



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Kasdi Merbah Ouargla

—oooOooo—

Faculté des Sciences Appliqués

Département de Génie Mécanique

—oooOooo—

Mémoire Présenté pour l'obtention du Diplôme de:

MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

**Etude de stockage de l'énergie thermique par sorption
liquide-gaz application aux bâtiments à basse
consommation**

Présenté par :

BOUMADA Adel et MEFTAHI Othmane

Soutenu le : 18/06/2019

Devant le Jury:

E.Achouri	Maitre-Assistant A	U. Kasdi Merbah Ouargla	Président
R.Belakroum	Maitre de conférences A	U. Kasdi Merbah Ouargla	Examineur
N.Cherrad	Maitre de conférences B	U. Kasdi Merbah Ouargla	Encadreur
Z.Derghout	Maitre Assistant A	U. Kasdi Merbah Ouargla	Co encadreur

Année Universitaire : 2018 /2019

AVERTISSEMENT PREALABLE

Le présent document a été réalisé par des étudiants du Master Génie Mécanique Energétique dans le cadre de leur scolarité. Il n'a pas un caractère de publication scientifique au sens strict. En effet, il n'a pas été soumis à un comité de lecture avant publication. Ce travail a été noté, ainsi que la soutenance orale et l'éventuelle production multimédia auxquelles il a donné lieu. Ces évaluations participent à l'évaluation globale des étudiants en vue de l'obtention du diplôme de Master ; elles ont un caractère privé et ne sont pas communiquées ici. Le contenu de ce document est donc proposé sous la seule responsabilité de leurs auteurs (étudiants) et doit être utilisé avec les précautions d'usage. C'est pourquoi le lecteur est invité à exercer son esprit critique. Sa reproduction, totale ou partielle, est autorisée à condition que son origine et ses auteurs soient explicitement cités.

L'Encadreur

Remerciements

Le présent travail a été effectué dans le cadre du mémoire de Master académique en génie énergétique au département de génie mécanique à l'université de KASDI MERBAH Ouargla (Algérie).

Tout d'abord, nous remercions **Dieu** qui nous a aidé à réaliser ce mémoire

D'autre part nous tenons à remercier très vivement docteur **CHERRAD NOUREDDINE** qui a eu l'aimable volonté de diriger ce travail.

Nous remercions également, **Dr. ACHOURI** et **Dr. BELAKROUM**, pour avoir gentiment accepté de juger ce travail de ce mémoire.

Nous remercions aussi particulièrement adressés à monsieur **Z.DERGHOUT** et à monsieur **BOUBEKRI** qui nous ont conseillé.

Nous remercions également l'ensemble du corps enseignant du département Génie mécanique pour la qualité de la formation dont nous avons bénéficié sur toutes nos années d'étude.

Enfin nos remerciements sont adressés à toute personne qui a participé ou aidé, de loin ou de près, à l'achèvement de ce travail.

Dédicace :

Je dédie ce modeste travail :

À mes parents, avec toute ma reconnaissance et ma gratitude pour leurs sacrifices.

À mes grands-parents à mes oncles et tantes et en particulier mon frère qui m'a soutenu et encouragé durant toute ma vie, À mon frère Zakaria

À toutes ma famille

À tous mes enseignants chacun avec son nom,

À tous mes amis et en particulier : Mohamed Chérif, Mohsen, Mohei al Dine, Issa, Abbasse, Belkhir

À mon ami dans ce travail: Meftahi Othmane

Boumada Adel

Je dédie ce modeste travail :

À mes parents pour leur amour inestimable, leur confiance, Leur soutien, leurs sacrifices et toutes les valeurs qu'ils ont su m'inculquer.

À mes sœurs ainsi qu'à mes beaux-frères pour leur tendresse, leur SUPPORT.

A toute ma famille MEFTAHI, Tous les parents

À tous mes enseignants chacun avec son nom

À tous mes amis

À mon ami dans ce travail: Boumada Adel

À tous les membres de la Cultural Pen Association.

Meftahi Othmane

Sommaire

Remerciements

Dédicace

Sommaire

Nomenclature

Liste des figures

Liste des Tableaux

Résumé

Introduction générale 1

Chapitre I : Le stockage de l'énergie thermique

1.1. Introduction 2

1.2. Système de stockage de l'énergie thermique 2

1.3. Classification des systèmes de stockage d'énergie thermique 2

1.3.1 Stockage par chaleur sensible (SCS) 4

1.3.1.1 Stockage actif direct 5

1.3.1.2 Stockage actif indirect 5

1.3.1.3 Stockage passif 5

1.3.2. Stockage par chaleur latente 5

1.3.3 Stockage thermochimiques 6

1.3.4 Stockage par sorption 6

1.4 Comparaison entre les types de stockage thermique 7

1.5 Critères de choix et de la conception d'un système de stockage 9

Chapitre II : Systèmes à sorption

2.1 Introduction	10
2.2 La sorption.....	10
2.2.1. Adsorption	12
2.2.2. Absorption	13
2.3 Critères de sélection du système de Stockage de chaleur par sorption	14
2.4.État de l'art.....	15
2.5. Les couples binaires utilisés par absorption	17
2.5.1. Le couple binaire NaOH–H ₂ O	17
2.5.2. Le couple binaire LiCl–H ₂ O	19
2.5.3. Le couple binaire CaCl ₂ –H ₂ O	21
2.6 Concentration solution de sels	21

Chapitre III : Présentation du problème physique

3.1. Introduction	23
3.2. Les différents composants de l'installation	23
3.2.1. Le Bouilleur (générateur)	24
3.2.2. Le condenseur	24
3.2.3. Réservoir d'eau	24
3.2.4. L'évaporateur	25
3.2.5. Réservoir de solution	25
3.2.6. L'absorbeur	25
3.3. Les Avantages et les inconvénients de (LiBr-H ₂ O)	25
3.3.1. Avantages du cycle (LiBr-H ₂ O)	25
3.3.2. Inconvénients de cycle (LiBr-H ₂ O)	26
3.4. Définition du cycle annuel de stockage avec le LiBr–H ₂ O	26
3.5.Hypothèses de dimensionnement	29

3.6. Les éléments Principales	29
3.6.1. Capteurs solaires	29
3.6.2. Générateur	30
3.6.3. Le condenseur.....	30
3.6.4. Réservoir de solution	31
3.6.5. Réservoir d'eau	31
3.6.6. L'évaporateur	32
3.6.7. L'absorbeur.....	32
3.6.8. La pompe	33
3.7. Les caractéristiques de (BrLi)	33
3.8. Calcul les paramètres thermodynamique	34
3.9. La Densité de stockage	37
Chapitre IV : Résultats et discussion	
4.1. Introduction	40
4.2. Les résultats.....	40
4.3. Analyse des résultats	47
Conclusion générale.....	47
References.....	48

Nomenclature :

Général

L	Longueur	m
S	Surface	m^2
dt	Temps	s
Δh	Enthalpie spécifique	$Kj. Kg^{-1}$
t	Temps	S
T	Température	$^{\circ}C$
m	Débit massique	$Kg. s^{-1}$
M	Masse	Kg
C_p	Capacité thermique massique	$J. kg^{-1}^{\circ}C^{-1}$
q	Quantité d'énergie	KJ
Q	Puissance	W
h	Enthalpie spécifique	$KJ \cdot kg^{-1}$
I	Eclairement solaire total sur la surface du capteur	$W \cdot m^{-2}$
E	Energie	KWh
P	Pression	Pa
X	Fraction massique de bromure de lithium dans la solution	$m\%$
a_1	Coefficient de déperdition de premier ordre du capteur	$w m^{-2}^{\circ}C^{-1}$
U	Coefficient de transfert thermique	$w m^{-2}^{\circ}C^{-1}$
W	Travail	W
λ	Conductivité thermique	$w. m^{-1}. ^{\circ}C^{-1}$
ρ	Masse volumique	$Kg. m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$Pa. s$
ω	Vitesse de l'eau dans les tubes	$m. s^{-1}$
d	Diamètre	M
m_1	Débite massique de la vapeur d'eau	$Kg. s^{-1}$
m_{sp}	Débite massique de la solution pauvre	$Kg. s^{-1}$
m_{sr}	Débite massique de la solution riche	$Kg. s^{-1}$
K	Coefficient global de transfert de chaleur	$w. m^{-2}. ^{\circ}C^{-1}$
v	La vitesse	$m. s^{-1}$

Indices/Exposants

<i>tank</i>	Réservoir
<i>m</i>	Moyenne
<i>f</i>	Final
<i>i</i>	Initial
<i>a</i>	Ambiante
<i>COP</i>	Coefficient de Performance
<i>LiBr</i>	Bromure de lithium
<i>H2O</i>	Eau
<i>b</i>	Bâtiment
<i>c</i>	Condenseur
<i>ev</i>	Evaporateur
<i>ab</i>	Absorbeur
<i>sc</i>	Capteur solaire thermique
<i>ext</i>	Extérieur (atmosphérique)
<i>int</i>	Intérieur (bâtiment)
<i>g = b</i>	Générateur (bouilleur)
<i>is</i>	Isentropique
<i>liq</i>	Liquide
<i>loss</i>	Perte
<i>Max</i>	Maximum
<i>Sh</i>	Paroi de l'enveloppe
<i>V</i>	Vapeur
<i>Sol</i>	Solution
η	Rendement
<i>s_r</i>	Solution rich
<i>s_p</i>	Solution pauvre

Liste des figures :

Figure (1- 1) Classification des systèmes de stockage de l'énergie thermique.....	3
Figure (1- 2) Différents types de stockage de l'énergie thermique	4
Figure (1- 3) Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique.....	6
Figure (2- 1) Adsorption vs Absorption	10
Figure (2- 2) Classification de stockage thermique par sorption	11
Figure (2- 3) Système de stockage par adsorption sur un réseau de chauffage urbain à Munich	12
Figure (2- 4) Schéma en une étape d'un système de réfrigération à absorption	13
Figure (2- 5) Système de stockage de chaleur saisonnier basé sur l'absorption de liquide	14
Figure (2- 6) Principe d'un système fermé de stockage par absorption	18
Figure (2- 7) Principe du système fermé d'absorption à double-étages.....	18
Figure (2- 8) Schéma d'une unité du TCA	20
Figure (3- 1) Schéma de principe d'une system à absorption	23
Figure (3- 2) Schéma de bouilleur	24
Figure (3- 3) Schéma de l'absorbeur	25
Figure (3- 4) Schéma du système de stockage de chaleur solaire par absorption	27
Figure (3- 5) Cycle annuel thermodynamique du procédé de stockage de chaleur sur le diagramme de Dühring du LiBr-H ₂ O	27

Liste des Tableaux :

Tableau (1- 1) Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur.....	8
Tableau (2- 1) Les performances principales des procédés étudiés dans le cadre de la Tâche 32 du programme IEA-SHC	16
Tableau (2- 2) Performances annoncées de la machine TCA ClimateWell	20
Tableau (2- 3) Études réalisées sur le stockage de chaleur par absorption	22
Tableau (3- 1) Les données thermodynamique	35
Tableau (3- 2) Éléments du dimensionnement du stockage.....	38

Résumé :

Ce travail est une étude d'un système de stockage thermique par absorption (sorption liquide-gaz). L'objectif est de démontrer la faisabilité d'un procédé de stockage solaire thermique à long terme par absorption à haute densité énergétique dans le but du chauffage des bâtiments à basse consommation. Dans ce travail on a abordé les points suivants :

- Le fonctionnement du système de stockage par absorption.
- Le couple utilisé dans cette étude est LiBr-H₂O.
- La possibilité d'utilisation de l'énergie solaire comme source thermique pour le système de stockage.
- La possibilité d'exploiter ce système dans les régions chaudes et sèches de notre pays.

Mots clés : Absorption, énergie solaire, stockage thermique, thermodynamique.

المخلص :

هذا العمل هو دراسة لنظام التخزين الحراري عن طريق امتصاص، الهدف من ذلك هو إثبات جدوى عملية التخزين الحراري الشمسي على المدى الطويل من خلال امتصاص كثافة الطاقة العالية لغرض تسخين المباني منخفضة الطاقة. في هذا العمل ناقشنا النقاط التالية:

- تشغيل نظام تخزين بالامتصاص.

- الزوجان المستخدمان في هذه الدراسة هما LiBr-H₂O.

- إمكانية استخدام الطاقة الشمسية كمصدر للحرارة لنظام التخزين.

- إمكانية استغلال هذا النظام في المناطق الحارة والجافة في بلدنا.

الكلمات المفتاحية: الامتصاص ، الطاقة الشمسية ، التخزين الحراري ، الديناميكا الحرارية.

Abstract:

This work is a study of an absorption thermal storage system. The objective is to demonstrate the feasibility of a long-term solar thermal storage process by high energy density absorption for the purpose of heating low energy buildings. In this work we discussed the following points:

- The operation of the absorption storage system.
- The couple used in this study is LiBr-H₂O.
- The possibility of using solar energy as a heat source for the storage system.
- The possibility of exploiting this system in the hot and dry regions of our country.

Key words: Absorption, solar energy, thermal storage, thermodynamics.

Introduction générale

Introduction générale

La consommation de l'énergie a une augmentation progressivement avec le développement de la technologie et la croissance de la population mondiale. Alors que les ressources en combustible fossile qui dominent la plupart des systèmes énergétiques nationaux sont limitées et devraient se raréfier et coûter plus cher dans les années à venir.

Les énergies renouvelables sont la meilleure alternative pour répondre aux besoins, en particulier l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments, mais le problème de la disponibilité d'énergie toutes les périodes est l'un des obstacles qui se posent au monde.

Le système de stockage est utile pour gérer les fluctuations de la demande en énergie nécessaire pendant les pics de demande sur une période différente et pour utiliser efficacement les sources de production fluctuantes telles que les énergies renouvelables.

Le stockage de l'énergie améliore les performances et la fiabilité des systèmes énergétiques et joue un rôle important dans la conservation de l'énergie. Cela permet d'économiser des carburants de première qualité et rend le système plus rentable en réduisant le gaspillage d'énergie, le stockage améliorera les performances d'une centrale électrique grâce à un nivellement de la charge et une efficacité accrue conduirait à des économies d'énergie et à un coût de production.

Nous allons structuré ce mémoire en quatre chapitres :

Premier chapitre : Recherche bibliographique.

Deuxième chapitre : Système à sorption.

Troisième chapitre : Présentation du procédé.

Quatrième chapitre : Résultats et discussions.

***Chapitre I : le stockage
de l'énergie thermique***

Chapitre I : Le stockage de l'énergie thermique

1.1. Introduction :

Le Stockage de l'énergie thermique (STE) en général, et les matériaux à changement de phase en particulier, ont été un sujet principal dans la recherche au cours des 20 dernières années.

L'intérêt international pour l'énergie de stockage thermique car il traite de l'économie d'énergie, l'utilisation efficace et rationnelle des ressources disponibles et l'utilisation optimale des énergies renouvelables.

Pour cela, quelques généralités sur les différents types de stockage de l'énergie thermique sont décrites et comparées

1.2. Système de stockage de l'énergie thermique :

Le stockage de l'énergie thermique peut concerner principalement la chaleur provenant du soleil et comme il peut concerner également la chaleur produite par certaines sources industrielles (industrie métallurgique, centrale à gaz, centrale d'incinération...etc.) [1].

1.3. Classification des systèmes de stockage d'énergie thermique :

Les technologies de stockage de l'énergie thermique peuvent être classifiées dans diverses catégories selon différents critères figure (1-1). Si le critère est la plage de température, les systèmes de stockage sont divisés en « stockage de la chaleur » et « stockage du froid ». Dans le cas où le critère est la durée de stockage deux classes sont considérées, « le stockage à long terme » et « le stockage à court terme ». D'autre part, si le critère est l'état du matériau de stockage, il existe quatre principaux types : « stockage par chaleur sensible », « stockage par chaleur latente », « stockage par chaleur thermochimique » et « stockage par sorption ». Les systèmes de stockage de l'énergie thermique peuvent aussi être classés en deux autres catégories : actifs ou passifs. Le terme de stockage actif est utilisé dans le cas où le matériau de stockage circule dans le système. À l'opposé, dans le cas d'un système de stockage d'énergie thermique passif (aussi appelé régénérateur), le matériau de stockage ne circule pas dans le procédé. L'énergie thermique est transportée via un fluide caloporteur, et est transférée vers le matériau de stockage à l'aide d'un échangeur. La structure de l'échangeur de chaleur est installée au sein du matériau de stockage [2].

