_a)$$

ANNEXE II. CORRELATIONS : CONVECTION NATURELLE

Paroi plane verticale

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2, \text{ quelque soit } Ra_L \text{ (régime laminaire et}$$

turbulent)

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}}, Ra_L \leq 10^9 \text{ (régime laminaire)}$$

Paroi plane horizontale

- Surface supérieure chaude ($T_s > T_\infty$) ou surface inférieure froide ($T_s < T_\infty$)

$$Nu_L = 0,54 Ra_L^{1/4}, 10^4 \leq Ra_L \leq 2.10^7$$

$$Nu_L = 0,15 Ra_L^{1/3}, 10^7 \leq Ra_L \leq 2.10^{11}$$

- Surface inférieure chaude ($T_s > T_\infty$) ou surface supérieure froide ($T_s < T_\infty$)

$$Nu_L = 0,27 Ra_L^{1/4}, 10^4 \leq Ra_L \leq 2.10^{10}$$

- La longueur caractéristique est donnée par $L = \frac{A}{P}$

ANNEXE III. PROPRIETES THERMO PHYSIQUES DE L'AIR

Air à pression atmosphérique							
T (K)	ρ (kg.m ⁻³)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	ν (m ² .s ⁻¹)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	α (m ² .s ⁻¹)	Pr
250	1,413	$1,60 \times 10^{-5}$	$0,949 \times 10^{-5}$	1005	0,0223	$1,32 \times 10^{-5}$	0,722
300	1,177	$1,85 \times 10^{-5}$	$1,57 \times 10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22 \times 10^{-5}$	0,708
350	0,998	$2,08 \times 10^{-5}$	$2,08 \times 10^{-5}$	1009	0,0300	$2,98 \times 10^{-5}$	0,697
400	0,883	$2,29 \times 10^{-5}$	$2,59 \times 10^{-5}$	1014	0,0337	$3,76 \times 10^{-5}$	0,689
450	0,783	$2,48 \times 10^{-5}$	$2,89 \times 10^{-5}$	1021	0,0371	$4,22 \times 10^{-5}$	0,683
500	0,705	$2,67 \times 10^{-5}$	$3,69 \times 10^{-5}$	1030	0,0404	$5,57 \times 10^{-5}$	0,680
550	0,642	$2,85 \times 10^{-5}$	$4,43 \times 10^{-5}$	1039	0,0436	$6,53 \times 10^{-5}$	0,680
600	0,588	$3,02 \times 10^{-5}$	$5,13 \times 10^{-5}$	1055	0,0466	$7,51 \times 10^{-5}$	0,680
650	0,543	$3,18 \times 10^{-5}$	$5,85 \times 10^{-5}$	1063	0,0495	$8,58 \times 10^{-5}$	0,682
700	0,503	$3,33 \times 10^{-5}$	$6,63 \times 10^{-5}$	1075	0,0523	$9,67 \times 10^{-5}$	0,684
750	0,471	$3,48 \times 10^{-5}$	$7,39 \times 10^{-5}$	1086	0,0551	$10,8 \times 10^{-5}$	0,686
800	0,441	$3,63 \times 10^{-5}$	$8,23 \times 10^{-5}$	1098	0,0578	$12,0 \times 10^{-5}$	0,689
850	0,415	$3,77 \times 10^{-5}$	$9,07 \times 10^{-5}$	1110	0,0603	$13,1 \times 10^{-5}$	0,692
900	0,392	$3,90 \times 10^{-5}$	$9,93 \times 10^{-5}$	1121	0,0628	$14,3 \times 10^{-5}$	0,696
950	0,372	$4,02 \times 10^{-5}$	$10,8 \times 10^{-5}$	1132	0,0653	$15,5 \times 10^{-5}$	0,699
1000	0,352	$4,15 \times 10^{-5}$	$11,8 \times 10^{-5}$	1142	0,0675	$16,8 \times 10^{-5}$	0,702
1100	0,320	$4,40 \times 10^{-5}$	$13,7 \times 10^{-5}$	1161	0,0723	$19,5 \times 10^{-5}$	0,706
1200	0,295	$4,63 \times 10^{-5}$	$15,7 \times 10^{-5}$	1179	0,0763	$22,0 \times 10^{-5}$	0,714
1300	0,271	$4,85 \times 10^{-5}$	$17,9 \times 10^{-5}$	1197	0,0803	$24,8 \times 10^{-5}$	0,722