



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE KASDI MERBAH DE OUARGLA

**Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique**

Projet de fin de cycle

Mémoire Pour obtenir le Diplôme de master académique

**Filière : Génie Mécanique
Spécialité : énergétique**

Thème

**Évaluation des Systèmes de Stockage
Thermique pour les Tours Solaires : Une
Approche Comparative**

Soutenu Publiquement Le : 12 / 06 / 2024

Réalisé par :

Akhdari Abd Elhafid et Aouichat Elhadj Abd Elkader

Membre	Grade	Qualité	Etablissement
GUEBAILIA Moussa	MCA	Président	UKM Ouargla
BENHIZIA Oussama	MCB	Examineur	UKM Ouargla
CHERRAD Noureddine	Pr	Encadreur	UKM Ouargla

ANNEE UNIVERSITAIRE : 2023 / 2024

Dédicace

بسم الله الرحمن الرحيم

Louange à Allah, par Sa grâce, les bonnes actions se réalisent.
Louange à Allah qui nous a guidés vers cela, et nous n'aurions pas
été guidés si Allah ne nous avait pas guidés

À mes chers parents,

À ceux qui m'ont appris la patience et la persévérance, à ceux qui
ont été pour moi un soutien et un appui à toutes les étapes de ma
vie, je vous dédie ce travail et j'espère avoir réussi à vous rendre
heureux et à réaliser une partie de vos rêves.

À mes professeurs respectés,

À ceux qui m'ont enseigné une lettre et ont éclairé mon chemin de
la connaissance par la lumière de leur savoir, merci pour tout le
soutien et les conseils que vous m'avez donnés.

À mes frères et sœurs, À ceux qui ont été pour moi un secours et un
soutien, à ceux qui m'ont encouragé dans les moments de désespoir
et ont célébré avec moi dans les moments de succès, je vous dédie
cet accomplissement.

À mes chers amis, Abdelbasset, Mohamed El-Hafedh, Islam, Walaa
et Hadj Abdelkader,

Un remerciement particulier pour votre soutien continu et votre
encouragement constant. Vous avez été pour moi de bons amis, et
vous avez toujours été avec moi à chaque étape de ce parcours.

À ceux qui ont partagé avec moi les moments de sérieux et d'effort,
à ceux qui ont été pour moi des compagnons de route dans ce
voyage académique, merci pour tous les moments agréables et le
soutien constant.

Et à tous ceux qui ont contribué à mon arrivée à ce jour, Je vous
adresse mes sincères remerciements et ma gratitude.

Akhdari Abdelhafid

Dédicace

Tout d'abord, je dois remercier Allah de m'avoir donné la santé et la force de faire ce travail.

Je dédie humblement ce travail à tous ceux que j'aime, en particulier à mes chers parents, qui ont fait de nombreux sacrifices, m'ont encouragé et guidé tout au long de mes années scolaires. Leurs mains tendues et leurs prières ont illuminé mon chemin. Leur soutien et leurs encouragements dans la réalisation de ce travail ont été inestimables. Je voudrais aussi remercier Mes sœurs qui ont été une source de motivation, et je n'oublie pas mon frère, que Dieu lui fasse miséricorde, Youcef. Enfin, je tiens à exprimer ma gratitude à mes chers professeurs et amis, ainsi qu'à tous ceux qui m'ont aidé à faire ce travail.

Aouichat Elhadj Abdelkader

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Tout d'abord, je remercie Dieu, le Tout-Puissant, pour m'avoir donné la santé, la patience et la détermination nécessaires pour mener à bien ce travail. Je souhaite exprimer ma reconnaissance à mon directeur de recherche, [PR. Cherrad Noureddine], pour ses conseils avisés, sa disponibilité constante et son soutien tout au long de ce projet. Son expertise et ses encouragements ont été indispensables à la réalisation de ce mémoire.

Je remercie également l'ensemble de mes professeurs et encadrants, qui m'ont transmis les connaissances et les compétences nécessaires pour réussir ce parcours académique.

Un grand merci à mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien moral et matériel, ainsi que leurs encouragements constants. Vous avez toujours cru en moi et cela m'a donné la force de persévérer.

Je n'oublie pas mes amis et collègues, notamment Hadj Abdelkader, Abdelbasset, Islam, Mohamed El-Hafedh et Walaa, pour leur camaraderie, leur soutien et les moments de partage et de solidarité qui ont rendu cette expérience d'autant plus enrichissante.

Enfin, je remercie tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont soutenu et encouragé durant cette aventure. Vos encouragements ont été une source de motivation constante.

SOMMAIRE

Introduction générale :	1
-------------------------------	---

CHAPITRE I: Les centrales solaire à concentration

I.1. Introduction :	5
I.2. Le principe de fonctionnement des centrales solaires a concentration :	5
I.2.1 Le Principe de la concentration :	5
I.2.2 Fluide caloporteur :	5
I.2.3. Les centrales solaires thermodynamiques :	6
I.2.3.2. Récepteurs ponctuels :	7
I.3. Les centrales à récepteurs cylindro-paraboliques :	8
I.3.1. Principe de fonctionnement :	8
I.3.2. Les avantage :	8
I.3.3. Les inconvénients :	9
I.4. Les centrales à concentrateurs linéaires de Fresnel :	9
I.4.1. Principe de fonctionnement :	9
I.4.2. Les avantages :	10
I.4.3. L'inconvénient :	10
I.5. Les paraboloïdes de Stirling :	10
I.5.1. Principes de fonctionnement :	10
I.5.2. Les avantages :	11
I.5.3. Les inconvénients :	11

CHAPITRE II: Tour solaire

II.1. Introduction :	13
II.2. Historique :	13
II.3. Les aspects techniques :	16
II.4. La concentration :	16
II.4.1. Principe de concentration :	17
II.5. Le transport et le stockage de la chaleur :	19
II.5.2. Cas du sel fondu :	20
II.5.3. Cas du sodium :	21
II.5.4. Cas de l'air :	21
II.6. Différent type des récepteurs :	22

II.6.1. Récepteur externe :	22
II.6.2. Récepteur de tube évacué :	23
II.6.3. Récepteur a cavité interne :	24
II.6.4. Récepteur volumétrique :	25
II.6.5 Récepteur a absorption directe :	26
II.7. Fluide caloporteur du récepteur :	27
II.7.1. Le récepteur à eau-vapeur :	27
II.7.2 Le récepteur à sel fondu :	27
II.7.3. Le récepteur à métal fondu :	28
II.7.4 Le récepteur à air :	28

CHAPITRE III: Les systèmes de stockage thermique

III.1 Introduction :	31
III.2 Définition :	31
III.3. Technologies du stockage thermique :	31
III.4. Quelques applications du stockage thermique :	34
III.4.1. Récupération de chaleur industrielle :	34
III.4.2. Stockage thermique du surplus d'énergie électrique :	34
III.4.3. Stockage de l'énergie frigorifique :	34
III.4.4. Stockage de l'énergie solaire passive :	34
III.4.5. Refroidissement des circuits électroniques :	34
III.4.6. Confort thermique dans les bâtiments :	34
III.5. Principales techniques de stockage de l'énergie thermique :	35
III.5. Stockage thermique latente :	35
III.5.1. Propriétés des matériaux à changement de phase :	36
III.5.2. Critères thermodynamiques :	37
III.5.3. Critères cinétiques :	37
III.5.4. Critères chimiques :	37
III.5.5 Critères économiques :	37
III.6. Stockage thermique sensible :	38
III.6.1. Stockage sensible par liquide :	40
III.6.2. Stockage sensible par solide :	40
III.7. Stockage thermochimique :	41
III.7.1. Types de réactions selon les éléments mis en jeu :	42
III.7.2. Adsorption/désorption des molécules d'eau :	42
III.7.3. Les réactions d'oxydoréduction réversibles et les carbonatations :	43

III.7.6. Stockage par adsorption :	44
III.7.6.1. Expression de Q_f :	46
III.7.6.2. Expression de Q_c :	46
III.7.7. Stockage par absorption :	47
III.7.7.1. Principes de fonctionnement et performances des systèmes frigorifiques à absorption liquide :	48
III.7.7.2. Le cycle de base :	48
III.7.7.3. Bilan masse :	49
III.7.7.4. Bilan enthalpique :	50

CHAPITRE IV: Modélisation mathématique du calcul de stockage

IV.5. Les paramètres de calcul de chaque système :	58
IV.5.1. Pour le système de stockage par chaleur sensible	58
IV.5.2 Pour le système de stockage par chaleur latente	58
IV.5.3 Pour le système de stockage par Adsorption	59
IV.5.4 Pour le système de stockage par Absorption	60

CHAPITRE V : Résultats et discussion

V.1.Introduction	67
V.2. Stockage thermique sensible	67
V.3. Stockage thermique latente	68
V.4. Stockage thermochimique	71
V.4.1. Stockage par adsorption	71
V.4.2. Stockage par absorption	73
V.5. Comparaison finale	74
V.5.1. Les résultats optimaux de chaque système	74
V.6. Conclusion :	77
Références Bibliographiques	79
Annexe	83

LISTE DES FIGURES

Figure I.2 : les différents type de récepteurs	7
Figure I.3 : la plus grande centrale solaire thermique d'Europe en Espagne	8
Figure I.4 : Centrale solaire thermodynamique à miroirs de Fresnel	9
Figure I.5 : Paraboles solaires Dish-Stirling à Albuquerque, Australie.....	11
Figure II.1 : Schéma de principe de la conversion solaire thermodynamique.....	13
Figure II.3 : Carte d'évaluation de l'ensoleillement dans le monde pour le développement de la filière thermo-solaire.....	16
Figure II.4 : La concentration	17
Figure II.5 : les héliostats.....	18
Figure II.6 : Principe de concentration	18
Figure II.7: configuration d'une centrale à tour avec un récepteur à eau	20
Figure II.8 : schémas d'une centrale à sel fondu	21
Figure II.9 : récepteur à air	22
Figure II.10 : Récepteur des tubes ou les plats sont chauffés et fournissent l'énergie dans le fluide de transfert thermique	23
Figure II.11 : récepteur de tube évacué.....	24
Figure II.12 : Récepteur a cavité interne.....	25
Figure II.13 : récepteur volumétrique	26
Figure II.14 : La lumière du soleil chauffe directement un film des petites particules en chute qui fournissent l'énergie au milieu d'écoulement	26
Figure II.15 : récepteur a air en quartz.....	29
Figure III.1: Critères de choix d'une technologie de stockage	32
Figure III.2: Principales techniques de stockage de l'énergie thermique	35
Figure III.3: Evolution de la température d'un corps homogène avec changement de d'état	36
Figure III.4: Volume nécessaire pour la même énergie stockée	41
Figure III.5: : Principe de sorption et désorption	43
Figure III.6: Comparaisons de diverses technologies	43
Figure III.7: Phénomène d'adsorption	45
Figure III.8: : Principe de fonctionnement du système thermochimique.....	48
Figure III.9: Structure d'une machine frigorifique à absorption.....	49
Figure IV.1: La température ambiante moyenne de chaque mois	57
Figure IV.2: Algorithme de calcul de stockage par chaleur sensible	61
Figure IV.2: Algorithme de calcul de stockage par chaleur latente.....	62

Figure IV.4: Algorithme de calcul de stockage par adsorption	63
Figure IV.4: Algorithme de calcul de stockage par absorption	64
Figure V.1: Relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la masse nécessaire du matériau de stockage.....	67
Figure V.2 : Profil de la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur stockée par différents MCP (Q_f).....	68
Figure V.3 : Changement d'efficacité pour chaque MCP.....	70
Figure V.4: La relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur d'adsorption stockée (Q_{ads}) pour différents couples.....	71
Figure V.5 : Changement d'efficacité pour chaque couple.....	72
Figure V.6 : La relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur d'adsorption stockée (Q_{abs}).....	73
Figure V.7 : Changement d'efficacité pour chaque mois.....	74

Liste des tableaux

Tableau II.1: central solaire à tour dans le monde	15
Tableau III.1: Technologies de stockage	33
Tableau III.2: Propriétés des matériaux de stockage de chaleur sensible à 20 °C.....	39
Tableau III.3: Principales caractéristiques des matériaux utilisés dans le stockage liquide	40
Tableau III.4 : L'adsorption et l'absorption.....	44
Tableau IV.1 : Les caractéristiques de tour solaire.....	52
Tableau IV.2 : Température optimale du fluide caloporteur en fonction des angles de positionnement de miroir pour une journée de différentes de mois à différentes heures	53
Tableau IV.3. Les températures moyennes de fluide caloporteur de chaque mois.....	57
Tableau IV.4. Les températures ambiantes moyennent pour chaque mois.....	58
Tableau IV.5 : les Les caractéristiques de MCP	59
Tableau IV.6: Température de cristallisation du mélange LiBr-H ₂ O en fonction de x _{so}	61
Tableau IV.7 : Les équations des enthalpies pour les cas de concentration	62
Tableau V.1 : Résultat optimale de stockage par chaleur sensible	76
Tableau V.2 : Résultat optimale de stockage par chaleur latent	76
Tableau V.3 : Résultat optimale de stockage par Adsorption.....	76
Tableau V.1 : Résultat optimale de stockage par Absorption.....	76

NOMENCLATURE

T_{amb} : Température ambiante [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ce} : Température d'entrée du fluide caloporteur (fluide chaud) [$^{\circ}\text{C}$]

T_{cs} : Température de sortie du fluide caloporteur (fluide chaud) [$^{\circ}\text{C}$]

T_{fs} : Température de sortie du fluide froid (de stockage sensible) [$^{\circ}\text{C}$]

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid (de stockage sensible) [$^{\circ}\text{C}$]

m_c : Masse de fluide chaud (caloporteur) [kg]

m_f : Masse de fluide froid (de stockage sensible) [kg]

C_{pf} : Capacité calorifique du fluide froid (de stockage sensible) [J/kg. $^{\circ}\text{C}$]

C_{pc} : Capacité calorifique du fluide chaud (caloporteur) [J/kg. $^{\circ}\text{C}$]

C_v : La chaleur spécifique à volume constant [J/kg. $^{\circ}\text{C}$]

Q_c : Quantité de chaleur libérée par fluide chaud (caloporteur) [J]

Q_f : Quantité de chaleur reçue par fluide froid (ou de stockage) [J]

Epsilon : Erreur de convergence.

T_{fmax} : Température maximale de fluide froid [$^{\circ}\text{C}$]

D_h : Chaleur latente de fusion [J/kg]

Q_3 : Chaleur sensible reçue par l'adsorbat (fluide) [J]

Q_{des} : Chaleur reçue pendant la désorption (ou de stockage libérée par adsorption) [J]

Q_{abs} : Chaleur libérée pendant l'absorption (ou de stockage libérée par absorption) [J]

Q_1 : Chaleur sensible reçue par l'adsorbant (solide) [J]

Q_2 : Chaleur sensible des parties métalliques [J]

m_a : La masse de l'adsorbant (solide) [Kg]

m_{max} : La masse maximale de l'adsorbat (fluide) [Kg]

m_{min} : La masse minimale de l'adsorbat (fluide) [Kg]

T_g : Température de fin de désorption [$^{\circ}\text{C}$]

T_a : Température de fin d'adsorption [$^{\circ}\text{C}$]

T_c : Température de condensation de l'adsorbat(fluide) [$^{\circ}\text{C}$]

T_e : Température d'évaporation de l'adsorbat(fluide) [$^{\circ}\text{C}$]

T_f : La température de changement de phase [$^{\circ}\text{C}$]

T_i : Température initiale [$^{\circ}\text{C}$]

Δh_f : L'enthalpie spécifique de fusion.

$C_s(T)$: Chaleur spécifique du corps à l'état solide [$\text{J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$]

$C_L(T)$: Chaleur spécifique du corps à l'état liquide [$\text{J/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$]

ρ : La masse volumique de l'air [Kg/m^3]

s : La section de passage d'air [m^2]

v : La vitesse de l'air [m/s]

ΔT : La variation de température d'entrée et sortie [$^{\circ}\text{C}$]

Eff : Efficacité de système de stockage [%]

mm : Débit de vapeur d'eau pour le stockage par absorption [kg/s]

cc : Débit de solution concentrée pour le stockage par absorption [kg/s]

dd : Débit de solution diluée pour le stockage par absorption [kg/s]

x_c : Concentration de solution concentrée pour le stockage par absorption [%]

x_d : Concentration de solution diluée pour le stockage par absorption [%]

h_7 : Enthalpie de vapeur d'eau à la fin de désorption [J/kg]

h_6 : Enthalpie de solution concentrée à la fin de désorption [J/kg]

h_5 : Enthalpie de solution diluée au débit de désorption [J/kg]

h_4 : Enthalpie de solution diluée à la fin d'absorption [J/kg]

h_8 : Enthalpie de solution concentrée au débit d'absorption [J/kg]

h_3 : Enthalpie de vapeur d'eau au débit d'absorption [J/kg]

m_{mm} : Masse d'eau utilisée pour le stockage par absorption [kg]

m_{cc} : Masse de solution concentrée utilisée pour le stockage par absorption [kg]

m_{dd} : Masse de solution diluée utilisée pour le stockage par absorption [kg]

Introduction générale :

L'énergie solaire, ressource inépuisable et largement répartie sur la planète, dépasse de loin notre consommation énergétique mondiale, estimée à 10 milliards de tonnes équivalent pétrole (TEP) par an. Cette consommation ne représente qu'une fraction infime (moins de 3%) de l'énergie solaire que la Terre reçoit quotidiennement [1]. L'énergie solaire se caractérise par son renouvellement permanent et l'absence d'émissions de gaz à effet de serre lors de sa conversion en électricité, notamment par le biais des centrales solaires à concentration (CSP). Ces centrales exploitent l'énergie solaire pour produire de l'électricité selon deux modes principaux :

- Centrales solaires thermodynamiques, qui concentrent les rayons solaires à l'aide de miroirs et de paraboles pour générer de la vapeur d'eau. Cette vapeur est ensuite utilisée pour alimenter des turbines génératrices d'électricité.
- Centrales solaires photovoltaïques, composées de panneaux solaires reliés entre eux et connectés à un ou plusieurs onduleurs. Cette configuration est semblable à celle des installations photovoltaïques sur bâtiments.

Toutefois, notre utilisation des énergies renouvelables est souvent limitée par leur intermittence et les difficultés liées au stockage de l'énergie. Bien que ces problèmes soient moins marqués pour les CSP grâce à l'emploi de systèmes de stockage hybrides ou dédiés, la question du stockage efficace de l'énergie demeure essentielle.

Dans l'ensemble, notre note vise à fournir une évaluation complète des systèmes de stockage thermique des tours solaires, en mettant l'accent sur l'amélioration des performances et de l'efficacité afin d'atteindre une plus grande durabilité dans notre utilisation de l'énergie solaire. [2]

Dans notre premier chapitre, nous abordons la définition générale de l'importance de l'exploitation de l'énergie solaire, car nous expliquons le principe de fonctionnement des centrales solaires concentrées (CSP), qui concentrent le rayonnement solaire à l'aide de surfaces optiques telles que des miroirs pour atteindre des températures élevées pouvant être utilisées pour produire de l'électricité. Nous présentons différents types de terminaux CSP, notamment les terminaux avec récepteurs ponctuels, les paraboloïdes cylindriques, les concentrateurs fernes linéaires et les paraboloïdes Stirling, et nous passons en revue les

avantages et les inconvénients de chaque type. Notre objectif dans ce chapitre est de fournir un aperçu complet du fonctionnement des usines CSP et de l'importance environnementale et économique de cette technologie.

Dans le deuxième chapitre, nous donnons un aperçu historique et technique des tours solaires, expliquant comment cette technologie a évolué au fil du temps et comment elle est utilisée aujourd'hui. Nous expliquons les différentes techniques de focalisation utilisées dans les tours solaires, ainsi que les types de récepteurs qui captent et transmettent l'énergie thermique. Notre concentration se porte sur la manière dont la chaleur est transférée et stockée à l'aide de différents fluides tels que l'eau-vapeur, les sels fondus, les métaux en fusion et l'air. Nous abordons également les différents types de récepteurs, notamment les récepteurs externes, les récepteurs à tube à vide, les récepteurs à lumière interne, les récepteurs volumétriques et les récepteurs à absorption directe.

Dans notre troisième chapitre, nous abordons l'importance du stockage thermique en tant qu'élément essentiel pour améliorer l'efficacité des centrales solaires à concentration. Nous passons en revue les différentes technologies de stockage thermique actuellement utilisées dans le domaine, notamment le stockage thermique latent, le stockage thermique sensible et le stockage thermochimique. Nous abordons également les applications du stockage thermique dans de multiples domaines tels que la récupération de chaleur industrielle, le stockage d'énergie électrique excédentaire, le stockage passif d'énergie solaire et le refroidissement dans les circuits électroniques. Notre concentration se porte spécifiquement sur les propriétés des matériaux utilisés dans le stockage thermique, tels que les matériaux à changement de phase et les paramètres thermodynamiques, et sur la manière dont ces matériaux peuvent affecter l'efficacité et les performances des systèmes de stockage thermique.

Dans le quatrième chapitre, nous traitons de la modélisation mathématique nécessaire pour évaluer les systèmes de stockage thermique utilisés dans les tours d'énergie solaire. Nous fournissons une analyse détaillée des paramètres liés aux caractéristiques des tours solaires, y compris le profil de température du fluide caloporteur aux angles idéaux et les températures ambiantes annuelles. Nous explorons des techniques de calcul de différents systèmes de stockage tels que la chaleur sensible, la chaleur latente, l'absorption et la désorption thermique. Notre objectif principal est de comparer l'efficacité de chaque système de stockage en fonction de données spécifiques.

Dans le cinquième chapitre, nous nous concentrons sur une étude de cas spécifique de l'application des technologies de stockage thermique dans une tour solaire. Nous analysons les données sur la tour solaire étudiée, notamment leurs performances, leur efficacité et leur efficacité énergétique. Notre étude porte sur une comparaison entre les performances réelles de la tour solaire avec les modèles mathématiques présentés dans le chapitre précédent. Notre objectif dans ce chapitre est de fournir des résultats appliqués et une analyse des données pour déterminer les meilleurs systèmes de stockage permettant d'atteindre une efficacité élevée.

Résumé :

Étudier l'efficacité de quatre systèmes de stockage thermique : le stockage de chaleur sensible, le stockage de chaleur latente, le stockage par adsorption et le stockage par absorption, en considérant la tour solaire comme source de chaleur. Chaque système est analysé en fonction de ses performances tout au long de l'année, en tenant compte de l'évolution saisonnière des besoins en chaleur.

Les résultats sont obtenus par variation saisonnière de l'efficacité et de la quantité de chaleur stockée par chaque système. Certains systèmes affichent une capacité de stockage élevée malgré une faible chaleur disponible. Ces différences soulignent l'importance de choisir le système de stockage approprié en fonction des besoins spécifiques et des conditions climatiques.

L'étude a conclu que chaque système présente ses propres avantages et que le choix du meilleur système dépend des critères de performance requis, tels que la capacité de stockage maximale, l'efficacité énergétique et la stabilité du stockage tout au long de l'année.

ملخص:

لدراسة فعالية أربعة أنظمة للتخزين الحراري: تخزين الحرارة المعقول، تخزين الحرارة الكامنة، تخزين الامتزاز، وتخزين الامتصاص باعتبار برج الطاقة الشمسية كمصدر للحرارة. وتحليل كل نظام بناءً على أدائه على مدار العام، مع الأخذ بعين الاعتبار التغيرات الموسمية في احتياجات الحرارة.

يتم الحصول على النتائج بتباين موسمي في كفاءة وكمية الحرارة المخزنة بواسطة كل نظام. تظهر بعض الأنظمة سعة تخزينية عالية على الرغم من انخفاض الحرارة المتوفرة. تسلط هذه الاختلافات الضوء على أهمية اختيار نظام التخزين المناسب بناءً على الاحتياجات المحددة والظروف المناخية.

وخلصت الدراسة إلى أن كل نظام له مميزاته الخاصة، واختيار النظام الأفضل يعتمد على معايير الأداء المطلوبة، مثل السعة التخزينية القصوى، وكفاءة الطاقة، واستقرار التخزين على مدار العام.

Chapitre I :

Les centrales

Solaire à

Concentration

I.1. Introduction :

Pour maximiser la production de travail à partir de l'énergie solaire, il est essentiel d'atteindre des températures de source chaude plus élevées que celles rencontrées avec les collecteurs plans. L'efficacité du cycle de Carnot réversible, notée η_C , est donnée par $\eta_C = 1 - T_f / T_c$, où T_f représente la température de la source froide et T_c représente la température de la source chaude. Pour y parvenir, il est nécessaire de concentrer le rayonnement solaire à l'aide de surfaces optiques, ce qui minimise efficacement le rayonnement énergétique diffus. Pour une efficacité optimale, une orientation précise et permanente du collecteur solaire est cruciale. Les systèmes de capture de l'énergie solaire concentrée sont souvent de nature dynamique.

Ce chapitre examine en détail les technologies des centrales électriques solaires, mettant l'accent sur l'optimisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour maximiser la production de travail. Il explore les cycles combinés à turbine à gaz, ainsi que les centrales solaires à concentration, telles que les récepteurs cylindro-paraboliques, les concentrateurs linéaires de Fresnel, les paraboloïdes de Stirling et les centrales à tours, en analysant leurs avantages et inconvénients. De plus, il discute des différents fluides caloporteurs utilisés dans ces systèmes et de leur rôle dans le transfert de chaleur et la production d'électricité, offrant une vision globale des technologies solaires thermodynamiques et de leur potentiel pour répondre aux besoins énergétiques de manière durable [1].

