

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

En vue de l'obtention du Master en Énergétique

Thème

**Etude technico-économique d'une installation de
climatisation solaire adaptée à la région d'Alger**

Dirigé par :
Pr. A.SMAILI

Présenté par :
BOUDOUMI Nesrine

Promotion 2015

La connaissance s'acquiert par l'expérience

(Albert Einstein)

Remerciement

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Je suis très reconnaissante envers Monsieur le Professeur A.SMAILI qui a assuré la supervision de ce travail. Je tiens à le remercier pour le savoir et la méthodologie transmis, ces conseils et son soutien.

Je tiens également à remercier les membres du jury qui ont accepté d'examiner ce modeste travail.

A tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

A tous mes camarades de promotion Génie Mécanique 2012.2015.

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude.

ملخص

يهدف هذا العمل إلى التعريف بإحدى تطبيقات الطاقة الشمسية وهو التبريد الشمسي. فهم هذه التكنولوجيا يستوجب إعداد حوصلة للتكنولوجيات العديدة في ميدان التبريد الشمسي وذلك بعد تحليل منشورات علمية عديدة. في الأخير قمنا بدراسة تقنية واقتصادية لجهاز تكييف شمسي (امتصاص) مدمج بمؤسسة بالجزائر العاصمة. كلمات البحث: التبريد الشمسي، وامتصاص، والامتزاز، والتجفيف، ودراسة اقتصادية

Résumé

Le présent travail vise à établir une revue bibliographique sur une des applications du solaire thermique à bases températures qui est la climatisation solaire.

La compréhension de cette technologie passe par une étude bibliographique établie en consultant une littérature très riche et en se basant sur les synthèses de plusieurs articles scientifiques. C'est dans ce sens que ce mémoire présente la notion de la climatisation solaire. Ce manuscrit présente un état de l'art des techniques de climatisation solaire. Un détail sur les technologies pour production du froid solaire est également présenté. En dernier une étude de faisabilité est établie pour une installation de climatisation solaire à absorption intégré à une habitation située à Alger

Mots clés : climatisation solaire, absorption, adsorption, dessiccation, Étude économique.

Abstract

This work aims to establish a bibliographic review on the solar thermal applications with low temperatures, which is solar cooling. Understanding this technology started with a bibliographic study prepared by consulting a rich literature and based on the syntheses of several scientific articles. It is in this sense that this paper presents the concept of solar cooling.

This manuscript presents a state of art concerning solar cooling techniques. A detail on technologies for solar cold production is also presented. Finally, a feasibility study is established for an integrated solar absorption air conditioning system to a dwelling situated in Algiers.

Keywords: solar cooling, absorption, adsorption, drying, Economic Study.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 : Les différentes technologies de climatisation solaire	3
1.1 Les systèmes de climatisation solaires électriques	3
1.2 Les systèmes de climatisation solaire à cycle ouvert à dessiccation.....	5
1.3 Les systèmes de climatisation solaire à cycle fermé à sorption	7
1.3.1 Les cycles fermés à adsorption physique.....	8
1.3.2 Les systèmes à absorption liquide	9
Chapitre 2 : Travaux réalisés sur le froid solaire	15
2.1 Etat de l'art	15
2.2 Différentes applications des systèmes de froid solaire.....	17
2.2.1 Congélation et fabrication de la glace.....	17
2.2.2 Réfrigération.....	18
2.2.3 Rafraichissement.....	19
Chapitre 3 : Etude de faisabilité technico-économique d'une installation de climatisation solaire à absorption	20
3.1 Calcul des apports calorifique	20
3.1.1 Apports extérieurs	21
3.1.2 Apports de chaleur internes.....	24
3.1.3 Apports à travers les parois en contact avec les locaux non conditionnés	25
3.1.4 Apports à travers les parois en contact avec le sol	25
3.1.5 Apports par renouvellement d'air.....	26
3.1.6 Apports dues aux infiltrations de l'air	26
3.2 Description du local	27
3.2.1 Condition de base	27
3.2.2 Architecture	28
3.2.3 Résultats	28
3.3 Dimensionnement de la climatisation solaire par absorption	29
3.3.1 Choix de la machine à absorption.....	29
3.3.2 Dimensionnement de la surface de capteurs solaires.....	30

3.3.3	Dimensionnement de la tour de refroidissement	30
3.3.4	Consommation électrique de la climatisation solaire	31
3.4	Bilan économique climatisation solaire par absorption	32
3.4.1	Détail estimatif des coûts de l'installation retenue	32
3.4.2	Evaluation des coûts d'exploitation annuels de l'installation	32
3.4.3	Constatations.....	33
	Conclusion Générale et Perspectives	34
	Bibliographie	36

Listes des figures

Figure 1.1 Schéma de principe d'une machine à compression de	3
Figure 1.2 Cycle thermodynamique	4
Figure 1.3 Schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé	6
Figure 1.4 Cycle à adsorption discontinu (à gauche) et quasi-continu (à droite)..	8
Figure 1.5 Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide	10
Figure 1.6 Représentation du cycle à absorption dans le diagramme d'Oldham	12
Figure 3.1 Plan du 1 ^{er} étage pris comme modèle de calcul [38]	28
Figure 3.2 Schéma de principe des installations de climatisation solaire à absorption.....	29
Figure 3.3 Machine à absorption YAZAKI.....	30

Liste des tableaux

Tableau 3.1 Données utilisées pour le calcul des gains dus à l'éclairage	24
Tableau 3.2 Apport calorifiques au 1er étage 21 Juillet	29
Tableau 3.3 Consommation d'énergie journalière des pompes	31
Tableau 3.4 Consommation d'énergie journalière du générateur à absorption.	31
Tableau 3.5 Consommation d'énergie journalière de la tour de la tour de refroidissement	31
Tableau 3.6 Détail estimatif des coûts de l'installation à absorption	32
Tableau 3.7 Consommation annuelle en eau et en électricité de l'installation	32