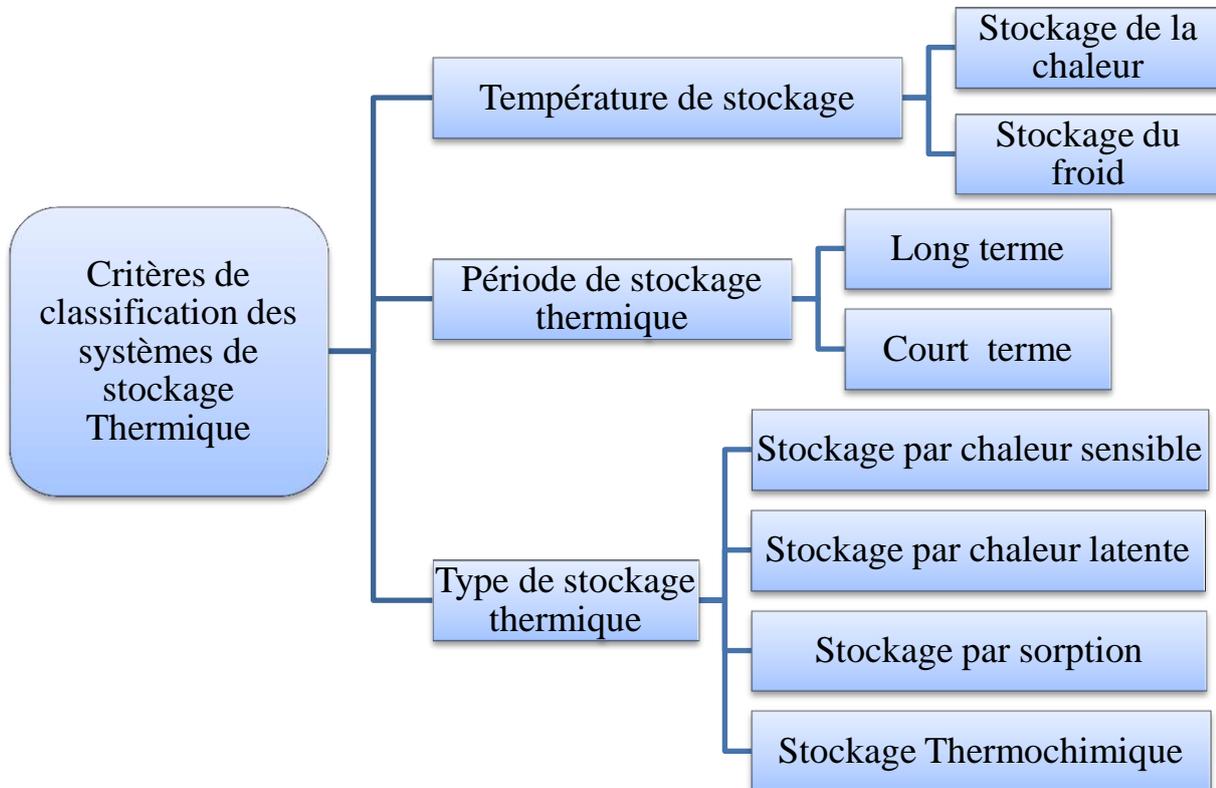


Figure (1- 1) Classification des systèmes de stockage de l'énergie thermique[2].

Le stockage d'énergie thermique comprend alors les types suivants :

- 1- Thermochimique.
- 2- Le stockage par chaleur sensible.
- 3- Le stockage par chaleur latente.
- 4- stockage par sorption.

On peut simplifier alors les types de stockage thermique comme le montre la figure (1-2) ci-dessous.

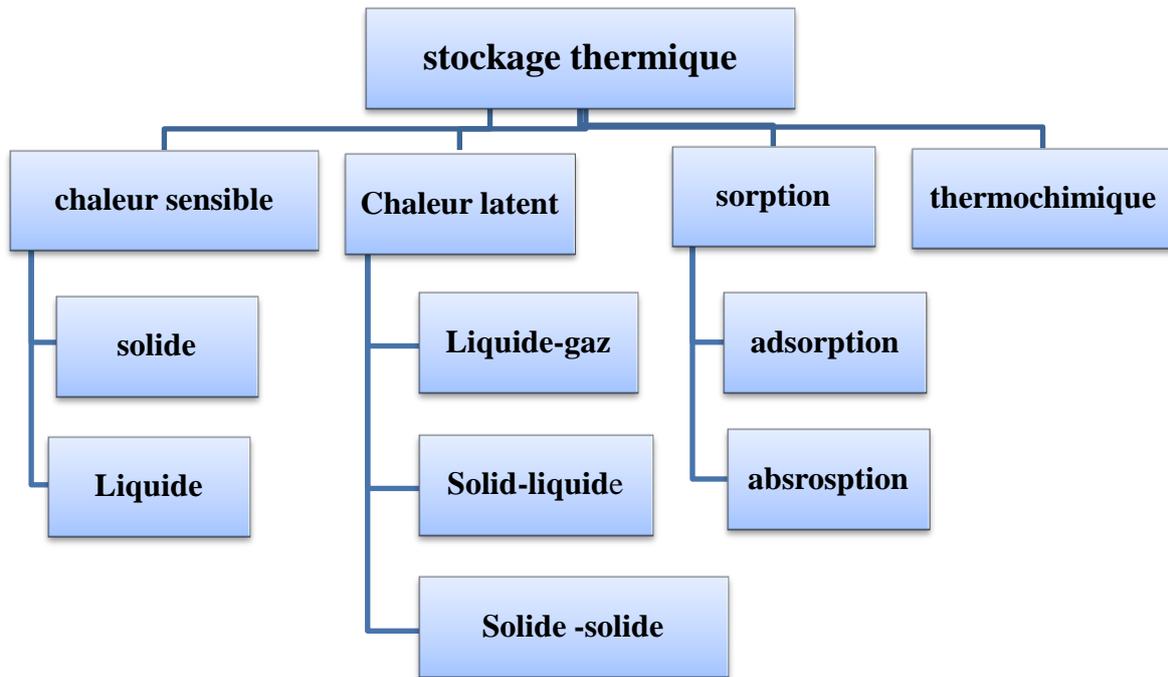


Figure (1- 2) Différents types de stockage de l'énergie thermique [3,4].

1.3.1 Stockage par chaleur sensible (SCS): [1]

Dans le stockage d'énergie par chaleur sensible (SCS), l'énergie thermique est stockée en élevant la température d'un solide ou d'un liquide et en utilisant sa capacité calorifique. Le système (SCS) utilise la capacité thermique et le changement de température du matériau au cours du processus de chargement et de déchargement. La quantité de chaleur stockée dépend de la chaleur spécifique du fluide, du changement de température et de la quantité de matériau de stockage.

La quantité d'énergie thermique stockée sous forme de chaleur sensible peut être calculée comme suit :

$$q = \int_{T_i}^{T_f} MC_p dT = MC_p(T_f - T_i) \quad (1-1)$$

Dans le système (SCS) trois types de stockage : [5]

1.3.1.1 Stockage actif direct :

Dans le cas du stockage actif direct, le fluide caloporteur sert également au stockage de l'énergie (sels fondus, eau, huile, huile synthétique). Il est possible d'utiliser un champ solaire pour générer de la vapeur d'eau pour du stockage direct actif, ce système de stockage est utilisé dans l'industrie pour équilibrer la demande et la génération de vapeur.

1.3.1.2 Stockage actif indirect :

Dans le cas du stockage actif indirect, l'énergie est transférée du fluide caloporteur, une huile de synthèse, au matériau de stockage, ex. (les sels fondus, au moyen d'un échangeur de chaleur).

Les systèmes de stockage par chaleur sensible sont utilisés avec les cylindro-paraboliques et les tours à concentration, et ils sont actuellement les seuls systèmes commercialisés. Néanmoins, un des inconvénients accompagnant le stockage par chaleur sensible est qu'il nécessite de grandes quantités de matériau de stockage, ce qui peut devenir très coûteux lorsque le système est porté à grande échelle.

1.3.1.3 Stockage passif :

Le stockage thermique par utilisation d'un solide (béton) a été étudié à la Platform Solari d'Almería (PSA) (2003) par la DLR (Deutsches Zentrum für Luft - und Raumfahrt) pour des températures de stockage aux environs de 325°C. Le but de ce projet était de développer un matériau de stockage par voie sensible efficace et peu coûteux. Les matériaux de stockage sont conditionnés sous forme de lit granulaire ou matriciel fixe et l'échange de chaleur est réalisé par un fluide caloporteur qui transfère sa chaleur via un échangeur de chaleur ou qui traverse directement le matériau de stockage poreux.

1.3.2. Stockage par chaleur latente : [3]

La technique de stockage d'énergie par chaleur latente (SCL) est basée sur l'absorption ou le dégagement de chaleur lorsqu'un matériau de stockage subit un changement de phase de solide à liquide ou de liquide à gaz ou inversement.

La capacité de stockage du système SCL avec un support PCM (matériau de changement de phase) est donnée par les équations suivantes :

$$q = \int_{T_i}^{T_m} M \cdot C_p \cdot dT + M \cdot a_m \cdot \Delta h + \int_{T_m}^{T_f} M \cdot C_p \cdot dT \quad (1-2)$$

$$q = M[C_{sp} (T_m - T_i) + M a_m \Delta h + C_{lp} (T_f - T_m)] \quad (1-3)$$

1.3.3 Stockage thermochimiques:

De par sa nature endothermique la réaction va permettre de stocker de la chaleur, et étant donné que cette réaction est réversible, cette chaleur sera restituée lorsque la réaction inverse (exothermique) sera réalisée [6].

Soient A, B et C trois composants chimiques distincts et q est une quantité d'énergie thermique, la réaction s'écrit :



1.3.4 Stockage par sorption :

La sorption comprend l'adsorption (en surface) et l'absorption (dans le volume) qui vont consommer de l'énergie. La transformation inverse, la désorption, résulte en la libération des molécules précédemment sorbes. Alors que la désorption est endothermique (stockage), la sorption est exothermique (déstockage) [6].

Le figure (1- 3) représente la classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique [7].

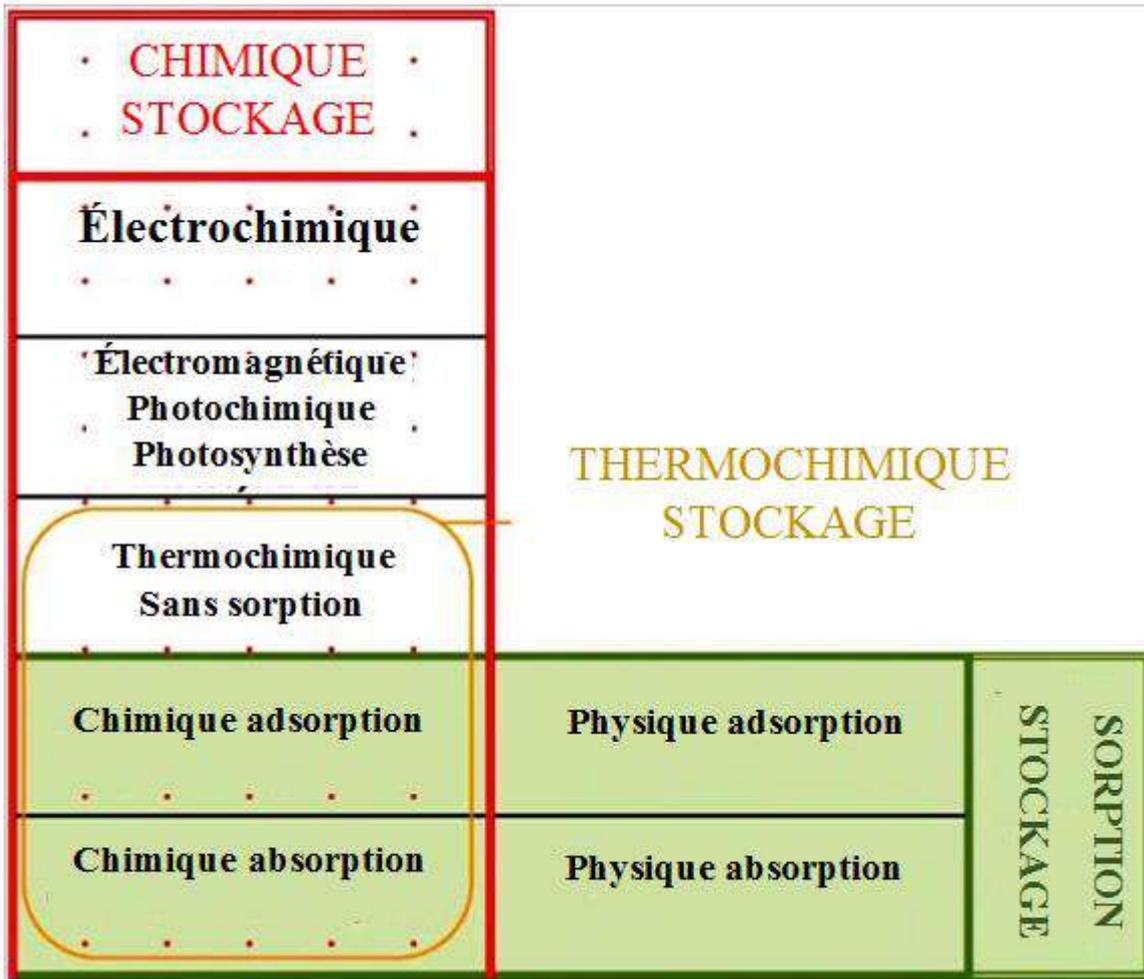


Figure (1- 3) Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique [7].

1.4 Comparaison entre les types de stockage thermique : [6]

En première approche, l'ordre de grandeur de la densité énergétique des systèmes thermochimiques est cinq fois plus important que les systèmes par changement de phase qui ont eux-mêmes une densité de stockage de deux à trois fois plus élevé que les systèmes sensibles.

Le potentiel des systèmes de stockage par voie thermochimique est important du fait de ses multiples avantages : un temps de stockage infini, un transport simplifié et une densité de stockage supérieure aux autres technologies présentées. La difficulté principale réside dans la réalisation d'un procédé continu pour le stockage ou le déstockage.

Le Tableau (1-1), répertorie les caractéristiques des trois systèmes de stockage d'énergie thermique présentés. Six paramètres fondamentaux ont été choisis: la densité énergétique, la température de stockage, la durée de stockage, le transport de l'énergie, la maturité du système et la complexité de mise en œuvre du système.

		Stockage par Chaleur sensible	Stockage par chaleur latente	Stockage par voie Thermochimique
Densité D'énergie	Volumétrique	Faible~ 15-60kWh.m ⁻³	Moyenne ~ 50 -100 kWh.m ⁻³	Elevée ~ 100-500kWh.m ⁻³
	Massique	Faible ~ 0,02-0,03kWh.kg ⁻¹	Moyenne~ 0,05-0,1kWh.kg ⁻¹	Haute~ 0,5-1 kWh.kg ⁻¹
Température De stockage		Température de l'étape de Charge	Température de l'étape de Charge	Température de l'étape de charge ou ambiante
Durée de Stockage		Limitée (Pertes thermiques)	Limitée (Pertes Thermiques)	Théoriquement Illimitée
Transport de L'énergie		Faible distance	Faible distance	Distance Théoriquement
Maturité		Echelle industrielle (20 MW _e)	Echelle pilote (100 kW _{th})	Echelle laboratoire (1-5 kW _{th})
Technologie		Simple	Moyenne	Complexe

Tableau(1- 1)Caractéristiques des différents systèmes de stockage de chaleur [8].

1.5 Critères de choix et de la conception d'un système de stockage :

Les critères de conception d'un système de stockage sont nombreux et leur importance relative est directement liée à la technologie de la centrale et au mode de fonctionnement souhaité. Si la capacité thermique, i.e. la quantité d'énergie stockée et restituée, est un point clé, d'autres critères doivent être pris en compte, qu'ils soient économiques: [7]

- Coût du matériau de stockage.
- Coût de l'échangeur de chaleur.
- Coûts d'investissement liés à l'encombrement du système de stockage.

Ou bien techniques

- Densité énergétique élevée (par unité de masse ou de volume) ;
- Conductivité thermique élevée ;
- Transferts de chaleur efficaces entre le fluide caloporteur/de travail et le matériau de stockage ;
- Stabilité mécanique et chimique du matériau de stockage ;
- Compatibilité chimique entre le fluide caloporteur/de travail, l'échangeur de chaleur et/ou le matériau de stockage ;
- Réversibilité du matériau de stockage pour un nombre élevé de cycles de charge et de décharge .
- Peu de pertes thermiques
- Contrôle/commande du procédé maîtrisé.

Tous ces points doivent être pris en compte lors de la conception et du dimensionnement de l'unité de stockage.