I.2. Le principe de fonctionnement des centrales solaires a concentration :

I.2.1 Le Principe de la concentration :

L'exploitation de l'énergie solaire remonte à l'Antiquité, illustrée notamment par le mythe des 'miroirs ardents' attribué à Archimède. Les systèmes de concentration solaire, utilisant fréquemment des miroirs ou des lentilles grossissantes, redirigent le rayonnement solaire capté par une surface étendue vers un point focal plus restreint. Ce principe est similairement mis en œuvre lorsqu'une loupe est employée pour focaliser la lumière du soleil et enflammer des feuilles sèches [2].

I.2.2 Fluide caloporteur :

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire est transmise à un fluide caloporteur, qui à son tour transfère cette chaleur au fluide thermodynamique. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique.

- **Huiles** : Ce sont des fluides monophasiques couramment employés dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C.
- **Sels fondus** : À base de nitrates de sodium et de potassium, ils offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C.
- **Les gaz** : L'hydrogène et l'hélium, en tant que fluides thermodynamiques, sont aptes à actionner les moteurs Stirling. Ces derniers sont intégrés aux systèmes de collecteurs paraboliques qui bénéficient d'une double concentration solaire, permettant ainsi une conversion énergétique efficace.
- **L'eau liquide** : L'eau liquide est considérée, a priori, comme un fluide de transfert thermique idéal en raison de son excellent coefficient d'échange thermique et de sa capacité calorifique substantielle. De plus, elle peut être employée directement en tant que fluide thermodynamique au sein d'un cycle de Rankine. Cependant, l'application de l'eau liquide nécessite l'opération à des pressions élevées au sein des récepteurs, en raison des températures élevées atteintes, ce qui représente un défi technique pour les technologies cylindro-paraboliques.
- **Les fluides organiques** : Les composés organiques tels que le butane et le propane, caractérisés par leurs basses températures d'évaporation, sont couramment utilisés comme fluides thermodynamiques dans les cycles de Rankine en raison de leurs propriétés physiques favorables à la conversion de chaleur en travail mécanique.
- **L'air** : L'air, en tant que fluide, peut être employé soit comme caloporteur, soit comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz, offrant une flexibilité dans les applications de conversion d'énergie. Cette dualité d'utilisation permet d'adapter le système aux exigences spécifiques des cycles énergétiques impliqués [3].

I.2.3. Les centrales solaires thermodynamiques :

Les installations de CSP utilisent un ensemble de miroirs pour diriger l'énergie solaire vers un point de réception où un fluide caloporteur est élevé à une température élevée. Ces

miroirs ajustent leur position en fonction du soleil pour optimiser la capture et la concentration de l'énergie solaire tout au long de la journée. L'électricité est alors produite lorsque ce fluide surchauffé actionne des turbines à vapeur ou à gaz. La capture de l'énergie solaire peut être effectuée à l'aide de récepteurs linéaires ou de récepteurs ponctuels. La capture de l'énergie solaire peut être effectuée à l'aide de récepteurs linéaires ou de récepteurs ponctuels (figure I.2).

I.2.3.1. Récepteurs linéaires :

Pour les températures moyennes, grâce à des

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

I.2.3.2. Récepteurs ponctuels :

Pour les températures plus élevées, grâce à un champ de :

- Un système composé de collecteurs paraboliques autonomes intégrant une chaudière connectée à un moteur Stirling, connu sous le nom de Dish Stirling.
- Un ensemble d'héliostats qui concentrent les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour, caractéristique des centrales solaires à tour.

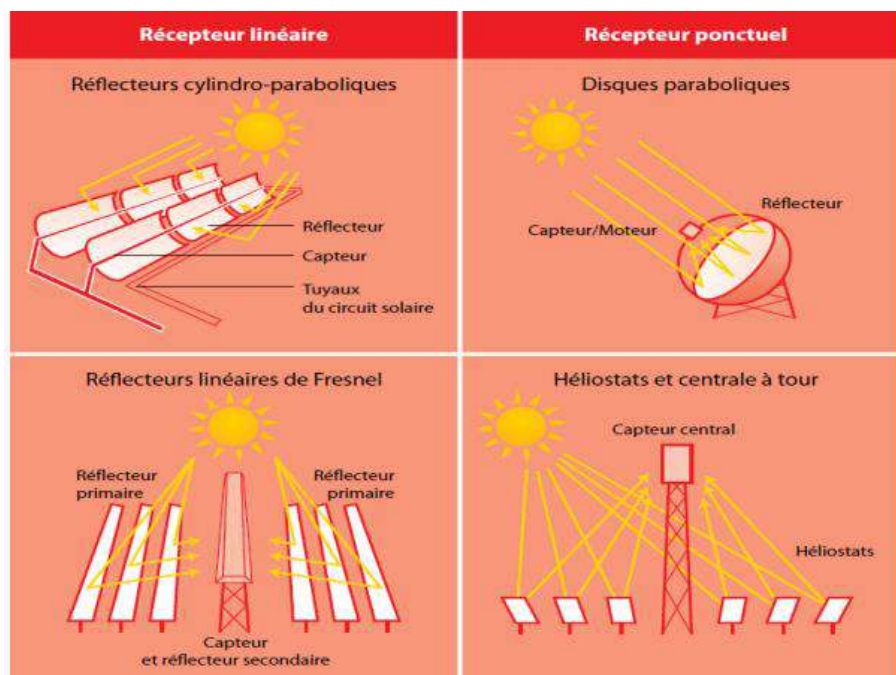


Figure I.2 les différents type de récepteurs[2]

I.3. Les centrales à récepteurs cylindro-paraboliques :

I.3.1. Principe de fonctionnement :

La conception du miroir concentrateur, un cylindre parabolique à courbure unique, rend sa fabrication et son installation nettement plus aisées. Orienté selon l'axe nord-sud, le miroir parabolique cylindrique est conçu pour suivre le rayonnement solaire le long de son axe optique. La concentration du rayonnement se réalise sur une ligne, où se trouve le récepteur tubulaire transportant le fluide caloporteur. Le récepteur est intégré au miroir, et des connexions flexibles facilitent l'assemblage des modules en série. En connectant plusieurs modules entre eux, on peut générer une puissance élevée. Toutefois, les limitations proviennent des pertes thermiques et des pertes de charge qui s'intensifient avec l'extension des tuyauteries nécessaires au transport du fluide caloporteur à travers le champ solaire. Pour optimiser les coûts de pompage et minimiser les pertes thermiques, il est essentiel de calculer judicieusement le nombre de modules à disposer en série et en parallèle [2].



Figure I.3 la plus grande centrale solaire thermique d'Europe en Espagne [4]

I.3.2. Les avantages :

- Moins de composants mécaniques en mouvement par rapport aux autres types de centrales thermiques.
- Plus abordable que les systèmes de concentration par miroir et les paraboles utilisées pour les moteurs Stirling.

- Rendement élevé, ce qui les rend compétitives en termes d'efficacité énergétique [2].

I.3.3. Les inconvénients :

- Inadapté pour les petites installations.
- Risques de perte d'énergie : en raison des multiples conversions d'énergie, il y a un risque accru de pertes d'efficacité à chaque étape.
- Comparativement, ces systèmes ont tendance à être plus coûteux par watt généré que les panneaux photovoltaïques traditionnels [2].

I.4. Les centrales à concentrateurs linéaires de Fresnel :

I.4.1. Principe de fonctionnement :

Les collecteurs linéaires à miroir de Fresnel représentent une alternative intéressante aux concentrateurs cylindro-paraboliques. Ils utilisent des miroirs plans agencés en rangées parallèles qui pivotent pour concentrer la lumière solaire sur un récepteur tubulaire fixe. Bien que leur simplicité et leur coût réduit soient avantageux, ils offrent une performance moindre en matière de concentration. Néanmoins, ils restent pertinents pour des applications telles que le préchauffage du fluide caloporteur.

Pendant un temps, SolarMundo en Belgique a travaillé sur le développement de cette technologie, mais faute de concrétisation industrielle, le projet a été arrêté [2].



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

I.4.2. Les avantages :

- Les miroirs plats sont nettement moins coûteux que les miroirs paraboliques.
- Les miroirs plans sont plus simples à produire.
- Ils offrent moins de prise au vent, nécessitant ainsi une infrastructure moins lourde comparée à celle des centrales à capteurs cylindro-paraboliques [2].

I.4.3. L'inconvénient :

- Par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro-paraboliques, les collecteurs linéaires à miroir de Fresnel montrent une réduction d'environ 30% en termes de performances optiques [2].

I.5. Les paraboloïdes de Stirling :

I.5.1. Principes de fonctionnement :

- Une parabole focalise le rayonnement solaire sur un point focal pour activer un moteur Stirling, dit « Dish-Stirling ». Le gaz chauffé dans un circuit fermé entraîne un piston, convertissant ainsi l'énergie thermique en énergie mécanique.
- Une parabole focalise le rayonnement solaire sur un point focal pour activer un moteur Stirling, dit « Dish-Stirling ». Le gaz chauffé dans un circuit fermé entraîne un piston, convertissant ainsi l'énergie thermique en énergie mécanique [2].



Figure I.5 Paraboles solaires Dish-Stirling à Albuquerque, Australie [4]

I.5.2. Les avantages :

- Une source d'énergie renouvelable, illimitée et gratuite.
- Offre de nombreux avantages, dont un rendement pouvant atteindre 40%.
- Plus silencieux et nécessitant moins d'entretien en raison du nombre réduit de pièces mobiles.
- Le rendement d'une installation solaire thermique varie entre 20 et 25%, ce qui est supérieur aux 15% des capteurs photovoltaïques standards [2].

I.5.3. Les inconvénients :

- Taille des capteurs est restreinte pour permettre une rotation sur deux axes afin de suivre efficacement la trajectoire du soleil.
- Ces systèmes fonctionnent par intermittence et produisent actuellement des puissances relativement faibles (de l'ordre de 5 à 50 kW électrique) comparées à d'autres technologies de centrales solaires thermodynamiques.
- Le coût initial reste élevé, car ces technologies sont encore en phase de commercialisation et n'ont pas atteint l'économie d'échelle [2].

Chapitre II :

Tour

Solaire

II.1. Introduction :

Ce chapitre examine en détail la technologie du tour solaire, une approche innovante de la capture de l'énergie solaire qui présente plusieurs avantages uniques. En mettant en lumière les principes de fonctionnement, les composants clés et les différentes configurations possibles, il offre un aperçu complet de cette technologie émergente. Du captage de la chaleur à travers des champs de miroirs héliostats à la production d'électricité via des turbines à vapeur, le tour solaire est étudié dans ses moindres détails. De plus, les défis techniques, les opportunités et les perspectives d'avenir associées à cette méthode de production d'énergie sont également abordés, offrant ainsi une vision complète de son potentiel dans le paysage énergétique mondial.

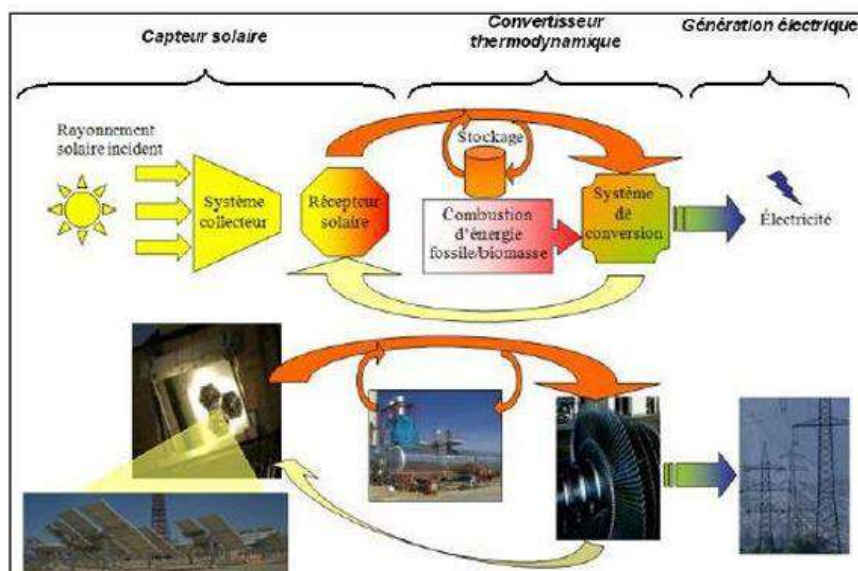


Figure II.1 : Schéma de principe de la conversion solaire thermodynamique [5]

II.2. Historique :

Dans les années 1980, face à l'inquiétude croissante des pays industrialisés concernant la disponibilité du pétrole à bas prix, plusieurs projets de centrales électro-solaires ont vu le jour. Ces projets ont été lancés par des États ou des organismes internationaux. Voici quelques exemples :

- CRS à Almeria en Espagne : une centrale à sodium liquide construite par l'AIE en 1981 avec une surface de miroirs de 3700 m².
- SUNSHINE à NIOTOWN au Japon : une centrale à eau-vapeur en 1981 avec 12900 m² de miroirs.

- EURELIOS à Adrano en Sicile : une centrale à eau-vapeur financée par la CEE en 1981 avec 6200 m² de miroirs.
- SOLAR ONE à Barstow en Californie, États-Unis : une centrale à eau-vapeur en 1982 avec 71500 m² de miroirs.
- THEMIS à Targassonne en France : une centrale à sel fondu en 1982 avec 11800 m² de miroirs [6].
- CESA 1 à Almería en Espagne : une centrale à eau-vapeur en 1983 avec 11900 m² de miroirs.
- SPP-5 à Shchelkino en Crimée (URSS à l'époque) : une centrale à eau-vapeur en 1985 avec 40000 m² de miroirs.

Tous ces projets ont mis en œuvre des centrales à tour (voir Figure II.2) dans le but d'explorer les possibilités technico-économiques de cette filière, qui avait été imaginée depuis longtemps mais jamais expérimentée auparavant.

Parallèlement, en 1979, une société privée appelée Luz, financée par des capitaux israéliens, a entrepris la construction et l'exploitation de plusieurs grandes centrales électro-solaires en Californie. Ces centrales, bénéficiant d'avantages fiscaux, étaient basées sur la technique des miroirs cylindro-paraboliques orientés nord-sud et utilisaient les champs de miroirs les plus vastes (de 106000 à 480000 m²).



Figure II.2 : (France) [12]

Vingt ans plus tard, après que Solar One a été transformée en centrale à sel fondu, similaire à Thémis, et a fonctionné sous le nouveau nom de Solar Two pendant trois ans (1996-1999), il n'existe plus de centrale à tour en fonctionnement. En revanche, les centrales Luz continue de produire partiellement de l'électricité solaire, bien qu'elles aient changé de propriétaire après la faillite de la société. Les expériences d'utilisation d'héliostats

élémentaires se poursuivent (aux États-Unis, en Espagne, en Allemagne et en Australie), principalement sous la forme de générateurs à moteur Stirling.

Ces réalisations ont toutes eu un caractère expérimental marqué, et leur production est restée très modeste, voire marginale, notamment pour les centrales Luz.

Tableau II.1: central solaire à tour dans le monde [6]

Projet	Pays	Puissance (MW)	Fluide de transfert thermique	Stockage liquide	Année de commencement de projet
SSPS	Espagne	0.5	Sodium Liquide	Sodium	1981
ERULEIOS	Italie	1	Vapeur	Sel de Nitrate/eau	1981
SUNSHINE	Japon	1	Vapeur	Sel de Nitrate/eau	1981
SOLAR ONE	USA	10	Vapeur	Huile	1982
CESA-1	Espagne	1	Vapeur	Sel de Nitrate	1982
MSEE/Cat B	USA	1	Sel de Nitrate	Sel de Nitrate	1983
THEMIS	France	2.5	Sel fondu	Sel fondu	1984
SPP-5	Russie	5	Vapeur	Eau/vapeur	1986
TSA	Espagne	1	Vapeur	Céramique	1993
Solar II	USA	10	Sel de Nitrate	Sel de Nitrate	1996
PS10	Espagne	10	Vapeur	Sel de Nitrate	2007
PS20	Espagne	20	Vapeur	Vapeur	2007
Solar Tres	Espagne	15	Sel fondu	Vapeur	2008
Jülich	Allemagne	1.5	Air	Hydrogène	2008

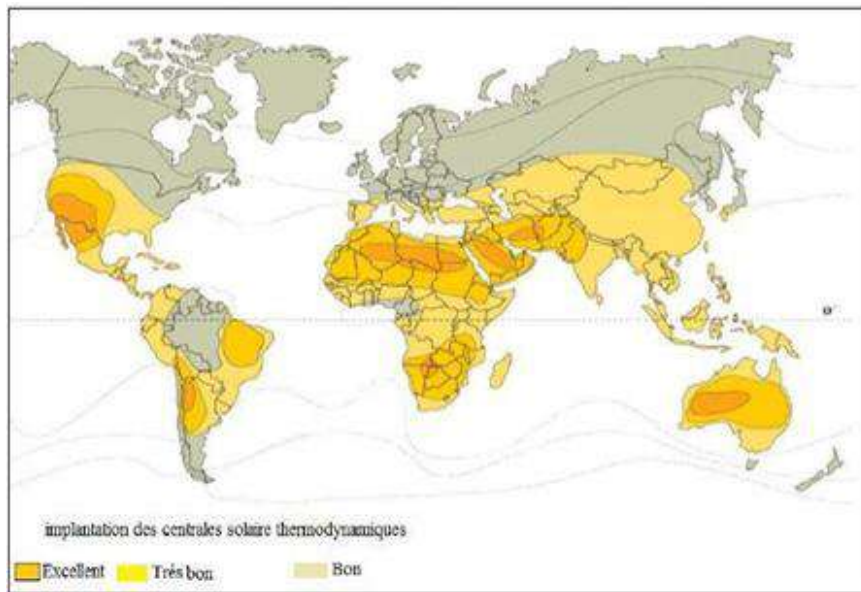


Figure II.3 : Carte d'évaluation de l'ensoleillement dans le monde pour le développement de la filière thermo-solaire [5]

II.3. Les aspects techniques :

Effectivement, pour optimiser la conversion de l'énergie du rayonnement solaire en électricité, les centrales solaires à tour doivent remplir plusieurs fonctions essentielles. Voici l'ordre dans lequel nous allons les examiner :

- **Concentration du rayonnement** : Pour maximiser l'efficacité, il est crucial de concentrer le rayonnement solaire sur l'entrée du récepteur. Cela se fait en utilisant des miroirs héliostats qui concentrent le rayonnement capté sur une surface plus petite du récepteur.
- **Absorption et transformation de l'énergie** : Une fois concentré, le rayonnement est absorbé par les parois du récepteur. Cette énergie est ensuite transformée en chaleur.
- **Transport et stockage de la chaleur** : La chaleur générée doit être transportée et, si nécessaire, stockée pour une utilisation ultérieure.
- **Conversion en électricité** : Enfin, la chaleur est délivrée à un cycle thermodynamique associé à un alternateur pour produire de l'électricité.

II.4. La concentration :

Pour convertir l'énergie solaire en chaleur de manière efficace, il est communément recommandé d'utiliser une plaque de couleur sombre qui absorbe le rayonnement solaire. Toutefois, même avec une absorption parfaite, un tel dispositif doit faire face aux pertes de

chaleur dues à son propre réchauffement, qui profite à l'air ambiant. Ces pertes sont généralement proportionnelles à l'échauffement de la plaque et à sa surface exposée. Pour atteindre des températures élevées nécessaires à l'alimentation d'un cycle thermodynamique performant, il est crucial de réduire considérablement la surface de réception afin de maintenir ces pertes à un niveau raisonnable. Cette réduction est obtenue en plaçant des miroirs, appelés "héliostats", devant le récepteur pour concentrer le rayonnement solaire capté sur une surface bien plus petite. La performance de ce système est quantifiée par son coefficient de "concentration", qui exprime le rapport entre la surface de collecte et la surface du capteur [12].

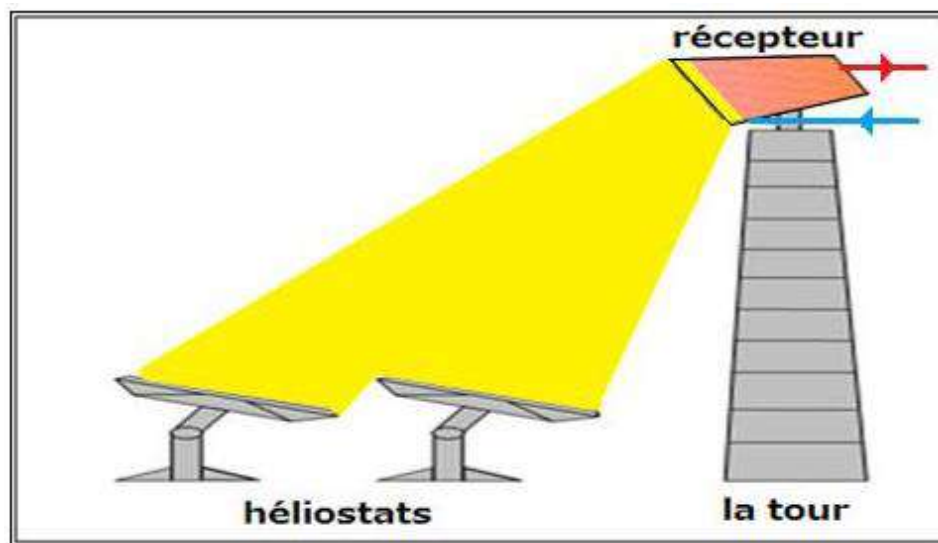


Figure II.4 : La concentration [12]

II.4.1. Principe de concentration :

Des miroirs, nommés héliostats, sont employés pour suivre le mouvement solaire. Ces miroirs sont disposés en configurations pseudo-paraboliques, avec un foyer immobile, et peuvent atteindre une taille significative, couvrant parfois plusieurs centaines de mètres carrés. Composés de nombreuses surfaces réfléchissantes ajustables, ces miroirs forment ce que l'on appelle un "champ d'héliostats".



Figure II.5 : les héliostats [12]

Dans cette étude, la pseudo-parabole est adoptée afin d'exploiter le phénomène où les rayons solaires, lorsqu'ils atteignent le centre de chaque héliostat, sont réfléchis vers un point fixe dans le temps, assumant ainsi le rôle de foyer de la parabole. La configuration de cette "parabole" s'étendant au sol implique que son foyer se situe à une certaine altitude. Pour installer le récepteur, une tour de grande hauteur doit être érigée.

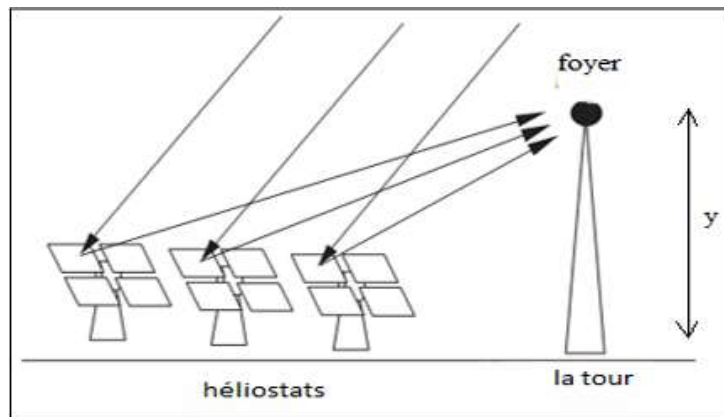


Figure II.6 : Principe de concentration [12]

Pour opérer ce système, il est nécessaire de créer un agencement croisé des héliostats, permettant à chaque miroir de suivre précisément la trajectoire du soleil. Ce mouvement peut être réalisé par une combinaison de deux rotations.

De plus, il est crucial d'optimiser la position des miroirs, la hauteur du foyer (déterminant la hauteur de la tour et donc son coût) et la configuration géométrique de l'ouverture du récepteur. Par le biais de calculs complexes, on cherche à minimiser le rapport coût d'investissement sur le rendement thermo-optique de l'ensemble héliostats-récepteur. Notamment, les variations d'altitude du foyer présentent des courbes peu prononcées, offrant ainsi une marge de manœuvre substantielle au concepteur pour ajuster la hauteur de la tour sans affecter significativement le rendement [12].

II.5. Le transport et le stockage de la chaleur :

Il est impératif de discriminer les scénarios relatifs aux divers fluides caloporteurs employés :

II.5.1. Cas de l'eau-vapeur :

Il n'y a pas de commentaire spécifique à apporter concernant le transfert de chaleur dans ce contexte. Cependant, il est pertinent d'omettre la nécessité de stockage, qui doit néanmoins garantir une autonomie minimale pour le bon fonctionnement de la turbine à vapeur, car cette dernière ne peut pas fonctionner de manière trop fractionnée. Le défi majeur réside dans le stockage de la vapeur vive, étant donné son faible contenu énergétique volumique, ce qui contraint à l'utilisation de réservoirs à pression de grande taille. Il est clair que ces réservoirs atteignent rapidement leurs limites de capacité raisonnables.

Ainsi, la technique de stockage est utilisée principalement pour maintenir les conditions de régularité à très court terme de la production de vapeur, nécessaire au bon fonctionnement de la turbine. Pour accroître l'autonomie, il est nécessaire de concevoir une boucle de stockage distincte, utilisant un fluide plus adapté, capable de transférer ses calories soit à la vapeur pour épuiser son contenu énergétique, soit à l'eau pour la vaporiser en l'absence de soleil. Ce concept a été appliqué dans le projet Solar One, où une boucle de stockage a été réalisée avec de l'huile comme fluide caloporteur et une couche de cailloux pour le stockage. Malgré le compromis sur le rendement thermodynamique du cycle lors du déstockage en raison de la température relativement basse à laquelle le stockage était maintenu (304°C contre 515°C pour la vapeur produite en chaudière), cette installation a fonctionné pendant la durée de l'expérimentation de Solar One. Cependant, son arrêt est survenu le jour où le réservoir de stockage a pris feu, entraînant la destruction de toute la boucle. Cet événement a probablement marqué la fin de cette approche à l'échelle internationale, car depuis 1988, aucun projet de centrale à tour à eau-vapeur n'a été mentionné [7].