Nomenclature

Lettres Latines

A	Apport calorifique [W]
C_{cr}	Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle
C_{me}	Coefficient de majoration
C_{ts}	Coefficient correcteur [-]
$C_{\Delta T_e}$	Facteur de correction dû à la différence maximale $\Delta T_{S,max}$ ainsi qu'à l'écart diurne de base E_b pour le mois considéré [°C]
F_S	Facteur solaire du vitrage [-]
$H_{sp,e}$	Humidité spécifique de base de l'air extérieur [g. kg ⁻¹ _{air, sec}]
$H_{sp,i}$	Humidité spécifique de base de l'air intérieur [g. kg ⁻¹ _{air, sec}]
I_d	Rayonnement diffus maximal réel [W.m ⁻²]
$I_{t,b}$	Rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés [W.m ⁻²]
$K_{été}$	Coefficient de transmission surfacique des parois opaques [Wm ⁻² °C ⁻¹]
N_{pvi}	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées [-]
$q_{V,Inf}$	Débit volumique d'infiltration d'air [m ³ .h ⁻¹]
$q_{V,Ren}$	Débit volumique renouvellement d'air [m ³ .h ⁻¹]
S	Surface [m ²]
T	Température [°C]
$T_{sb,i}$	Température intérieure de base [°C]
T_{se}	Température extérieure sèche [°C]
T_{sm}	Température moyenne sèche de l'air extérieur [°C]
t	Heure de la journée [-]
W_n	Puissance normale de l'ampoule ou tube fluorescent [W]

Lettres Grecs

α	Facteur d'absorption de la paroi [m ⁻¹]
Δ	Ecart de température [-]

Indice

<i>app</i>	Zone d'apport
<i>int</i>	Intérieure
<i>inv</i>	Investissement
<i>IL</i>	Apports latents internes
<i>IS</i>	Apports sensibles internes
<i>Lnc</i>	Local non conditionné
<i>ouv</i>	Ouverture de la paroi opaque

<i>p.o</i>	Parois opaques
<i>V</i>	Totale vitrée
<i>VE</i>	Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées
<i>VT</i>	Apports dus au gradient de température à travers les parois vitrées
<i>vens</i>	Vitrée ensoleillée

Acronymes

<i>COP</i>	Coefficient de performance
<i>EAT</i>	Ecart annuel de température
<i>GAX</i>	Generator Absorber heat eXchanger
<i>LiBr</i>	Bromure de Lithium

Introduction Générale

Depuis le début du siècle dernier, la température moyenne à la surface de la Terre a augmenté d'environ 0,6°C selon le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat. Cette température pourrait augmenter de 1,4 à 4,5°C d'ici 2100. Les signes de ce réchauffement climatique sont de plus en plus nombreux et se manifestent par la fonte des glaciers, l'élévation du niveau de la mer et les vagues de chaleur extrêmes en été, constatées dans de nombreux pays.

Bien qu'il existe des éléments naturels qui ont pu contribuer à ce réchauffement, les changements climatiques observés au cours des 50 dernières années sont probablement dus aux activités humaines. Après avoir réalisé la gravité de la situation, la communauté mondiale a décidé de prendre des initiatives pour ralentir le processus. Un de ces efforts est le protocole de Kyoto.

Les installations de chauffage et de climatisation font partie des domaines les plus concernés pour atteindre ces objectifs. En effet, depuis une quinzaine d'années, les exigences des occupants de bâtiments tertiaires ou d'habitations ont sensiblement changé. On observe une demande de confort de plus en plus rigoureuse en particulier en période estivale. Cette augmentation des besoins de climatisation induit un accroissement important de la consommation d'électricité car les technologies classiques (à compression mécanique de vapeur) mises en œuvre sont très énergivores.

Dans ce contexte énergétique difficile, les systèmes de climatisation solaire font partie des alternatives intéressantes aux systèmes de climatisation classiques, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du soleil, donc gratuite. L'autre grand intérêt de ces procédés est que le besoin en rafraîchissement coïncide la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

La recherche se focalise aujourd'hui sur l'étude des procédés de production de froid solaire et plus particulièrement sur les systèmes à faibles puissances frigorifiques. L'objectif de ce type d'installation est d'élargir le marché des systèmes de climatisation ou de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, ces procédés ne sont pas encore rentables économiquement du fait de leur coût d'investissement, de

fonctionnement mais aussi de maintenance. Cet aspect économique reste un frein majeur à leur développement. En effet, les systèmes de climatisation classiques sont bon marché et leurs coefficients de performance électrique sont équivalents voire supérieurs à ceux des procédés solaire.

Notre travail s'inscrit dans ce processus. Il consiste à dresser une revue bibliographique sur les différentes méthodes de production de froid solaire ainsi qu'à réaliser une étude de faisabilité d'un tel projet à Alger.

En plus de cette introduction, ce mémoire est constitué de trois (03) chapitres et d'une conclusion :

Le premier chapitre est consacré à présenter des généralités concernant la climatisation solaire.

Le deuxième chapitre concerne les travaux réalisés dans le domaine de la production du froid solaire et ceci en se basant sur l'état de l'art de la climatisation solaire ainsi que des exemples sur la réfrigération, la congélation ainsi que le rafraîchissement solaires sont cités.

Le troisième chapitre consiste à présenter l'étude de faisabilité technico-économique relative à une installation de climatisation qui se base sur le principe d'absorption appliqué pour un local situé à Alger.