De nombreuses solutions technologiques répondant à tout ou partie de ces normes ont été étudiées.

Chapitre II : Système à sorption

Chapitre II : Systèmes à sorption

2.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter le système de sorption en général et le système à absorption et en suite quelque couples utilisés

2.2 Sorption:[9]

La sorption (désorption) est un processus de fixation d'un gaz(le sorbat), par un solide ou un liquide(le sorbant). Il existe deux grandes familles de sorption, différenciées par les types de sorptions mises en jeu.

L'adsorption et l'absorption présentent en générale des équilibres thermodynamiques variants : il faut donc deux variables d'état pour pouvoir décrire l'équilibre de la réaction (par exemple la température et la pression).

On a deux types de « sorption » sont alors à distinguer Figure (2-1) :

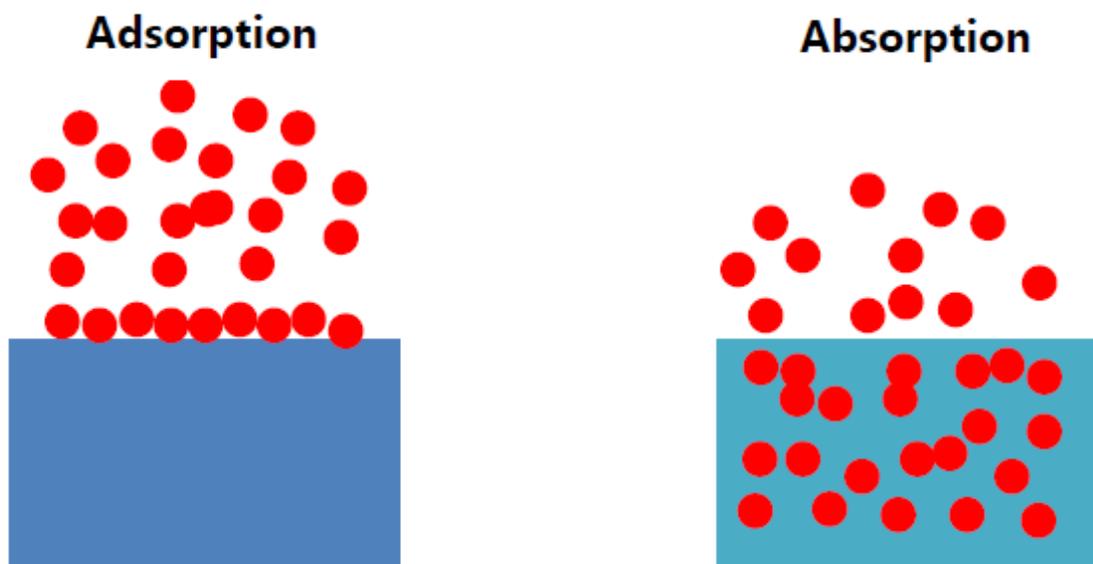


Figure (2- 1) Adsorption vs Absorption [10].

L'application des systèmes à sorption au stockage de chaleur pour l'habitat est basée sur la réversibilité des phénomènes de sorption/désorption. Le principe de fonctionnement de ces systèmes

est de réaliser la désorption endothermique du sorbat pendant la période de charge du stock (par exemple, en été grâce à la chaleur fournie par des capteurs solaires dans le cas du stockage intersaisonnier). Ceci engendre la séparation du sorbant et du sorbat, qui sont ensuite stockés séparément. Pendant la période de restitution, le sorbat et le sorbant sont mis en contact, ce qui entraîne une sorption exothermique (dans l'exemple précédent, la chaleur est récupérée pour le chauffage de l'habitat en hiver). L'énergie étant stockée sous forme chimique, les pertes thermiques correspondent uniquement à la chaleur sensible accumulée dans le réactif pendant la période de charge. Cette chaleur sensible est généralement faible devant l'énergie stockée. Ce type de système présente donc l'avantage de pouvoir stocker de la chaleur sur de longues périodes, en minimisant l'impact des pertes thermiques [9].

On simplifie ce système dans le Figure (2- 2):

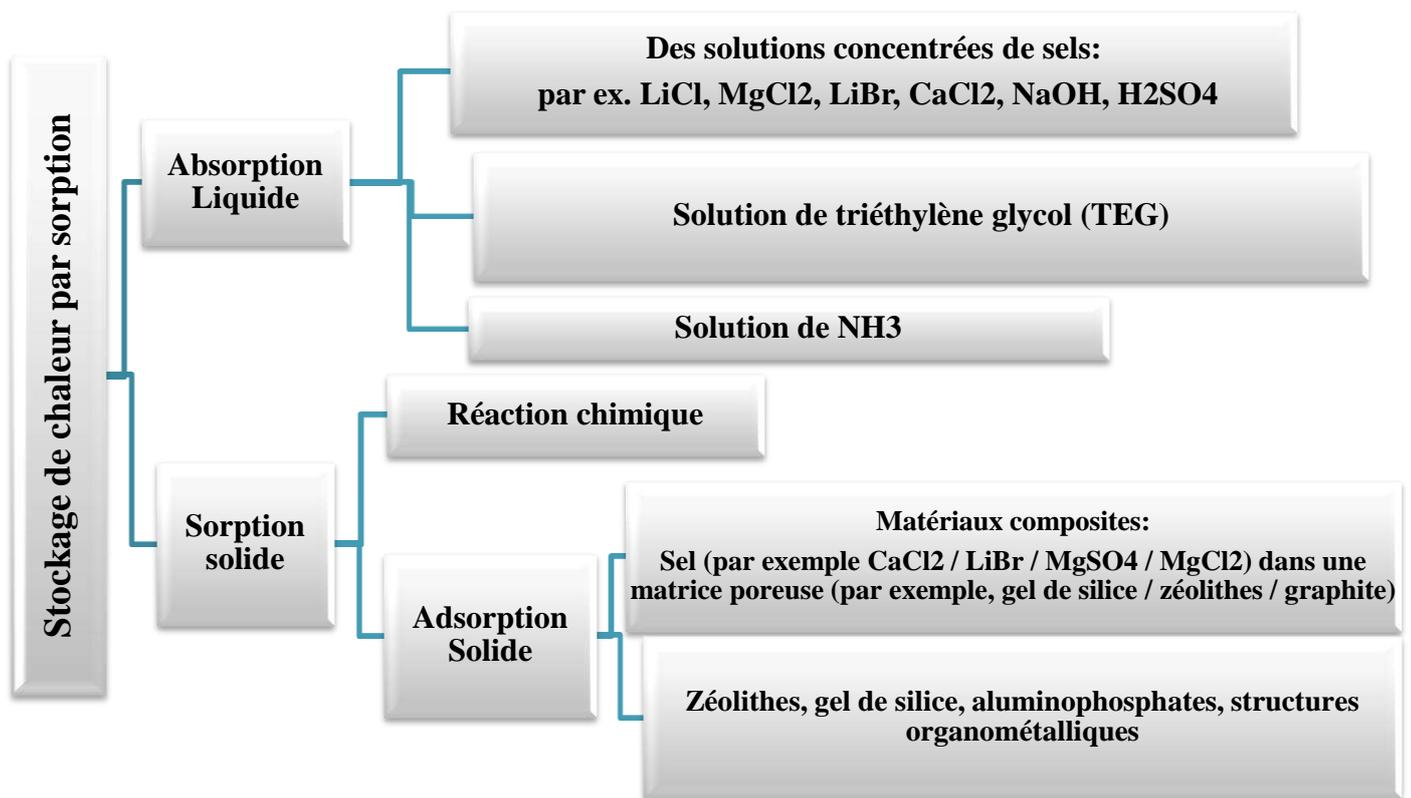


Figure (2- 3) Classification de stockage thermique par sorption [11].

2.2.1. Adsorption :

Adsorption est un phénomène d'interaction de surface ayant généralement entre un solide et un gaz [10].

En général, étant donné que les réactions d'adsorption ont des forces de liaison plus faibles que les réactions d'absorption, la densité d'énergie de ces matériaux est inférieure à celle, par exemple, d'hydrates de sel. De plus, pour certains adsorbants tels que les zéolithes, l'absorption d'eau est relativement faible en raison des limitations structurelles de la matrice elle-même. En revanche, les transferts de chaleur et de masse sont améliorés par rapport aux hydrates de sel grâce à une meilleure stabilité hydrothermale des matériaux. En règle générale, les matériaux d'adsorption doivent avoir un volume de pores interne et une surface spécifique importants pour une capacité d'adsorption importante, une cinétique d'adsorption rapide, une bonne résistance mécanique et doivent être facilement régénérables [11].

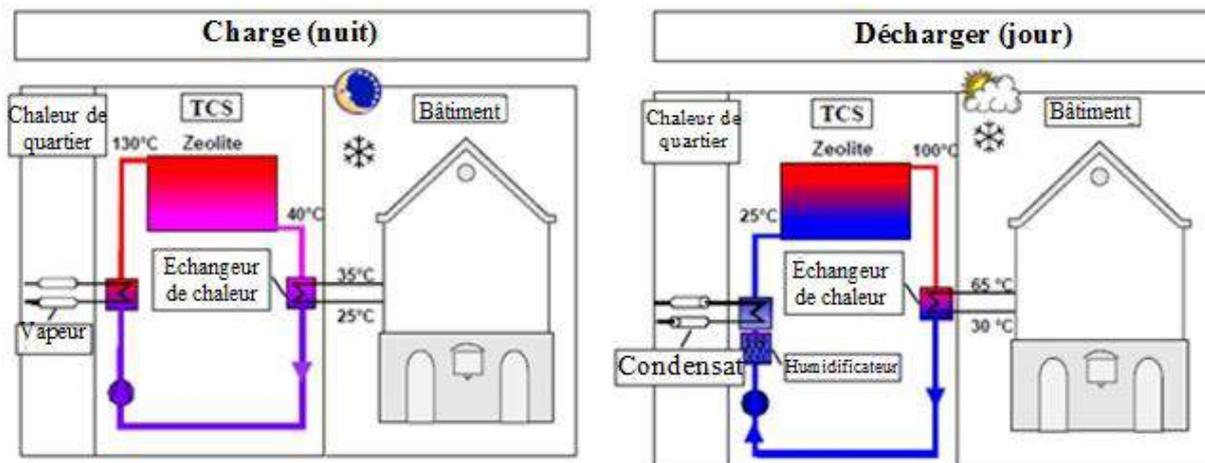


Figure (2- 4) Système de stockage par adsorption sur un réseau de chauffage urbain à Munich [12].

2.2.2. Absorption :

Absorption est un phénomène d'interaction en volume pour laquelle les molécules de sorbat passent à l'intérieur du volume de sorbant (ex. un gaz ou un liquide qui passe en solution dans un autre liquide) [10].

Les systèmes basés sur l'absorption de liquide reposent sur une technologie relativement établie et développée. Par exemple, dans les unités de réfrigération, le fluide de travail consiste en un mélange binaire d'un absorbant et d'un réfrigérant. Les deux mélanges les plus utilisés sont **LiBr-H₂O** et **NH₃-H₂O**, et les systèmes basés sur ces paires de travail ont des plages de COP de (0,7–1,2) et (0,3–0,6), respectivement. Le principe de fonctionnement de base peut être expliqué par un cycle thermodynamique avec générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur. Le cycle est décrit en supposant un couple de travail sel / eau dans lequel l'eau joue le rôle de réfrigérant [11].

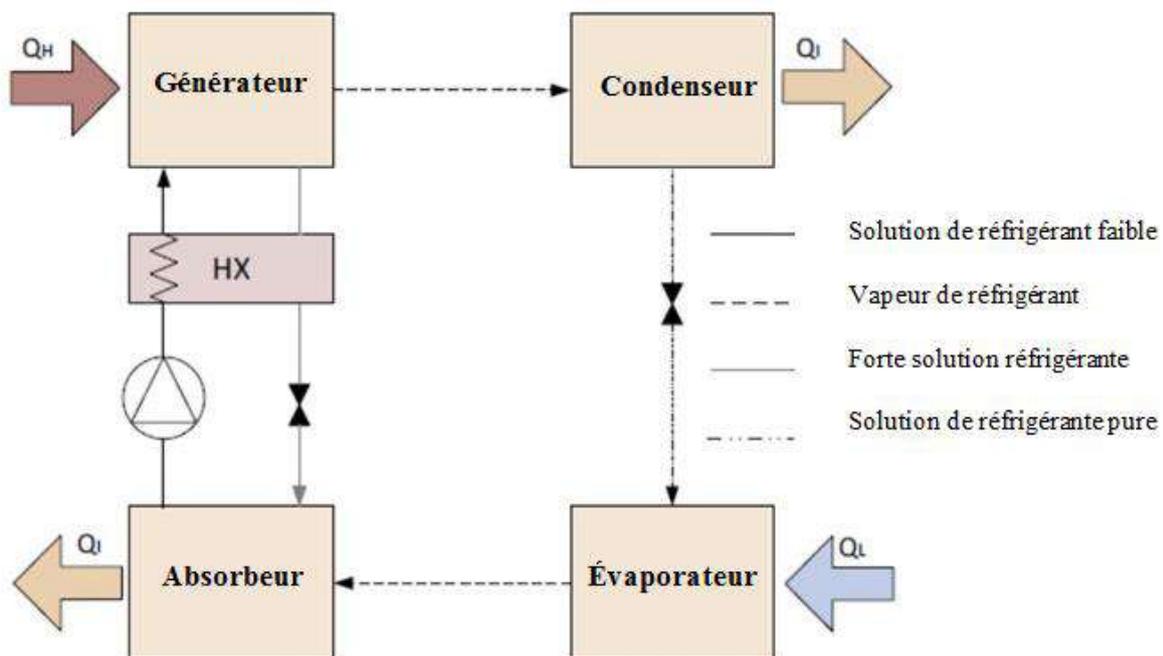


Figure (2- 5) Schéma en une étape d'un système de réfrigération à absorption [11].

Q_H : chaleur à haute température, Q_I : chaleur à température intermédiaire, Q_L : basse température chaleur, H_X : échangeur de chaleur

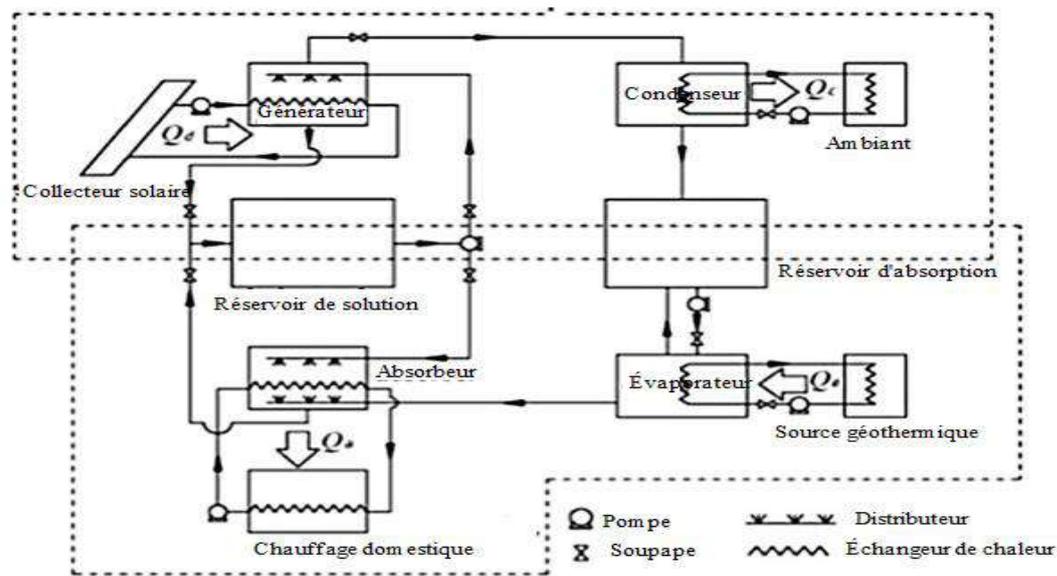


Figure (2- 6) Système de stockage de chaleur saisonnier basé sur l'absorption de liquide [11].

2.3 Critères de sélection du système de Stockage de chaleur par sorption : [4]

Dans la définition d'un stockage de chaleur par sorption, les chercheurs font face à un certain nombre de défis :

- le choix du meilleur système (ouvert ou fermé).
- l'optimisation de la densité de stockage en lien avec le choix du matériau.
- la conception et le dimensionnement des enceintes/réservoirs.
- la conception des échangeurs de chaleur et la configuration des réacteurs.
- la limitation des pertes de charge surtout pour le système fonctionnant avec de la vapeur basse pression ce qui est souvent le cas lorsque l'eau est le sorbat.
- la gestion du vide (basse pression).
- la source de chaleur basse température en hiver.
- l'efficacité énergétique.
- le coût.