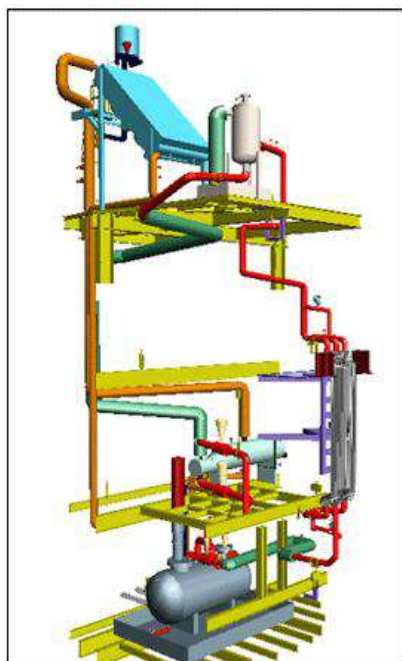


Figure II.7: configuration d'une centrale à tour avec un récepteur à eau [7]

II.5.2. Cas du sel fondu :

Cette technologie offre une solution efficace au défi du stockage de l'énergie. Le sel fondu présente en effet une capacité calorifique volumique satisfaisante ($2,4 \text{ joules/}^{\circ}\text{C cm}^3$ pour le « Hitec » de Thémis en France [5]) et peut être manipulé sans difficulté majeure, à l'exception du réchauffage nécessaire des tuyauteries lors du remplissage. Il assure également un transport efficace de la chaleur collectée, bien que sa densité élevée puisse poser problème en termes de coûts énergétiques pour le transport du sel froid vers le sommet de la tour.

Il convient de noter les différences entre le sel à trois composants utilisés à Thémis (« Hitec ») et le sel à deux composants de Solar Two aux États-Unis (« Draw-salt ») : le Hitec fond à 140°C mais ne peut être chauffé au-delà de 500°C , tandis que le Draw-salt fond à 220°C et peut être utilisé jusqu'à 570°C [7].

Deux approches de stockage sont envisageables : celle utilisant un seul bac vertical de grande longueur (stockage « à stratification », où le sel chaud flotte sur le sel froid), et celle avec deux bacs de pleine capacité, l'un contenant le sel « froid » (environ 200°C à Thémis, 290°C à Solar Two) et l'autre le sel chaud. La première méthode est généralement préférée, car elle réduit considérablement la capacité géométrique et la surface de pertes. Toutefois, elle peut entraîner un mélange thermique des couches chaude et froide, créant une couche « tiède » à leur interface, dont l'épaisseur augmente avec le temps.

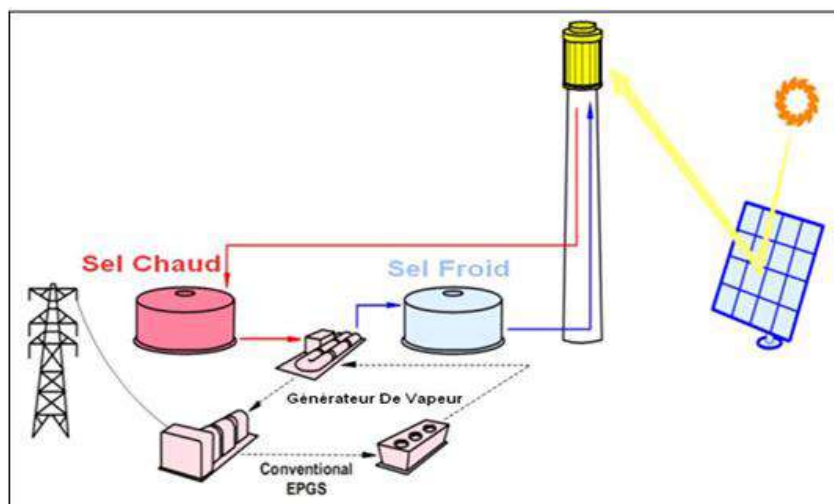


Figure II.8 : schémas d'une centrale à sel fondu [12]

II.5.3. Cas du sodium :

Un excellent transporteur de chaleur peut se révéler peu adapté au stockage de chaleur. En effet, sa capacité calorifique dans des conditions de température spécifiques est estimée à environ $1,2 \text{ J/}^\circ\text{C cm}^3$, soit environ la moitié de celle du sel fondu. Malgré cette différence significative, un système de stockage utilisant du sodium serait conçu selon des principes similaires à ceux appliqués pour le stockage de sel fondu [12].

II.5.4. Cas de l'air :

L'air ne se révèle pas être un caloporteur très efficace en raison de sa capacité calorifique volumique très faible. Par exemple, il est estimé que le débit volumique d'air chaud ($185\text{--}800^\circ\text{C}$) nécessaire pour transporter l'énergie thermique récoltée par un récepteur est environ 2000 fois plus élevé que celui du sel fondu à $250\text{--}500^\circ\text{C}$, qui pourrait assurer la même fonction. Dans le cas étudié, il est également calculé que les conduites d'air, comparativement aux tuyauteries de sel, devraient avoir un diamètre environ 8 fois plus grand, ce qui entraîne des coûts supplémentaires et des pertes d'énergie importantes.

De plus, dans les systèmes utilisant de l'air comme caloporteur, celui-ci ne peut pas être entièrement épuisé par les besoins du cycle thermodynamique lors de son passage dans le récepteur. Il doit être renvoyé vers la chaudière à une température encore relativement élevée (par exemple : 185°C), conservant encore environ 22% de l'enthalpie obtenue en chaudière [8]. Même si des efforts sont faits pour recycler cet air tiède en le renvoyant vers la chaudière, une perte supplémentaire d'énergie d'au moins 4% de l'énergie rayonnée par le champ d'héliostats est inévitable.

En revanche, bien que l'air à haute température ne puisse être facilement stocké, il est simple et peu coûteux de le décharger de ses calories et de les stocker sur un lit de billes de céramique ou de cailloux. Cela constitue un avantage solide pour cette même filière.

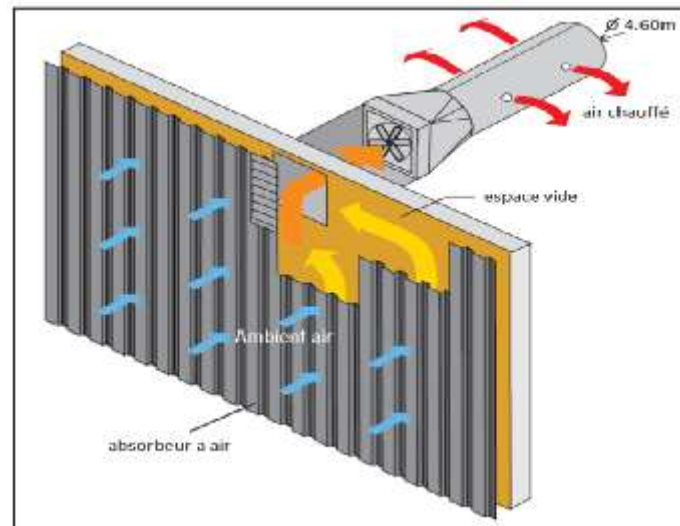


Figure II.9 : récepteur à air [8]

II.6. Différent type des récepteurs :

Le récepteur constitue l'élément chargé de transformer l'énergie lumineuse du soleil en chaleur transmise au milieu de transfert. Il est exposé aux conditions environnementales rigoureuses, telles que les écarts de température, la présence de poussière, la pluie et l'humidité. Les sections suivantes présentent différentes conceptions de base qui ont été élaborées pour capter l'énergie solaire.

II.6.1. Récepteur externe :

La conception du récepteur externe, illustrée dans la Figure II.10, représente l'approche la plus rudimentaire qui utilise des tubes d'absorption de rayonnement à surface noire. Cette conception est utilisée dans une gamme étendue d'applications, allant des systèmes de basse température dans les chauffe-eau domestiques aux applications à haute température dans les centrales électriques. L'énergie solaire incidente frappe les parois des tubes, chauffant le fluide ou le gaz à l'intérieur par conduction thermique à travers les parois. Les parois des tubes sont exposées au flux maximal de rayonnement solaire et doivent donc être conçues pour supporter cette charge. Cela conduit à des températures élevées à la surface externe des tubes et de leurs revêtements, entraînant des pertes de puissance élevées par émission thermique.

Le coefficient de transfert thermique à l'intérieur des tubes est crucial pour évacuer l'énergie et impose donc des limites aux températures des parois externes. La figure présente un exemple de conception de multitube avec un écoulement de fluide (eau ou air) interne. Le profil de température montre que la température des parois externes doit être supérieure à celle du fluide de transfert thermique.

L'absorption de la lumière solaire concentrée dépend du coefficient d'absorption du revêtement des parois. Une peinture noire haute température est nécessaire (coefficients d'absorption de 0,9 à 0,97). Selon la qualité de ce revêtement, plusieurs pour cent de l'énergie incidente sont directement réfléchis par les parois.

Les plus grands récepteurs externes ont été dimensionnés jusqu'à plusieurs dizaines de mégawatts de puissance thermique [12].

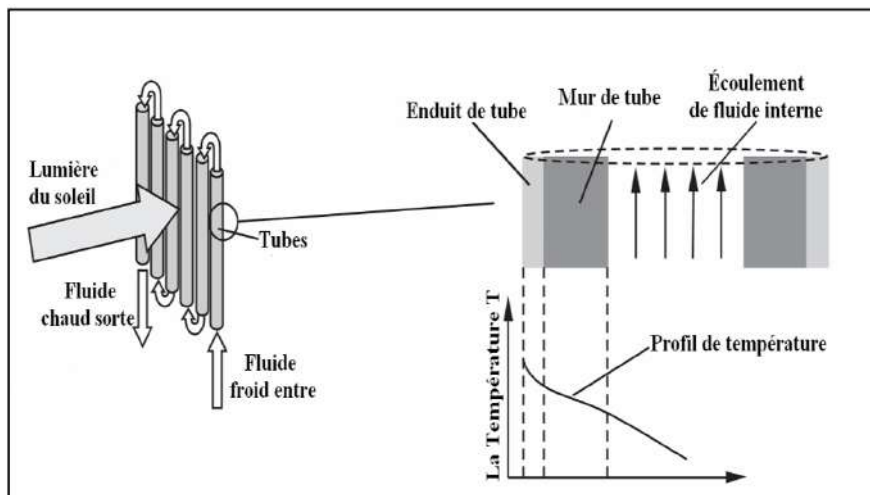


Figure II.10 : Récepteur des tubes ou les plats sont chauffés et fournissent l'énergie dans le fluide de transfert thermique [12]

Le profil de température fait une pointe sur la surface externe des tubes [9].

II.6.2. Récepteur de tube évacué :

Le récepteur à tube évacué constitue une évolution du récepteur externe. Pour réduire les pertes par rayonnement, une couverture en verre est placée au-dessus des parois de l'absorbeur (voir Figure II.11). Le verre n'est pas transparent aux longueurs d'onde de rayonnement plus élevées, qui sont absorbées et chauffent le verre. Une partie de cette énergie de rayonnement est réémise vers le mur de l'absorbeur. L'ajout d'une isolation sous vide entre l'absorbeur et le verre accroît encore l'efficacité en éliminant les pertes par convection. Cependant, l'efficacité globale de cette conception diminue à des températures plus élevées,

car le spectre thermique se déplace vers des longueurs d'onde plus courtes, où le verre commence à devenir transparent [12].

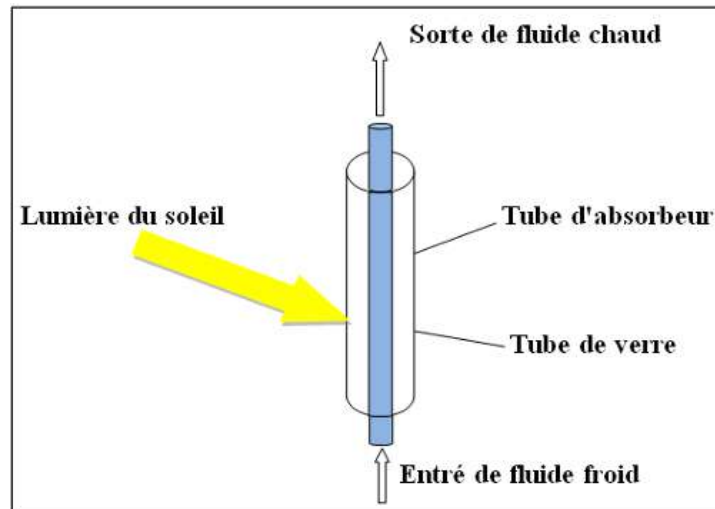


Figure II.11 : récepteur de tube évacué.[9]

II.6.3. Récepteur à cavité interne :

Dans le concept plus élaboré présenté dans la Figure II.12, l'échangeur de chaleur est situé à l'intérieur d'une cavité éclairée par un faisceau entrant par une ouverture. Un avantage majeur de cette configuration est la redistribution du rayonnement solaire et de la chaleur à l'intérieur de la cavité, conduisant à une distribution plus uniforme du rayonnement sur la surface de l'absorbeur. Le point de concentration le plus élevé avec le flux le plus intense dans le faisceau est fixé dans le plan de l'ouverture, ce qui réduit la charge de rayonnement sur les tubes de l'échangeur de chaleur. Les pertes radiatives thermiques sont déterminées par la température de rayonnement effective de la cavité.

L'effet géométrique d'une cavité sur le coefficient d'absorption est bien connu de la théorie du corps noir. Même pour des revêtements de surface peu absorbants, l'efficacité d'absorption peut être considérablement augmentée jusqu'à des valeurs proches de l'unité [12].

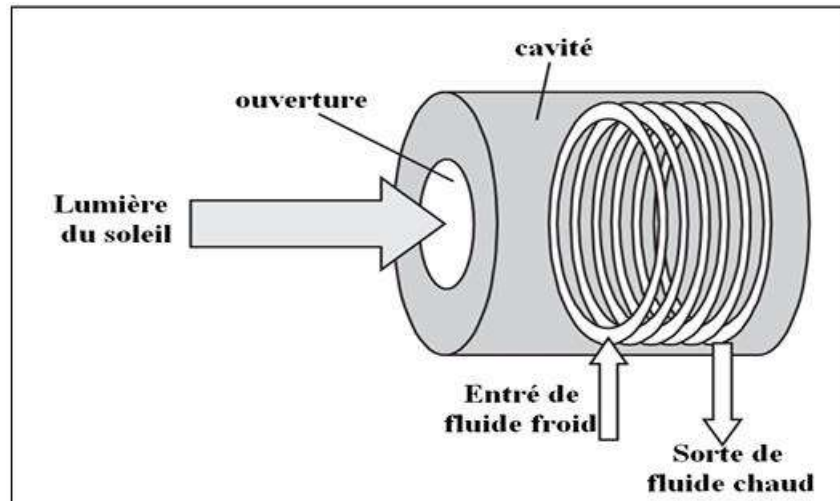


Figure II.12 : Récepteur à cavité interne [9]

II.6.4. Récepteur volumétrique :

Dans cette conception, l'échange d'énergie entre la lumière et le fluide caloporteur se produit à l'intérieur d'un volume. La direction de l'écoulement du fluide est choisie de manière à placer le flux froid en contact avec l'extérieur, dans l'air ambiant, ce qui permet de réduire la température de rayonnement effective et la perte de puissance radiative. La lumière solaire pénètre dans l'absorbeur volumétrique, chauffant le milieu de transfert à l'intérieur. Cela entraîne une augmentation de la température du fluide en aval jusqu'à atteindre la température de sortie maximale. La Figure II.13 présente un schéma du principe du récepteur volumétrique ainsi que le profil de température le long de l'axe du récepteur. La température inférieure du récepteur à l'entrée est la principale cause de l'émission de rayonnement thermique.

Ce concept de récepteur a été mis en œuvre dans différentes variantes. Dans le concept de récepteur volumétrique en plein air, l'air ambiant est directement aspiré dans une structure d'absorption, ce qui nécessite des débits volumiques élevés en raison de la faible densité de l'air dans les conditions ambiantes. Ce concept a été réalisé et testé à une échelle allant jusqu'à 3 MW [12].

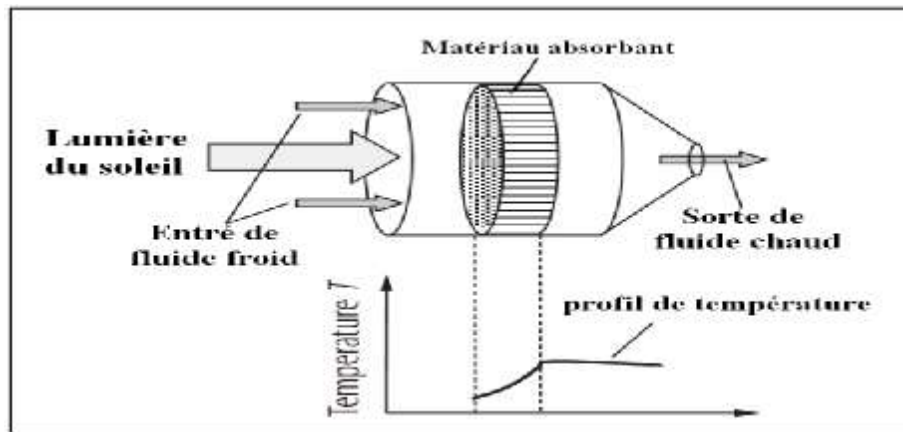


Figure II.13 : récepteur volumétrique [9]

II.6.5 Récepteur a absorption directe :

Le récepteur d'absorption directe est un concept de recherche visant à éliminer les parois du récepteur qui doivent transférer l'énergie. Dans ce concept, le fluide caloporteur est un gaz ou un liquide dans lequel l'énergie est directement déposée. Cependant, de nombreux défis doivent être résolus pour une application pratique, notamment la complexité de l'écoulement des fluides, la gestion de l'échange d'énergie pour assurer un écoulement uniforme, et le maintien constant des autres conditions aux limites afin d'atteindre des rendements élevés. La coloration sombre du gaz ou du fluide peut être obtenue en dopant un gaz avec des particules à forte absorption, telles que le carbone, le carbure de silicium ou le nitrure de silicium. La figure ci-dessous illustre un schéma d'un récepteur de particules à absorption directe. À ce jour, aucun prototype à grande échelle n'a encore été construit pour ce concept [12].

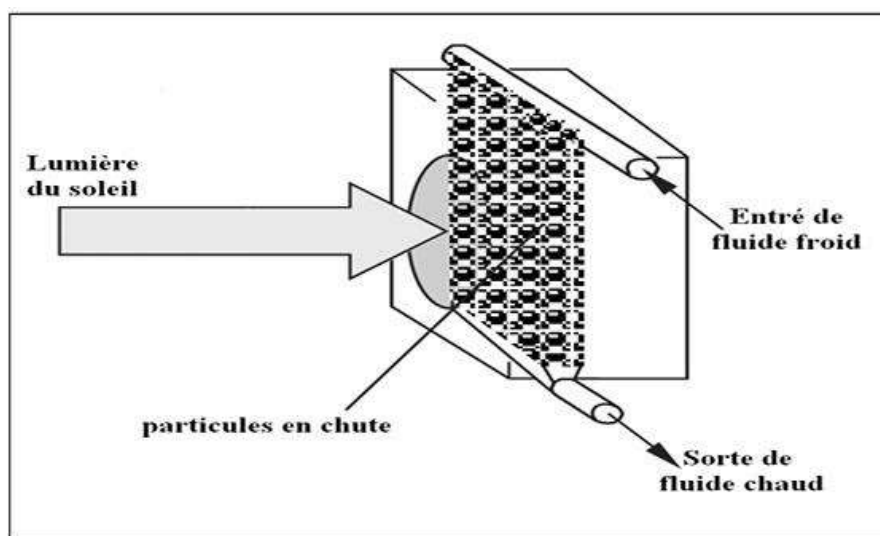


Figure II.14 : La lumière du soleil chauffe directement un film des petites particules en chute qui fournissent l'énergie au milieu d'écoulement [9]

II.7. Fluide caloporteur du récepteur :

Au moins quatre fluides caloporteurs sont susceptibles d'être utilisés : l'eau vapeur, les sels fondus, les métaux liquides et l'air [12].

II.7.1. Le récepteur à eau-vapeur :

Dans ce contexte, on utilise un récepteur externe ou un récepteur de tube évacué qui est alimenté en eau sous haute pression. Cependant, cette méthode présente un défi bien connu en termes de sollicitation mécanique des tubes, similaire à celui rencontré dans les chaudières à vapeur classiques. En effet, la nécessité d'entretenir ces tubes est coûteuse, car les incidents tels que l'éclatement d'un tube sont fréquents. De plus, les capacités d'extraction de chaleur sont très différentes entre les parties des panneaux qui sont en contact avec l'eau et celles qui sont en contact avec la vapeur. Par conséquent, la gestion de ce type de récepteur est délicate, nécessitant une surveillance continue de la répartition des flux solaires pour éviter la surchauffe et la fusion des tubes. En pratique, cela exige une manipulation sophistiquée des héliostats, avec des ajustements fins en permanence pour garantir une distribution adéquate du flux solaire. Ces contraintes sont parmi les raisons principales de l'abandon actuel de l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur dans ces systèmes [12].

II.7.2 Le récepteur à sel fondu :

On utilise ici des solutions qui ressemblent (récepteur externe) avec les distinctions suivantes :

- Le sel est toujours liquide et sans pression, ce qui sollicite la résistance mécanique des tubes (ils peuvent donc être fins).
- Il doit parcourir son circuit à grande vitesse pour que soient favorisés les échanges thermiques avec la paroi, ce qui provoque de fortes pertes de charge.
- Les tubes sont soumis à une corrosion qui peut devenir galopante si leur température n'est pas maintenue au-dessous d'une valeur critique.
- Ils doivent être réchauffés à une température suffisante avant leur remplissage par le sel (au-dessus de 140°C à Thémis, et de 220°C à Solar Two).

Le récepteur à sel fondu est un dispositif robuste, traversé sur toute sa surface par un liquide circulant à grande vitesse. Avant d'être rempli, il doit être préchauffé par un système de " traçage " électrique, une méthode efficace qui, lorsqu'elle est correctement mise en œuvre, offre des résultats satisfaisants. Cependant, des défauts dans sa réalisation peuvent

entraîner des incidents graves, notamment des surchauffes corrosives potentiellement destructrices et des pannes.

Cependant, son fonctionnement engendre des pertes de charge significatives, nécessitant l'utilisation de pompes de circulation puissantes. Ces dernières induisent une consommation électrique interne importante, ce qui affecte négativement le rendement global de conversion de la centrale [12].

II.7.3. Le récepteur à métal fondu :

L'intérêt d'utiliser un métal fondu comme fluide caloporteur réside dans sa grande conductivité thermique, ce qui lui confère des coefficients d'échange thermique favorables avec les parois. Ainsi, un récepteur utilisant un métal liquide tel que le sodium peut avoir une surface d'échange plus petite que celle requise pour un récepteur à sel. Par exemple, il peut être positionné directement dans le plan focal sans nécessiter de cavité pour augmenter ses surfaces d'échange. Théoriquement, cela signifie qu'un récepteur à sodium présenterait moins de pertes de charge qu'un récepteur à sel pour une puissance thermique équivalente, et il pourrait également être plus économique à construire.

Cependant, la pratique est plus complexe en raison des risques liés à l'inflammabilité du métal, ce qui nécessite la mise en place de dispositifs de sécurité coûteux. De plus, bien que le développement en cavité de la chaudière puisse améliorer son efficacité d'absorption, cela augmente également le coût de l'appareil. En outre, le sodium se révèle être un calo stockeur moins efficace que le sel fondu.

En conclusion, l'opinion générale est que malgré les avantages théoriques, la mise en œuvre pratique d'un récepteur à sodium présente des défis significatifs, comme l'illustre l'expérience d'une centrale de ce type à Alm[12].

II.7.4 Le récepteur à air :

Des efforts ont été déployés pour chauffer de l'air à des températures extrêmement élevées, typiquement 800°C, en utilisant un absorbeur métallique à paroi. Par exemple, l'expérience "Sirocco" menée par le CNRS au Grand Tour Solaire d'Odeillo-France au début des années 80 a exploré cette approche en mettant en œuvre une paroi métallique pour augmenter la surface d'échange. Cependant, ces solutions, bien que coûteuses et fragiles, présentent l'inconvénient supplémentaire d'avoir des surfaces de pertes à une température plus

élevée que celle de l'air chaud produit, en raison du gradient de température existant dans la paroi métallique [10].

Dans un souci de prévoyance, les concepteurs ont envisagé d'utiliser un récepteur volumétrique, comme précisé précédemment. Cependant, il est irréaliste de fermer un récepteur de grande taille avec une fenêtre en quartz, ce qui les contraint à alimenter leur cycle thermodynamique avec de l'air aspiré à pression atmosphérique depuis la face avant de l'absorbeur. Ce type de récepteur volumétrique est souvent appelé "ouvert" ou "à aspiration".