Nous concluons par une synthèse générale et les perspectives.

Chapitre 1 :

Les différentes technologies de climatisation solaire

Un certain nombre de publications font état des différentes technologies pour produire du froid à partir de l'énergie solaire [1, 2, 3, 4] . Les auteurs s'accordent en général pour identifier trois types d'installations différentes. Le premier type consiste à faire fonctionner une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur à partir de l'électricité produite par des panneaux solaires photovoltaïques. Le second fonctionne suivant un cycle ouvert traitant directement l'air du local à refroidir. Enfin, le dernier est basé sur les cycles thermodynamiques fermés utilisant un fluide frigorigène et capables de produire du froid à partir d'un apport de chaleur.

1.1 Les systèmes de climatisation solaire électriques

Il existe un grand nombre de procédés qui permettent de produire du froid à partir de l'énergie électrique [5]. Lorsque cette énergie électrique est produite par un champ de panneaux photovoltaïques (PV), ce dispositif peut être qualifié de système de rafraîchissement solaire. Compte tenu du rendement assez faible des panneaux PV, il paraît important que le système de production de froid ait un coefficient de performance élevé. C'est pourquoi le système le plus souvent envisagé fait appel à des cycles thermodynamiques dithermes à compression mécanique de vapeur. D'autres dispositifs sont envisageables, tels que les cycles de Stirling, l'effet Peltier, le refroidissement thermo acoustique ou magnétique.

- **Le principe de fonctionnement**

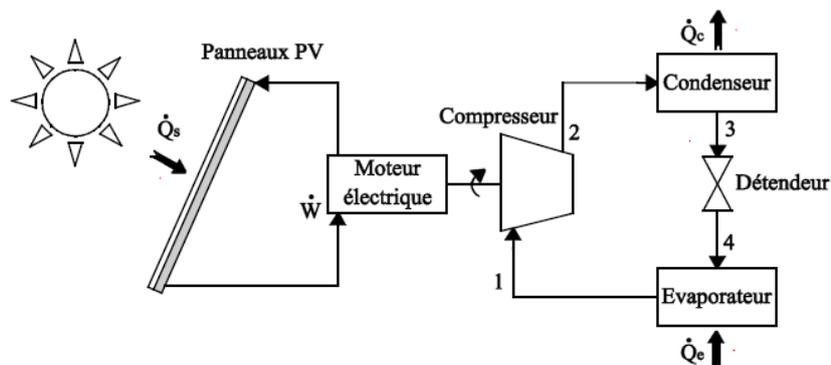


Figure 1.1 Schéma de principe d'une machine à compression de

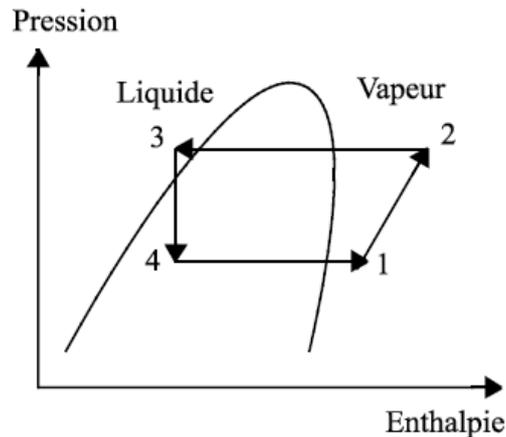


Figure 1.2 Cycle thermodynamique

Les *Figures 1.1 et 1.2* présentent le schéma de principe du couplage des panneaux PV à une machine frigorifique classique à compression de vapeur et le cycle thermodynamique correspondant. Sur la *Figure 1.1*, on constate que le champ de panneaux PV sert à alimenter en électricité le moteur électrique du compresseur de la machine frigorifique à compression de vapeur. Ce compresseur est chargé de comprimer une vapeur issue de l'évaporateur (1) à une pression et une température élevées. Cette vapeur arrive dans le condenseur (2) et cède de la chaleur à la source chaude (l'environnement extérieur) en se condensant. A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide à haute pression puis il subit ensuite une détente isenthalpique qui fait chuter sa pression et sa température et se transforme en mélange de liquide et de vapeur (3). Il entre ensuite dans l'évaporateur à une température plus faible que la source froide (le milieu à rafraîchir) où il s'évapore en captant la chaleur de cette source. A la sortie de l'évaporateur (1) le fluide frigorigène est de nouveau à l'état vapeur avant d'être aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

- **Les particularités de ce système**

Même si le rendement des capteurs PV a beaucoup augmenté ces dernières années, les meilleurs rendements affichés par les constructeurs sont de l'ordre de 15 % dans des conditions d'ensoleillement favorables (midi solaire par temps clair). Mais les évaluations, in situ des, installations, indiquent que les rendements moyens sont plutôt de l'ordre de 10.3 % [6] Les performances de ces machines frigorifiques à compression sont généralement qualifiées par le ratio d'efficacité énergétique (EER : Energy efficiency ratio) qui évalue le rapport entre l'énergie frigorifique produite par le système sur l'énergie électrique consommée et ceci dans des conditions d'opérations bien définies. Les valeurs obtenues sont assez variables suivant la technologie de compresseur mais on peut estimer que la valeur maximale est de 3.57 pour un système avec compresseur à vis et refroidissement sur boucle d'eau et de 2.52 avec refroidissement à air [1]. Le système de conversion

d'énergie solaire en énergie frigorifique a donc une efficacité comprise entre 25 et 32 % en incluant le rendement de l'onduleur.