Le matériau de stockage apparaît comme ayant une place centrale dans ces défis. Le matériau adapté doit stocker de la chaleur sans pertes et être capable de la restituer immédiatement à la demande. Il y a un grand nombre de matériaux qui pourraient être utilisés pour le stockage par sorption si on se focalise uniquement sur le principe thermodynamique des réactions réversibles. Certains

critères techniques, économiques ou écologiques conduisent à un nombre plus réduit. En effet, les caractéristiques idéales des matériaux utilisés dans les procédés de sorption sont :

- une grande affinité du sorbant pour le sorbat : ce qui est important pour avoir une puissance spécifique utilisable.
- une meilleure volatilité du sorbat (par rapport au sorbant) en absorption.
- une grande densité énergétique de stockage.
- une grande conductivité thermique (en particulier pour l'adsorption) pour un bon transfert de chaleur.
- des conditions d'équilibre thermodynamique compatibles avec les températures de fonctionnement visées par le procédé. Par exemple, une température de régénération (charge) aussi basse que possible conduit à de meilleurs rendements de capteurs solaires thermiques et permet l'utilisation de capteurs plans (moins coûteux et plus durables) .
- la sécurité environnementale, non-toxicité, faible Potentiel de Réchauffement Global (GWP) et Potentiel de Déplétion Ozonique (ODP).
- la non-corrosivité des matériaux.
- une bonne stabilité thermique et chimique dans les conditions de fonctionnement (température, pression).
- un niveau modéré de la plage de pression de fonctionnement : si possible, éviter les conditions excessives de pression, notamment le vide poussé.
- un faible coût du matériau
- etc.

Ces critères sont souvent difficilement conciliables et un compromis s'avère nécessaire.

2.4.État de l'art :

De nombreux couples de sorption ou matériaux ont été évalués théoriquement ou expérimentalement pour le stockage de chaleur à long terme par sorption pour l'habitat, en fonction de leur aptitude à satisfaire aux critères ci-avant présentés. Beaucoup d'études ont été consacrées à la détermination des propriétés physicochimiques et thermodynamiques des matériaux aptes au stockage de chaleur à long terme, puisque la connaissance des propriétés des matériaux est un prérequis à la conception des différents composants des unités de stockage, échangeurs et installations solaires [13].

Projet	TCA 80 - 100°C	NaOH 95°C test 150°C calcule	Mode store 88°C	SPF 180°C	Mono sorp 180°C	ECN 150°C
Technologie	Absorption fermée (trois phases)	Absorption fermée (deux phases)	Adsorption fermée	Adsorption fermée	Adsorption ouverte	Thermochimique Fermée
Coût du matériau de stockage	3600 €/m ³	250 €/m ³	4300 €/m ³	2000-3000 €/m ³	2500-3500 €/m ³ ^a	4870 €/m ³
Masse du matériau de stockage	LiCl sel 54 kg Eau 117 kg Acier 47 kg	NaOH 160 kg Eau 160 kg	Gel de silice 200 kg Eau 30 kg Acier 100 kg Cuivre 50 kg	Zéolithe 13X 7 kg	Zéolithe 4A 70 kg Acier 10 kg	MgSO4.7H2O
Capacité de stockage en chaleur	35 kWh	8.9 kWh	13 kWh	1 kWh	12 kWh	-
Espace requis par le prototype ^c	0.46 m ²	2 m ²	0.4 m ²	0.09 m ²	0.4 m ²	-
Densité énergétique du matériau (ratio par rapport à l'eau 25/85°C)	253 kWh/m ³ (3.6)	250 kWh/m ³ (3.6)	50 kWh/m ³ (0.71)	180 kWh/m ³ (3)	160 kWh/m ³ (2.3)	420 kWh/m ³ (6.1)
Densité énergétique du prototype (ratio par rapport à l'eau 25/85°C)	85 kWh/m ³ (1.2)	5 kWh/m ³ (0.07)	33.3 kWh/m ³ (0.48)	57.8 kWh/m ³ (1)	120 kWh/m ³ (1.7)	-
Puissance de charge	15 kW	1 kW	1.0-1.5 kW	-	2.0 - 2.5 kW	-
Puissance de décharge	8 kW	1 kW	0.5-1.0kW	0.8 / 1.8 kW	1.0 - 1.5 kW	-
Dimension estimée pour 70 kWh (ratio par rapport à l'eau 25/85°C)	0.64 m ³ (1.6)	1.3 m ³ (0.75)	1.7 m ³ (0.59)	1.2 m ³ (1)	0.54 m ³ (1.9)	0.4 m ³ ^b (2.5)
Dimension estimée pour 1000 kWh (ratio par rapport à l'eau 25/85°C)	5.3 m ³ (2.7)	5 m ³ (2.9)	23 m ³ (0.62)	17 m ³ (1)	7.7 m ³ (1.9)	5.6 m ³ ^b (2.5)

Tableau (2- 1) Les performances Principales des procédés étudiés dans le cadre de la Tâche 32 du programme IEA-SHC [4].

- ^a Coût du matériau extrudé en grande quantité inconnu et estimé pour la zéolithe 4A.
- ^b Les estimations sont basées sur la densité de stockage expérimentale de ~ 420 kWh/m³ pour la réaction :
- $$\text{MgSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O} + \text{chaleur} \leftrightarrow \text{MgSO}_4 \cdot 0.2\text{H}_2\text{O} + 5.8\text{H}_2\text{O}.$$
- ^c C'est la surface projetée au sol du prototype y compris tous les composants nécessaires à son fonctionnement.

2.5. Les couples binaires utilisés par absorption :

Dans ce domaine on a plusieurs couples :

2.5.1. Le couple binaire NaOH–H₂O :

L'avantage principal de la solution aqueuse de soude caustique (NaOH) est qu'elle réalise un bon compromis entre son coût et sa densité de stockage [14,15].

Le Laboratoire Fédéral d'Essai des Matériaux et de Recherche (EMPA) en Suisse l'a retenue comme matériau de stockage par absorption en cycle fermé. Comme illustré à la Figure (2-6), durant la phase de charge, la chaleur solaire est fournie à la solution de faible concentration dans le générateur. La vapeur d'eau est désorbée et est condensée au condenseur. L'eau condensée est collectée dans le réservoir d'eau . Pour la décharge, l'eau stockée est évaporée dans un évaporateur et absorbée par la solution concentrée de NaOH dans l'absorbeur et libère ainsi de la chaleur [16].

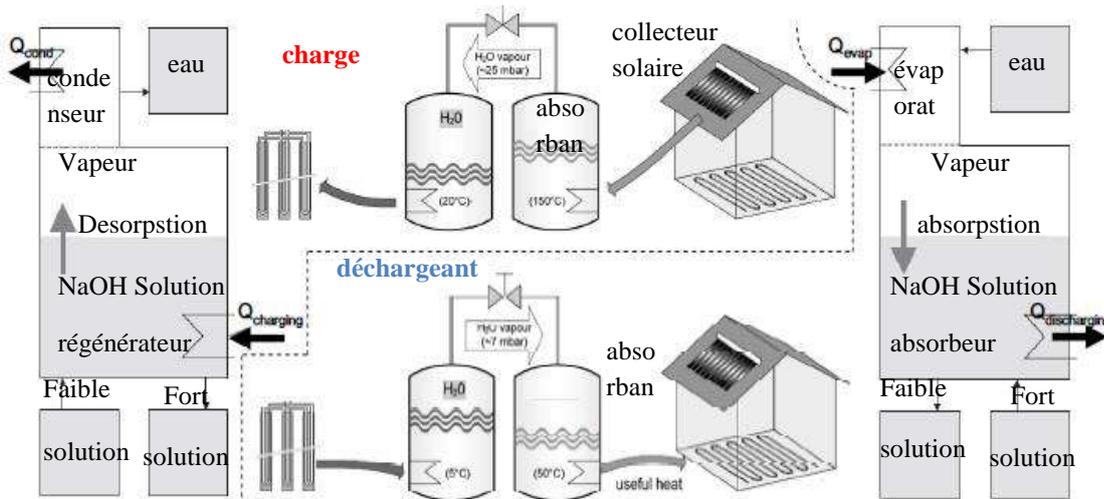


Figure (2- 7) Principe d'un système fermé de stockage par absorption [15,16].

Afin d'augmenter le niveau de la température de l'absorbant durant la phase de décharge, notamment pour faire face aux besoins d'ECS ou pour réduire la température nécessaire à la charge (150 °C environ), un système à double-étages a été envisagé Figure (2-7) et construit [15].

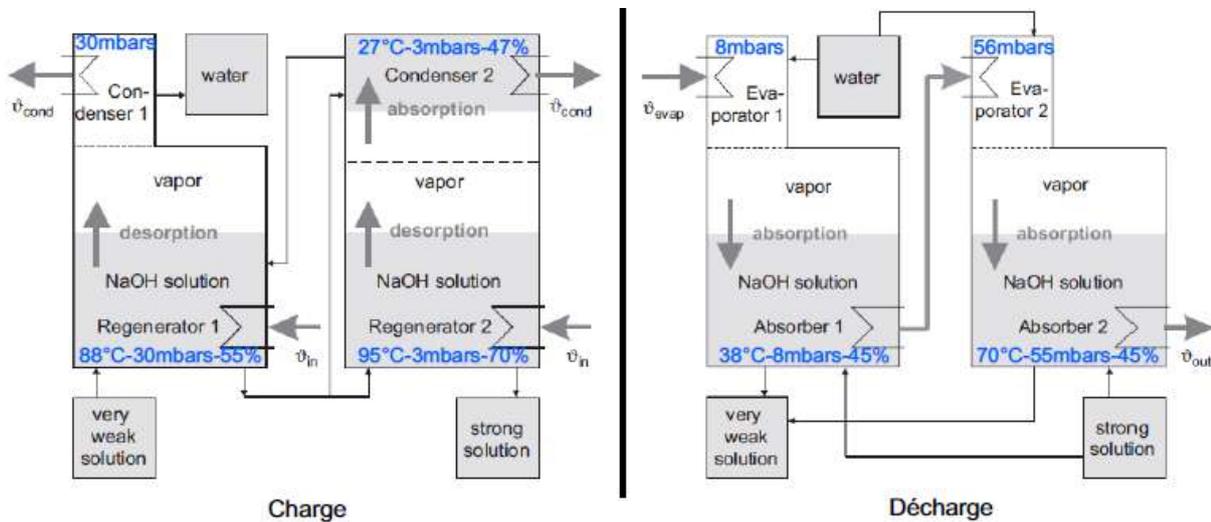


Figure (2- 8) Principe du système fermé d'absorption à double-étages [16].

Le principe global est semblable au système à un seul étage avec un ajout d'un régénérateur 2, d'un condenseur 2 et d'un échangeur de chaleur. En phase de charge, la solution de NaOH sortant du générateur 1 est divisée en deux flux : le premier entre dans le condenseur 2 et le second dans le générateur 2. Le condenseur 2 fonctionne alors comme un absorbant qui absorbe la vapeur désorbée au

générateur 2. La solution de concentration intermédiaire (55% environ) quitte le condenseur 2 pour retourner dans le générateur 1. Comme la pression dans le générateur 2 est la même que dans le condenseur 2 (3 mbar) mais plus basse que celle dans le générateur 1, on peut atteindre une concentration élevée de solution à une température plus basse (95 °C) que celle nécessaire à l'obtention de la même concentration dans le générateur 1 (150 °C) [15].

En phase de décharge, la chaleur produite par le premier étage est utilisée pour évaporer l'eau dans le deuxième étage. La température ainsi obtenue à l'absorbeur 2 est plus élevée et la chaleur est utilisée pour l'ECS. Le principal inconvénient de ce système à double-étages est la diminution de la densité de stockage et la complexité du système qui requiert plus de réservoirs et d'échangeurs de chaleur. Qui plus est, les pertes thermiques occasionnées se multiplient d'où un COP plus faible par rapport au cycle à un étage [15].

2.5.2. Le couple binaire LiCl–H₂O :

Le TCA (Thermo-Chemical Accumulator) est un projet du Centre suédois de Recherche en Énergie Solaire (SERC). Le système, un cycle fermé d'absorption, peut fournir du froid ou de la chaleur suivant le mode de fonctionnement. La cristallisation de la solution est atteinte, ce qui a permis une augmentation de la densité de stockage et le COP [17,18]. La densité de stockage de chaleur atteinte est de 253 kWh/m³ de LiCl anhydre. Cependant, le coût du LiCl **Tableau (2-2)** a conduit les auteurs à écarter l'idée du stockage à long terme comme envisagé initialement [14]. Une machine basée sur cette technologie Figure (2-8) est actuellement commercialisée par la société **Climatewell**, principalement comme machine de rafraîchissement solaire avec stockage de froid [18].

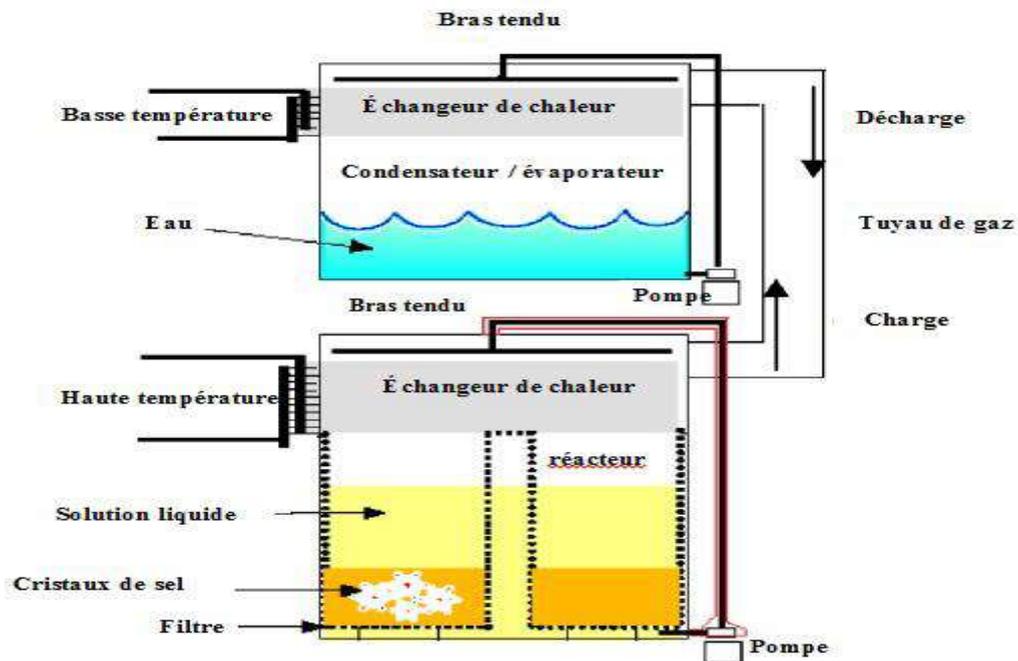


Figure (2- 9) Schéma d'une unité du TCA [17].

On peut noter que le condenseur et l'évaporateur sont combinés de même que l'absorbeur et le désorbeur. Pour la charge, la solution diluée est envoyée dans un échangeur de chaleur et devient de plus en plus concentrée jusqu'à ce que des cristaux se forment. Ces derniers sont alors collectés dans un récipient lorsqu'ils chutent par gravité. Un filtre empêche que les cristaux ne soient pompés par la pompe de circulation. La vapeur d'eau qui est désorbée passe au condenseur. Le procédé est inversé pendant la phase de décharge où la solution absorbe, dans l'échangeur de chaleur, la vapeur d'eau produite dans l'évaporateur. La solution pauvre tombe dans le récipient où elle se sature grâce à la dissolution de cristaux. La chaleur d'évaporation est fournie par le bâtiment (mode froid) ou par l'environnement (mode chaud). La chaleur de condensation est transférée à l'environnement (mode froid) ou au bâtiment (mode chaud) [4].

Les principales caractéristiques de la machine sont présentées au Tableau (2-2) [18].

Mode	Capacité de stockage ^a	Puissance maximale ^b	COP électrique ^c	COP thermique
Froid	60 kWh	10/20 Kw	77	68%
Chaud	76 kWh	25 kW	96	160%

Tableau (2- 2) Performances annoncées de la machine TCA ClimateWell [18].

- a** Capacité totale du stockage (la machine commerciale comporte deux unités).
- b** Puissance de rafraîchissement par unité: 10 kW froid est la puissance maximale. Si les deux réservoirs sont utilisés en parallèle (mode double), la puissance de rafraîchissement maximale est de 20 kW et 25 kW en sortie chaud.
- c** Coefficient de Performance (COP) électrique = froid ou chaleur produit(e) divisé(e) par la consommation électrique.