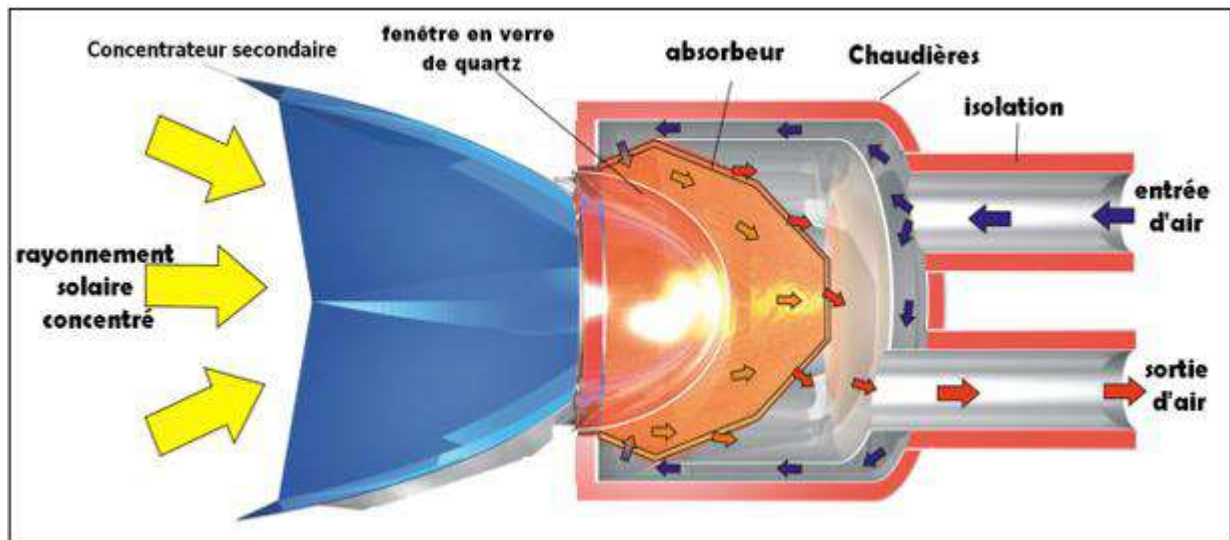


Figure II.15 : récepteur a air en quartz [11]

Dans le projet "Phoebus" en Espagne en 1994, un autre type de récepteur à air a été développé. Ce récepteur est simplement constitué d'un volume de laine métallique suffisamment étendu pour permettre au rayonnement solaire de pénétrer profondément et d'être absorbé progressivement sur toute son épaisseur. La température de l'air chaud produit est limitée à 750°C, bien que certains récepteurs permettant d'atteindre des températures encore plus élevées, jusqu'à 1000°C, aient également été développés. Cette solution présente des inconvénients majeurs, comme nous le verrons plus loin, mais elle est la seule à permettre de réduire significativement les pertes du récepteur, qui pourraient atteindre un niveau élevé en raison de la haute température de travail, en diminuant la température apparente du récepteur[12].

Chapitre III :

Les systèmes de stockage thermique

III.1 Introduction :

Ce chapitre examine en détail le stockage thermique, essentiel pour la durabilité et l'efficacité des systèmes d'énergie renouvelable, en particulier dans les tours solaires. Le stockage thermique permet de conserver la chaleur produite par l'énergie solaire pour une utilisation ultérieure, garantissant ainsi une production continue d'électricité.

Nous commençons par définir le stockage thermique dans le contexte des tours solaires, en expliquant les principes fondamentaux de la collecte et de la conservation de la chaleur. Ensuite, nous explorons diverses technologies de stockage thermique, en discutant des critères de sélection basés sur des considérations thermodynamiques, physiques, chimiques et économiques.

Le chapitre décrit ensuite les principales applications du stockage thermique, telles que la récupération de chaleur industrielle, le stockage d'énergie excédentaire, et le confort thermique dans les bâtiments. Nous analysons les techniques de stockage thermique, distinguant trois types principaux : le stockage sensible, le stockage latent et le stockage thermochimique, en détaillant les avantages et les inconvénients de chacune.

Enfin, nous examinons les propriétés des matériaux utilisés dans le stockage thermique, incluant les matériaux à changement de phase et les matériaux pour le stockage sensible, ainsi que les réactions thermochimiques pour des applications de stockage de longue durée.

Ce chapitre vise à offrir une compréhension complète des technologies de stockage thermique, de leurs applications et de leurs avantages pour la gestion efficace de l'énergie thermique, avec un accent particulier sur les systèmes solaires et industriels.

III.2 Définition :

Le stockage thermique pour une tour solaire est un processus qui consiste à collecter et à conserver la chaleur produite par l'énergie solaire concentrée pendant les périodes ensoleillées, afin de la libérer plus tard pour générer de l'électricité lorsque le soleil ne brille pas. Ce système permet d'assurer une production continue d'électricité à partir de l'énergie solaire, même pendant la nuit ou par temps nuageux.

III.3. Technologies du stockage thermique :

La production d'énergie sous forme de chaleur est principalement liée au solaire thermique, ainsi qu'aux sites industriels qui génèrent de la chaleur ou du froid dans leurs

activités. Les températures atteintes varient considérablement d'une technologie à l'autre : une centrale thermodynamique peut porter la vapeur d'eau à plus de 500°C, tandis qu'un panneau solaire installé sur le toit d'une maison élève la température de l'eau à environ 80°C. Lors de l'évaluation des besoins, la question de la durée de stockage se pose également :

- Pour la gestion des sources intermittentes de chaleur produites en journée et restituées le soir, le stockage peut s'étendre de quelques heures à une journée.
- Pour le stockage saisonnier du surplus de chaleur produit en été et restitué en hiver, la durée de stockage peut être de plusieurs mois.

Parmi les trois principes de stockage thermique (sensible, latent ou thermochimique), le choix dépend de critères :

- Thermodynamiques tels que la température de fusion, la capacité calorifique et la conductivité thermique.
- Physiques et chimiques, incluant la stabilité chimique, l'absence de décomposition et la résistance à la corrosion.

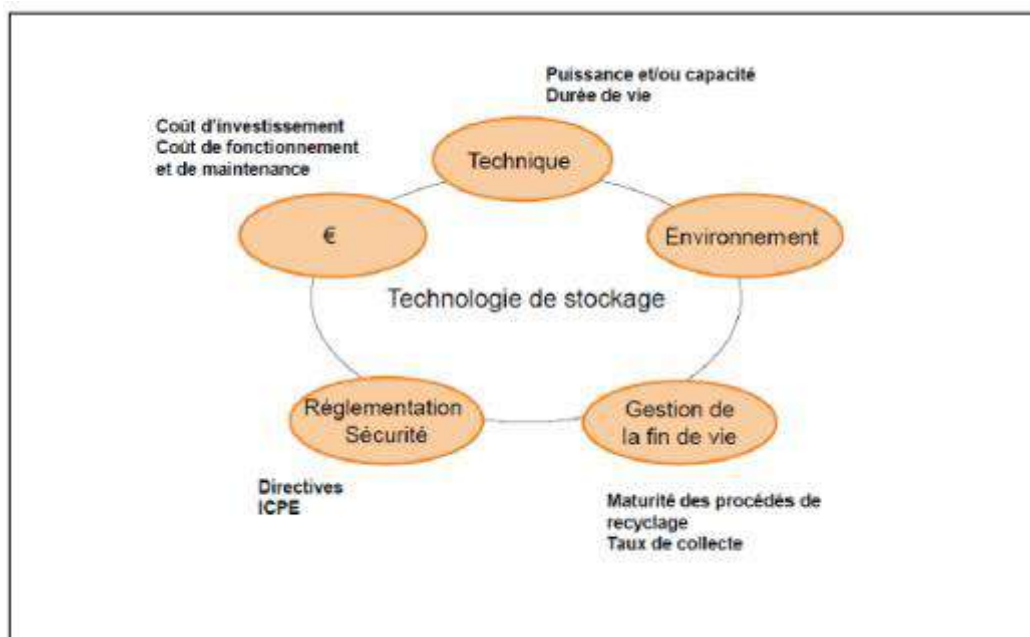


Figure III.1: Critères de choix d'une technologie de stockage [38].

Parmi les critères de sélection, il est essentiel de tenir compte de l'impact environnemental, notamment en ce qui concerne la nature des sels fondus utilisés dans

certaines technologies de stockage. Certains de ces sels peuvent être polluants et difficiles à traiter.

La maturité technologique est également un facteur à considérer. Par exemple, la technologie des chauffe-eaux sanitaires est bien établie et ne nécessite pas autant de développement que le stockage associé aux centrales thermodynamiques ou aux systèmes de stockage par réaction chimique, qui sont encore au stade de démonstration.

D'un point de vue économique, l'évaluation doit prendre en compte non seulement les coûts d'investissement, mais aussi les coûts d'exploitation, de maintenance et de recyclage.

Le volume du système de stockage joue un rôle clé dans cette évaluation. Il a un impact sur les coûts liés à l'isolation et à la quantité de matériaux nécessaires. Le stockage saisonnier par chaleur sensible présente des pertes thermiques importantes en raison de sa longue durée de stockage, ce qui entraîne un surcoût pour l'énergie stockée. En revanche, le stockage thermochimique est particulièrement adapté au stockage saisonnier car il ne subit pas de pertes avec le temps. Cependant, il n'est pas envisagé pour le stockage à court terme en raison de sa réversibilité plus lente par rapport à un système sensible [13].

Tableau III.1: Technologies de stockage [38].

Technologie de stockage	Principe	Remarques	Application principales et/ou états de maturité
Chaleur sensible	Augmentation/diminution de la température d'un matériau	Densité énergétique faibles, Puissance volumique potentiellement importantes, pertes	Disponible sur le marché, surtout pour le stockage à court terme
Chaleur latent	Fusion/solidification d'un matériau	Densité énergétique moyenne, problème de puissance thermique volumique	Disponible sur le marché mais amélioration encore souhaitées
Stockage thermochimique	Réaction chimique	Densité énergétique théorique Potentiellement Élevées	Stockage à long terme

III.4. Quelques applications du stockage thermique :

Parmi les applications courantes du stockage thermique, on peut mentionner les suivantes [14] :

III.4.1. Récupération de chaleur industrielle : Dans les installations industrielles, la chaleur perdue pendant leur fonctionnement peut être récupérée et utilisée ultérieurement pour d'autres besoins.

III.4.2. Stockage thermique du surplus d'énergie électrique : Pendant les heures creuses, l'énergie électrique excédentaire peut être stockée thermiquement pour couvrir les besoins lors des heures de pointe, lorsque les appels de puissance peuvent dépasser les capacités des centrales.

III.4.3. Stockage de l'énergie frigorifique :

Dans le domaine du froid industriel et de la climatisation, la capacité de production de froid disponible pendant les heures creuses peut être utilisée pour répondre aux besoins lors des pics de consommation d'énergie électrique.

III.4.4. Stockage de l'énergie solaire passive :

L'énergie produite par les systèmes solaires passifs pendant les journées ensoleillées peut être stockée pour une utilisation ultérieure, notamment pendant la nuit ou à d'autres moments.

III.4.5. Refroidissement des circuits électroniques :

Les circuits électroniques, lorsqu'ils fonctionnent en mode transitoire, nécessitent souvent des puissances de refroidissement supérieures à leurs puissances nominales. Le stockage d'énergie associé à ces circuits permet de gérer les appels de puissance sans surdimensionner les composants.

III.4.6. Confort thermique dans les bâtiments :

La gestion du confort thermique dans les bâtiments dépend non seulement de la température et de l'humidité de l'air ambiant, mais aussi des températures des parois. Le stockage par chaleur latente est attractif dans ce contexte.

III.5. Principales techniques de stockage de l'énergie thermique :

Un aperçu des principales techniques de stockage de l'énergie thermique est illustré à la (Figure III.2) :

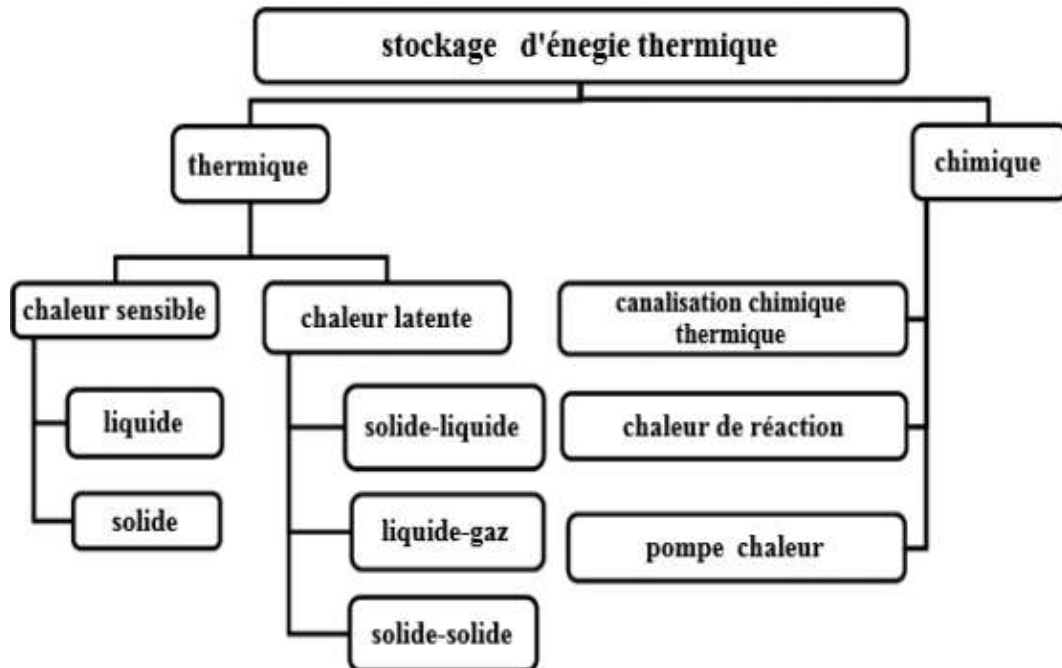


Figure III.2: Principales techniques de stockage de l'énergie thermique [15]

III.5. Stockage thermique latente :

La chaleur latente représente l'énergie requise pour modifier l'état physique d'une substance sans changer sa température. Elle joue également un rôle dans les transformations allotropiques des éléments. Lors de la fusion, l'apport de chaleur à un système en équilibre ne se manifeste pas par une augmentation de la vitesse moléculaire, mais plutôt par une élévation de l'énergie potentielle des molécules, leur permettant ainsi de s'affranchir de leurs positions fixes. En conséquence, la température du système demeure invariable durant l'intégralité du processus de changement d'état, correspondant à la température de transition de phase. Dans le cas d'un changement d'état (fusion), la quantité de chaleur mise en jeu s'écrit :

$$Q = m (h_f - h_i) = m \Delta h_f(J) \quad (III.1)$$

Où Δh_f est l'enthalpie spécifique de fusion. Généralement, il faut porter le matériau de sa température initiale T_i à sa température de fusion T_f et l'on écrit :

$$Q = m (h_f - h_i) = m C_P (T_f - T_i) + m \Delta h_f(J) \quad (III.2)$$

Pour un corps pur, la courbe représentant la variation de la température en fonction du temps est similaire à celle illustrée dans la figure 1.1. Lors du chauffage du matériau, préalablement à l'atteinte de sa température de fusion, la température varie de manière linéaire avec le temps. Cependant, durant la phase de changement d'état, la température demeure constante. Si T_f est la température de changement de phase d'un corps pur qui passe de la température T_1 à la température T_2 , avec $T_1 \leq T_f \leq T_2$ alors l'énergie stockée lors de cette transformation est [16] :

$$\Delta H = T_1 \int^{T_f} m C_S(T) dT + mL + T_f \int^{T_2} m C_L(T) dT \quad (\text{III.3})$$

$C_S(T)$: chaleur spécifique du corps à l'état solide.

$C_L(T)$: chaleur spécifique du corps à l'état liquide.

L : chaleur latente de changement de phase.

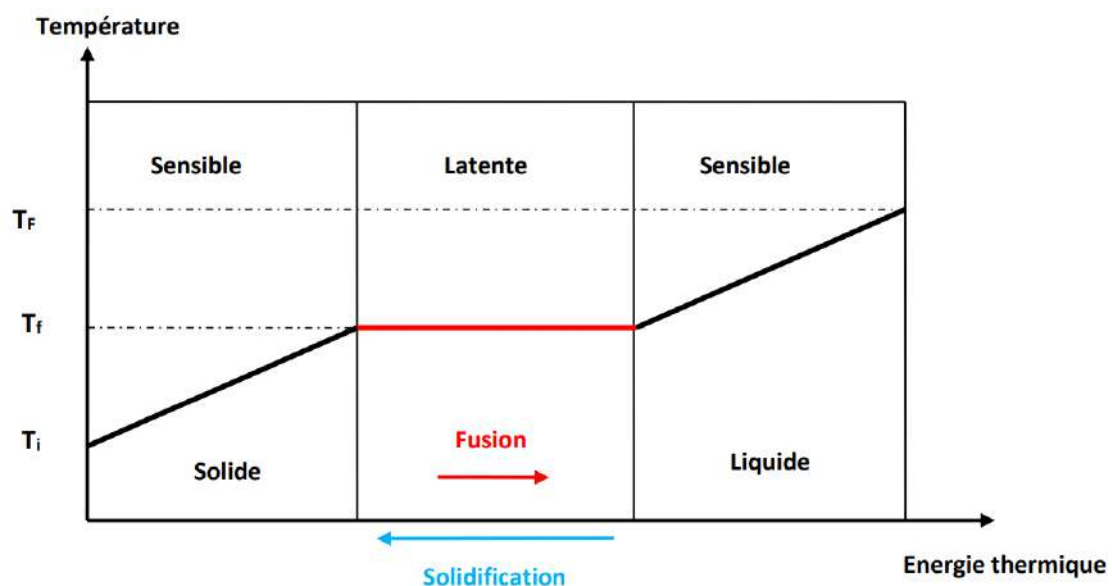


Figure III.3: Evolution de la température d'un corps homogène avec changement de d'état [17]

III.5.1. Propriétés des matériaux à changement de phase :

De nombreux matériaux à changement de phase présentent une température de fusion située dans l'intervalle thermique de 0 à 120°C. Néanmoins, leur utilisation en tant que matériaux de stockage thermique est conditionnée par la possession de propriétés thermodynamiques, cinétiques et chimiques spécifiques, lesquelles sont établies selon une série de critères déterminés [16].

III.5.2. Critères thermodynamiques :

Le matériau à changement de phase doit avoir :

- Une température de fusion dans la gamme de température souhaitée.
- Une chaleur latente par unité de masse élevée (une petite quantité du matériau doit pouvoir emmagasiner une grande quantité de chaleur).
- Une chaleur spécifique élevée de sorte que le matériau puisse disposer d'une chaleur sensible significative.
- Une fusion congruente.
- Une petite augmentation de volume pendant la phase détransition.

III.5.3. Critères cinétiques :

- Le matériau à changement de phase ne doit montrer ou presque pas de phénomène de surfusion.
- Le matériau fondu doit se cristalliser à la température de solidification indiquée par les tables thermodynamiques.

III.5.4. Critères chimiques :

Le matériau à changement de phase doit montrer :

- Une stabilité chimique.
- Aucune décomposition chimique de sorte qu'un système de stockage par chaleur latente soit fiable.
- Aucune action corrosive sur les matériaux de constructions ou sur leur contenant ; Aussi le matériau ne doit pas être nocif, il doit être non inflammable et non explosif.

III.5.5 Critères économiques :

Le matériau à changement de phase doit être :

- Disponible en grande quantité.
- A bon marché.

A priori aucun matériau à changement de phase ne peut satisfaire tous ces critères. Beaucoup de matériaux ont été étudiés comme de potentiels matériaux à changement de phase, mais peu d'entre eux sont commercialisés. Les matériaux à changement de phase se classent en trois grandes familles : les composés minéraux et les composés organiques et les mélanges de ces composés [16].

III.6. Stockage thermique sensible :

Le stockage de chaleur sensible implique l'accumulation d'énergie thermique en augmentant la température d'un matériau solide ou liquide, ce qui entraîne une variation proportionnelle de la température en fonction de l'énergie stockée. Ce processus permet des cycles répétés de stockage et de récupération de chaleur sans difficulté majeure, représentant ainsi un avantage significatif de cette méthode. Cependant, un inconvénient notable réside dans le besoin d'un volume substantiel de matériau de stockage [18].

La quantité de chaleur stockée dépend de divers facteurs tels que la capacité calorifique du matériau de stockage, les changements de température et la masse du matériau. Une gamme variée de matériaux peut être utilisée pour le stockage de chaleur sensible, notamment des roches, des galets, du sol, des briques, du sable, de l'eau, de l'huile et de l'air [19].

Contrairement au stockage de chaleur latente, le stockage de chaleur sensible n'implique pas de changement de phase. L'équation fondamentale pour calculer la quantité de chaleur stockée peut être formulée comme suit :

$$\varphi = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (\text{III.4})$$

Ou

$$\varphi = \rho \times s \times v \times c_p \times \Delta T \quad (\text{III.5})$$

Avec :

- $\dot{m}$: la débit massique de l'air [kg/s].
- ρ : la masse volumique de l'air [Kg/m³].
- s : la section de passage d'air [m²].
- v : la vitesse de l'air [m/s].
- c_p : la chaleur spécifique du l'air [J/kg. K].
- ΔT : la variation de température d'entrée et sortie [°C].

Il est observé que la quantité d'énergie emmagasinée est directement proportionnelle à la différence de température. Ainsi, ce mode de stockage se révèle particulièrement avantageux dans des contextes où de grands écarts de température sont présents. Deux scénarios distincts sont généralement envisagés :

- Si $T_2 > T_1$ on parlera de stockage du chaud.

- Si $T_2 < T_1$ on parlera de stockage du froid.

Dans le cadre du stockage par chaleur sensible, les matériaux présentant des capacités calorifiques élevées sont privilégiés, par exemple des liquides comme l'eau et des solides comme les pierres. Les supports de stockage de chaleur sensible peuvent être regroupés en deux catégories principales :

- Les supports liquides (eau, fluides à base d'huile, sel fondu, etc.)
- Les supports solides (roches, sable, etc.).

Certaines propriétés des substances utilisées comme matériau de stockage de chaleur sensible sont données dans le (Tableau III.2).

Tableau III.2: Propriétés des matériaux de stockage de chaleur sensible à 20 °C [20]

Matériaux	Densité (Kg/m ³)	Chaleur Spécifique (J/kg. K)	Capacité thermique Volumétrique (J/m ³ K)
Argile	1458	8798	1.28
Briques	1800	837	1.51
Grés	2200	712	1.57
Bois	700	2390	1.67
Béton	2000	880	1.76
Verre	2710	837	2.27
Aluminium	2710	896	2.43
Ferre	7900	452	3.57
Acier	7840	465	3.68
Eau	988	4182	4.17

III.6.1. Stockage sensible par liquide :

Les liquides sont largement privilégiés dans le domaine du stockage thermique en raison de leur disponibilité abondante et de leur compétitivité économique. Parmi eux, l'eau demeure le choix le plus courant pour les applications à basse température, généralement entre 25 et 90 °C. Avec une capacité de stockage de chaleur de 250 kJ/kg pour une variation de température de 60 °C, l'eau est largement employée dans les systèmes solaires pour le chauffage des bâtiments et l'eau chaude sanitaire [21]. Cependant, son utilisation dans des applications à haute température est entravée par sa pression de vapeur élevée, nécessitant ainsi l'emploi de réservoirs de stockage volumineux pour éviter les complications.

D'autres liquides sont également utilisés pour le stockage de chaleur sensible, notamment les sels fondus et les huiles organiques [22]. Cependant, l'utilisation de ces liquides est confrontée à des défis de sécurité et de stabilité, ce qui requiert des systèmes de contrôle sophistiqués pour leur manipulation [23].

Tableau III.3: Principales caractéristiques des matériaux utilisés dans le stockage liquide [38].

Milieu de stockage	Température (K)	Densité (Kg/m ³)	Conductivité thermique (W/m. K)	Capacité calorifique (KJ/Kg. K)	Cout (US\$/Kg)	Cout par (US\$/KWh)
Sel solaire HITECH	120-133	1990	0.6	-	-	-
Huile minérale	200-300	770	0.12	2.6	0.3	4.2
Huile Synthétique	250-350	900	0.11	2.3	3	42
Huile de silicone	300-400	900	0.1	2.1	5	80
Sel nitrite	250-450	1825	0.57	1.5	1	12
Sel de nitrates	265-565	1870	0.52	1.6	0.5	3.7
Sel de carbonate	450-850	2100	2	1.8	2.4	11
Sodium Liquide	270-530	850	71	1.3	2	21

III.6.2. Stockage sensible par solide :

Contrairement au stockage liquide, le stockage thermique dans des milieux solides offre une flexibilité d'utilisation à la fois pour les applications à haute et basse température, sans être limité par les contraintes telles que la pression de vapeur dans le cas de l'eau, ou les limitations

inhérentes à d'autres liquides (corrosion, stabilité, sécurité, etc.). Un large éventail de matériaux solides est disponible à cet effet.

La fonte se distingue comme le matériau le plus performant en termes de densité de stockage, dépassant celle de l'eau [24]. Cependant, son coût élevé le rend moins compétitif par rapport à d'autres matériaux comme le béton, la brique, la pierre, ou le sable. Le retour sur investissement pour la fonte est significativement prolongé. Dans le domaine des applications solaires, le béton et la pierre émergent comme les matériaux les plus répandus et adaptés pour les besoins du secteur du bâtiment [25]. Par exemple, pour une variation de température de 50 °C, le béton et la pierre offrent une capacité de stockage d'environ 36 kJ/kg.

En règle générale, le stockage sensible par un matériau solide requiert un volume plus important que le stockage par un liquide.

La Figure III.4 illustre un exemple de comparaison de volume nécessaire au stockage pour la même quantité d'énergie stockée (143,4.108 J).