Précisons que cette valeur instantanée correspond à un fonctionnement du système sans stockage avec une production de froid dite au « fil du soleil ». Dans un objectif de climatisation de bâtiments, il faut soit prévoir un stockage d'énergie, soit prévoir un dispositif d'appoint d'énergie. Pour ce dernier cas, comme l'objectif est d'entraîner une machine à compression de vapeur, l'énergie d'appoint, la plus commode, est l'énergie électrique prélevée sur le réseau.

1.2 Les systèmes de climatisation solaire à cycle ouvert à dessiccation

Les procédés de rafraîchissement solaire par dessiccation sont des systèmes ouverts basés sur le refroidissement et la déshumidification de l'air des locaux à traiter. L'eau est utilisée comme seul « réfrigérant » ainsi aucune machine électrique à compression n'est nécessaire.

- **Le principe de fonctionnement**

La *Figure 1.3* présente un schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé. Sur le schéma de principe, on peut noter qu'un système à dessiccation est composé de deux cycles bien distincts à savoir le cycle de traitement de l'air neuf (1 - 6) et le cycle de régénération du déshydratant (7 - 12).

Dans le cycle de traitement de l'air neuf, l'air extérieur chaud et humide (1) pénètre à travers le déshumidificateur où il est chauffé et déshumidifié. Il ressort avec une température supérieure et une humidité absolue et relative inférieure (2). Il entre ensuite dans un échangeur où il est rafraîchi à humidité absolue constante. Il ressort avec une température plus basse (3) avant de subir une humidification entraînant son refroidissement et une augmentation de son humidité absolue et relative (4). En effet, en s'évaporant l'eau prélève la chaleur latente de vaporisation et produit un refroidissement de l'air. Cet air peut être éventuellement chauffé à travers un échangeur alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques avant d'être injecté dans le bâtiment à rafraîchir (6). On note que la déshumidification est obtenue par adsorption de la vapeur d'eau contenue dans l'air par un matériau solide ou liquide. Ce phénomène qui met en jeu la vapeur d'eau s'appelle la dessiccation. Elle peut se faire par absorption (le matériau déshydratant est liquide) sur un lit dessiccant liquide. Mais le plus

souvent, elle s'opère par adsorption (le matériau déshydratant est solide) avec une roue ou un échangeur dessiccant.

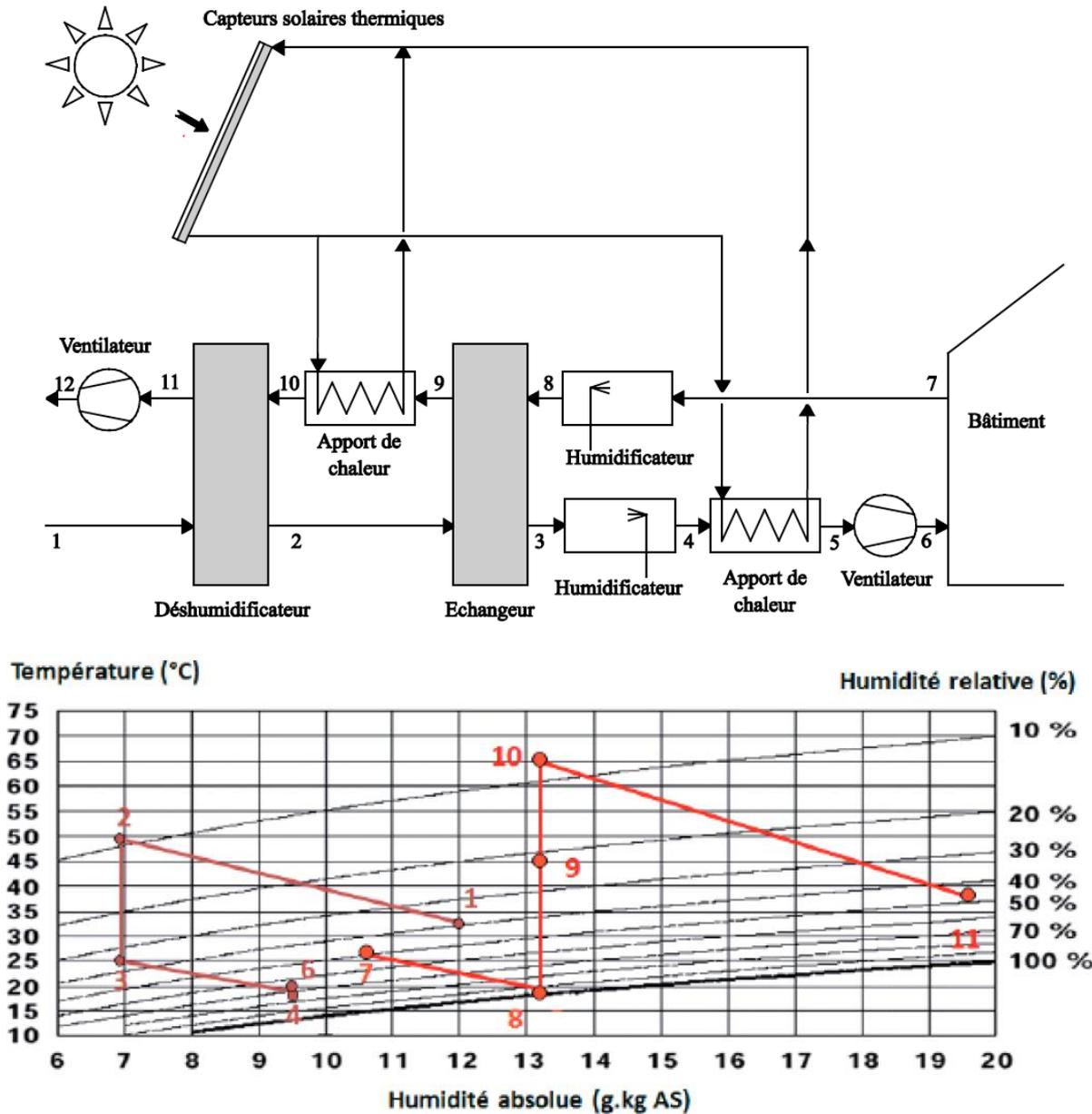


Figure 1.3 Schéma de principe d'une installation à dessiccant solide et son diagramme psychrométrique associé