2.5.3. Le couple binaire $\text{CaCl}_2\text{-H}_2\text{O}$:

Le chlorure de calcium été étudié en cycle fermé d'absorption grâce à un prototype construit par le LOCIE avec son partenaire SOLVAY. La capacité de stockage issue de simulations du système est de 116 kWh/m^3 (en prenant en compte le volume des réservoirs de solution et d'eau) pour une restitution à 21°C . Les résultats expérimentaux sont satisfaisants en désorption mais décevants pendant la décharge, notamment à cause de problèmes d'entrée d'air dans le système. Le niveau de température de décharge de ce couple en absorption est également limité à cause de ses conditions d'équilibre thermodynamique [19,20].

2.6 Concentration solution de sels :

Matériau / Couple	Température de Fonctionnement	Performances	Références
NaOH/ H_2O	Charge : $100\text{--}150^\circ\text{C}$ Décharge : $40\text{--}65^\circ\text{C}$	Densité énergétique théorique : 250 kWh.m^{-3} de NaOH anhydre. Densité énergétique prototype : 5 kWh.m^{-3} Capacité de stockage : 8,9 kWh Puissance en décharge : 1 kW Temps de décharge : 8,9 h	EMPA (Weber, et al, 2008) et (Weber, 2010)

LiCl/H ₂ O	Charge : 46-87°C Décharge : 30°C	Densité énergétique théorique : 253 kWh.m ⁻³ de LiCl anhydre. Densité énergétique prototype : 85 kWh.m ⁻³ Capacité de stockage : 35 kWh Puissance en décharge : 8 kW Temps de décharge : 4,4 h	SERC (Bales, et al. 2005)
CaCl ₂ /H ₂ O	Charge : 70-80°C Décharge : 21°C	Densité énergétique prototype : 116 kWh.m ⁻³ (données issues de simulations) Capacité de stockage (théorique) : 15 kWh Puissance en décharge : 30 à 560 W Temps de décharge : 27 – 500 h	LOCIE SOLVAY (Le Pierrès, et al., 2011) et (Liu, 2010)
LiBr/H ₂ O	Charge : 75-90°C Décharge: 30-38°C	Densité énergétique théorique : 251 kWh.m ⁻³ de LiBr en solution. Densité énergétique prototype : NA Capacité de stockage : 8 kWh Puissance en décharge : 1 kW Temps de décharge : 8 h	LOCIE (N 'Tsoukpoe, 2012)
CaCl ₂ /H ₂ O	Charge : 95 °C Décharge : 35 °C	Simulation, densité énergétique prototype : 200 kWh.m ⁻³ de sel anhydre.	BEMS (Hennault, et al, 2011)

Tableau (2- 3) Études réalisées sur le stockage de chaleur par absorption [9].

Chapitre III:
Présentation du
probleme physique

Chapitre III : Présentation du problème physique

3.1. Introduction :

Dans ce chapitre on explique le rôle des éléments utilisés dans le système à absorption. La filière de production de chaud par chaleur solaire par machine à absorption et le stockage de cette énergie est constituée des ensembles suivants:

- système de collecte de l'énergie solaire.
- groupe chauffage à absorption.
- stockage et distribution d'énergie.

La machine consomme une énergie thermique directement fournie par le système capteur, il n'est pas nécessaire de transformer cette chaleur en travail.

3.2. Les différents composants de l'installation : [21]

On peut distinguer les composants de ce système par 6 composants principaux, comme le montre la figure (3-1), à savoir : **1**-Bouilleur ; **2**-Condenseur ; **3**-Réservoir d'eau ; **4**-Évaporateur ; **5**-Réservoir de solution ; **6**-Absorbeur.

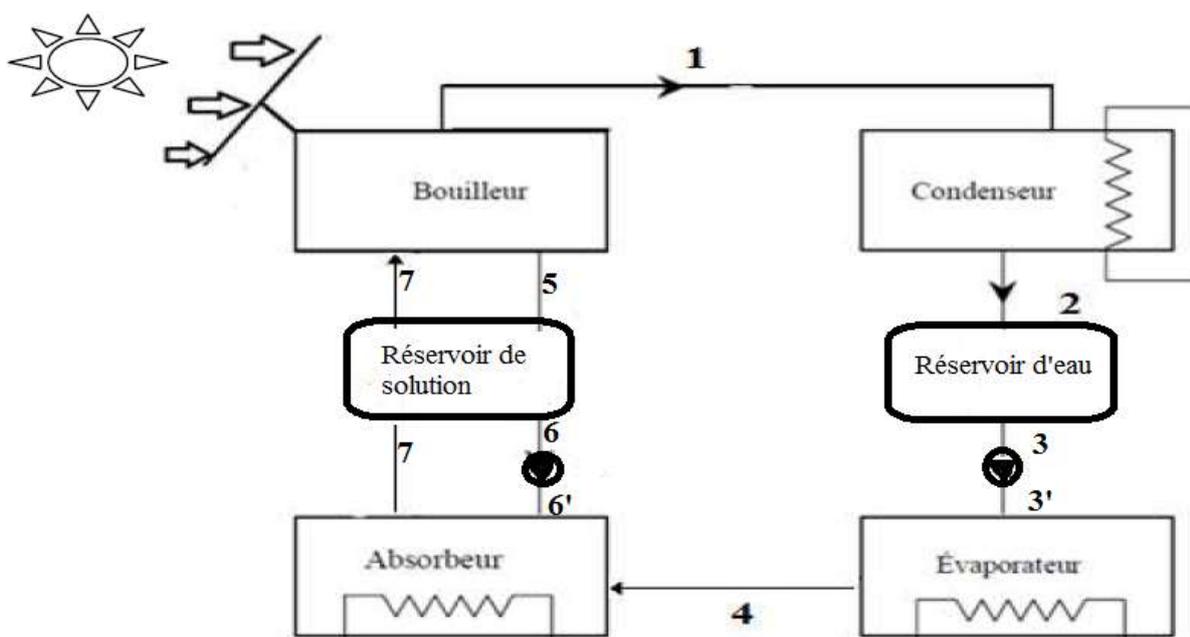


Figure (3- 1) schéma de principe d'une system à absorption [21,22].

3.2.1. Le Bouilleur (générateur) : [23]

Le liquide, riche en frigorigène, entre dans le bouilleur, où il est partiellement vaporisé grâce à l'énergie apportée par le circuit de fluide caloporteur (l'eau chaude) , les deux phases résultants sont : une vapeur de réfrigérant et une solution concentrée de l'absorbant.

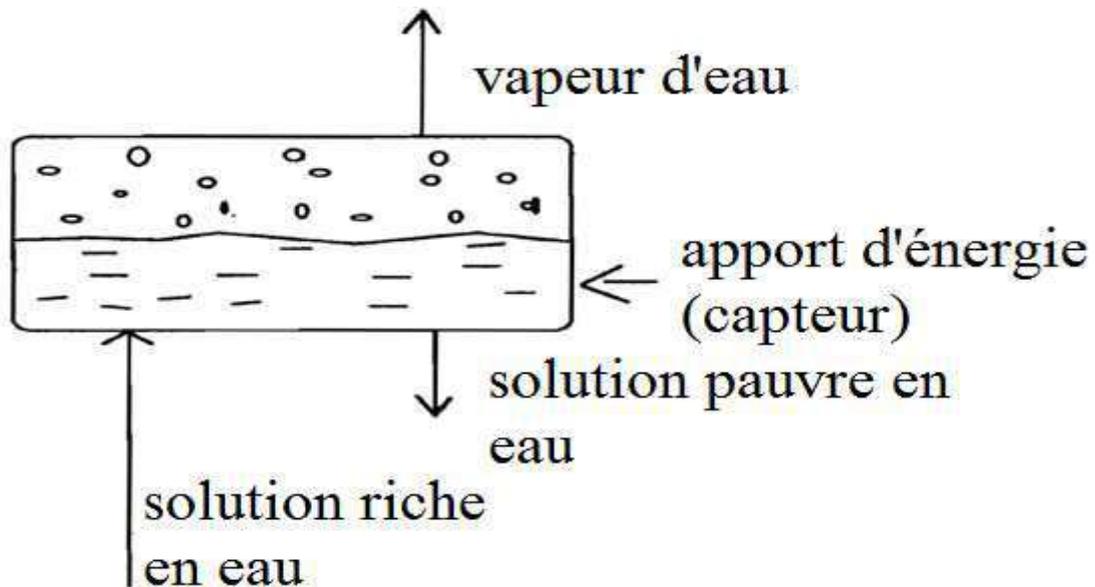


Figure (3- 2) Schéma de bouilleur [23].

3.2.2. Le condenseur :

Le gaz chaud provenant du bouilleur va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent (désurchauffe), avant l'apparition de la première goutte de liquide. Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur. Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur [24].

3.2.3. Réservoir d'eau :

Le rôle de réservoir d'eau est de stocker le l'eau qui venant du condenseur à l'état liquide à température élevée, et on ne peut pas alors négliger les pertes thermique dans cet réservoir.

3.2.4. L'évaporateur :

Le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe [24].

3.2.5. Réservoir de solution :

Le rôle de réservoir de solution est de stoker le LiBr qui venant du bouilleur avec concentration et température élevée, et on ne peut pas alors négliger les pertes thermique dans ce réservoir.

3.2.6. L'absorbeur :

La solution pauvre en réfrigérant provenant du bouilleur absorbe lors de sa chute la vapeur de réfrigérant provenant de l'évaporateur. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement. Le mélange obtenu à basse pression retourne au bouilleur.

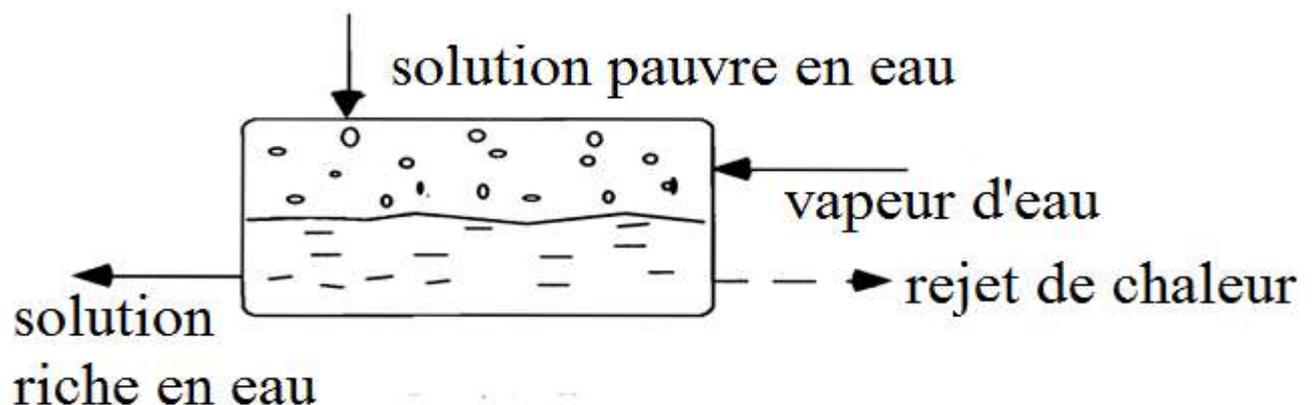


Figure (3- 3) Schéma de l'absorbeur [23].

Dans notre étude on utilise le couple LiBr-H₂O.

3.3. Les Avantages et les inconvénients de (LiBr-H₂O):

3.3.1. Avantages du cycle (LiBr-H₂O): [25]

1- Il donne des coefficients de performances plus élevés aux températures de fonctionnement typique des systèmes solaires.

- 2- Il nécessite des pressions de fonctionnement plus basses donc des puissances de pompage plus faibles.
- 3- Le fluide réfrigérant (H_2O) est non toxique et ininflammable il s'adapte mieux à la climatisation.
- 4- La température au niveau de la source froide est limitée à $5^\circ C$ celle-ci convient surtout à la climatisation et à la conservation des denrées alimentaires.
- 5- Le bromure de lithium n'est pas volatil donc la vapeur d'eau formée est exemptée des traces de bromure de lithium.
- 6- La chaleur latente massique de l'eau est plus élevée par rapport à celle correspondant aux autres fluides. Cette spécification est un atout appréciable dans les grandes installations vu la limitation dans les débits nécessaire et par conséquent, les dimensions et le prix.
- 7- L'eau est disponible et moins coûteuse.
- 8- Faible viscosité.

3.3.2. Inconvénients de cycle (LiBr- H_2O): [21,25]

- 1- Les températures inférieures à $0^\circ C$ lui sont interdites afin d'éviter la congélation ce qui convient à la climatisation et la conservation des aliments
- 2- Danger de cristallisation surtout en transitoire
- 3- Bromure de lithium (LiBr) est coûteux
- 4- L'installation (LiBr - H_2O) travaille sous vide à une pression nettement inférieure à la pression atmosphérique.
- 5- Machines (LiBr- H_2O) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- 6- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel(BrLi) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation.
- 7- Température de désorption est assez élevée : pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher.

3.4. Définition du cycle annuel de stockage avec le LiBr- H_2O : [22]

Le cycle thermodynamique annuel associé est représenté sur le diagramme de Dühring à la Figure (3- 5)

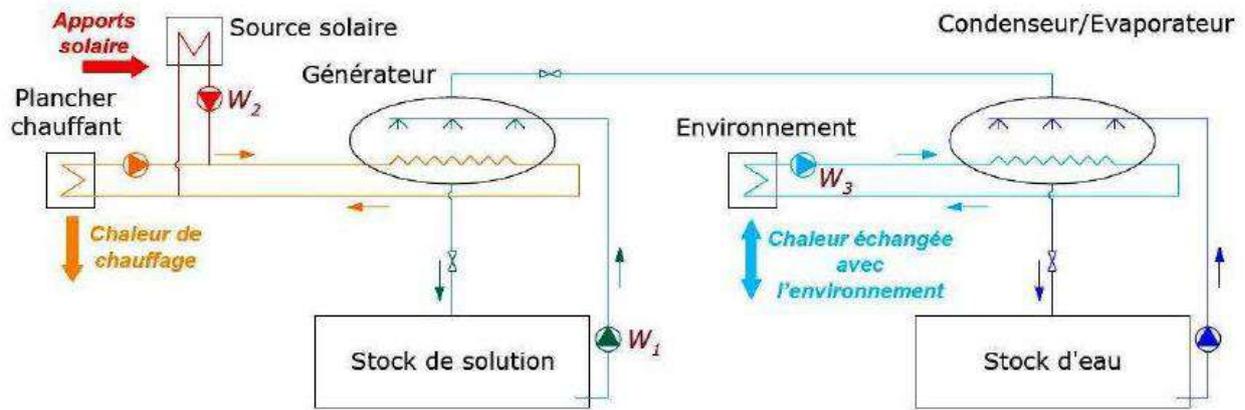


Figure (3- 4) Schéma du système de stockage de chaleur solaire par absorption [22].

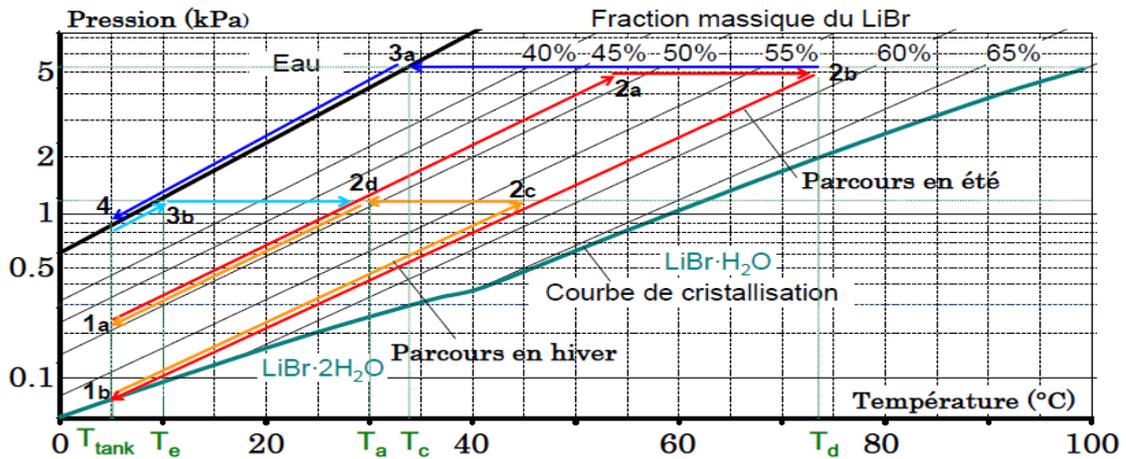


Figure (3- 5) Cycle annuel thermodynamique du procédé de stockage de chaleur sur le diagramme de Dühring du LiBr–H₂O [22].