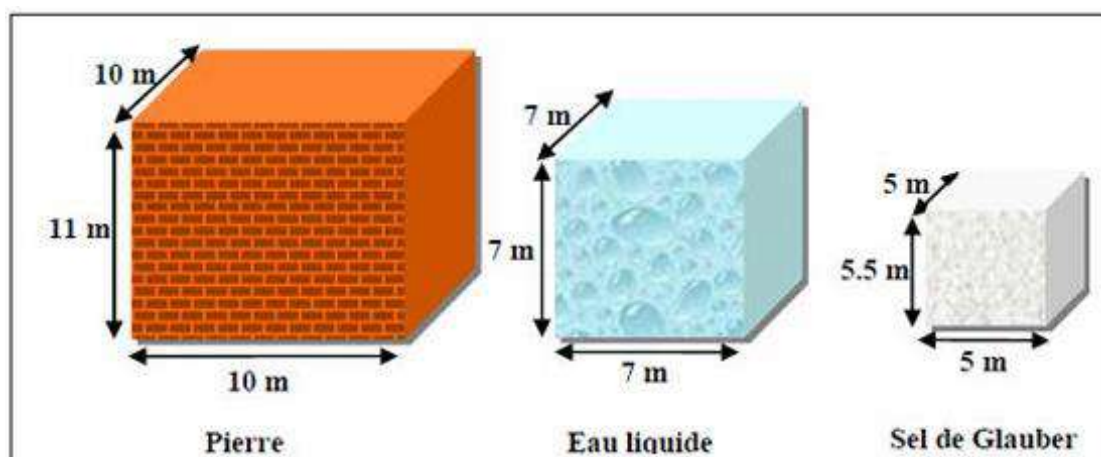


Figure III.4: Volume nécessaire pour la même énergie stockée [38].

III.7. Stockage thermochimique :

L'énergie thermochimique correspond à la chaleur absorbée ou dégagée pendant une réaction chimique, qu'elle soit endothermique ou exothermique. Le principe du stockage d'énergie thermochimique repose sur l'utilisation de l'énergie contenue dans les liaisons chimiques des composés, qui est libérée ou absorbée lors de réactions chimiques réversibles. Ce type de système de stockage possède généralement une grande capacité de stockage de chaleur, car des quantités significatives d'énergie chimique sont impliquées dans la rupture et la formation de nouvelles liaisons moléculaires au cours de réactions chimiques réversibles. Le

stockage thermochimique peut s'effectuer via un caloduc chimique ou une pompe à chaleur chimique. Ce système est plus complexe que le stockage par chaleur sensible ou latente. Pour être efficace, la réaction chimique doit être réversible, et les composés chimiques employés doivent être sûrs et non corrosifs.

III.7.1. Types de réactions selon les éléments mis en jeu :

- Les réactions d'hydratation mettant en jeu des molécules d'eau : exemple zéolithes
- Les réactions d'oxydoréduction : exemple BaO/BaO₂
- Les réactions de carbonatation : exemple MgO/MgCO₃

Elles sont généralement mises en œuvre à partir d'un matériau solide qui sert de support, et un gaz qui apporte la molécule d'hydratation, oxydation ou carbonatation (H₂O, O₂ ou CO₂). L'ammoniac (NH₃) est également parfois utilisé.

Ce sont des mécanismes de sorption et désorption – si la combinaison se limite à la surface du solide, on parle d'adsorption et de désorption. Si la combinaison se fait dans le volume du solide, on parle d'absorption [26].

III.7.2. Adsorption/désorption des molécules d'eau :

L'énergie de surface de la solide baisse lorsque les molécules d'eau se fixent à la surface. Le solide peut être :

- Des cristaux de zéolithe (formé d'un squelette microporeux d'aluminosilicate).
- Des molécules d'aluminophosphates agencées spatialement de manière bien définie.
- Des sels comme le bromure de strontium SrBr₂, le chlorure de calcium CaCl₂, ou des composites combinant plusieurs sels [26].

III.7.3. Les réactions d'oxydoréduction réversibles et les carbonatations :

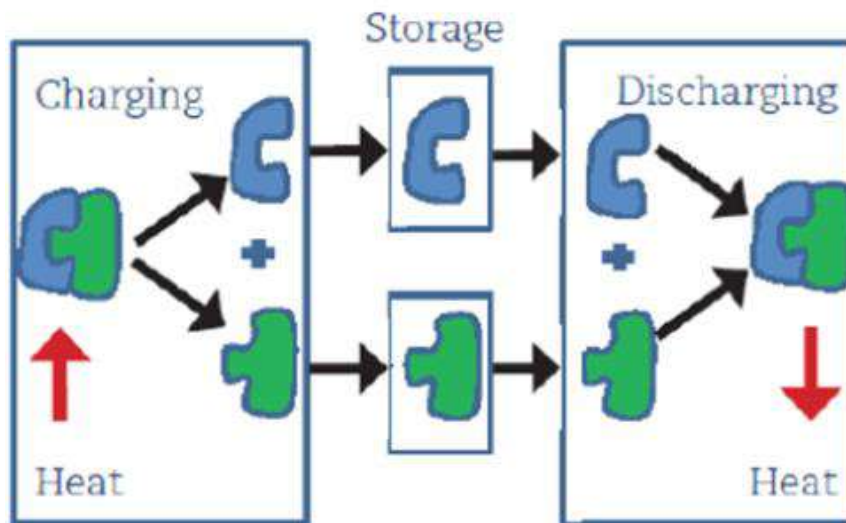


Figure III.5: Principe de sorption et désorption [26]

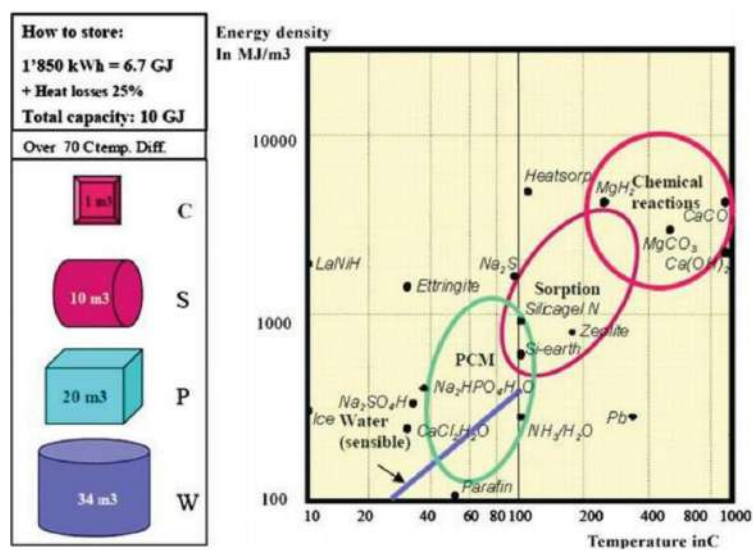


Figure III.6: Comparaisons de diverses technologies [26]

Tableau III.4 : L'adsorption et l'absorption [26]

Sorbent	Sorbate	Charging temperature[°C]	Discharging temperature[°C]	Energy density [kWh/m ³]
Adsorption				
Silica gel	H ₂ O	88	32	50-125
Zeolite 13X	H ₂ O	160-180	20-40	97-160.5
Zeolite 4A	H ₂ O	180	65	130-148
Zeolite 5A	H ₂ O	80-120	20-30	83
Zeolite MSX	H ₂ O	230		154
APO-n	H ₂ O	95-140	40	240
SAPO-n	H ₂ O	95-140	40	---
MeAPO-n	H ₂ O	95-140	40	---
Absorption				
CaCl ₂	H ₂ O	45-138	21	120-381
LiCl	H ₂ O	66-87	30	253-400
LiCl ₂	H ₂ O	46-87	30	253
LiBr	H ₂ O	40-90	30	253-250
NaOH	H ₂ O	50-95	70	154-250
SrBr ₂	H ₂ O	80	---	60-321

III.7.6. Stockage par adsorption :

Fantana et Schelle ont identifié le phénomène d'adsorption dès 1711 [27]. Ce processus, illustré dans la figure II-1, implique la fixation de molécules de gaz (appelées adsorbat) sur la surface d'un solide (adsorbant), résultant en une concentration accrue de ces molécules de gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale de gaz initiale, sans altération du volume de l'adsorbant.

L'adsorption est influencée par diverses propriétés physiques (comme la porosité et la surface spécifique) et chimiques (comme l'acidité) du solide, ainsi que par la nature des molécules adsorbées. Durant le processus d'adsorption, il n'y a pas de réaction chimique entre le gaz et le solide, préservant ainsi l'intégrité physique et la structure cristallographique du solide sans gonflement.

Un phénomène connexe est la libération de chaleur, appelée chaleur isostérique d'adsorption, qui résulte de deux types d'interactions :

- Les interactions entre l'adsorbant et les molécules adsorbées.
- Les interactions entre différentes molécules adsorbées.

L'adsorption est déjà appliquée dans divers processus physiques et industriels, notamment dans la filtration et la purification des gaz, le traitement des eaux potables et les cycles de réfrigération. Le processus d'adsorption implique trois phases :

- La phase gazeuse composée de molécules de gaz.
- La phase adsorbée contenant les molécules adsorbées à la surface.
- La phase solide constituée de l'adsorbant.

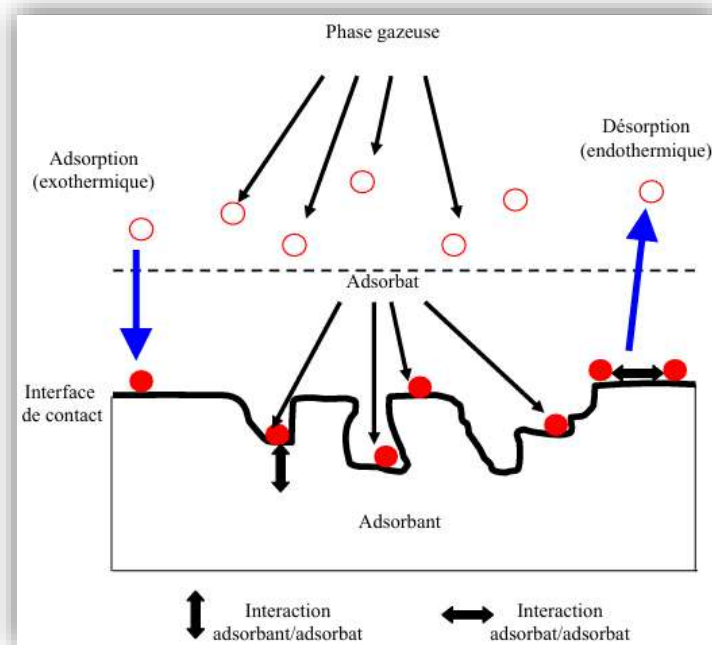


Figure III.7: Phénomène d'adsorption [28]

La désorption est le processus inverse de l'adsorption, dans lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide se détachent, souvent sous l'effet d'une augmentation de la

température. Ce phénomène se caractérise par une diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport à la concentration totale de gaz adsorbé. La désorption est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'il est chauffé.

III.7.6.1. Expression de Q_f :

La quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f est donnée par [1,32] :

$$Q_f = m_a \Delta m [L(T_e) - T_c \int_{T_e} C_{pl}(T) dT] \quad (\text{III.6})$$

Le premier composant de cette expression symbolise l'énergie thermique absorbée lors du processus d'évaporation du réfrigérant à la température déterminée T_e .

Le second élément évoque l'énergie sensible requise pour élever la température du condensat depuis sa température de condensation jusqu'à atteindre la température d'évaporation T_e .

Où " $L(T)$ " et " $C_{pl}(T)$ " représentent, respectivement, la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide.

" m_a " est la masse de l'adsorbant solide présente dans l'adsorbeur.

" Δm " désigne la masse cyclée de l'adsorbat, obtenue selon la formule suivante :

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (\text{III.7})$$

" m_{max} " correspond à la masse adsorbée à la température d'adsorption " T_a " et à la pression d'évaporation " P_e ", calculée en utilisant le modèle de Dubinin-Astakhov.

" m_{min} " désigne la masse adsorbée à la température de régénération " T_g " et à la pression de condensation " P_c ", également calculée avec le modèle de Dubinin-Astakhov [28].

III.7.6.2. Expression de Q_c :

L'adsorbeur reçoit l'énergie provenant de la source chaude, dont une fraction est dédiée au chauffage des composants métalliques de l'adsorbeur. Une autre proportion est allouée au chauffage de l'adsorbant et de l'adsorbat, tandis que le reste est utilisé pour le processus de désorption.

$$Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (\text{III.8})$$

Q_1 : Chaleur sensible de l'adsorbant.

Q_2 : Chaleur sensible des parties métalliques.

Q_3 : Chaleur sensible de l'adsorbat.

Q_{des} : Chaleur de désorption.

Dans la continuité de ce chapitre, nous faisons l'hypothèse d'incompressibilité des liquides et des solides, impliquant que $C_p = C_v$.

C_p représente la chaleur spécifique à pression constante

C_v représente la chaleur spécifique à volume constant [28].

III.7.7. Stockage par absorption :

Le stockage thermique par absorption, également appelé stockage thermochimique, constitue un procédé de rétention d'énergie qui exploite des réactions chimiques pour assimiler et libérer de la chaleur. Cette méthode repose sur la capacité des matériaux à absorber la chaleur lors de leur réaction avec un agent absorbant, puis à la restituer lorsqu'ils interagissent avec un agent désorbant. Utilisé couramment dans les domaines du chauffage, du refroidissement et de la production d'électricité, ce système implique plusieurs phases : l'absorption, durant laquelle le matériau absorbant assimile la chaleur en réagissant avec l'agent absorbant ; la désorption, où la chaleur est libérée lors de la réaction entre le matériau absorbant et l'agent désorbant ; enfin, la régénération du matériau absorbant en vue de sa réutilisation ultérieure. Bien que le stockage thermique par absorption présente divers avantages, comme sa capacité à stocker de grandes quantités d'énergie à un coût modéré et sa polyvalence dans de multiples applications, il souffre néanmoins de rendements énergétiques relativement faibles et de défis associés au choix des matériaux absorbants et désorbants [29].

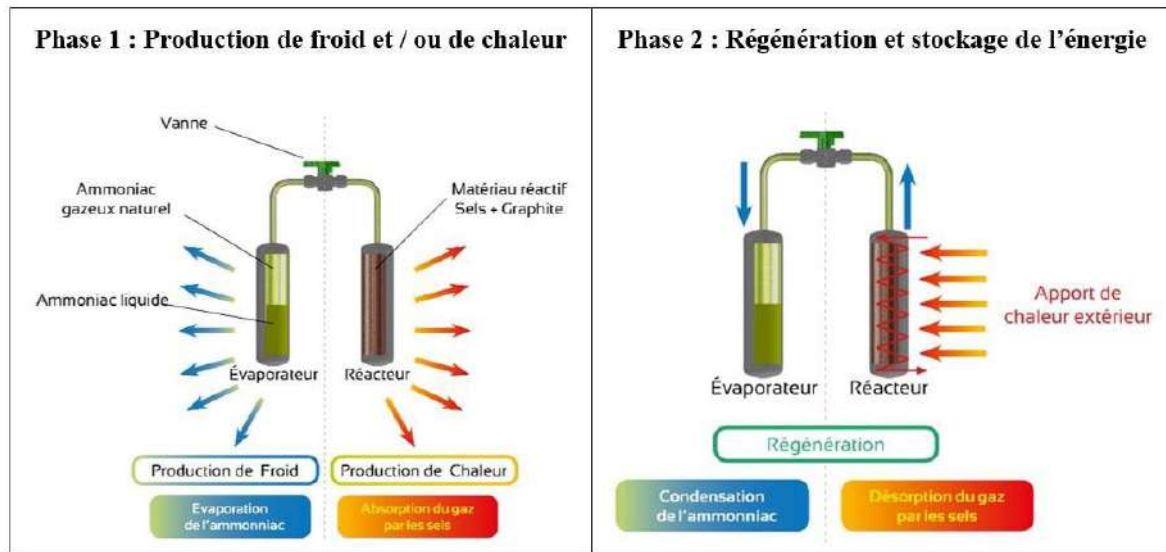


Figure III.8: : Principe de fonctionnement du système thermochimique [39]

III.7.7.1. Principes de fonctionnement et performances des systèmes frigorifiques à absorption liquide :

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides, d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- ❖ Eau+Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), l'eau étant le fluide frigorigène.
- ❖ Ammoniac+Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

Le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ servira de fil conducteur au développement qui va suivre. On trouvera en [30] un document plus particulièrement consacré au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

III.7.7.2. Le cycle de base :

Schématiquement, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés dans la Figure III.9 :

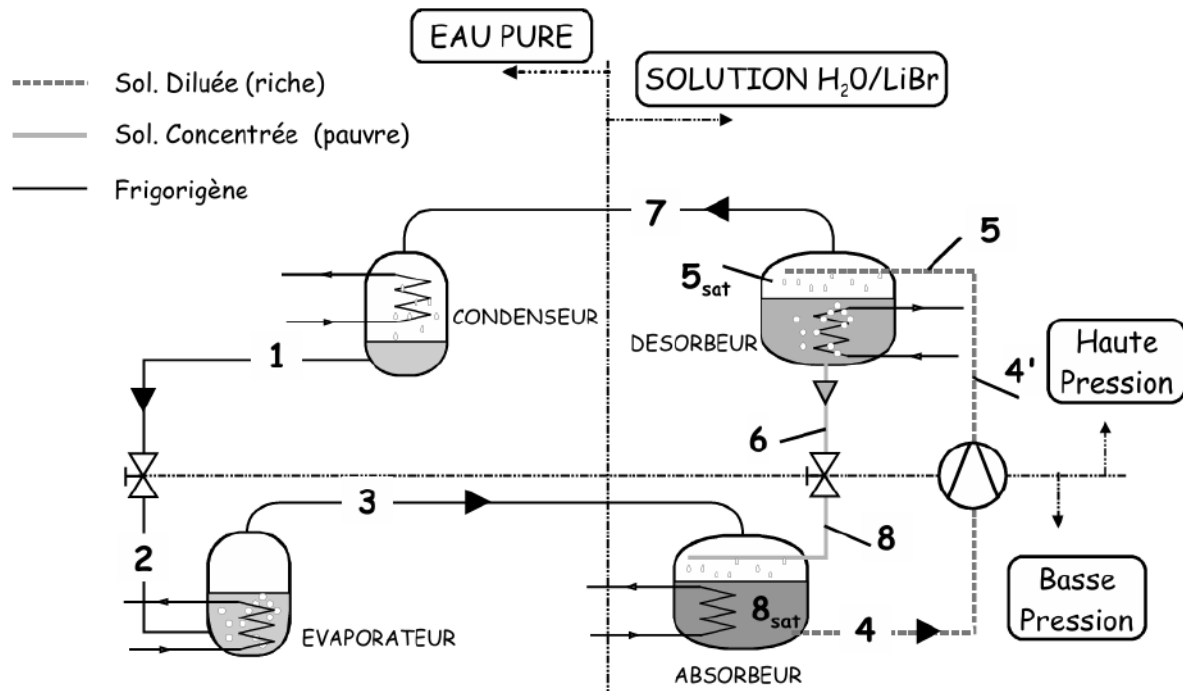


Figure III.9: Structure d'une machine frigorifique à absorption [40]

III.7.7.3. Bilan masse :

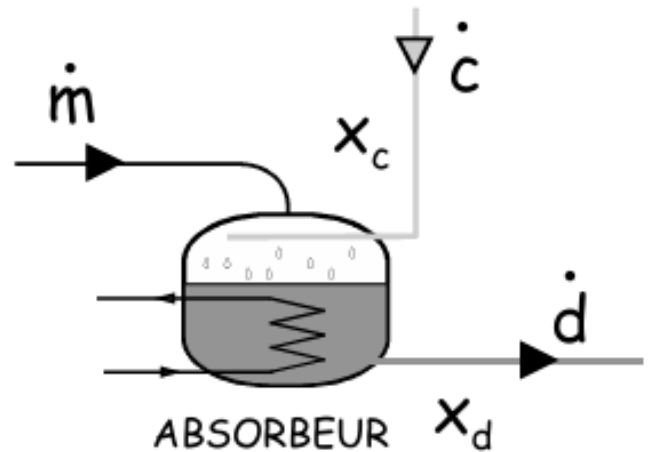
Appelons m , c , d les débits-masse respectivement du frigorigène, de la solution concentrée et de la solution diluée et x_c , x_d les titres en frigorigène de la solution concentrée et de la solution diluée. Bien évidemment ces titres en frigorigène sont reliés aux titres en sorbant par :

$$X_r = 1 - x_d \quad \text{et} \quad x_d = 1 - x_c$$

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans-masse peuvent être effectués :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m} + \dot{c} - \dot{d} = 0 \quad (\text{III.9}) \\ \dot{c} x_c - \dot{d} x_d = 0 \quad (\text{III.10}) \end{array} \right.$$

On en déduit une expression de $\dot{c}$ et $\dot{d}$ en fonction de $\dot{m}$ et des différents titres en frigorigène



$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{d} = \dot{m} \times x_c / (x_c - x_d) \quad (\text{III.11}) \\ \dot{c} = \dot{m} \times x_d / (x_c - x_d) \quad (\text{III.12}) \end{array} \right.$$

III.7.7.4. Bilan enthalpique :

On effectue les bilans enthalpiques sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur [31] :

- Condenseur : $\dot{Q} = \dot{m} \times (h_1 - h_7)$ (III.13)
- Evaporateur : $\dot{Q} = \dot{m} \times (h_3 - h_2)$ (III.14)
- Désorbeur : $\dot{Q} = \dot{m} \times h_7 + \dot{c} \times h_6 - \dot{d} \times h_5$ (III.15)
- Absorbeur : $\dot{Q} = \dot{d} \times h_4 - \dot{m} \times h_3 - \dot{c} \times h_8$ (III.16)
- Pompe : $\dot{W} = \dot{d} (h_4 - h_4)$ (III.17)

Chapitre IV :

Modélisation

du calcul de

stockage

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons examiner en détail les systèmes de stockage thermique appliqués à une tour solaire. L'objectif est d'évaluer différents systèmes de stockage thermique en se basant sur un cas d'étude spécifique de tour solaire. Ce chapitre est structuré de manière à fournir une analyse approfondie des caractéristiques de la tour solaire, du profil de température du fluide caloporteur à des angles optimaux, ainsi que des températures ambiantes annuelles. Nous explorerons ensuite les paramètres de calcul pour chaque système de stockage : chaleur sensible, chaleur latente, adsorption, et absorption.

Le but de notre étude est de comparer l'efficacité de chaque système de stockage, et cela se fait sur la base des données suivantes :

IV.2 Le tour solaire sur lequel l'étude est projetée :

Pour étudier et évaluer les systèmes de stockage thermique de la tour solaire, nous prenons l'exemple suivant :

Tableau IV.1. Les caractéristiques de tour solaire [32]

Champ solaire	
Largeur (m)	10.95
Hauteur (m)	10.95
Surface d'Héliostat (m ²)	120
Nombre d'Héliostat	2650
Récepteur thermique	
Hauteur de la tour (m)	Particule
Hauteur récepteur (m)	140
Diamètre du récepteur (m)	10
Fluide caloporteur	Sel fondu
Température d'entrée (°C)	290
Température de sortie (°C)	574
Diamètre intérieur (m)	0.0226
Diamètre extérieur (m)	0.025
Nombre des tubes	58

IV.3. Le profil de températures de fluide caloporteur à les angles optimaux:

Tableau IV.2. Température optimale du fluide caloporteur en fonction des angles de positionnement de miroir pour une journée de différentes de mois à différentes heures [32]

Moi	Jour	Heurs (h)	Angle de face (°)	Angle d'inclinaison (°)	Angle d'azimute d'héliostat (°)	Température de fluide (°C)
Janvier	16	6	45	41	-34	236
Janvier	16	7	-45	44	-29	240
Janvier	16	8	-45	42	-32	282
Janvier	16	9	-45	39	-36	349
Janvier	16	10	-45	37	-38	421.369
Janvier	16	11	-45	36	-30.1982	476.59
Janvier	16	12	15	35	1	497.17
Janvier	16	13	45	36	30	477
Janvier	16	14	45	37	38	421
Janvier	16	15	45	39	36	349
Janvier	16	16	45	42	32	282
Janvier	16	17	45	44	29	240
Janvier	16	18	-45	41	34	236
Février	48	6	45	40	-35	236
Février	48	7	-45	43	-31	244
Février	48	8	-45	44	-30	292
Février	48	9	-45	41	-34	367
Février	48	10	-45	38	-35	447
Février	48	11	-45	37	-26.7871	508
Février	48	12	7.99999	37	0	530
Février	48	13	45	37	27	508
Février	48	14	45	38	35	447
Février	48	15	45	41	34	367
Février	48	16	45	44	30	292
Février	48	17	45	43	31	244
Février	48	18	-45	40	35.3149	236
Mars	75	6	45	37	-39	235
Mars	75	7	-45	40	-34	255
Mars	75	8	-45	44	-30	317
Mars	75	9	-45	44	-29	410
Mars	75	10	-45	41	-28	511
Mars	75	11	-45	40	-20.3558	588
Mars	75	12	6.99999	40	0	615
Mars	75	13	45	40	20	588
Mars	75	14	45	41	28	511
Mars	75	15	45	44	29	410
Mars	75	16	45	44	30	317

Mars	75	17	45	40	34.0651	255
Mars	75	18	-45	37	39	235
Avril	106	6	45	36	-41	234.999
Avril	106	7	-45	39	-35	259.64
Avril	106	8	-45	43	-31	329
Avril	106	9	-45	45	-27	424
Avril	106	10	-45	43	-26	532
Avril	106	11	-45	41	-18.4376	614
Avril	106	12	11	41	0	643
Avril	106	13	45	41	18	614
Avril	106	14	45	43	26	532
Avril	106	15	45	45	27	423.848
Avril	106	16	45	43	31	328.58
Avril	106	17	45	39	35	260
Avril	106	18	-45	36	41	235
Mai	138	6	45	36	-41	235
Mai	138	7	-45	39	-36	261
Mai	138	8	-45	43	-31	332
Mai	138	9	-45	45	-27	427
Mai	138	10	-45	43	-26	536
Mai	138	11	-45	42	-17.8591	618
Mai	138	12	7.99999	41	0	648
Mai	138	13	45	42	18	618
Mai	138	14	45	43	26	536
Mai	138	15	45	45	27	427
Mai	138	16	45	43	31	332
Mai	138	17	45	39	36	261
Mai	138	18	-45	36	41	235
Juin	170	6	45	36	-41	235
Juin	170	7	-45	39	-36	262
Juin	170	8	-45	42	-31	333
Juin	170	9	-45	45	-27	427
Juin	170	10	-45	43	-25	537
Juin	170	11	-45	42	-1.76E+01	620
Juin	170	12	3.99999	42	0	649
Juin	170	13	45	42	18	620
Juin	170	14	45	43	25	537
Juin	170	15	45	45	27	427
Juin	170	16	45	42	31	333
Juin	170	17	45	39	36	262
Juin	170	18	-45	36	41	235
Juillet	196	6	45	37	-40	236
Juillet	196	7	-45	40	-35	257