Dans le cycle de régénération du déshydratant, l'air repris dans le bâtiment (7) est humidifié pratiquement jusqu'à sa saturation ce qui entraîne son refroidissement (8). Il est ensuite préchauffé par l'air neuf dans l'échangeur (9) avant d'être chauffé dans un second échangeur alimenté par de l'eau chaude produite par le champ de capteurs solaires thermiques. Il ressort à une température élevée (10) avant de rentrer dans le déshumidificateur où il se refroidit en se chargeant en humidité(11). Cette étape permet de régénérer le déshydratant. Enfin l'air est expulsé à l'extérieur (12).

- **Les particularités de ce système**

Le procédé dessiccant apporte une solution alternative en utilisant un fluide totalement neutre, l'eau, mais dans un cycle particulier. Un autre avantage important est que ces systèmes assurent une double fonction : la climatisation et le renouvellement d'air hygiénique. Pour les autres systèmes à cycle fermé, parallèlement au refroidissement, il faut, pour des raisons sanitaires, assurer dans le local un apport d'air neuf pris à l'extérieur constituant une charge calorifique sensible et latente souvent très importante, que le système de rafraîchissement doit évacuer.

L'apport de chaleur solaire est utilisé pour régénérer le matériau dessiccant ou pour chauffer l'air soufflé. La température de la source chaude nécessaire pour la régénération des matériaux dessiccants et le fonctionnement du système est de l'ordre de 45 à 95°C. Le COP nominal de ces systèmes varie entre 0,5 et des valeurs supérieures à 1.

Les systèmes ouverts constituent actuellement une part relativement faible des installations existantes (de l'ordre de 10 à 15%). Il est clair que, compte tenu du mode de fonctionnement basé sur le refroidissement évaporatif, ces installations sont plutôt destinées aux climats chauds et secs même si certaines études ont été faites en climat humide. L'installation peut en effet fonctionner suivant plusieurs cycles (Cycle Dunkle, Cycle Huan, configuration pour climat chauds, etc.) en fonction des charges internes du bâtiment et des conditions climatiques [2].

1.3 Les systèmes de climatisation solaire à cycle fermé à sorption

Les systèmes de rafraîchissement solaire à sorption sont des cycles fermés capables de produire de froid (de l'eau glacée), utilisé ensuite pour le refroidissement ou la déshumidification de l'air dans un bâtiment. Dans ces systèmes, la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Les systèmes existants sur le marché et adaptés au solaire sont les machines à absorption (sorption du réfrigérant dans un liquide absorbant) et les machines à adsorption (sorption du réfrigérant dans un solide adsorbant). Si les systèmes à absorption peuvent fonctionner en continu car les réactifs sont des fluides, les systèmes à adsorption sont alternatifs car l'adsorbant a besoin d'être régénéré lorsqu'il est saturé.

1.3.1 Les cycles fermés à adsorption physique

L'adsorption physique repose sur la structure microporeuse de certains matériaux solides capables de retenir des substances liquides grâce aux forces de Van Der Waals. Les corps utilisés sont généralement les zéolites, les silicagels ou les charbons actifs. L'intérêt est que le processus d'adsorption peut être inversé. En chauffant le solide, il est possible de libérer le liquide pour pouvoir réaliser un cycle thermodynamique. Le matériau adsorbant étant solide, le fonctionnement des machines à adsorption est cyclique mais non continu (*Figure 1.4 à gauche*). Pour obtenir une production de froid quasi-continue, il est nécessaire d'utiliser deux absorbeurs opérant dans les mêmes conditions mais de manière alternée. En utilisant plusieurs absorbeurs, il est possible de modifier le cycle de base pour améliorer la performance : ce sont les cycles à régénération de chaleur ou à double effet (*Figure 1.4 à droite*).

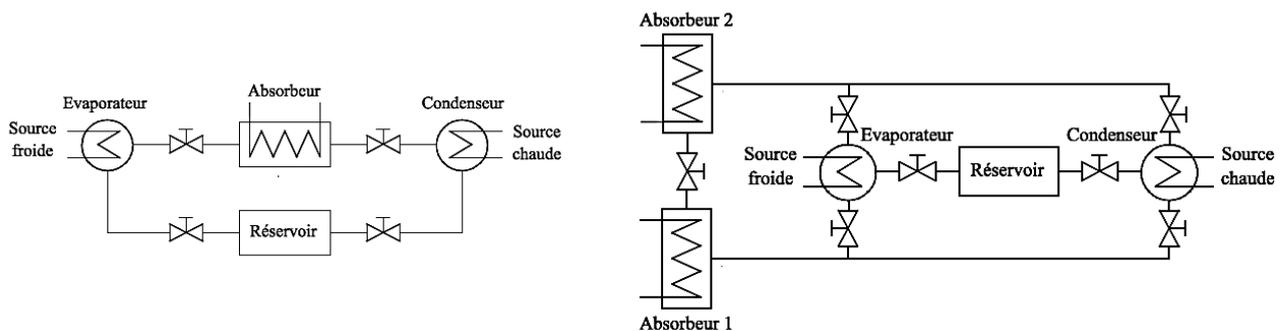


Figure 1.4 Cycle à adsorption discontinu (à gauche) et quasi-continu (à droite)

De nombreux travaux font état de développements d'installation de réfrigération solaire à adsorption [7, 8, 9]. L'utilisation d'une source solaire pour le rafraîchissement des bâtiments à l'aide de procédés à adsorption est assez récente et fait l'objet de nombreuses applications. Elle suppose des machines de puissances plus faibles qui ne sont pas disponibles commercialement.