Au début de la période de charge, en été, la solution, qui a une faible concentration massique en LiBr (par exemple 48 m% de LiBr), est à la température des réservoirs de stockage T_{tank} (point 1a). Lorsque des apports solaires sont disponibles, cette solution diluée est pompée du réservoir de solution vers le désorbeur par la pompe W_1 .

Elle est alors chauffée par l'énergie fournie par les capteurs solaires thermiques et monte en pression jusqu'à ce que l'équilibre liquide/vapeur soit atteint dans le condenseur (point 2a) : c'est un transfert de chaleur sensible. Si l'apport de chaleur continue et le niveau de température est suffisant, la solution libère de la vapeur d'eau et se concentre (point 2b) tandis que la vapeur se

condense au condenseur (point 3a) : c'est la phase efficace de la désorption. L'eau liquide quitte le condenseur et s'accumule dans le réservoir d'eau où elle se refroidit progressivement jusqu'à la température de stockage (point 4). Les débits d'eau et de solution qui circulent sont en effet très faibles devant les masses contenues dans les réservoirs de stockage qui, a priori, ne sont pas isolés. La chaleur de condensation peut être rejetée dans l'environnement, ou utilisée pour le préchauffage d'ECS, par exemple. Pendant ce temps, la solution concentrée (en LiBr), qui sort du désorbeur, circule vers le réservoir de solution où elle se refroidit progressivement jusqu'à la température de stockage (point 1b).

A mesure que la charge continue, la masse de solution dans le réservoir de solution diminue progressivement tandis que sa concentration augmente jusqu'à une valeur donnée (par exemple 58 m%). Il en est de même pour l'eau désorbée et condensée qui s'accumule dans le réservoir d'eau. En bloquant le transfert de masse entre le réservoir de solution et les autres composants du procédé par la fermeture de la vanne de connexion V, cette chaleur de sorption peut être stockée avec des pertes thermiques a priori faibles, puisque l'énergie est stockée sous forme de potentiel chimique.

En période de chauffage, en particulier en hiver, la vanne de connexion V est ouverte et la solution concentrée est transférée à l'absorbeur par la pompe W1 tandis que l'eau est pompée de son réservoir vers l'évaporateur où elle s'évapore (point 3b) grâce à de la chaleur extraite du sol, à $T_e = 10^\circ\text{C}$ par exemple. La vapeur d'eau qui est produite dans l'évaporateur est absorbée par la solution jusqu'à l'équilibre de pression dans le générateur et l'évaporateur (point 2c). La chaleur nécessaire à cette évaporation à basse température, est apportée par exemple par une source géothermique. Suit l'absorption à pression constante (2c→2d) et la chaleur produite par ce phénomène exothermique est évacuée par le fluide caloporteur de la boucle de chauffage. La solution diluée obtenue (point 2d) retourne dans le réservoir de solution (point 1a).

Le précédent tracé du cycle est théorique et présenté à des fins explicatives. En particulier, l'état 2c est un liquide hors équilibre, donc sa pression et sa concentration peuvent être indiquées sur le diagramme mais pas sa température. Par ailleurs, la température, la concentration et la pression dans les composants changent tout au long de l'année. Durant une année, il peut également y avoir plusieurs phases de charge et de décharge partielles, en fonction de la disponibilité de la chaleur solaire et de la demande de chauffage.

3.5. Hypothèses de dimensionnement : [4]

Le procédé est dimensionné pour une maison individuelle de 120 m² satisfaisant au standard Maison Passive , dans le but d'atteindre une fraction solaire de 100%. Ses besoins annuels de chauffage sont d'environ 1800 kWh avec des pointes de puissance de 1.2 kW, avec puissance d'évaporateur $P_{(evap)}=18.95\text{kW}$

Pour le calcul, on considère que la température minimale nécessaire à l'entrée du plancher chauffant correspond à une température minimale dans l'absorbeur de $T_{ab} = 25^{\circ}\text{C}$.

En hiver, une température de $T_4=T_3'= 10^{\circ}\text{C}$ dans l'évaporateur. On suppose également que la température de condensation en été est 30°C . La température du stock dans les réservoirs est supposée égale à $T_{1a} = T_{\text{tank}} = 5^{\circ}\text{C}$ qui correspond par exemple à la température du sol dans le cas de réservoirs enterrés.

3.6. Les éléments Principales :

3.6.1. Capteurs solaires : [21]

Les capteurs solaires plans ont été préférés aux capteurs à tubes sous vide pour les raisons suivantes :

- Ils sont capables de délivrer de l'énergie jusqu'à 90°C , température suffisante pour charger le procédé tout en limitant les risques de cristallisation dans le désorbeur .
- Ils sont moins coûteux, plus durables et sont les plus utilisés dans les installations domestiques , demandent le moins d'entretien et sont moins fragiles que les capteurs sous vide .
- Ils produisent pratiquement autant d'énergie que les capteurs sous-vide puisqu'ils peuvent fonctionner sous un faible ensoleillement avec des températures suffisantes .
- Un modèle simplifié de capteur solaire plan dans lequel l'inertie thermique du capteur est négligée a été adopté, la constante de temps des capteurs étant généralement faible. La chaleur utile Q_{sc} délivrée par le capteur de surface A_{sc} au caloporteur est :

$$Q_{sc} = I \cdot A_{sc} \cdot \eta_{sc} = m_g \cdot C_{p_{pw}} \cdot (T_{scs} - T_{sce}) \quad (3-1)$$

Le rendement du capteur η_{sc} est donné par

$$\eta_{sc} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{T_m - T_{ext}}{I} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_{ext})^2}{I} \quad (3-2)$$

$$\text{Ou } T_m = \frac{T_{scs} - T_{sce}}{2} \quad (3-3)$$

3.6.2. Générateur :

La chaleur échangée dans le générateur est donc :

$$Q_b = m_1 \cdot h_1 + m_{sr} \cdot h_5 - m_{sp} \cdot h_7 \quad (3-4)$$

$$m_7 = m_5 = v_5 \cdot \rho_{sol}(T_5 - x_{1liq}) \quad (3-5)$$

$$m_7 = m_5 + m_1 \quad (3-6)$$

$$m_7 \cdot x_{sp} = m_5 \cdot x_{sr} \quad (3-7)$$

$$x_{sp} - x_{sr} = \alpha \cdot (x_{sp} - x_{sreq}) \quad (3-8)$$

$$P_5 = P_1 = P_{3'} = P_3 \quad (3-9)$$

$$P_1 = P_{sol} \cdot (T_2, x_{sr}) \quad (3-10)$$

$$T_2 = T_{sr} = T_1 = T_{3v} \quad (3-11)$$

$$h_{sr} = h_{sol}(T_2, x_{sr}) \quad (3-12)$$

3.6.3. Le condenseur:

$$Q_c = m_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (3-13)$$

m_1 : Le débit de vapeur d'eau.

h_1 : L'enthalpie massique à l'entrée du condenseur.

h_2 : L'enthalpie massique à la sortie du condenseur.

-La température à l'entre:

$$T_2 - T_1 = 4 \text{ °C} \quad (3-14)$$

$$T_1 = 40 - 4 = 36 \text{ °C}$$

-La température à la sorte:

$$T_2 = T_c - (3\Delta 6) \quad (3-15)$$

$$T_2 = 36 - 5 = 31^\circ\text{C}$$

T_2 : température à la sorte de condenseur

T_1 : température à l'entre de condenseur

T_c : température de condensation de la vapeur d'eau

-la température moyenne:

$$T_{mc} = \frac{(T_2 + T_1)}{2} \quad (3-16)$$

$$T_{mc} = 33.5^\circ\text{C}$$

$$T_c = 40^\circ\text{C}$$

-Calcul du débit d'eau :

$$m_1 = \frac{Q_c}{c_p(T_1 - T_2)} \quad (3-17)$$

3.6.4. Réservoir de solution : [4]

La solution dans le réservoir de solution est supposée bien mélangée et la masse de solution accumulée dans les autres composants du procédé (tubes, générateur) est négligée par rapport à la masse dans ce réservoir. On considère que, lorsqu'ils sont présents dans le réservoir, les cristaux sont en équilibre avec la solution saturée. Les équations suivantes s'appliquent :

$$M_1 = M'_1 + (m_{sp} - m_{sr}) \cdot dt \quad (3-18)$$

$$M_1 \cdot x_{sr} = M_{1liq} \cdot x_{1liq} + M_{cr} \cdot K = M_{LiBr} \quad (3-19)$$

$$M_{1liq} \cdot h_{1liq} + M_{cr} \cdot h_{cr} = M'_{1liq} \cdot h'_{1liq} + M'_{cr} \cdot h'_{cr} + (m_{sp} \cdot h_7 - Q_{1loss} - m_{sr} \cdot h_5) dt \quad (3-20)$$

3.6.5. Réservoir d'eau :

Les hypothèses dans la modélisation du réservoir d'eau sont les mêmes que dans le cas du réservoir de solution: [4]

$$M_4 = M'_4 + (m_{4e} - m_{4s}) \cdot dt \quad (3-21)$$

$$M_4 \cdot h_4 = M'_4 \cdot h'_4 + (m_{4e} \cdot h_{4e} - Q_{4loss} - m_{4s} \cdot h_{4s}) \cdot dt \quad (3-22)$$

$$Q_{4loss} = UA_4 \cdot (T_4 - T_{tank}) \quad (3-23)$$

$$h_4 = h_{3'} = h_{wliq}(T_4) \quad (3-24)$$

$$P_4 = P_w(T_4) \quad (3-25)$$

$$m_{3'} \cdot h_{3'} + Q_{3 \rightarrow 4loss} = m_3 \cdot h_3 \quad (3-26)$$

3.6.6. L'évaporateur: [21]

$$Q_e = m_1(h_4 - h_{3'}) \quad (3-27)$$

h_4 : l'enthalpie à la sortie de l'évaporateur

$h_{3'}$: l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur

La température de sorte:

$$T_4 = T_{ev} \quad (3-28)$$

La température de l'entre:

$$T_{3'} = T_{ev} \quad (3-29)$$

T_4 : température de sorte de l'évaporateur

$T_{3'}$: température d'entre de l'évaporateur

$$T_{ev} = 10^\circ\text{C}$$

T_{ev} : température d'évaporateur

3.6.7. L'absorbeur: [21]

$$Q_{ab} = \frac{m_1(h_4 - h_{6'} - (h_{6'} - h_7) \cdot x_{sr})}{(x_{sp} - x_{sr})} \quad (3-30)$$

-Calcul du débit d'eau :

$$m_1 = \frac{Q_{ab}}{c_p(T_{abs} - T_{abe})} \quad (3-31)$$

3.6.8. La pompe : [4]

Le travail transféré à la solution et à l'eau par les pompes (W1 et W2) est estimé en considérant un rendement isentropique pour chaque pompe. On suppose que la masse volumique du liquide est constante entre la sortie du réservoir et l'entrée de l'échangeur (du générateur ou du condenseur). L'équation (53) donne le travail w_1 fourni par la pompe W_1 à la solution

$$w_1 = v_{1s} \cdot \frac{(P_2 - P_1)}{\eta_{isW_1}} \quad (3-32)$$

3.7. Les caractéristiques de (BrLi) : [21]

$$h(x, t) = 1744 \cdot x^2 - 1911 \cdot x + 285 + C_p(x) \cdot (t - 25) \quad (3-33)$$

-La chaleur massique de la solution a pour relation:

$$C_p(x) = (2.01 \cdot x^2 - 5,15 \cdot x + 4,23) \quad (3-34)$$

-La conservation de la débit de LiBr:

$$m_1 + m_{sr} = m_{sp} \quad (3-35)$$

-La conservation de l'énergie:

$$m_{sr} \cdot x_{sr} - m_{sp} \cdot x_{sp} = 0 \quad (3-36)$$

Le coefficient de performance thermodynamique:

$$COP = \frac{\Phi_0}{\Phi_b} \quad (3-37)$$

$\Phi_0 = \Phi_e$: Puissance de l'évaporateur

Φ_b : Puissance du bouilleur

$$h_1 = h_{vs}(T_1, T_2) = 1.925 * T_1 - 1.125 * T_2 + 2365 \quad (3-38)$$

$$h_2 = h_{H_2O}(T_2) = 4185(T_2 - 25) \quad (3-39)$$

3.8. Calcul les paramètres thermodynamique: [21]

En utilisant le diagramme d'oldhan (diagramme d'équilibre pression-température et concentration (p,t,x) on trouve:

a. Bouillir:

$$T_b=90^\circ\text{C} \Rightarrow P_b=60\text{mmHg}$$

En a ($T_b=90^\circ\text{C}$, $P_b=60\text{ mmHg}$) à partir de diagramme on trouve que $x_{sr}=0.6180$ (kg de solution de bromure de lithium /kg de vapeur d'eau)

b. Evaporateur :

L'évaporateur contient uniquement de la vapeur saturée $T_e=10^\circ\text{C}$ et à partir de diagramme (p,t,x) on trouve la valeur $P_e=8.5\text{mmHg}$

$$T_e=10^\circ\text{C}, P_e=9.5\text{mmHg}$$

c. Absorbeur:

L'absorbeur est relié directement de l'évaporateur donc ils ont la même valeur de pression $P_a=9.5\text{mmHg}$

$$T_{ab}=36^\circ\text{C} \Rightarrow P_a=36\text{mmHg}$$

En a ($T_{ab}=36^\circ\text{C} \Rightarrow P_a=36\text{mmHg}$) à partir de diagramme on trouve que $x_{sp}=0.5230$ (kg de solution de bromure de lithium /kg de vapeur d'eau)

d. Condenseur:

$$T_c=40^\circ\text{C}$$

Le condenseur contient uniquement de l'eau, en utilisant le diagramme d'oldhan.

On trouve que la pression ; $P_c=60\text{mmHg}$.

Bouillir(générateur)		Condenseur		Evaporateur		Absorbeur		LiBr	
P(mmHg)	T _b (°C)	P(mmHg)	T _c	P(mmHg)	T _e	P(mmHg)	T _a	x _{sr}	x _{sp}
60	90	60	40	9.5	10	9.5	36	0.6180	0.5230

Tableau (3- 1) les données thermodynamique [21].

-Bouilleur:

$$T_1 = T_b, T_2 = T_c$$

En utilisant l'équation (3-38) :

$$h_1 = h_{vs}(T_1, T_2) = 1.925T_1 - 0.125T_2 + 2365$$

$$h_1 = 2533.25 \text{ Kj/Kg}$$

Le calcul de la chaleur spécifique de la solution riche

En utilisant l'équation (3-34)

$$C_p(x_{sr}) = 2.01(x_{sr})^2 - 5.15(x_{sr}) + 4.23$$

$$C_p(0.618) = 1.814 \text{ Kj/Kg.c}$$

A l'aide de l'équation (3-23) on a :

$$h_5 = 1744(x_{sr})^2 - 1911(x_{sr}) + 285 + C_p(x_{sr})(T_b - 25)$$

$$h_5 = -111.9497 \text{ Kj/Kg}$$

-Condenseur:

À partir de l'équation (3-39)

$$h_2 = h_{H_2O}(T_2) = 4185(T_2 - 25)$$

$$h_2 = 62.775 \text{ kj/kg}$$

-Évaporateur:

$$T_4 = T_e$$

L'enthalpie de vapeur saturée:

$$h_4 = h_e = 1.80T_4 + 2365$$

$$h_4 = 2383 \text{ Kj/Kg}$$

-L'absorbeur :

Le calcul de la chaleur spécifique de la solution pauvre se calcule par l'équation (3-34) :

$$C_p(x_{sp}) = 2.01(x_{sp})^2 - 5.15(x_{sp}) + 4.23$$

$$C_p(0.523) = 2.086 \text{ Kj/Kg}$$

En utilisant l'équation (3-33):

$$h_7 = 1744(x_{sp})^2 - 1911(x_{sp}) + 285 + C_p(x_{sp})(T_{ab} - 25)$$

$$h_7 = -214.4686 \text{ Kj/Kg}$$

-Réservoir de solution :

$$h_{6'} = 1744(x_{sr})^2 - 1911(x_{sr}) + 285 + C_p(x_{sr})(T_{6'} - 25)$$

$$h_{6'} = -220.847 \text{ Kj/Kg}$$

-Calcul des débits :

Le débit massique qui sort de bouilleur vers le condenseur se calcule :

$$m_1 = \frac{Q_e}{h_4 - h_{3'}}$$

$$m_1 = 6.346 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Le débit massique de la solution:

$$m_{sp} = \frac{m_1}{x_{sr} - x_{sp}}$$

$$m_{sp} = 6.68 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$m_{sr} = m_{sp} - m_1$$

$$m_{sr} = 6.04 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

-Calcul des puissances des appareils:**Bouilleur (générateur) :**

$$Q_b = m_1 * h_1 + m_{sr} * h_5 - m_{sp} * h_7$$

$$= 23.6375 \text{ kw}$$

Le condenseur:

$$Q_c = m_1 * (h_1 - h_2)$$

$$= 12.2522 \text{ kw}$$

L'évaporateur:

$$Q_e = Q_{total} = 18.95 \text{ kw}$$

L'absorbeur:

$$Q_{ab} = \frac{m_1(h_4 - h_{6'} - (h_{6'} - h_7) \cdot x_{sr})}{(x_{sp} - x_{sr})}$$

$$= 9.701 \text{ kw}$$

-Le coefficient de performance thermique:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_b}$$

$$\text{COP} = 0.6297$$

Nous avons proposé un programme qui permet de faciliter le calcul thermodynamique de system de stockage par absorption.