Juillet	196	8	-45	44	-30	319
Juillet	196	9	-45	44	-28	410
Juillet	196	10	-45	42	-28	510
Juillet	196	11	-45	41	-1.96E+01	586
Juillet	196	12	1.99999	40	0	613
Juillet	196	13	45	41	20	586
Juillet	196	14	45	42	28	510
Juillet	196	15	45	44	28	410
Juillet	196	16	45	44	30	319
Juillet	196	17	45	40	35	257
Juillet	196	18	-45	37	40	236
Août	228	6	45	37	-39	237
Août	228	7	-45	41	-34	254
Août	228	8	-45	44	-29	311
Août	228	9	-45	43	-30	400
Août	228	10	-45	41	-29	495
Août	228	11	-45	40	-21.056	567
Août	228	12	3.99999	39	0	593
Août	228	13	45	40	21	567
Août	228	14	45	41	29	495
Août	228	15	45	43	30	400
Août	228	16	45	44	29	311
Août	228	17	45	41	34	254
Août	228	18	-45	37	39	237
Septembre	260	6	45	38	-37	237
Septembre	260	7	-45	41	-33	250
Septembre	260	8	-45	45	-28	303.158
Septembre	260	9	-45	42	-31	388
Septembre	260	10	-45	40	-31	478
Septembre	260	11	-45	39	-22.951	546
Septembre	260	12	5.99999	38	0	570
Septembre	260	13	45	39	23	546
Septembre	260	14	45	40	31	477.853
Septembre	260	15	45	42	31	388
Septembre	260	16	45	45	28	303
Septembre	260	17	45	41	33	250
Septembre	260	18	-45	38	37	237
Octobre	290	6	45	41	-34	237
Octobre	290	7	-45	44	-29	240.731
Octobre	290	8	-45	42	-32	281
Octobre	290	9	-45	39	-36	346
Octobre	290	10	-45	37	-38	415
Octobre	290	11	-45	36	-30.5628	469

Octobre	290	12	19	35	1	489
Octobre	290	13	45	36	31	469
Octobre	290	14	45	37	38	415
Octobre	290	15	45	39	36	345.691
Octobre	290	16	45	42	32	281
Octobre	290	17	45	44	29	241
Octobre	290	18	-45	41	34	237
Novembre	318	6	45	44	-31	236
Novembre	318	7	-45	43	-31	234
Novembre	318	8	-45	39	-36	261
Novembre	318	9	-45	36	-41	308
Novembre	318	10	-45	34	-46	361
Novembre	318	11	-45	32	-41	402
Novembre	318	12	45	32	3	417
Novembre	318	13	45	32	41	402
Novembre	318	14	45	34	46	361
Novembre	318	15	45	36	41	308
Novembre	318	16	45	39	36	261
Novembre	318	17	45	43	31	234
Novembre	318	18	-45	44	31	236
Décembre	349	6	45	37	-39	235
Décembre	349	7	-45	40	-34	255.133
Décembre	349	8	-45	44	-30	319
Décembre	349	9	-45	44	-29	415
Décembre	349	10	-45	42	-28	519
Décembre	349	11	-45	40	-20.2199	597
Décembre	349	12	6.99999	40	0	626
Décembre	349	13	45	40	20	597
Décembre	349	14	45	42	28	519
Décembre	349	15	45	44	29	414.783
Décembre	349	16	45	44	30	319
Décembre	349	17	45	40.2103	34.153	255.133
Décembre	349	18	-45	37.0132	39.1287	234.981

Notre étude dépend de la température moyenne de chaque jour, c'est-à-dire que nous prenons la température moyenne du fluide et Sur la base de l'interpolation des données pour la température moyenne idéale (angles de miroir idéaux des tours solaires) du fluide caloporteur, et de ce point de vue nous obtenons :

Tableau IV.3. Les températures moyennes de fluide caloporteur de chaque mois

Mois	T _{ce} moy (°C)
Janvier	362.0081
Février	377.7904
Mars	390.0669
Avril	398.8376
Mai	404.1025
Juin	405.8616
Juillet	404.1149
Août	398.8624
Septembre	390.1041
Octobre	377.84
Novembre	362.0701
Décembre	342.7944

IV.4. La température ambiante annuelle

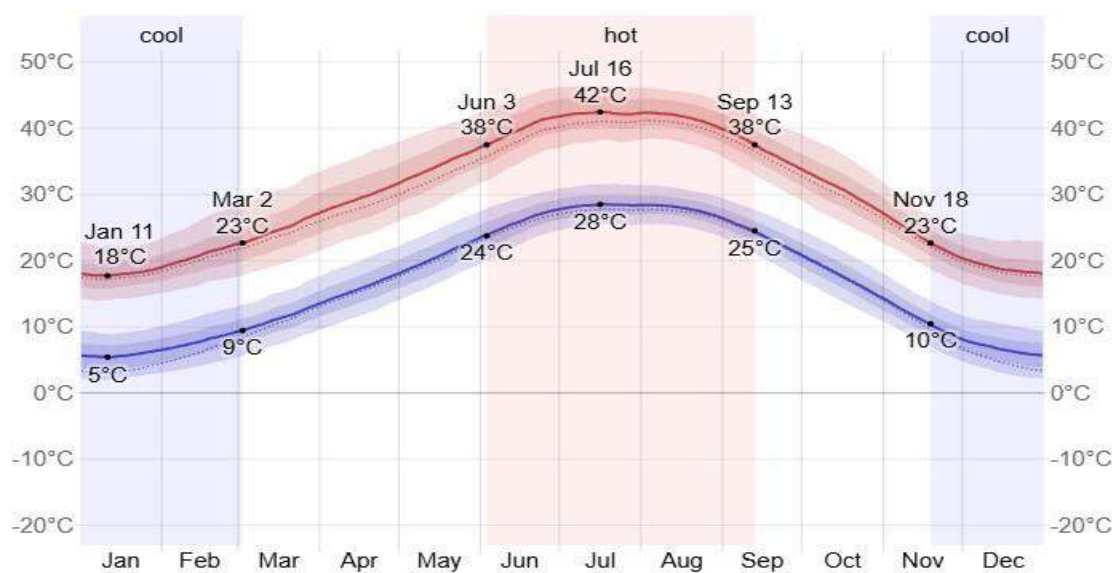


Figure IV.1. La température ambiante moyenne de chaque mois [33]

Tableau IV.4. Les températures ambiantes moyennent pour chaque mois [33]

Average	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
T_{amb}	11°C	14°C	18°C	23°C	28°C	33°C	36°C	35°C	31°C	24°C	17°C	12°C

IV.5. Les paramètre de calcule de chaque système :

IV.5.1. Pour le système de stockage par chaleur sensible

Dans ce cas, nous nous appuyons sur l'égalité entre Q_f et Q_c (nous considérons l'énergie perdue négligée)

$$Q_f = Q_c \quad (IV.1)$$

$$Q_f = m_f \times c_{pf} \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (IV.2)$$

$$Q_c = m_c \times c_{pc} \times (T_{ce} - T_{cs}) \quad (IV.3)$$

Où

Q_f : Quantité de chaleur reçue par fluide froid de stockage J

Q_c : Quantité de chaleur libérée par fluide chaud (caloporteur) J

m_f : Masse de fluide froid (de stockage sensible) kg

m_c : Masse de fluide chaud (caloporteur) kg

C_{pf} : Capacité calorifique du fluide froid J/kg. °C

C_{pc} : Capacité calorifique du fluide chaud (caloporteur) J/kg. °C

T_{ce} : température d'entrée du fluide caloporteur (fluide chaud) °C

T_{fe} : température d'entrée du fluide froid °C

T_{fs} : température de sortie du fluide froid °C

T_{cs} : température de sortie du fluide caloporteur °C

IV.5.2 Pour le système de stockage par chaleur latente

Pour atteindre la chaleur latente, La chaleur échange doit d'abord atteindre la température sensible maximale

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (IV.4)$$

$$Q_f = m_c C_{pf} (T_{cf} - T_{cf}) + m_f Dh \quad (IV.5)$$

Où

Dh : Chaleur latente de fusion J/kg

Le tableau ci-dessus présenter les matériaux de changement de phase

Tableau IV.5 : les Les caractéristiques de MCP [37]

Stockage latent	Température de fusion $T_{\text{fusion}} (^{\circ}\text{C})$	Chaleur latente Δh_{SL} (kJ/kg)	Capacité calorifique du MCP (J/kg.K)
Acide maléique	140-130	235	1300
Xylitol	95	232	2300
Erythritol	118	340	2070
MgCl ₂ .6H ₂ O	117	165	750
NaNO ₃	307	172	1440
Paraffine	54	151	3000

IV.5.3 Pour le système de stockage par Adsorption

$$Q_c = Q_3 + Q_{\text{des}} + Q_1 \quad (\text{IV.6})$$

$$Q_{\text{des}} = m_a n D \int_{T_{c1}}^{T_g} m(T) T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (\text{IV.7})$$

$$Q_{\text{ads}} = Q_{\text{des}} \quad (\text{IV.8})$$

$$Q_1 = m_a c_p (T_g - T_a) \quad (\text{IV.9})$$

$$Q_3 = m_a m_{\text{max}} \int_{T_a}^{T_{c1}} C_{p1}(T) dT + m_a \int_{T_a}^{T_g} m(T) C_{p1}(T) dT \quad (\text{IV.10})$$

$$m_{\text{max}} = m(T_a, P_e) \quad (\text{IV.11})$$

$$m_{\text{min}} = m(T_g, P_c) \quad (\text{IV.12})$$

Q_1 : Chaleur sensible reçue par l'adsorbant(solide) J

Q_3 : Chaleur sensible reçue par l'adsorbat (fluide) J

Q_{des} : Chaleur reçue pendant désorption J (ou de stockage libéré par adsorption)

Q_{ads} : Chaleur libérée pendant absorption J (ou de stockage libéré par absorption)

m_a : La masse de l'adsorbant (solide) Kg

C_{p1} : Chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide, J/kg k.

c_{p2} : la chaleur spécifique de l'adsorbant

T_g : Température de fin de désorption c°

T_a : Température de fin d'adsorption $^{\circ}\text{C}$

D, n : Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbat

P_s : Pression de saturation de l'adsorbat, Pa.

P_c : Pression de condensation, Pa.

q_{st} : Chaleur ésoérique d'adsorption, KJ/kg.

IV.5.4 Pour le système de stockage par Absorption :

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{IV.13})$$

$$Q_{des} = (mm \ h_7 + cc \ h_6 - dd \ h_5) \quad (\text{IV.14})$$

$$dd = mm \ x_c / (x_c - x_d) \quad (\text{IV.15})$$

$$cc = mm \ x_d / (x_c - x_d) \quad (\text{IV.16})$$

$$Q_{abs} = (((dd/2) \ h_4) - (mm/2) \ h_3) - (cc/2) \ h_8) \quad (\text{IV.17})$$

$$mmm = mm / 2 \times 24 \times 3600 \quad (\text{IV.18})$$

$$mcc = cc / 2 \times 24 \times 3600 \quad (\text{IV.19})$$

$$mdd = dd / 2 \times 24 \times 3600 \quad (\text{IV.20})$$

Q_{abs} : Chaleur libérée pendant absorption (ou de stockage libéré par absorption) [J]

Q_{des} : Chaleur reçue pendant désorption (ou de stockage libéré par absorption) [J]

mm : Débit de vapeur d'eau pour le stockage par absorption [kg/s]

cc : Débit de solution concentrée pour le stockage par absorption [kg/s]

dd : Débit de solution diluée pour le stockage par absorption [kg/s]

x_c : Concentration de solution concentrée pour le stockage par absorption [%]

x_d : Concentration de solution diluée pour le stockage par absorption [%]

h_7 : Enthalpie de vapeur d'eau à la fin de désorption [J/kg]

h_6 : Enthalpie de solution concentrée à la fin de désorption [J/kg]

h_5 : Enthalpie de solution diluée au débit de désorption [J/kg]

h_4 : Enthalpie de solution diluée à la fin d'absorption [J/kg]

h_8 : Enthalpie de solution concentrée au débit d'absorption [J/kg]

h_3 : Enthalpie de vapeur d'eau au débit d'absorption [J/kg]

mmm : Masse d'eau utilisée pour le stockage par absorption [kg]

mcc : Masse de solution concentrée utilisée pour le stockage par absorption [kg]

mdd: Masse de solution diluée utilisée pour le stockage par absorption [kg]

$m_{\max}$: La masse maximale de l'adsorbat (fluide) Kg

$m_{\min}$: La masse minimale de l'adsorbat (fluide) Kg

Le tableau ci-dessous présente les équations de calcul de la température de cristallisation dans tous les cas de concentrations.

Tableau IV.6. Température de cristallisation du mélange LiBr-H₂O en fonction de x_{so} [34]

Intervalle de x_{so}	Équations Température de Cristallisation [°C]
$0 < x_{so} < 0,2$	$T_{cry} = -250 \cdot x_{so}^2 - 10 \cdot x_{so}$
$0,2 < x_{so} < 0,392$	$T_{cry} = -896,74 \cdot x_{so}^2 + 243,37 \cdot x_{so} - 24,80$
$0,392 < x_{so} < 0,492$	$T_{cry} = -1530,38 \cdot x_{so}^2 + 1536,85 \cdot x_{so} - 434,48$
$0,492 < x_{so} < 0,5737$	$T_{cry} = -3356,32 \cdot x_{so}^2 + 4166,25 \cdot x_{so} - 1286,15$
$0,5737 < x_{so} < 0,6516$	$T_{cry} = -2748 \cdot x_{so}^2 + 3904,3 \cdot x_{so} - 1336,1$
$0,6516 < x_{so} < 0,7$	$T_{cry} = -12114 \cdot x_{so}^2 + 17574 \cdot x_{so} - 6266,7$

Le tableau ci-dessous présente les équations de calcul des enthalpies pour les cas de concentrations.

Tableau IV.7 : Les équations des enthalpies pour les cas de concentration [35][36]

Interval	Equations
For range $0\% < x_{so} < 40\%$: [35]	$h_{so}(T_{so}, x_{so}) = -1.8958705 + -0.722911217 \cdot x_{so} + 0.008594924 \cdot x_{so}^2 + T_{so}(4.224788511 - 0.057673463 \cdot x_{so} + 0.000356426 \cdot x_{so}^2)$
For ranges $40\% < x_{so} < 70\%$ and $15^\circ\text{C} < T_{so} < 165^\circ\text{C}$: [36]	$h_v(T_v) = -0,00125397T_v^2 + 1,88060937 \cdot T_v + 2500,559$

IV.6. Algorithme de calcul :