Cette technologie a l'avantage de fonctionner avec des températures de source chaude relativement faibles, inférieures à 70°C , avec des rendements pouvant atteindre 0.5 [10]. Cependant, elle nécessite une surface de capteurs plus grande pour une puissance frigorifique donnée. La surface spécifique pour les installations à adsorption est de $3.5 \text{ m}^2/\text{kW}_f$ alors que pour l'absorption elle n'est que de $2.8 \text{ m}^2/\text{kW}_f$ [11]. Les machines sont, elles aussi, plus volumineuses à cause de la faible conductivité et de la trop faible porosité des adsorbants.

1.3.2 Les systèmes à absorption liquide

C'est en Ecosse, au début du 19^{ème} siècle, que John Leslie s'intéressa au phénomène de production de froid par évaporation d'eau et fixation de la vapeur résultante par de l'acide sulfurique concentré.

En 1859, le Français Ferdinand Carré breveta la première machine à absorption continue, utilisant le couple ammoniac (fluide frigorigène) - eau (absorbant). Ce couple est toujours utilisé aujourd'hui, notamment dans le but d'obtenir du froid négatif. Par la suite, a été mis au point aux Etats-Unis un autre couple frigorigène permettant d'obtenir du froid positif : le couple eau (fluide frigorigène)/bromure de lithium (absorbant). Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles mais leur étude thermodynamique ne débuta qu'au début du 20^{ème} siècle (en Allemagne, en Italie et en Suède notamment).

- **Le principe de fonctionnement**

De la même façon que les machines à compression de vapeur, les systèmes à absorption sont composés d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur. Ces machines frigorifiques fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber et de désorber une vapeur [12]. De plus, la solubilité de cette vapeur dans le liquide est fonction des paramètres

pression/température. Le fluide de travail utilisé par une machine à absorption est donc un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. L'autre composant, moins volatil, fixe cette vapeur et est appelé absorbant. Précisons que les couples principalement utilisés formant le mélange binaire sont l'ammoniac-eau (l'ammoniac étant le fluide frigorigène) et l'eau-bromure de lithium (l'eau étant le fluide frigorigène).

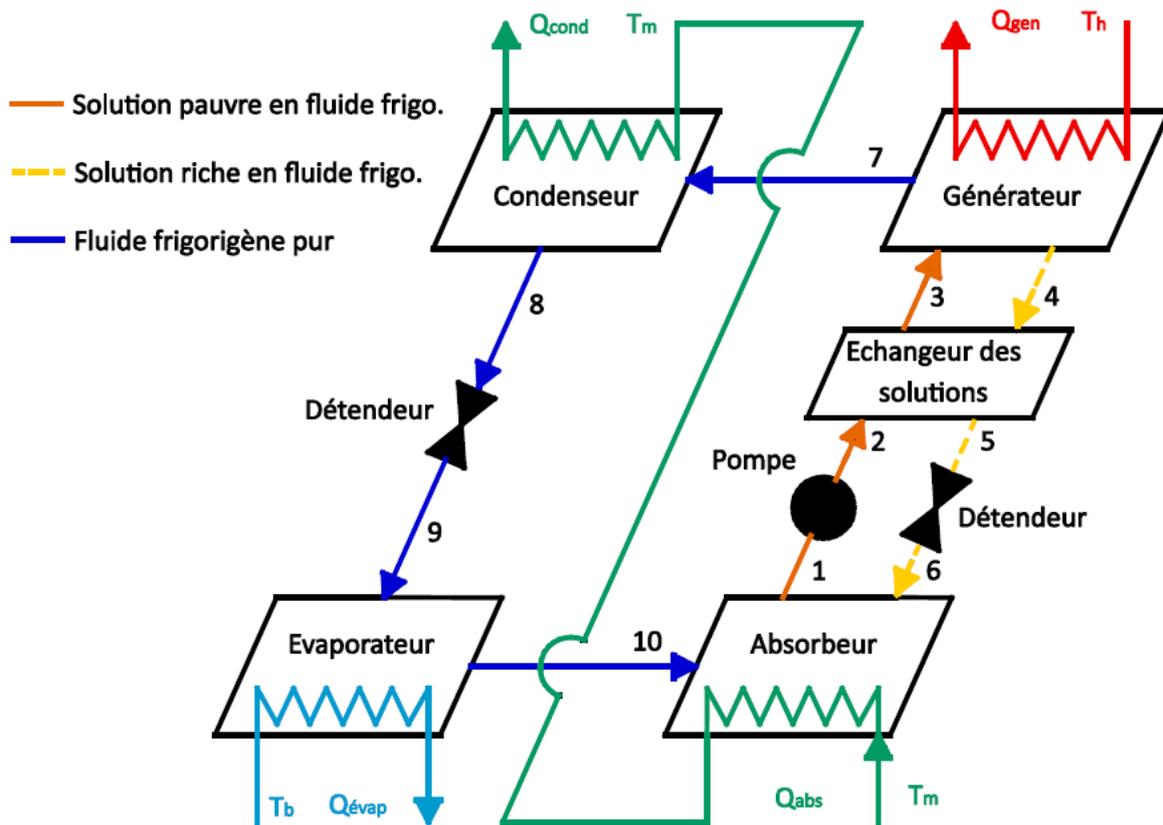


Figure 1.5 Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide

Les systèmes frigorifiques à absorption sont des machines trithermes (à trois sources de chaleur), qui utilisent trois niveaux de températures T_b , T_m et T_h vérifiant $T_b < T_m < T_h$, ce qui leur permet de produire du froid uniquement à partir d'un apport de chaleur (Q_{gen} à la température T_h) et sans échange de travail avec l'extérieur :

- $T_h = T_{gen}$: la température du générateur ou désorbeur,
- $T_b = T_{évap}$: la température de l'évaporateur,
- $T_m = T_{cond} = T_{abs}$: la température du condenseur (T_c), de l'absorbeur (T_{abs}) et de l'environnement (T_m).