3.9. La Densité de stockage :

Au niveau du générateur, la conservation de la masse de sel (LiBr) conduit à :

$$m_{sp} \cdot x_{sp} = m_{sr} \cdot x_{sr} \quad (3-40)$$

On en déduit le débit de la vapeur d'eau (sortante ou entrante):

$$m_1 = m_{sp} - m_{sr} = m_{sp} \cdot \left(1 - \frac{x_{sp}}{x_{sr}}\right) \quad (3-41)$$

La chaleur échangée s'obtient donc, en régime permanent :

$$Q_2 = m_{sr} \cdot h_5 + m_1 \cdot h_1 - m_{sp} \cdot h_7 = m_{sp} \cdot \left[\frac{x_{sp}}{x_{sr}} \cdot h_{2s} + \left(1 - \frac{x_{sp}}{x_{sr}}\right) \cdot h_1 - h_5 \right] \quad (3-42)$$

On obtient donc pour 1 kg de sel (LiBr) en solution entrant au générateur, les résultats reportés dans le Tableau (3- 3).

Variable	x_{2e}	x_{2s}	h_{2e}	h_{2s}	h_{2v}	Q_2
Unité	m%	m%	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ de sel
Charge	49	58	6.9	165	2614 ^a	1098
Décharge	58	49	38.7	59.7	2519	-742

Tableau (3- 2)Éléments du dimensionnement du stockage [4].

^a C'est la moyenne des enthalpies des vapeurs surchauffées aux points 2a et 2b. L'utilisation de l'enthalpie du point 2b conduit à une valeur de Q_2 .

On en déduit le rendement thermique du stockage :

$$\eta_{stockage} = \frac{Q_{Décharge}}{Q_{charge}} = 67\%$$

La masse de sel (LiBr anhydre) nécessaire pour stocker une quantité de chaleur **E = 1800 kWh** est donc :

$$M_{LiBr} = \frac{E}{Q_{Décharge}} = \frac{1800 \cdot 3600}{742} = 8733 \text{Kg}$$

Le volume maximal utile de solution à stocker est calculé en considérant la masse volumique la plus faible de la solution. Elle correspond à la concentration de la solution diluée à la température du stockage.

$$V_{Solution} = \frac{M_{Solution}}{\rho_{Solution}} = \frac{8733}{1.535} = 5.7 \text{m}^3$$

La masse maximale d'eau à stocker est :

$$M_{eau} = M_{LiBr} \cdot \left(\frac{1}{x_{1a}} - \frac{1}{x_{1b}} \right) = 2766 \text{Kg}$$

La densité de stockage massique est donc de $206 \text{ kWh}\cdot\text{t}^{-1}$ de LiBr anhydre et de $155 \text{ kWh}\cdot\text{t}^{-1}$ si on prend en compte également la masse de l'eau. La densité volumique est $315 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}$ dans les conditions de dimensionnement [4].

Chapitre IV: Résultats et discussion

Chapitre IV : Résultats et discussion

4.1. Introduction :

Après avoir le calcul d' un cycle de ce système, nous avons procédé à une série de modifications et de fixations des températures et des pressions ,nous avons obtenu un ensemble des résultats et des valeurs récapitulés dans ce chapitre.

4.2. Les résultats:

Tableau (4-01) : Représenté la variation de COP et de taux de circulation en fonction de la température de bouillier :

Température de condenseur $T_c = 40^\circ\text{C}$

Température d évaporateur $T_e = 5^\circ\text{C}$

Température d'absorbeur $T_a = 36^\circ\text{C}$

Tb	h1	h2	h3	h3'	h4	h5
76	2466,3	62,775	-83,7	-83,7	2374	-137,23
78	2470,15	62,775	-83,7	-83,7	2374	-134,006
80	2474	62,775	-83,7	-83,7	2374	-130,883
82	2477,85	62,775	-83,7	-83,7	2374	-127,503
84	2481,7	62,775	-83,7	-83,7	2374	-123,862
86	2485,55	62,775	-83,7	-83,7	2374	-120,019
88	2489,4	62,775	-83,7	-83,7	2374	-116,073
90	2493,25	62,775	-83,7	-83,7	2374	-111,95
92	2497,1	62,775	-83,7	-83,7	2374	-107,472
94	2500,95	62,775	-83,7	-83,7	2374	-103,115

h6	h6'	h7	Xsr	Xsp	COP	Q charges	Q décharges
-277,962	-228,408	-216,51	0,558	0,555	0,0799	93,2772	-2,104
-277,224	-228,177	-216,51	0,565	0,555	0,2137	128,5947	-35,0084
-275,881	-227,548	-216,51	0,575	0,555	0,3369	176,2312	-82,313
-274,197	-226,569	-216,51	0,585	0,555	0,4163	222,6149	-129,968
-272,172	-225,239	-216,51	0,595	0,555	0,4714	267,8112	-177,974
-270,307	-223,922	-216,51	0,603	0,555	0,5026	303,899	-216,632
-268,496	-222,585	-216,51	0,61	0,555	0,5235	335,3563	-250,641
-266,222	-220,848	-216,51	0,618	0,555	0,5440	370,1387	-289,72

-263,073	-218,36	-216,51	0,628	0,555	0,5661	411,7985	-338,884
-260,665	-216,409	-216,51	0,635	0,555	0,5769	441,4663	-373,507

Tableau (4-02): Représenté la variation de COP et de taux de circulation en fonction de la température de bouiller:

Température de condenseur $T_c = 40^\circ\text{C}$

Température d évaporateur $T_e = 7^\circ\text{C}$

Température d'absorbeur $T_a = 36^\circ\text{C}$

Tb	h1	h2	h3	h3'	h4	h5
76	2466,3	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-137,115
78	2470,15	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-134,006
80	2474	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-130,883
82	2477,85	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-127,471
84	2481,7	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-123,862
86	2485,55	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-119,96
88	2489,4	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-116,073
90	2493,25	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-111,95
92	2497,1	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-107,472
94	2500,95	62,775	-83,7	-75,33	2377,6	-103,115

h6	h6'	h7	Xsr	Xsp	Cop	Q charges	Q décharges
-278,054	-228,427	-216,26	0,557	0,545	0,2522	135,2332	-44,9455
-277,224	-228,177	-216,26	0,565	0,545	0,3454	174,4366	-83,2708
-275,881	-227,548	-216,26	0,575	0,545	0,4256	221,2842	-131,493
-274,381	-226,683	-216,26	0,584	0,545	0,4752	262,7751	-175,193
-272,172	-225,239	-216,26	0,595	0,545	0,5209	311,3529	-228,991
-269,807	-223,558	-216,26	0,605	0,545	0,5510	354,6983	-278,265
-268,496	-222,585	-216,26	0,61	0,545	0,5595	377,8197	-303,034
-266,222	-220,848	-216,26	0,618	0,545	0,5751	412,0447	-342,847
-263,073	-218,36	-216,26	0,628	0,545	0,5926	453,0233	-392,929
-260,665	-216,409	-216,26	0,635	0,545	0,6009	482,2259	-428,195

Tableau (4-03): Représenté la variation de COP et de taux de circulation en fonction de la température de bouiller:

Température de condenseur $T_c = 40^\circ\text{C}$

Température d'évaporateur $T_e = 10^\circ\text{C}$

Température d'absorbeur $T_a = 36^\circ\text{C}$

Tb	h1	h2	h3	h3'	h4	h5
76	2466,3	62,775	-83,7	-62,775	2383	-137,115
78	2470,15	62,775	-83,7	-62,775	2383	-134,006
80	2474	62,775	-83,7	-62,775	2383	-130,883
82	2477,85	62,775	-83,7	-62,775	2383	-127,471
84	2481,7	62,775	-83,7	-62,775	2383	-123,862
86	2485,55	62,775	-83,7	-62,775	2383	-119,96
88	2489,4	62,775	-83,7	-62,775	2383	-116,073
90	2493,25	62,775	-83,7	-62,775	2383	-111,95
92	2497,1	62,775	-83,7	-62,775	2383	-107,472
94	2500,95	62,775	-83,7	-62,775	2383	-103,115

h6	h6'	h7	Xsr	Xsp	cop	Q charges	Q décharges
-278,054	-228,427	-214,469	0,557	0,523	0,4756	236,2693	-154,901
-277,224	-228,177	-214,469	0,565	0,523	0,5133	274,0456	-194,884
-275,881	-227,548	-214,469	0,575	0,523	0,5508	319,1575	-245,177
-274,381	-226,683	-214,469	0,584	0,523	0,5755	359,1290	-290,741
-272,172	-225,239	-214,469	0,595	0,523	0,6004	405,9013	-346,816
-269,807	-223,558	-214,469	0,605	0,523	0,6174	447,6523	-398,162
-268,496	-222,585	-214,469	0,61	0,523	0,6209	469,9958	-423,967
-266,222	-220,848	-214,469	0,618	0,523	0,6297	502,9947	-465,436
-263,073	-218,36	-214,469	0,628	0,523	0,6403	542,4744	-517,589
-260,665	-216,409	-214,469	0,635	0,523	0,6448	570,6537	-554,305

Tableau (4-04): Représenté la variation de densité de stockage et de taux de circulation en fonction de la température d'absorption:

Température de condenseur $T_c = 40^\circ\text{C}$

Température d'évaporateur $T_e = 5^\circ\text{C} \quad 7^\circ\text{C} \quad 10^\circ\text{C}$

Température Bouilleur $T_b=76^\circ\text{C}$

T_{ab}	$T_e=5^\circ\text{C}$		$T_e=7^\circ\text{C}$		$T_e=10^\circ\text{C}$	
	$M_{libr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$	$M_{libr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$	$M_{libr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$
25	268628,5183	2602,233	95775,48	3786,029	36131,75	4217,072
26	292935,7708	2837,7	98790,3	3905,205	36585,02	4269,974
27	322079,6266	3120,02	102001,1	4032,129	37049,8	4324,221
28	357663,1364	3464,721	105427,6	4167,58	37526,55	4379,864
29	402085,762	3895,048	109092,3	4312,447	38015,73	4436,958
30	459108,0967	4447,429	113021	4467,749	38517,83	4495,560
31	534976,5125	5182,374	117243,2	4634,654	39033,37	4555,731
32	640883,6575	6208,308	121793,1	4814,513	39562,89	4617,534
33	799072,9005	7740,704	126710,5	5008,896	40106,98	4681,037
34	1060946,114	10277,5	132041,6	5219,636	40666,25	4746,311
35	1578134,366	15287,56	137840,9	5448,887	41241,33	4813,431

T_{ab}	Densité de stockage (KWh/t)		
	$T_e=5^\circ\text{C}$	$T_e=7^\circ\text{C}$	$T_e=10^\circ\text{C}$
25	6,7005	18,7938	49,8175
26	6,1445	18,2202	49,2003
27	5,5885	17,6467	48,5831
28	5,0325	17,0731	47,9659
29	4,4765	16,4996	47,3486
30	3,9205	15,9261	46,3714
31	3,3645	15,3525	46,1142
32	2,8084	14,779	45,497
33	2,2524	14,2054	44,8798
34	1,6964	13,6319	44,2626
35	1,1404	13,0583	43,6454

Tableau (4-05): Représenté la variation de densité de stockage et de taux de circulation en fonction de la température d'absorption avec variation des masses M_{LiBr} et M_{H_2O} .

Température de condenseur $T_c = 40^\circ\text{C}$

Température d'évaporateur $T_e = 5^\circ\text{C} \quad 7^\circ\text{C} \quad 10^\circ\text{C}$

Température Bouilleur $T_b=94^\circ\text{C}$

T_{ab}	$T_e=5^\circ\text{C}$		$T_e=7^\circ\text{C}$		$T_e=10^\circ\text{C}$	
	$M_{LiBr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$	$M_{LiBr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$	$M_{LiBr}(\text{kg})$	$M_{H_2O}(\text{kg})$
25	16258,37	3690,628	14270,36	3711,138	11130,77	3753,773
26	16351,82	3711,842	14344,72	3730,476	11179,42	3770,177
27	16446,36	3733,301	14419,85	3750,016	11228,49	3786,726
28	16541,99	3755,01	14495,79	3769,763	11277,99	3803,421
29	16638,74	3776,972	14572,52	3789,718	11327,93	3820,263
30	16736,63	3799,193	14650,07	3809,886	11378,32	3837,256
31	16835,68	3821,677	14728,45	3830,27	11429,16	3854,4
32	16935,91	3844,429	14807,67	3850,872	11480,45	3871,698
33	17037,34	3867,453	14887,75	3871,698	11532,2	3889,152
34	17139,99	3890,755	14968,71	3892,75	11584,43	3906,764
35	17243,89	3914,339	15050,54	3914,033	11637,13	3924,537

T_{ab}	Densité de stockage (KWh/t)		
	$T_e=5^\circ\text{C}$	$T_e=7^\circ\text{C}$	$T_e=10^\circ\text{C}$
25	110,7121	126,1356	161,7138
26	110,0794	125,4817	161,0101
27	109,4467	124,8278	160,3065
28	108,8139	124,1740	159,6028
29	108,1812	123,5201	158,8992
30	107,5485	122,8663	158,1955
31	106,9157	122,2124	157,4919
32	106,2830	121,5585	156,7882
33	105,6503	120,9047	156,0846
34	105,0176	120,2508	155,3809
35	104,3848	119,5970	154,6773