IV.6.1. Pour stockage par chaleur sensible

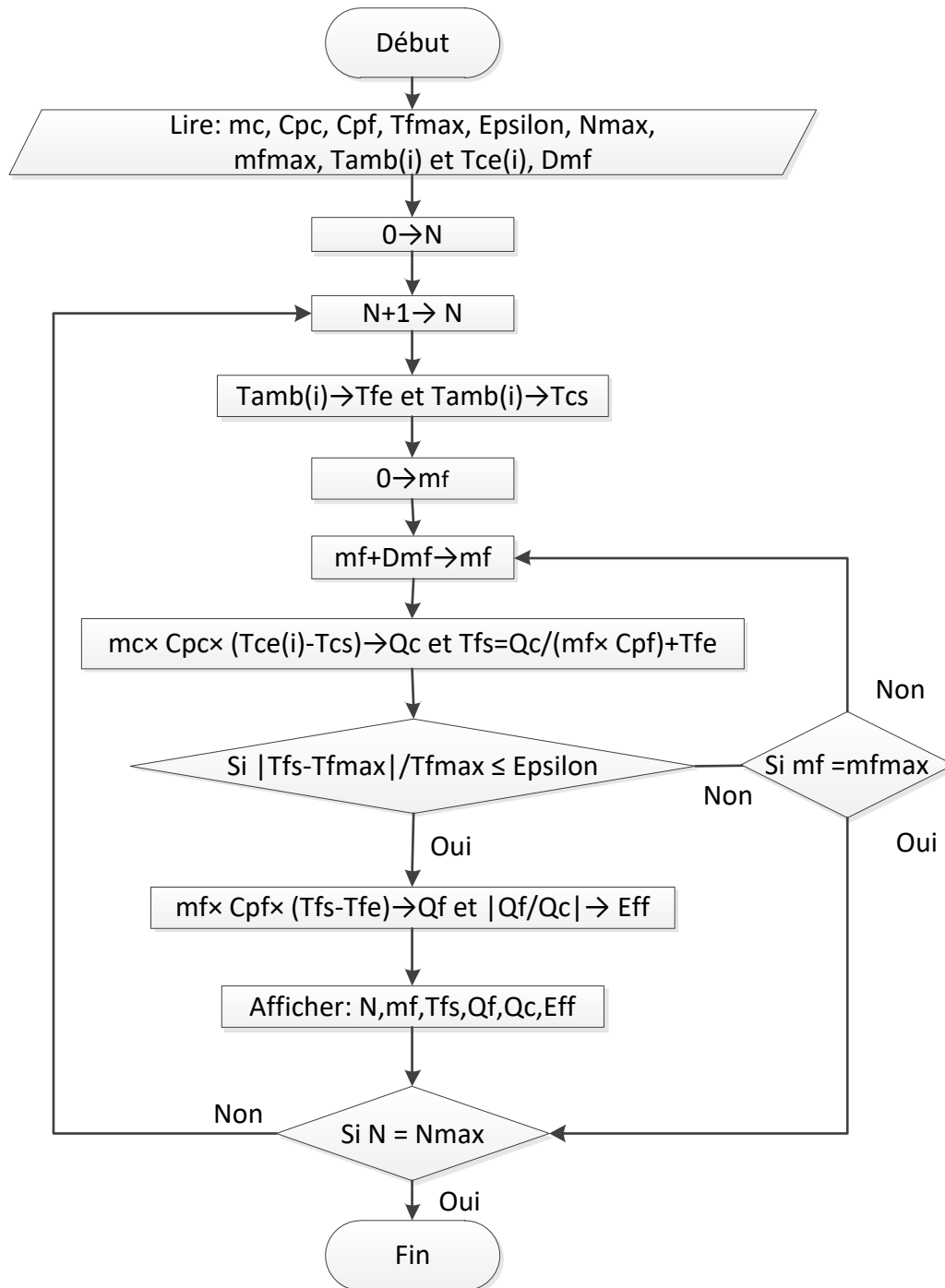


Figure IV.2. Algorithme de calcul de stockage par chaleur sensible

IV.6.2. Pour stockage par chaleur latente

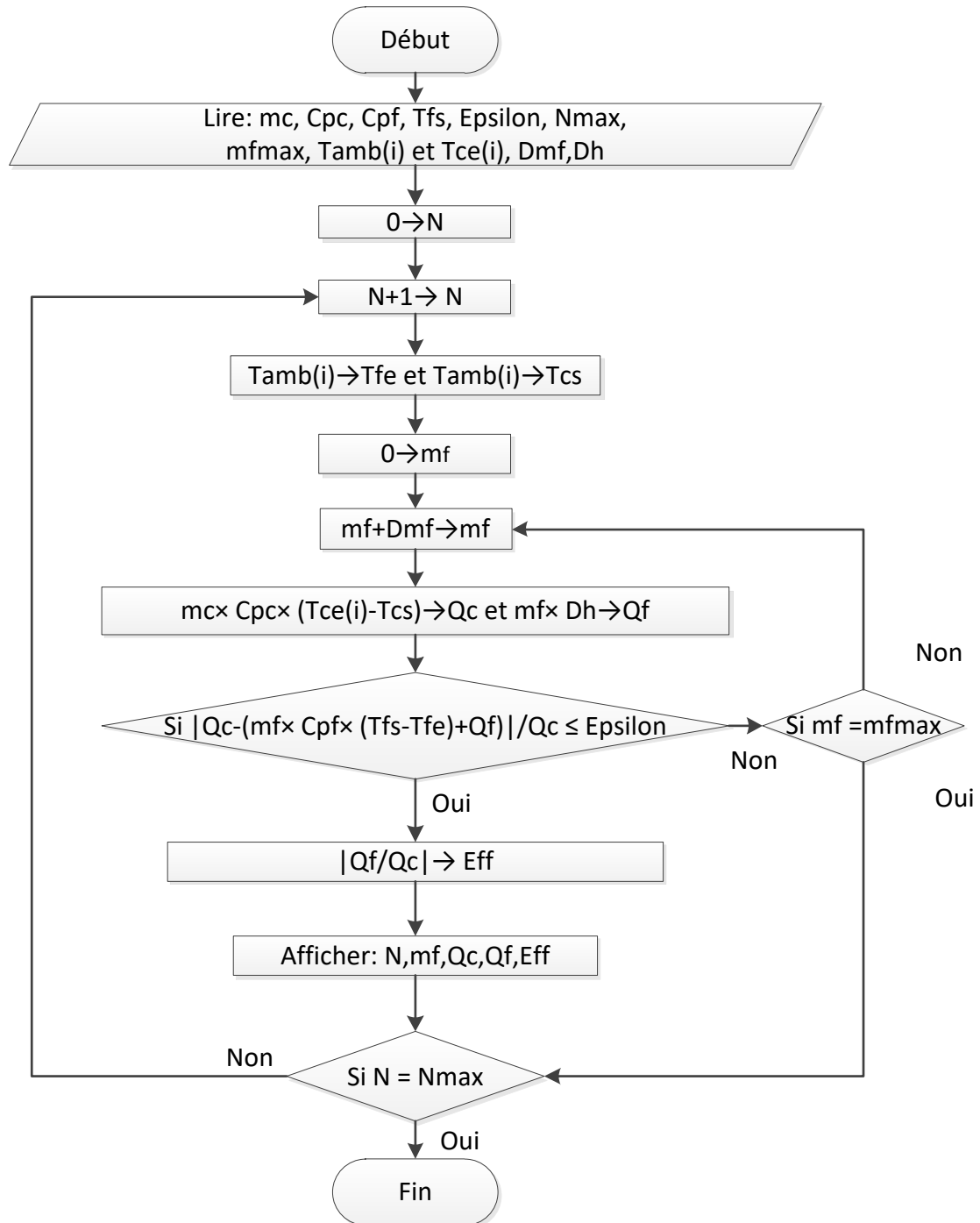


Figure IV.3. Algorithme de calcul de stockage par chaleur latente

IV.6.3. Pour stockage par adsorption

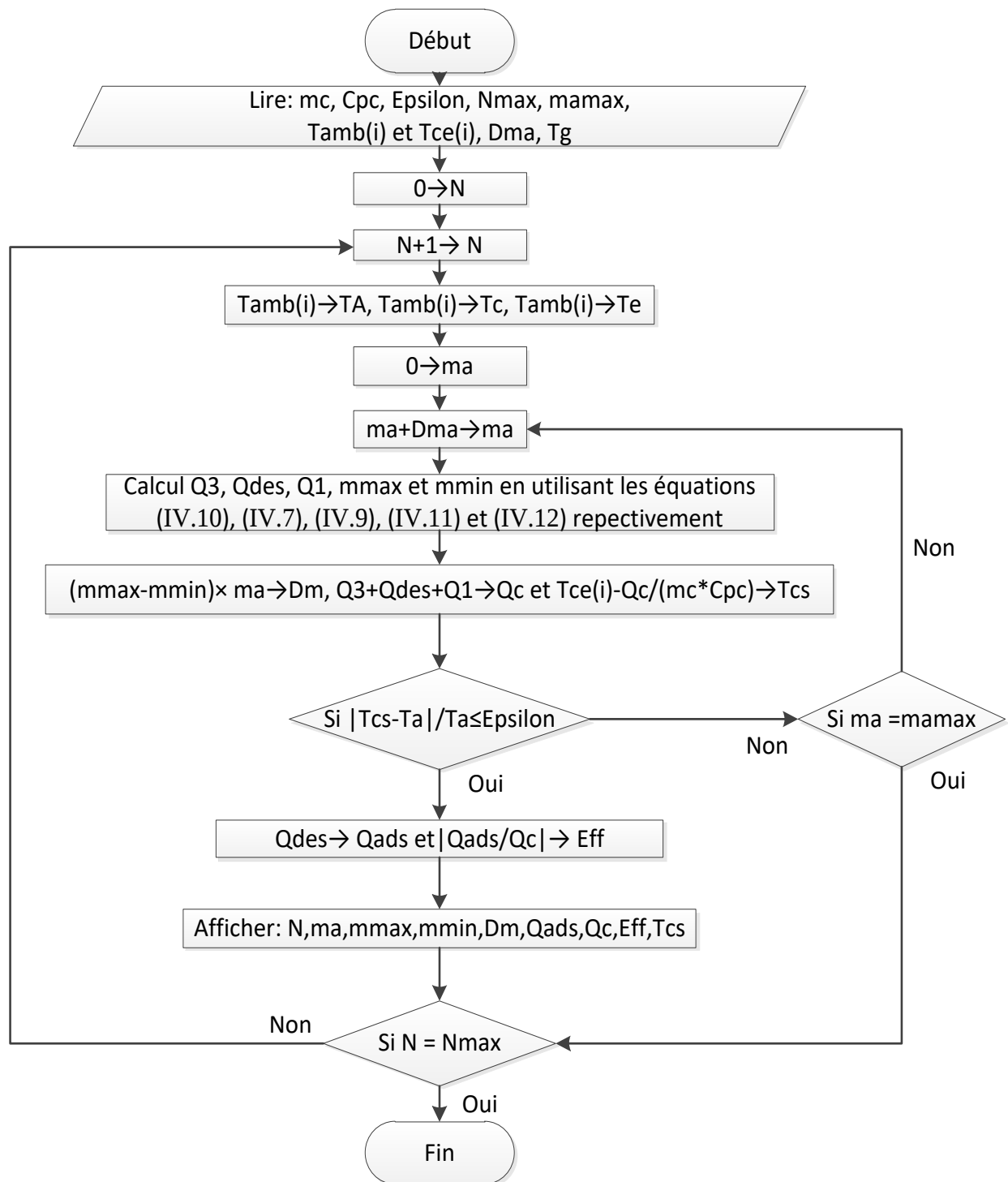


Figure IV.4. Algorithme de calcul de stockage par adsorption

IV.6.4. Pour stockage par absorption

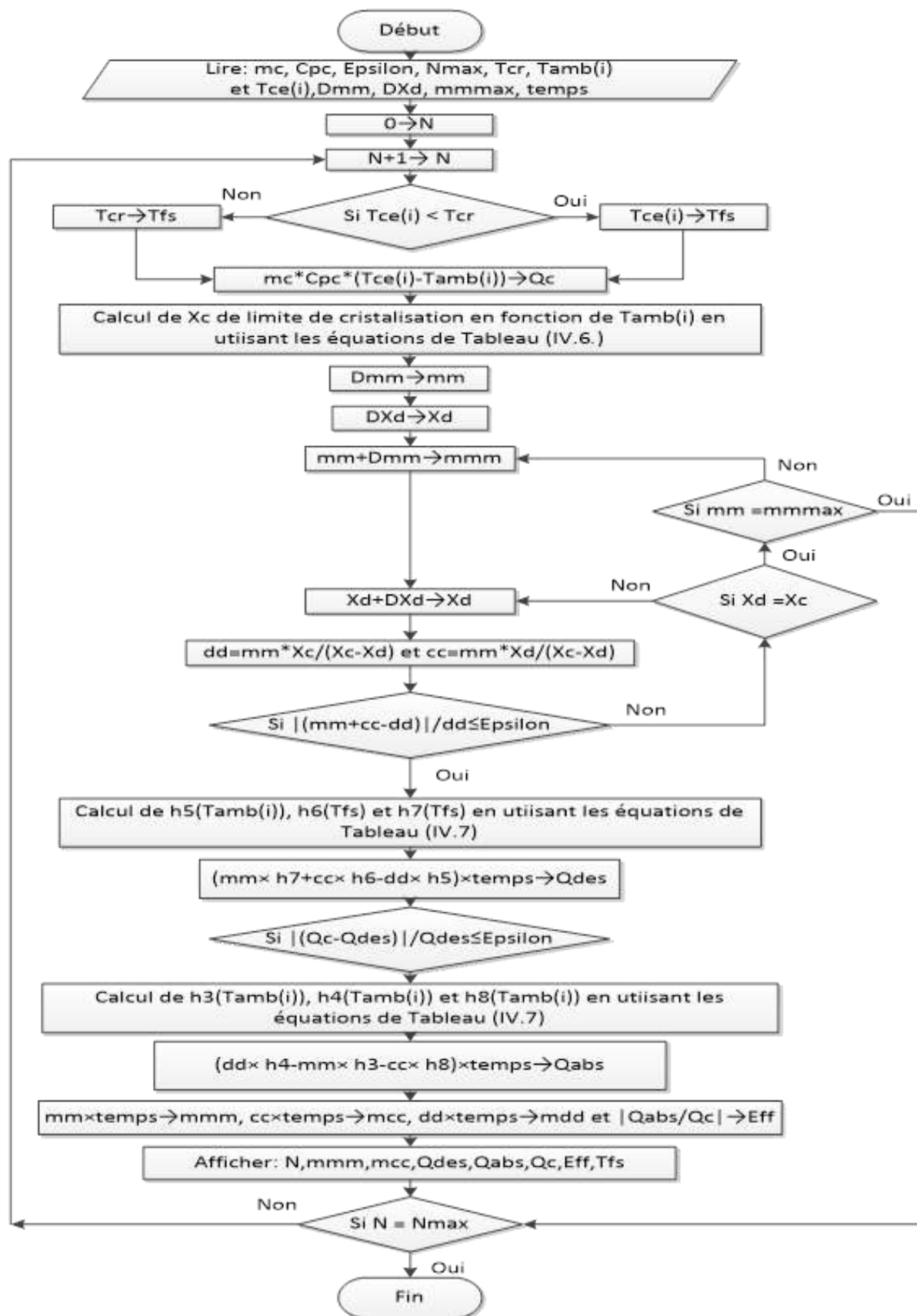


Figure IV.5. Algorithme de calcul de stockage par absorption

V.7. Conclusion :

Ce chapitre fournit une base solide pour l'analyse des différents systèmes de stockage thermique appliqués à une tour solaire. En comprenant les paramètres techniques et les conditions environnementales, nous pouvons évaluer l'efficacité et l'adaptabilité de chaque système pour une gestion optimale de l'énergie thermique dans une tour solaire.

Chapitre V :

Résultats et

discussion

V.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous explorons divers systèmes de stockage thermique, essentiels pour la gestion de l'énergie thermique dans divers contextes industriels et résidentiels. Le stockage thermique joue un rôle crucial dans la régulation de la demande en énergie, la réduction des coûts énergétiques et l'amélioration de l'efficacité énergétique globale. Nous examinons trois types principaux de stockage thermique : le stockage thermique sensible, le stockage thermique latent et le stockage thermochimique, en mettant en évidence leurs principes de fonctionnement, leurs performances saisonnières et leurs efficacités respectives.

V.2. Stockage thermique sensible :

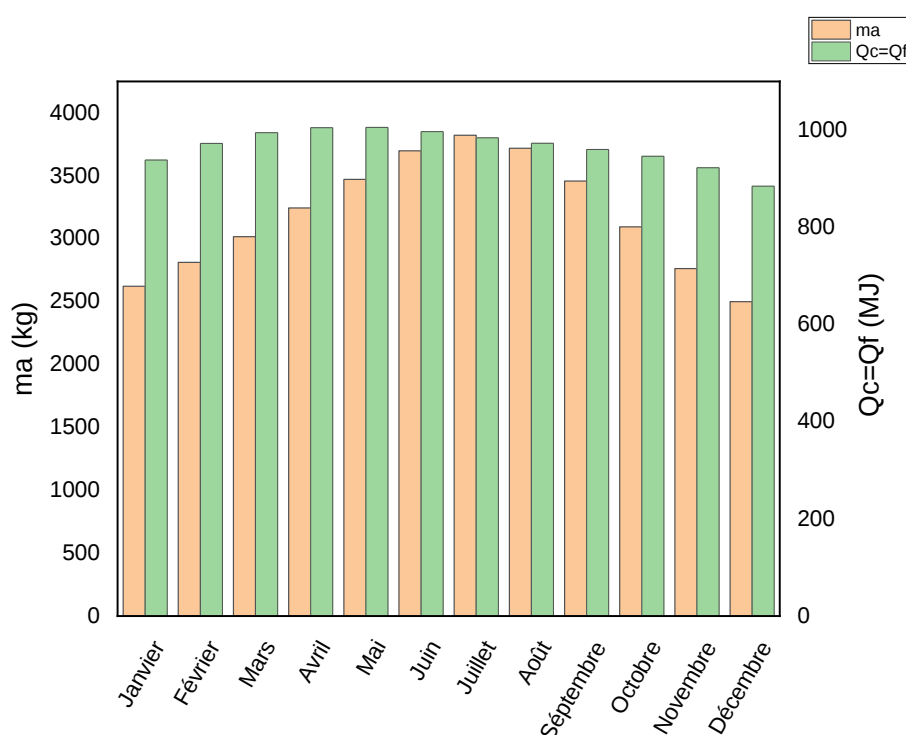


Figure V.1. Relation entre la Quantité de Chaleur Fournie par le Fluide Caloporteur (Q_c) et la masse nécessaire du matériau de stockage

Les résultats de la figure (V.1) montrent une variation saisonnière dans la quantité de chaleur à stocker et la masse nécessaire du matériau de stockage. Pour chaque mois, la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) est égale à la quantité de chaleur à stocker par le matériau de stockage (Q_f) changement de chaleur sans pertes, Les mois d'été (de mai à août) nécessitent des masses de matériau de stockage plus élevées pour des quantités de chaleur plus importantes, avec un pic en juillet à 3822 kg pour 984.15 MJ. Les mois d'hiver (de novembre à février) montrent des masses et des quantités de chaleur plus faibles, avec le minimum en décembre à 2499 kg pour 884.37 MJ.

Ainsi, la gestion saisonnière de la masse de matériau de stockage est essentielle pour optimiser le stockage de chaleur, en s'assurant que des quantités adéquates sont disponibles pour répondre aux variations de la demande de chaleur tout au long de l'année.

V.3. Stockage thermique latente :

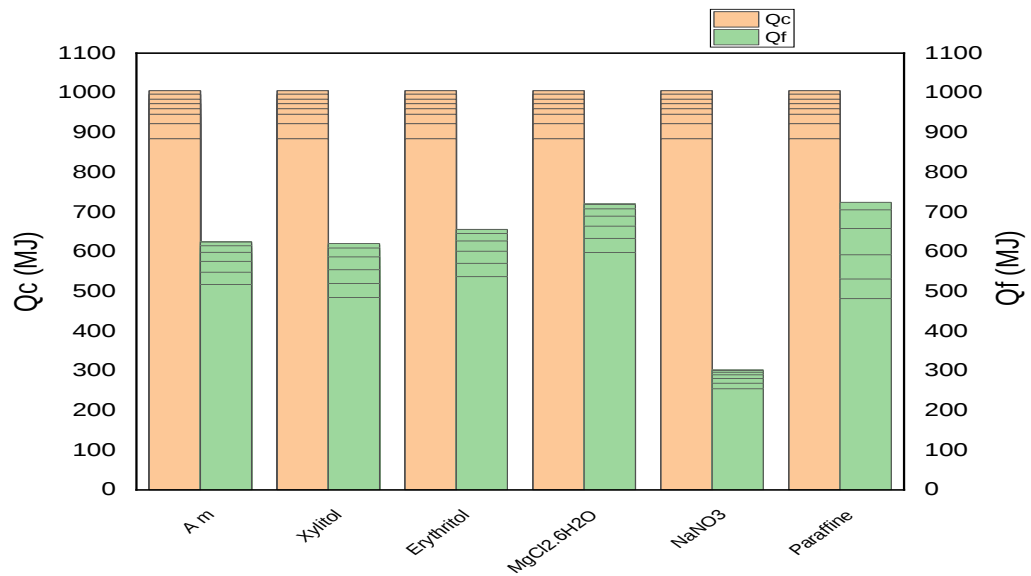


Figure V.2. : profil de la Quantité de Chaleur Fournie par le Fluide Caloporteur (Q_c) et la Quantité de Chaleur Stockée par Différents MCP (Q_f)

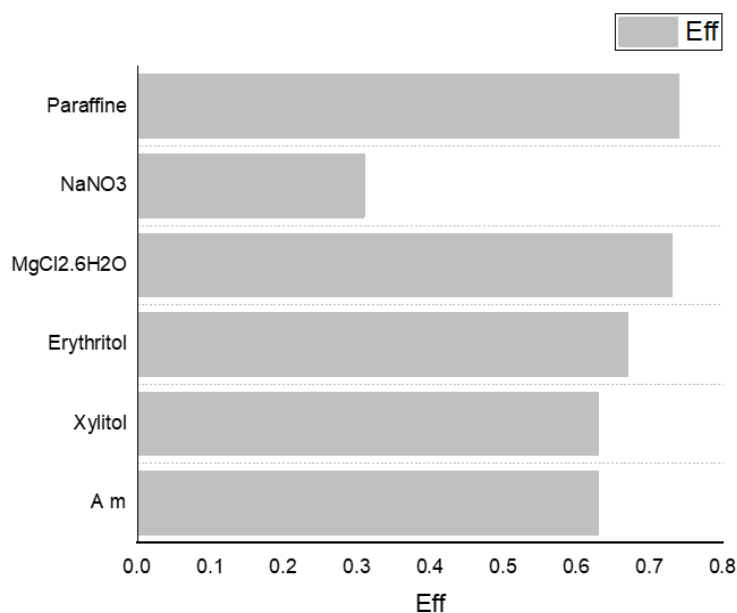


Figure V.3 : Changement d'efficacité pour chaque MCP

Les résultats de la figure (V.2) montrent la relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur latente stockée par différents matériaux de changement de phase (Q_f). Pour chaque matériau, on observe une corrélation positive entre Q_c et Q_f , indiquant que plus la chaleur fournie par le fluide caloporteur est élevée, plus la chaleur stockée par le matériau est grande.

Pour l'acide maléique (Am), la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) varie de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, tandis que la quantité de chaleur à stocker (Q_f) varie de 517.24 MJ à 625.56 MJ. Une augmentation de Q_c entraîne généralement une augmentation de Q_f , avec quelques variations.

Le xylitol présente des valeurs de Q_c variant de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, et des valeurs de Q_f allant de 484.68 MJ à 620.33 MJ. Ici aussi, une tendance à la hausse de Q_f est observée avec l'augmentation de Q_c .

Pour l'érythritol, la plage de Q_c est également de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, et Q_f varie de 536.96 MJ à 656.24 MJ. Une relation positive entre Q_c et Q_f est notée, bien que les valeurs de Q_f soient généralement plus élevées par rapport au xylitol pour des valeurs similaires de Q_c .

Le chlorure de magnésium hexahydraté ($\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) montre des valeurs de Q_c de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, et Q_f allant de 598.05 MJ à 720.68 MJ. Ce matériau présente les

valeurs de Q_f les plus élevées parmi tous les matériaux étudiés, indiquant une efficacité supérieure pour le stockage de la chaleur.

Pour le nitrate de sodium (NaNO_3), les valeurs de Q_c vont de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, et celles de Q_f de 254.63 MJ à 302.33 MJ. Ce matériau présente les valeurs de Q_f les plus basses, indiquant une efficacité de stockage de chaleur inférieure par rapport aux autres matériaux.

La paraffine présente des valeurs de Q_c de 884.37 MJ à 1005.50 MJ, et des valeurs de Q_f allant de 481.61 MJ à 724.18 MJ. La paraffine montre une large gamme de Q_f , indiquant une bonne capacité de stockage de chaleur, bien que les valeurs varient plus largement par rapport aux autres matériaux.

Pour maximiser la quantité de chaleur stockée, Le chlorure de magnésium hexahydraté ($\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) et La paraffine sont les meilleurs choix parmi les matériaux étudiés, permettant de stocker plus de chaleur pour des quantités similaires de chaleur fournie par le fluide caloporteur. Cependant, le choix du matériau dépendra également d'autres facteurs tels que le coût, la disponibilité et les caractéristiques physiques spécifiques à chaque application.

La figure (V.3) montre l'efficacité (Eff) de différents matériaux de changement de phase (MCP) pour le stockage thermique latent. La Paraffine est le MCP le plus efficace avec une efficacité proche de 74 %. À l'autre extrême, le NaNO_3 est le moins efficace avec une efficacité légèrement supérieure à 31%. Les MCP tels que $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, Erythritol, l'acide maléique et Xylitol ont des efficacités similaires (61%, 63% et 67%). En résumé, la Paraffine se distingue comme le meilleur choix pour le stockage thermique latent, suivie par les autres MCP avec des efficacités modérées, et le NaNO_3 étant le moins performant.

V.4. Stockage thermochimique:

V.4.1. Stockage par adsorption:

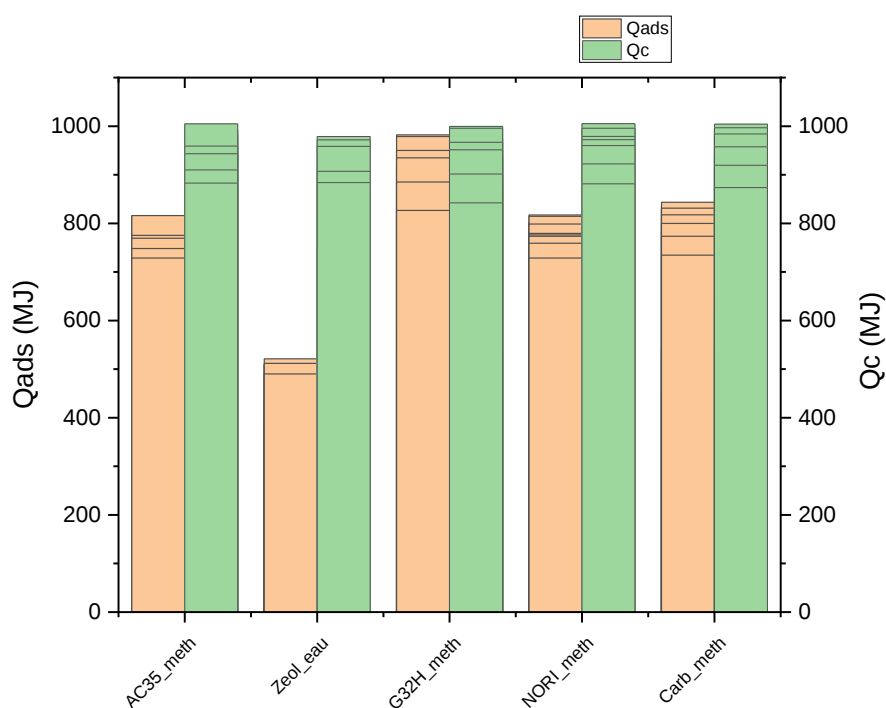


Figure V.4. La relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur d'adsorption stockée (Q_{ads}) pour différents couples.

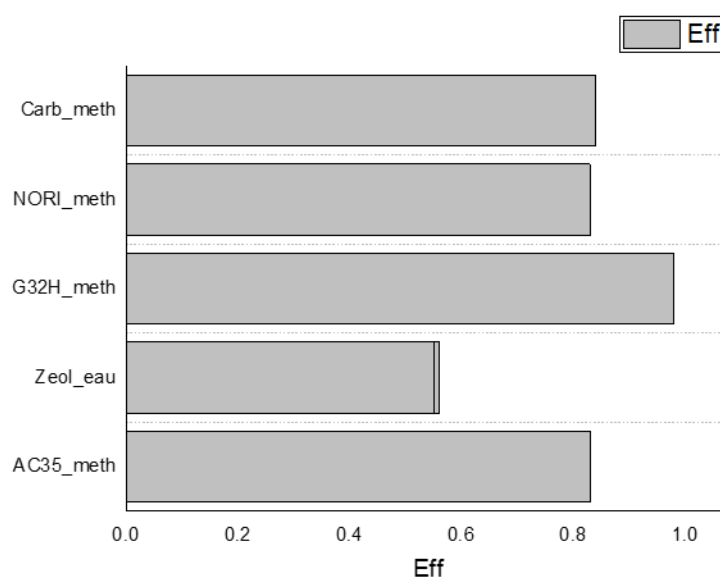


Figure V.5 : Changement d'efficacité pour chaque couple

Les résultats de la Figure (V.4) montrent la relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur stockée par différents couples adsorption de stockage (Q_{ads}) sur une base mensuelle.

Pour le couple Carbon actif AC35 avec méthanol (AC35_meth), les valeurs de Q_c varient de 676.35 à 1004.84 MJ, tandis que Q_{ads} varie de 542.27 à 816.20 MJ. Ce couple montre une bonne capacité de stockage de chaleur, avec une tendance à la hausse en début et en fin d'année, et une baisse en milieu d'année, notamment en juin et en août.

Le couple Zéolithe avec l'eau (Zeol_eau) présente des variations extrêmes avec Q_c variant de 0.23 à 978.83 MJ et Q_{ads} de 0.10 à 521.29 MJ. Les valeurs de Q_{ads} sont très faibles en début d'année, suivies d'une augmentation significative au fil des mois, atteignant un pic en été avant de redescendre légèrement en fin d'année.

Pour le couple Charbon actif G32-H avec méthanol (G32H_meth), les valeurs de Q_c varient de 544.89 à 999.42 MJ et Q_{ads} de 534.98 à 982.12 MJ. Ce couple montre une capacité de stockage relativement stable et élevée tout au long de l'année, avec une baisse notable en août et octobre.

Le couple Charbon actif NORIT RX3-Extra avec méthanol (NORI_meth) présente des valeurs de Q_c allant de 568.04 à 1005.10 MJ, avec Q_{ads} de 463.27 à 817.36 MJ. Ce couple a des valeurs de Q_{ads} stables et élevées tout au long de l'année, bien qu'il y ait une baisse significative en avril et octobre.

Enfin, le couple Charbon actif CarboTech C40/1 avec méthanol (Carb_meth) montre des valeurs de Q_c variant de 547.52 à 1004.07 MJ et Q_{ads} de 455.52 à 843.29 MJ. Ce couple présente une bonne capacité de stockage de chaleur, avec des valeurs maximales en avril et des baisses significatives en août et octobre.

Mais des pics élevés en été. Le choix du couple dépendra des exigences spécifiques de stabilité et de capacité de stockage de chaleur pour l'application envisagée.

La figure (V.5) montre l'efficacité (Eff) de différents couples pour le stockage par adsorption. Le couple Charbon actif G32-H avec méthanol est le plus efficace avec une valeur de 0,98, suivi du couple Charbon actif CarboTech C40/1 avec méthanol (0,84), Charbon actif NORIT RX3-Extra avec méthanol (0,83), Carbon actif AC35 avec méthanol (0,81) et Le couple Zéolithe avec l'eau a l'efficacité la plus basse avec une valeur de 0,56. Ainsi, Charbon

actif G32-H avec méthanol se distingue comme le meilleur choix pour le stockage par adsorption, tandis que Le couple Zéolithe avec l'eau est le moins performant.

V.4.2. Stockage par absorption :

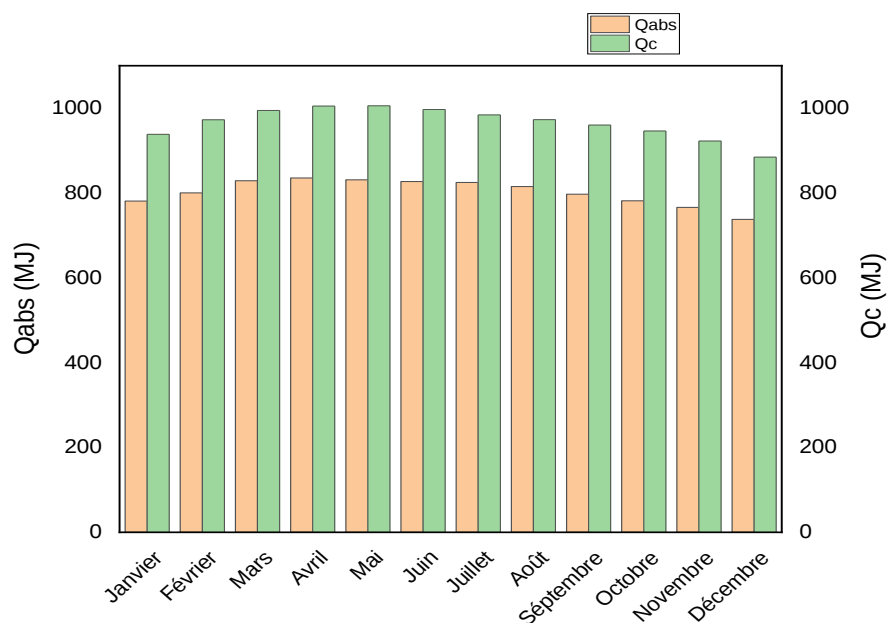


Figure V.6 : La relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur d'adsorption stockée (Q_{abs})

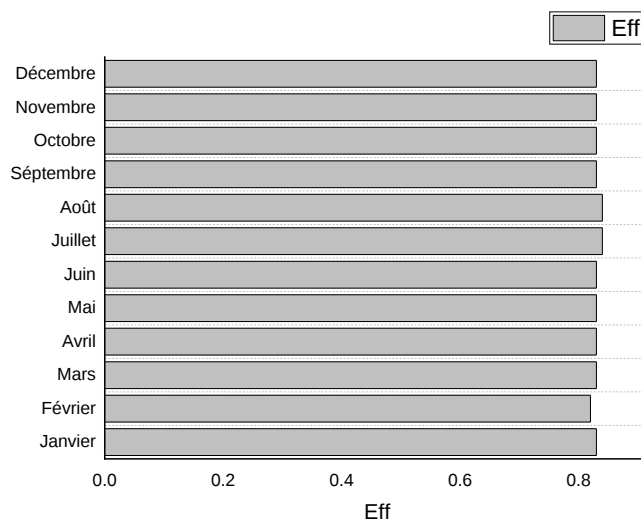


Figure V.7 : Changement d'efficacité pour chaque mois

Les résultats de la figure (V.6) montrent une relation entre la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) et la quantité de chaleur à stocker par absorption (Q_{ads}) tout au long de l'année.

D'une manière générale, on observe que les valeurs de Q_{ads} et Q_c ont tendance à augmenter de janvier à avril, atteignant leur pic pendant ces mois, puis diminuent progressivement jusqu'en décembre. Cela suggère une corrélation saisonnière entre la fourniture de chaleur par le fluide caloporteur et la quantité de chaleur à stocker par absorption.