Analysons sur la *Figure 1.5* le cycle composant par composant :

- Le générateur ou désorbeur : la solution riche en eau (3), qui constitue ici notre fluide frigorigène, reçoit la quantité de chaleur Q_{gen} à une température T_h . Cela provoque la vaporisation d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution : c'est le phénomène de désorption. En sortie de générateur, il y a séparation ; d'un côté on obtient de la vapeur d'eau (7), de l'autre une solution pauvre en eau (4).
- Le condenseur : c'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression au sein du couplegénérateur/condenseur. Pour qu'il y ait condensation du fluide

frigorigène, cela implique le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} à la température T_m .

- L'évaporateur : à la sortie du condenseur (8), le fluide frigorigène subit un laminage (9) au travers d'un détendeur, puis s'évapore en prenant la chaleur $Q_{\text{évap}}$ au fluide à refroidir. La température d'évaporation ainsi que la pression de l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide, T_b .
- L'absorbeur: la vapeur issue de l'évaporateur (10) y rencontre la solution pauvre en fluide frigorigène en provenance du générateur (6). Celle-ci se dissout dans la solution, provoquant ainsi l'enrichissement (en fluide frigorigène) de la solution : c'est le phénomène d'absorption. La chaleur Q_{abs} émanant de cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur (1), on a donc une solution enrichie en fluide frigorigène. Le rôle de l'absorbeur est prépondérant, ses performances d'absorption conditionnant l'efficacité de la machine à absorption [13].

Signalons que, dans cet exemple, le refroidissement de l'absorbeur et du condenseur est réalisé en série.

Notons la présence d'une pompe qui est chargée de transporter la solution pauvre en fluide frigorigène de l'absorbeur vers le générateur. En effet, la différence de pression, avec d'un côté l'ensemble générateur/condenseur (représentant la haute pression) et de l'autre le couple

évaporateur/absorbeur (représentant la basse pression), entraîne la mise en place de ce composant.

De plus, cette différence de pression nécessite la présence de deux détendeurs sur les circuits frigorigène (8-9) et solution pauvre (5-6). Enfin, on peut aussi remarquer qu'un échangeur de chaleur est placé entre la solution riche sortant à T_m de l'absorbeur et la solution pauvre sortant du générateur à T_h . Grâce à cet échangeur, on préchauffe ainsi la solution riche avant son entrée dans le générateur ; cela permet aussi de sous-refroidir la solution pauvre avant détente.

Précisons qu'une des spécificités du mélange Eau-Bromure de Lithium est qu'il ne peut pas produire du froid négatif. En effet, le point triple de l'eau étant à 0°C , on ne pourra pas atteindre des températures négatives en utilisant l'eau comme fluide frigorigène. Par conséquent, ce couple binaire trouve des applications ayant trait à la climatisation. Enfin, des températures trop élevées peuvent induire des cas de cristallisation. En effet, une augmentation de la température entraînant une diminution de la solubilité du bromure de lithium dans l'eau, des cas de cristallisation peuvent alors survenir. Afin de ne pas provoquer un endommagement des pompes et une obstruction des tuyauteries, ce cas de figure est à éviter à tout prix. Le cycle de la solution peut être décrit sur le diagramme de

Oldham relatif au couple H₂O-LiBr (*Figure 1.6*), qui représente les conditions de saturation P, T, x de la solution liquide.