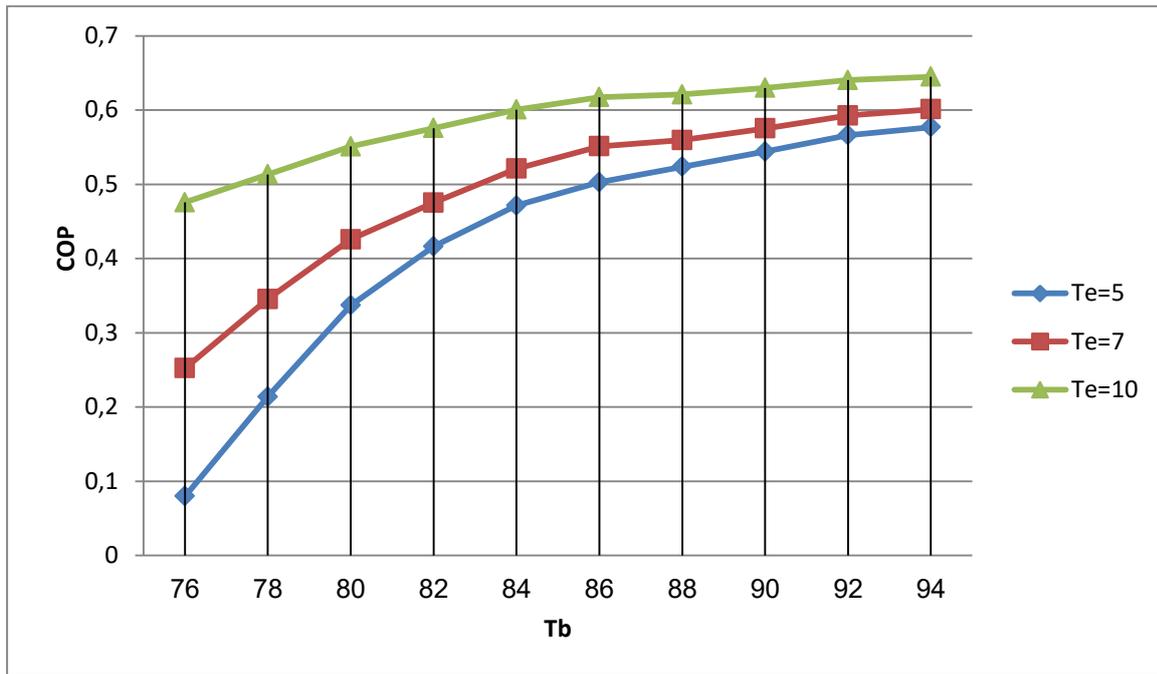


Figure (4-1) Variation de COP en fonction de Tb avec Te=10°C, 7°C, 5°C

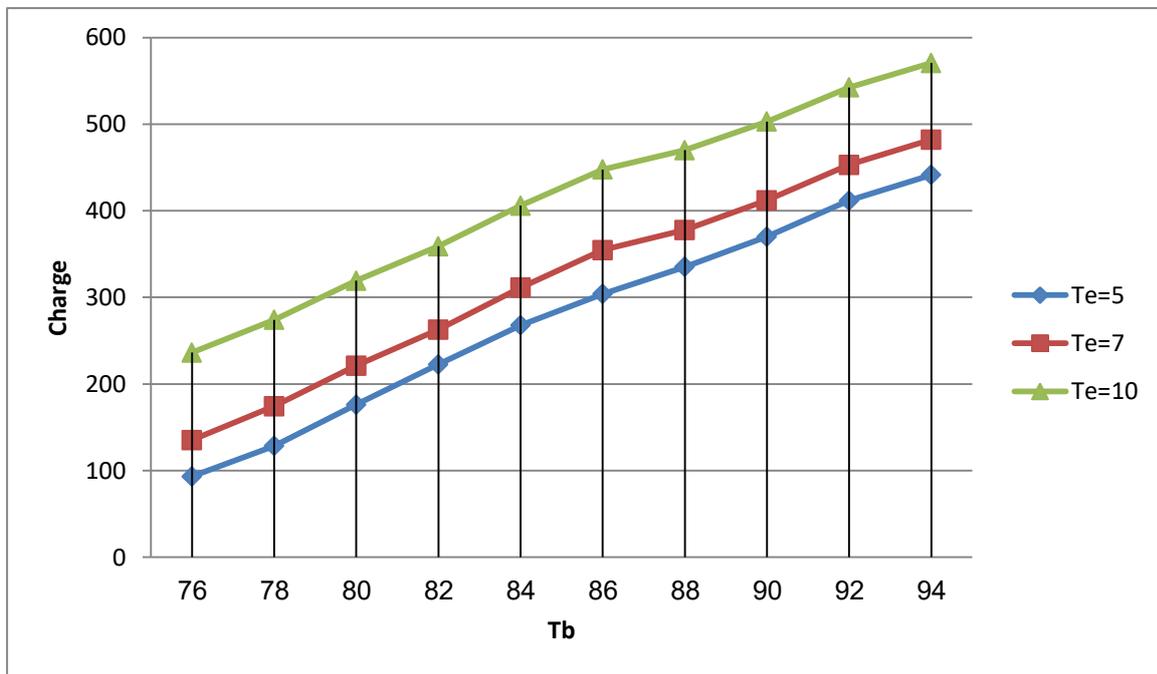


Figure (4-2) Variation de Charge en fonction de Tb avec Te=5°C, 7°C, 10°C

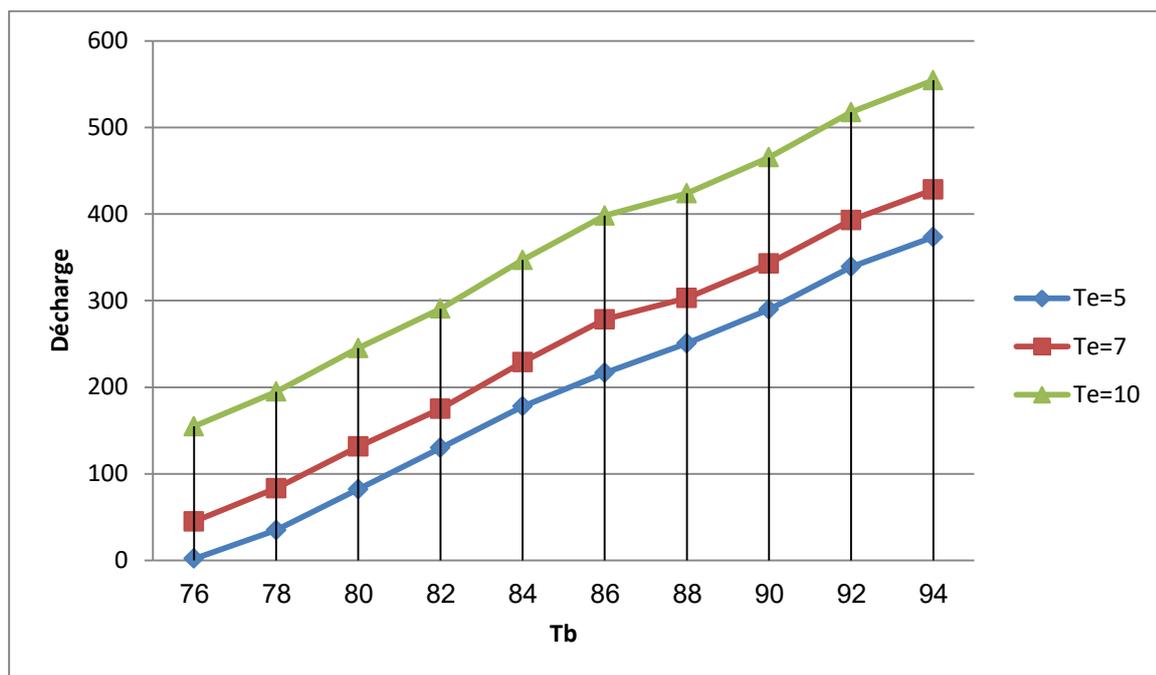


Figure (4-3) Variation de Décharge en fonction de Tb avec $T_e=5^{\circ}\text{C}$, 7°C , 10°C

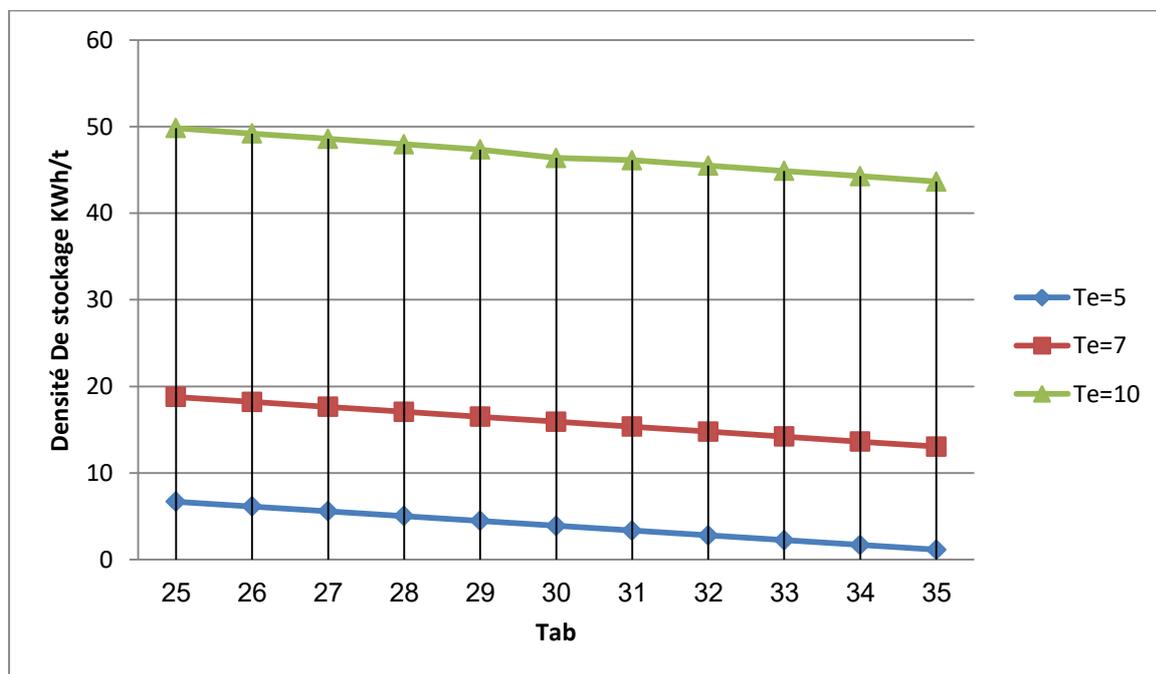


Figure (4- 4) Densité de stockage du LiBr en fonction de la température d'absorption

4.3. Analyse des résultats :

-La figure (4-1):

La figure (4-1) représente la variation de coefficient de performance en fonction de la température de bouilleur pour différentes valeurs de température d'évaporation avec une température du condenseur constante ($T_c=40^\circ\text{C}$).

Nous notons que le COP varie d'une façon proportionnelle avec la température du bouilleur, d'autre part plus la température à l'évaporateur est basse, plus le COP diminue.

On augmente la température de bouilleur pour avoir un rendement important de stockage. (Voir le tableau (4-1), (4-2),(4-3)) .

-La figure (4-2), (4-3) :

La figure (4-2) représente la variation de la charge en fonction de la température de bouilleur pour différentes valeurs de température d'évaporation avec une température du condenseur constante ($T_c=40^\circ\text{C}$).

La figure (4-3) représente la variation de la décharge en fonction de la température de bouilleur pour différentes valeurs de température d'évaporation avec une température du condenseur constante ($T_c=40^\circ\text{C}$).

On remarque que la différence de température entre chargement et déchargement est augmentée lorsque la température d'évaporation augmente et aussi provoque l'augmentation de la durée de stockage de solution LiBr et H₂O

-La figure (4-4):

La figure (4-4) représente la variation de la Densité de stockage du LiBr en fonction de la température d'absorption pour différentes valeurs de température d'évaporation avec une température du condenseur constante ($T_c=40^\circ\text{C}$).

Nous notons que la densité de stockage peut être quadruplée lorsque nous choisissons une température d'absorption de 25°C plutôt que 35°C . Le choix d'une température d'absorption plus faible ou d'une température d'évaporation plus élevée permet de choisir une concentration minimale de la solution x_{1a} (solution pauvre) Figure (3-5) plus faible. nous pouvons donc libérer plus d'eau entre cette concentration et la concentration maximale x_{1b} (solution riche), d'où l'augmentation de la densité de stockage.

Conclusion générale

Le système de stockage à absorption surtout couplé avec un système solaire présente beaucoup d'avantage, à savoir :

Il demande très peu de maintenance et l'absence de machines tournantes de forte puissance fait des machines à absorption sûres, silencieuses à l'opposé de la machine à compression mécanique.

Le système proposé permet l'utilisation de l'énergie thermique reçue à partir de l'énergie solaire et la possibilité de stockage.

Nous présentons dans ce mémoire un procédé de stockage inter-saisonnier (charge en été et décharge en hiver) de l'énergie solaire thermique pour le chauffage de l'habitat par le phénomène d'absorption. Les principaux objectifs sont l'étude du couples d'absorption LiBr-H₂O ,est le dimensionnement de systeme,

Pour démontrer la faisabilité réelle du concept. Nous avons aussi présenté les principaux procédés de stockage solaire thermique par sorption, ce qui a permis de souligner de l'intérêt de l'absorption qui se révèle potentiellement très adapté au stockage thermique à long terme.

Après avoir obtenu quelques résultats dans cette étude pour le cas de stockage par absorption, nous pouvons déduire les points suivants :

- La faisabilité d'un procédé de stockage solaire thermique à long terme basé sur un stockage par absorption à haute densité énergétique dans notre pays.
- Ce système peut également être utilisé dans les opérations de refroidissement en été à la nuit à court terme dans notre pays.

References:

- [1] Abhay B. Lingayat et al. Review on phase change material as thermal energy storage medium: materials, Applications. international journal of engineering research and applications (IJERA). Vol 3, Issue 4, Jul-Aug 2013, pp.916-921.
- [2] Mahfoudi Nadjiba. Stockage de la chaleur dans un milieu granuleux solide .doctorat en sciences : Génie mécanique option : Energétique. université mohamed khider – biskra faculté des sciences et de la technologie département : Génie Mécanique .28/02/2016. p147.
- [3] Atul Sharma et al. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. Renewable and sustainable energy review. vol13, February 2009, pp.318-345.
- [4] Kokouvi Edem N'Tsoukpo. Etude du stockage à long terme de l'énergie solaire thermique par procédé d'absorption LiBr-H₂O pour le chauffage de l'habitat. Thèse de docteur de l'université de spécialité : Énergétique et génie des procédés .soutenue publiquement le 19 mars 2012.pp248.
- [5] Laurie Emmanuelle André, Stockage thermo-chimique de l'énergie solaire concentrée à partir de matériaux innovants par réactions solide-gaz réversibles, préparée au sein de l'école doctorale énergie et environnement et de l'unité de recherche, Soutenue le 29 novembre 2017. p232
- [6] Matthieu Martinelli, Stockage d'énergie thermique par changement de phase application aux réseaux de chaleur, Thèse de doctorat, Université grenoble alpes, 05 décembre 2016, p134.
- [7] M. Pierre Pardo, Développement D'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermo-chimique, Doctorat de l'université de toulouse , lundi 9 décembre 2013.p139.
- [8] Boutaoui Meriem, Simulation numérique du stockage thermique par chaleur latente dans une capsule Elliptique, Mémoire de Master, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, année 2016, pp95

- [9] Benoit Michel, Procédé thermo-chimique pour le stockage intersaisonnier de l'énergie solaire : modélisation multi-échelles et expérimentation d'un prototype sous air humide, Thèse de Doctorat, Université Via Perpignan, 8 octobre 2012, p259
- [10] Syntia Metchueng Kamdem, Stockage de chaleur dans l'habitat par sorption zéolite/h₂O , thèse de doctorat de l'université de Lyon , le 09/06/2016,p238.
- [11] Luca Scapino et al , Sorption heat storage for long-term low-temperature applications , Review on the advancements at material and prototype scale ,vol190, 15march 2017 pp. 920-948
- [12] Haier A. Thermal energy storage with zeolite for heating and cooling applications. proceedings of the 3rd workshop of annex 17 ECES IA / IEA; 2002 Oct 1-2; Tokyo, Japan. 2002.
- [13] Bales C. Thermal properties of materials for thermo-chemical storage of solar heat. année 2005. www.iea-shc.org .
- [14] Bales C. Final report of Subtask B, Chemical and sorption storage, The overview. 2008.
- [15] Weber R , Long-term heat storage with NaOH. Proceedings of the EUROSUN 2010, 2nd International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings; 2010 Sep 28-Oct 1.
- [16] Weber R, Dorer V. Long-term heat storage with NaOH. Vacuum. 2008,pp 708-16.
- [17] Bales C, Nordlander S. TCA Evaluation - Lab Measurements, Modeling and system simulations. Högskolan Dalarna, Borlänge, 2005. <http://dalea.du.se/research/archive/19a38b94-11eb-4c5d-832e->
- [18] ClimateWell AB. Product description ClimateWell 10. 2008.
- [19] Le Pierrès N, Liu H, Luo L. CaCl₂/H₂O absorption seasonal storage of solar heat. Proceedings of the International Conference for Sustainable Energy Storage; 2011 Feb 21-25; Belfast, Ulster. 2011.
- [20] Liu H. Stockage inter-saisonnier d'énergie solaire pour l'habitat par absorption. Thèses. Luo Pierrès N, advisors. Chambéry:LOCIE, Université de Grenoble, 2010. Available from: <http://hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/57/41/80/PDF/V14->
- [21] Belahbib Ilyas, Tihami Abdessamed, Etude d'un système de climatisation couple a

l'énergie solaire, mémoire de fin d'étude magister, Université Kasdi Merbah de Ouargla, année 2010-2011, pp123.

[22] Yannick Kedowide, Etude expérimentale d'un prototype de stockage de chaleur longue durée par procédé absorption LiBr/H₂O, mémoire de master en ingénierie de l'eau et de l'environnement, année 2011, pp 63

[23] Hadj Imad, Bensidhoum Abdelkader, Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption, , mémoire de fin d'étude magister, Université Aboubakr Belkaid Tlemcen, année 2013, pp126.

[24] M Rémi Chelan, La climatisation solaire, mémoire de fin d'étude d'ingénierie du bâtiment, Ecole Nationale d'ingénieurs De Saint-Etienne, année 2004

[25] Mile Karima Cherifi, Optimisation d'un système de réfrigération solaire à absorption à usage domestique. Mémoire de Fin d'Etude Master 2. Université Abou Bekr BELKAID de Tlemcen, année 2015. pp82