Plus précisément, on peut noter que pendant les mois d'été (juin, juillet, août), bien que la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur diminue, la quantité de chaleur à stocker par absorption reste relativement élevée, ce qui indique une efficacité de stockage élevée pendant cette période. En revanche, pendant les mois d'hiver (décembre, janvier), la quantité de chaleur à stocker diminue alors que la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur est relativement plus faible, ce qui pourrait être dû à une moindre demande de stockage de chaleur à cette période.

Ces données suggèrent également qu'il peut exister des variations saisonnières dans les besoins en stockage de chaleur et que le système de stockage doit être conçu pour répondre à ces fluctuations, avec une capacité de stockage potentiellement ajustable en fonction des saisons.

La figure (V.7) montre l'efficacité (Eff) du stockage par absorption sur une période de 12 mois. Les données sont les suivantes : 0,83 pour les mois 1, 2, 4, 5, 6, 7, 10, 11 et 12 ; 0,82 pour le mois 3 ; 0,84 pour les mois 8 et 9. En résumé, l'efficacité du stockage par absorption reste globalement stable autour de 0,83 tout au long de l'année, avec de légères variations : une diminution à 0,82 au moins 3 et une augmentation à 0,84 aux mois 8 et 9.

V.5. Comparaison finale :

Pour déterminer le meilleur système pour produire et stocker la quantité optimale de chaleur, nous devons comparer les meilleurs résultats de chaque système comme suit :

V.5.1. Les résultats optimaux de chaque système :

Tableau V.1 : résultat optimale de stockage par chaleur sensible

Mois	m_f (Kg)	T_{fs} (°C)	Q_f (MJ)	Q_c (MJ)	Eff
Juillet	3822	100	984.15	984.15	1

Tableau V.2 : résultat optimale de stockage par chaleur latente

Matériel	Mois	m_f (Kg)	Q_c (MJ)	Q_f (MJ)	Eff
SL_PA	Juillet	4795.93	984.15	724.18	0.74

Tableau V.3 : résultat optimale de stockage par Adsorption

Matériel	Mois	m_a (Kg)	m_{max} (Kg)	m_{min} (Kg)	Dm (Kg)	Q_{ads} (MJ)	Q_c (MJ)	Eff
G32H_meth	Mai	160	60.41709	21.70452	38.71257	982.12	999.42	0.98

Tableau V.4 : résultat optimale de stockage par Absorption

Mois	m_{mm} (Kg)	m_{cc} (Kg)	Q_{des} (MJ)	Q_{abs} (MJ)	Q_c (MJ)	Eff
Juillet	341.2798	1.667663	983.31	824.65	984.15	0.84

Pour le stockage par chaleur sensible en juillet dans le Tableau (V.1), le système présente une masse de matériau froid (m_f) de 3822 kg, une quantité de chaleur reçue par le fluide froid (Q_f) de 984.15 MJ, une quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) de 984.15 MJ, et une efficacité de 100%.

Pour le stockage par chaleur latente en juillet dans le Tableau (V.2), La paraffine montre une masse de matériau froid (m_f) de 4795.93 kg, une quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) de 984.15 MJ, une quantité de chaleur reçue par le fluide froid (Q_f) de 724.18 MJ, et une efficacité de 74%.

Pour le stockage par adsorption en mai dans le Tableau (V.3), le couple Charbon actif G32-H avec méthanol(G32H_meth) montre une efficacité élevée de 98%, avec une masse de matériau adsorbant (m_a) de 160 kg, une masse maximale d'adsorbat (m_{max}) de 60.42 kg, une

masse minimale d'adsorbat ($m_{\min}$) de 21.70 kg, une masse cyclée de l'adsorbat (Dm) de 38.71 kg, une quantité de chaleur à stocker par l'absorption (Q_{ads}) de 982.12 MJ et une quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) de 999.42 MJ.

Enfin, pour le stockage par absorption dans le Tableau (V.4), les résultats optimaux sont obtenus en juillet, avec une masse d'eau utilisée (mmm) de 341.28 kg et une masse de solution concentrée (mcc) de 1.67 kg. La chaleur libérée pendant l'absorption (Q_{abs}) est de 824.65 MJ, tandis que la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur (Q_c) est de 984.15 MJ, avec une efficacité de 84%.

V.6. Conclusion :

Le meilleur système pour produire et stocker la quantité optimale de chaleur semble être le stockage par adsorption avec le couple Charbon actif G32-H avec méthanol (G32H_meth) en mai. Ce système combine une haute efficacité (98%), une quantité de chaleur fournie (Q_c) légèrement supérieure à 984.15 MJ, et la plus faible masse totale de stockage nécessaire. Ces caractéristiques en font un choix optimal pour des applications nécessitant une production et un stockage efficaces de la chaleur.

Conclusion générale

Les systèmes de stockage thermique jouent un rôle crucial en ajustant l'approvisionnement énergétique selon les besoins fluctuants, améliorant ainsi l'efficacité globale. Ils sont indispensables dans divers secteurs industriels et résidentiels en régulant la demande énergétique et en réduisant les coûts associés.

Suite à une analyse poussée, il est apparu que le système de stockage par adsorption, en particulier le couple Charbon actif G32-H avec méthanol, se démarque par ses performances supérieures. Ce duo de matériaux offre une efficacité remarquable de 98%, générant une chaleur légèrement supérieure à 984,15 MJ tout en nécessitant la plus faible masse de matériau de stockage, ce qui en fait un choix optimal pour une gestion thermique efficace.

Les perspectives d'amélioration des systèmes de stockage sont prometteuses, notamment grâce à l'optimisation des matériaux et des procédés thermiques. La recherche continue sur les matériaux innovants et les technologies de stockage thermique pourrait conduire à des avancées significatives en termes de capacité de stockage et de rendement énergétique.

Sur le plan économique, le choix d'un système de stockage dépend de critères tels que l'efficacité, les coûts initiaux et d'entretien, ainsi que la durabilité du système. Bien que le système de stockage par adsorption puisse présenter un coût initial plus élevé, il offre des avantages économiques à long terme grâce à son efficacité élevée et à ses besoins de maintenance réduits.

En termes d'espace requis pour le stockage, le couple Charbon actif G32-H avec méthanol est également avantageux en raison de sa faible masse de matériau nécessaire, contribuant ainsi à minimiser l'encombrement des installations de stockage thermique.

En résumé, le stockage par adsorption avec le couple Charbon actif G32-H avec méthanol s'avère être le choix optimal pour une gestion thermique efficace, tenant compte à la fois de l'efficacité énergétique, du coût économique et de l'optimisation de l'espace.

Références Bibliographiques

- [1] J. Bernard, Energie solaire Calculs et optimisation. Edition ellipses, 2004.
- [2] SID Youcef, Etude de stockage de l'énergie thermo solaire pour une centrale de 25MWe solaire, Juin 2013.
- [3] Syndicat des énergies renouvelables. [Cité le 2024/03/16] ; Disponible depuis : www.enr.fr,2013
- [4] Ulf Herrmann, Bruce Kelly, Henry Price, Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants, Energy 29 (2004) 883–893.
- [5] B.Grangé: « Modélisation et dimensionnement d'un récepteur solaire à air pressurisé pour le projet PEGASE », thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2012 .
- [6] H. Derbal : « contribution à l'étude des centrales de puissance a concentration solaire pour la production d'énergie. Étude des perspectives de production d'hydrogène pour les piles à combustible », thèse de doctorat, USTHB ALGER, 2013.
- [7] J. Marty ; C. Marvillet ; R. Vidil, « Fluides caloporteurs et fluides énergétiques », Techniques de l'ingénieur, b1200, 1988.
- [8] Zeghib Ilhem; « Etude et Réalisation d'un Concentrateur Solaire parabolique » ', magister en physique , Constantine, 2005.
- [9] A.A.Sfeir, G.guarracino, « Ingénierie des systèmes solaires », application à l'habitat. Technique et documentation 1981.
- [10] F.G. Acien Fernandez, F. Garcia Camacho, « Modeling of Biomass productivity in tubular photo bioreactors for microalgal Cultures, Effects of Dilution Rate, tube diameter and solar irradiation, Biotechnology and bioengineering». Vol 58, N : 6 pp605-616 (1998).
- [11] C. Zidani, F. Benyarou, « Simulation de la position apparente du soleil et estimation des Energies Solaires incidentes sur un Capteur Plan pour la Ville de Tlemcen en Algérie ». Rev. Energ. Ren, Vol.6, pp69-76,2003.
- [12] BEHLOULI Abdelkader, Evaluation techno-économique d'implémentation d'un tour solaire à concentration, 2013/2014.
- [13] « Le stockage stationnaire de l'énergie », Technologies disponibles et recherches du CEA,Établissement public à caractère industriel et commercial | RCS Paris B 775 685 019, (2012).
- [14] A. MAHA et AL, « Thermal testing and numerical simulation of à prototype cellusing light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material », Energy and building, volume 38, issue6, (2005).
- [15] Telkes et Al Telkes, « Trombe wall with phase change storage material ». Proceedings of the 2nd national passive solar conference. Philadelphia, PA, USA, (1978).

- [16] Mr LACENE Mohamed et Mr GHERAB Medjber, Etude et réalisation d'un concentrateur solaire avec stockage d'énergie thermique, 2015/2016.
- [17] A. Akrouche, « Etude du stockage et déstockage d'énergie dans un matériau à changement de phase », Soutenu le : (29 Octobre 2011).
- [18] A. TYAGI, et al, « Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Applications ». Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13:318-345, 2009.
- [19] MAZMAN, « Latent Heat Storage and Applications ». PhD Thesis, Ç.Ü. Institute of Natural and Applied Sciences, Adana. (In Turkish) 110, (2006).
- [20] DONÇER ET D. ROSEN, « Thermal Energy Storage Systems and Applications », Wiley and Sons Publishing Company, New York, USA, (2002).
- [21] K. Hollands et M. Lightstone, « A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems », Solar energy, vol. 43, pp. 97-105, (1989). 96.
- [22] S. Kalaiselvam et R. Parameshwaran, « Thermal Energy Storage Technologies for Sustainability: Systems Design, Assessment and Applications », Elsevier, (2014).
- [23] Thermal energy storage, Technology Brief. [Online]. Available : <http://www.irena.org/Publications>, (10/03/2015).
- [24] N. Siegel, M. Gross, C. Ho, T. Phan, « Physical Properties of Solid Particle Thermal Energy Storage Media for Concentrating Solar Power Applications, " Energy Procedia, vol. 49, pp. 1015-1023, (2014).
- [25] M. Hadjieva, et al, « Composite salt-hydrate concrete system for building energy storage », Renewable Energy, vol. 19, pp. 111-115, (2000).
- [26] Daniel R. Rousse, ing., Ph.D. Département de génie mécanique, ENR810 – Énergies renouvelables, Mars 2021.
- [27] S. T. GREGG and K. W. SING, adsorption surface area and porosity, 2nd ED. Academic press, London, 1977.
- [28] CHEKIROU WASSILA, Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, 30/06/2008.
- [29] Cengel, Yunus A., and Michael A. Boles. "Thermodynamics: An Engineering Approach." McGraw-Hill Education.
- [30] Absorption Liquide Machines trithermes. [Cité le 2024/06/05] ; Disponible depuis : http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm .
- [31] Jean Castaing Lasvignottes, Aspects thermodynamiques et technicoéconomiques des systèmes à absorption liquide, 2001.
- [32] Takieddine Chahed et Tarek Guemmoula, Etude du positionnement des miroirs réfléchissants pour une concentration optimale de tour solaire

- [33] Climat et moyennes météorologiques tout au long de l'année pour Ouargla Algérie. [cited 02/06/2024]; Available from: <https://fr.weatherspark.com/y/51500/M%C3%A9t%C3%A9o-moyenne-%C3%A0-Ouargla-Alg%C3%A9rie-tout-au-long-de-l'ann%C3%A9e> .
- [34] Castaing-Lasvignottes, J., Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide, <http://jc.castaing.free.fr/ens/abs/abscours.pdf>.
- [35] Herold, K.E., R. Radermacher, S.A. Klein, Absorption chillers and heat pumps 2016: CRC press.
- [36] Handbook, A., Fundamentals Volume, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA : (1997).
- [37] Adèle Soupart Soupart-Caron. Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase. Génie des procédés. Université Grenoble Alpes, 2015.
- [38] ABDELMOUMENE Lahcene et BENDJEBBOUR Amine, Réalisation et étude expérimentale d'un stockeur à chaleur sensible en utilisant des matériaux naturels (galets de cailloux de mer).
- [39] Sorption thermochimique : une solution pour le transport à température contrôlée. [Cité le 21/06/2024] ; Disponible depuis : <https://sofrigam.com/en/thematic-study/8-thermochemical-sorption-a-solution-for-temperature-controlled-transport> .
- [40] JEAN CASTAING-LASVIGNOTTES, Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à adsorption liquides, 2001.

Annexe :

Résultats de stockage par chaleur sensible :

SS	Mois	mf (Kg)	Tfs (°C)	Qf (MJ)	Qc (MJ)	Eff
SS	Janvier	2622	100.07	938.41	938.41	1
SS	Février	2812	100.08	972.59	972.59	1
SS	Mars	3016	100.08	994.71	994.71	1
SS	Avril	3244	100.09	1004.80	1004.80	1
SS	Mai	3471	100.1	1005.50	1005.50	1
SS	Juin	3698	100.09	996.84	996.84	1
SS	Juillet	3822	100.09	984.15	984.15	1
SS	Août	3719	100.1	972.78	972.78	1
SS	Septembre	3458	100.1	960.06	960.06	1
SS	Octobre	3094	100.09	945.99	945.99	1
SS	Novembre	2763	100.1	922.54	922.54	1
SS	Décembre	2499	100.08	884.37	884.37	1

Résultats de stockage par chaleur latent :

SL	mf (Kg)	Qc (MJ)	Qf (MJ)	Eff	mf (Kg)
SL_AM	Janvier	2327.98	938.41	547.08	0.58
SL_AM	Février	2436.36	972.59	572.54	0.59
SL_AM	Mars	2524.7	994.71	593.30	0.6
SL_AM	Avril	2593.11	1004.80	609.38	0.61
SL_AM	Mai	2639.25	1005.50	620.22	0.62
SL_AM	Juin	2661.98	996.84	625.56	0.63
SL_AM	Juillet	2655.77	984.15	624.11	0.63
SL_AM	Août	2615.9	972.78	614.74	0.63
SL_AM	Séptembre	2546.06	960.06	598.32	0.62
SL_AM	Octobre	2449.56	945.99	575.65	0.61
SL_AM	Novembre	2333.81	922.54	548.44	0.59
SL_AM	Décembre	2201.03	884.37	517.24	0.58
SL_XY	Janvier	2204.79	938.41	511.51	0.55

SL_XY	Février	2322.77	972.59	538.88	0.55
SL_XY	Mars	2429.05	994.71	563.54	0.57
SL_XY	Avril	2524.63	1004.80	585.71	0.58
SL_XY	Mai	2601.66	1005.50	603.58	0.6
SL_XY	Juin	2658.42	996.84	616.75	0.62
SL_XY	Juillet	2673.83	984.15	620.33	0.63
SL_XY	Août	2626.51	972.78	609.35	0.63
SL_XY	Séptembre	2529.28	960.06	586.79	0.61
SL_XY	Octobre	2390.69	945.99	554.64	0.59
SL_XY	Novembre	2240.2	922.54	519.73	0.56
SL_XY	Décembre	2089.13	884.37	484.68	0.55
SL_ER	Janvier	1669.63	938.41	567.67	0.6
SL_ER	Février	1749.78	972.59	594.92	0.61
SL_ER	Mars	1816.68	994.71	617.67	0.62
SL_ER	Avril	1870.48	1004.80	635.96	0.63
SL_ER	Mai	1908.61	1005.50	648.93	0.65
SL_ER	Juin	1930.12	996.84	656.24	0.66
SL_ER	Juillet	1928.76	984.15	655.78	0.67
SL_ER	Août	1898.77	972.78	645.58	0.66
SL_ER	Séptembre	1844.11	960.06	627.00	0.65
SL_ER	Octobre	1767.82	945.99	601.06	0.64
SL_ER	Novembre	1678.51	922.54	570.69	0.62
SL_ER	Décembre	1579.3	884.37	536.96	0.61
SL_MG	Janvier	3834.26	938.41	632.65	0.67
SL_MG	Février	4010.8	972.59	661.78	0.68
SL_MG	Mars	4153.49	994.71	685.33	0.69
SL_MG	Avril	4262.38	1004.80	703.29	0.7
SL_MG	Mai	4334.41	1005.50	715.18	0.71
SL_MG	Juin	4367.73	996.84	720.68	0.72
SL_MG	Juillet	4355.11	984.15	718.59	0.73
SL_MG	Août	4290.55	972.78	707.94	0.73
SL_MG	Séptembre	4179.08	960.06	689.55	0.72

SL_MG	Octobre	4025.73	945.99	664.24	0.7
SL_MG	Novembre	3840.08	922.54	633.61	0.69
SL_MG	Décembre	3624.57	884.37	598.05	0.68
SL_NA	Janvier	1567.06	938.41	269.53	0.29
SL_NA	Février	1635.94	972.59	281.38	0.29
SL_NA	Mars	1689.55	994.71	290.60	0.29
SL_NA	Avril	1727.81	1004.80	297.18	0.3
SL_NA	Mai	1750.74	1005.50	301.13	0.3
SL_NA	Juin	1757.7	996.84	302.33	0.3
SL_NA	Juillet	1748.66	984.15	300.77	0.31
SL_NA	Août	1724.04	972.78	296.54	0.3
SL_NA	Séptembre	1684.29	960.06	289.70	0.3
SL_NA	Octobre	1630.73	945.99	280.49	0.3
SL_NA	Novembre	1563.12	922.54	268.86	0.29
SL_NA	Décembre	1480.38	884.37	254.63	0.29
SL_PA	Janvier	3348.14	938.41	505.57	0.54
SL_PA	Février	3585.3	972.59	541.38	0.56
SL_PA	Mars	3836.76	994.71	579.35	0.58
SL_PA	Avril	4113.91	1004.80	621.20	0.62
SL_PA	Mai	4386.46	1005.50	662.36	0.66
SL_PA	Juin	4653.48	996.84	702.67	0.7
SL_PA	Juillet	4795.93	984.15	724.18	0.74
SL_PA	Août	4672.16	972.78	705.50	0.73
SL_PA	Séptembre	4359.54	960.06	658.29	0.69
SL_PA	Octobre	3921.32	945.99	592.12	0.63
SL_PA	Novembre	3517.62	922.54	531.16	0.58
SL_PA	Décembre	3189.49	884.37	481.61	0.54

Résultats de stockage par Adsorption :

SAD	Mois	ma (Kg)	mmax (Kg)	mmin (Kg)	Dm (Kg)	Qads (MJ)	Qc(MJ)	Eff
AC35_meth	Janvier	1466	498.07379	42.71154	455.36224	774.62	938.22	0.83
AC35_meth	Février	1566	530.17157	58.23124	471.94034	801.60	972.53	0.82
AC35_meth	Mars	1674	564.05957	83.70573	480.35382	815.50	992.54	0.82
AC35_meth	Avril	1775	594.54547	123.09691	471.44855	802.39	982.11	0.82
AC35_meth	Mai	1958	651.92017	179.94563	471.97455	816.20	1004.84	0.81
AC35_meth	Juin	1565	517.90802	182.31828	335.58972	587.65	729.93	0.81
AC35_meth	Juillet	1848	609.32141	244.15137	365.17001	646.40	808.00	0.8
AC35_meth	Août	1513	499.47678	191.93352	307.54327	542.27	676.35	0.8
AC35_meth	Séptembre	1976	655.51788	210.25952	445.25833	775.22	959.27	0.81
AC35_meth	Octobre	1731	579.11572	127.47315	451.64258	769.49	943.12	0.82
AC35_meth	Novembre	1516	511.4267	70.60577	440.82092	748.33	909.97	0.82
AC35_meth	Décembre	1393	472.71539	44.11835	428.59705	728.64	882.97	0.83
Zeol_eau	Janvier	2029	492.56717	472.36005	20.20714	267.81	587.93	0.46
Zeol_eau	Février	1	0.24242	0.2328	0.00962	0.12	0.27	0.44
Zeol_eau	Mars	1	0.24196	0.2328	0.00916	0.11	0.26	0.44
Zeol_eau	Avril	1	0.24138	0.2328	0.00858	0.10	0.23	0.42
Zeol_eau	Mai	2337	626.12921	494.698	131.43123	360.43	645.74	0.56
Zeol_eau	Juin	3372	901.35754	740.91553	160.44203	436.34	817.02	0.53
Zeol_eau	Juillet	4388	1171.32556	983.68445	187.64108	508.05	978.83	0.52
Zeol_eau	Août	4237	1131.53772	943.6825	187.85519	509.36	971.89	0.52
Zeol_eau	Séptembre	3750	1003.31976	812.25568	191.06403	521.29	958.52	0.54
Zeol_eau	Octobre	2686	617.48291	581.79169	35.69122	399.67	750.21	0.53
Zeol_eau	Novembre	2747	635.06256	595.00439	40.05817	512.06	907.20	0.56
Zeol_eau	Décembre	2566	595.55377	555.7995	39.75425	490.22	883.97	0.55
G32H_meth	Janvier	137	52.78838	5.7814	47.00698	910.91	927.99	0.98
G32H_meth	Février	141	54.13796	7.72068	46.41727	921.73	938.95	0.98
G32H_meth	Mars	135	51.5895	10.05829	41.53121	859.91	875.92	0.98
G32H_meth	Avril	156	59.26105	16.13849	43.12257	956.29	974.02	0.98
G32H_meth	Mai	160	60.41709	21.70452	38.71257	982.12	999.42	0.98

G32H_meth	Juin	168	63.05298	28.35383	34.69915	978.64	995.78	0.98
G32H_meth	Juillet	169	63.19595	31.89235	31.3036	950.23	966.79	0.98
G32H_meth	Août	105	39.31187	19.11964	20.19223	597.62	608.05	0.98
G32H_meth	Séptembre	157	59.06841	24.40393	34.66448	934.94	951.35	0.98
G32H_meth	Octobre	88	33.38943	9.65455	23.73488	534.98	544.89	0.98
G32H_meth	Novembre	138	52.79847	9.55793	43.24054	885.05	901.54	0.98
G32H_meth	Décembre	125	48.10794	5.77055	42.33739	826.55	842.03	0.98
NORI_meth	Janvier	1287	566.89276	48.00599	518.88678	776.03	938.19	0.83
NORI_meth	Février	1374	603.0788	64.86242	538.21637	802.01	971.69	0.83
NORI_meth	Mars	1473	643.47974	92.69826	550.78143	817.36	994.08	0.82
NORI_meth	Avril	1084	470.7373	93.92622	376.8111	557.15	682.09	0.82
NORI_meth	Mai	1731	747.20789	197.98833	549.21954	814.61	1005.10	0.81
NORI_meth	Juin	1891	811.3205	273.84741	537.47308	798.63	995.68	0.8
NORI_meth	Juillet	1987	849.38568	326.43665	522.94904	779.42	978.95	0.8
NORI_meth	Août	1929	825.60291	304.23328	521.36963	776.14	972.33	0.8
NORI_meth	Séptembre	1750	752.65906	231.52193	521.13708	773.46	960.02	0.81
NORI_meth	Octobre	917	397.74091	84.28522	313.45569	463.27	568.04	0.82
NORI_meth	Novembre	1350	590.44659	79.28225	511.16431	759.28	922.46	0.82
NORI_meth	Décembre	1221	537.18878	49.36094	487.82785	728.66	881.49	0.83
Carb_meth	Janvier	1230	622.41437	12.54193	609.87244	788.16	937.40	0.84
Carb_meth	Février	858	432.64011	12.31164	420.32846	540.19	642.25	0.84
Carb_meth	Mars	1365	685.0415	29.87981	655.16174	835.52	993.49	0.84
Carb_meth	Avril	1441	718.89496	50.86541	668.02954	843.29	1004.07	0.84
Carb_meth	Mai	1498	742.8623	80.73526	662.12708	827.16	987.67	0.84
Carb_meth	Juin	1620	798.48743	126.05461	672.4328	831.17	996.75	0.83
Carb_meth	Juillet	1680	825.02765	159.64043	665.38721	817.48	983.86	0.83
Carb_meth	Août	919	451.86288	81.83445	370.02841	455.52	547.52	0.83
Carb_meth	Séptembe	1511	746.58081	102.04519	644.53564	800.02	957.52	0.84
Carb_meth	Octobre	906	451.45169	34.9651	416.4866	524.64	624.96	0.84
Carb_meth	Novembre	1254	630.08118	24.78474	605.29645	773.44	919.58	0.84
Carb_meth	Décembre	1153	582.76398	13.20709	569.55688	734.71	873.69	0.84

Résultats de stockage par absorption :

SAB	Mois	m _{mm} (Kg)	m _{cc} (Kg)	Q _{des} (MJ)	Q _{abs} (MJ)	Q _c (MJ)	Eff
SAB	Janvier	315.359772	2.74371	939.30	781.02	938.41	0.83
SAB	Février	323.999786	15.281973	973.46	800.18	972.59	0.82
SAB	Mars	336.959747	0.107422	995.57	828.87	994.71	0.83
SAB	Avril	341.279755	4.474731	1004.01	835.39	1004.80	0.83
SAB	Mai	341.279755	17.003294	1004.67	831.12	1005.50	0.83
SAB	Juin	341.279755	15.279451	995.99	826.93	996.84	0.83
SAB	Juillet	341.279755	1.667663	983.31	824.65	984.15	0.84
SAB	Août	336.959747	0.903664	971.84	815.05	972.78	0.84
SAB	Septembe	328.319763	11.739125	959.24	797.19	960.06	0.83
SAB	Octobre	319.679779	13.448144	945.17	781.68	945.99	0.83
SAB	Novembre	311.039795	9.952973	923.32	765.88	922.54	0.83
SAB	Décembre	298.079803	9.134536	885.03	737.57	884.37	0.83