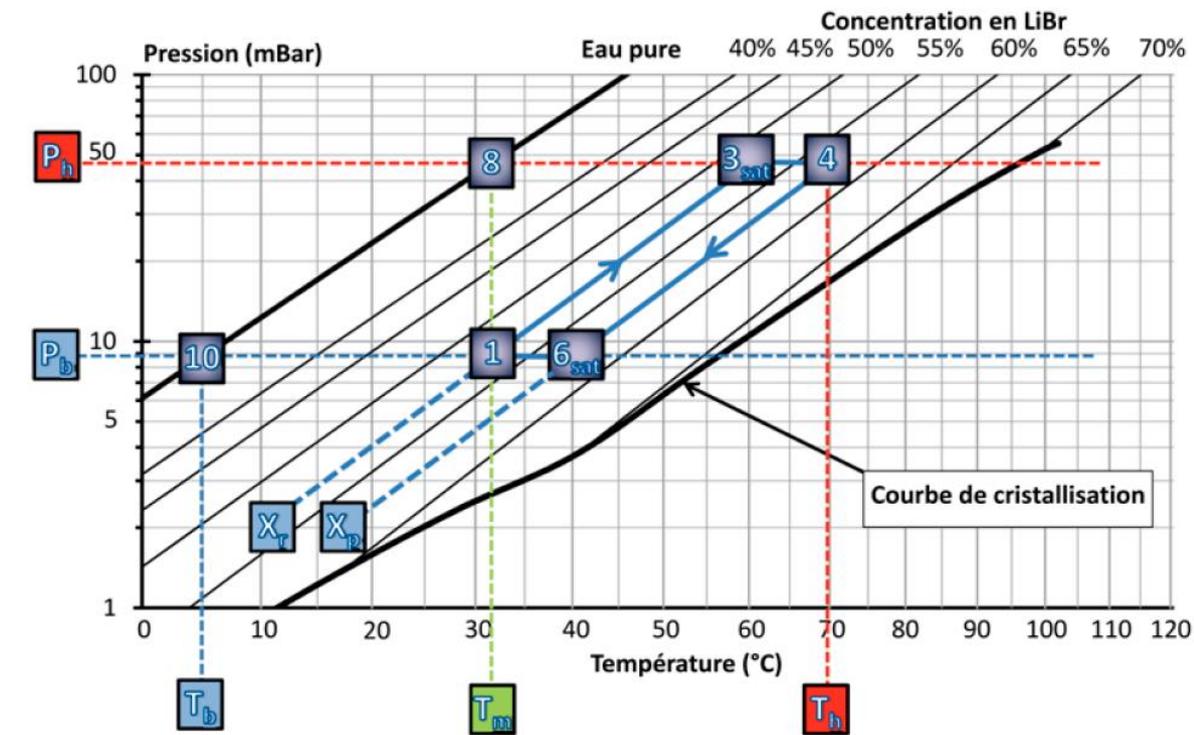


Figure 1.6 Représentation du cycle à absorption dans le diagramme d'Oldham

Le diagramme d'Oldham (*Figure 1.6*), est le plus souvent utilisé pour étudier le cycle à absorption. Il donne l'évolution de la concentration de la solution (en bromure de lithium) en fonction de la température en abscisse et de la pression en ordonnée. Dans ce diagramme, les iso-concentrations sont sensiblement des droites et la droite 0 % correspond à l'équilibre liquide vapeur de l'eau pure.

Les températures des sources T_m (source ambiante) et T_b (source froide) fixent respectivement les haute (P_h) et la basse (P_b) pressions. Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau pure (droite 0 %) aux températures T_m (8) et T_b (10). La concentration de la solution riche en fluide frigorigène en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme

T_m et de l'isobare P_b (1). De la même manière, la concentration de la solution pauvre, à la sortie du générateur, est donnée par l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobare P_h (4).

L'absorbeur reçoit la solution pauvre venant du générateur (6) après que celle-ci ait été détendue à travers le détendeur (5-6). Cette détente entraîne une chute de température due à une évaporation partielle de la solution. Par conséquent l'absorbeur reçoit un mélange de solution liquide et de vapeur (6) dont il n'est pas possible, à l'aide du diagramme d'Oldham de préciser ni la température, ni la

masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est donc refroidi, à la fois par la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, mais aussi, directement par le fluide caloporteur à la température T_m . Ce refroidissement entraîne une absorption de la vapeur produite par la détente, puis une absorption de la vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commencera au point 6_{sat} (*Figure 1.6*), défini par l'intersection entre l'isobare P_b et l'iso-concentration de la solution pauvre (X_p).

De la même manière, le générateur reçoit la solution riche en fluide frigorigène issue de l'absorbeur après son passage à travers la pompe (I-2). Ce liquide sous-refroidi ne peut pas être représenté sur le diagramme d'Oldham, où ne figurent que des états d'équilibre liquide/vapeur. Si la compression est supposée isotherme, la concentration et la température du point 2 sont identiques au point 1. A son entrée dans le générateur, le liquide est tout d'abord réchauffé jusqu'à la température $T_{3\text{sat}}$, donnée par l'intersection de l'isobare P_h et de l'iso-concentration de la solution riche (X_r). La phase de désorption commencera alors au point 3_{sat} .

- **Les particularités de ce système**

De nombreuses pistes de recherche ont été étudiées pour améliorer le COP des cycles à absorption. Il existe ainsi des cycles dérivés, plus complexes, permettant d'obtenir de meilleurs COP en augmentant la différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur par des « étages » de compression supplémentaires. Ainsi, le cycle à double effet, comportant deux absorbeurs et deux générateurs permet d'obtenir des COP, en théorie, proches de 1.4. En pratique, du fait des pompes supplémentaires et des irréversibilités des transferts thermiques, Avec une machine à triple effet, le COP peut atteindre 1.3. L'inconvénient de ces cycles à double ou triple effet est qu'ils nécessitent des sources chaudes à des températures plus élevées. Ils sont donc difficilement utilisables pour le rafraîchissement solaire de bâtiments avec des capteurs solaires à eau. Le système GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) est une évolution du cycle simple effet mais l'absorbeur et le générateur sont reliés en partie par un échangeur de chaleur. Ce dispositif permet des rendements de l'ordre de l'unité et a été testé pour des applications de rafraîchissement solaire par Garimella [14]. Des travaux ont été aussi menés pour tester de nouveaux couples de travail, tels que des mélanges binaires d'alcanes légers (C3 à C8) [15], mais les COP obtenus ne dépassent pas les valeurs correspondant au couple Eau-Bromure de Lithium.

Le niveau de température de la source chaude est un paramètre important pour l'exploitation des cycles thermodynamiques en rafraîchissement solaire. Il est évident que l'augmentation du COP suppose généralement une augmentation de la température de la source chaude. Ainsi, dans les machines à double effet, il est nécessaire d'avoir une température de source chaude de l'ordre de 150°C alors que pour une installation simple effet, une température de 80°C est suffisante. C'est

pourquoi, les cycles à double et triple effet ne sont envisagés qu'avec des combustibles fossiles ou avec des technologies de capteurs à concentration puisque son régime de température est d'environ 165°C/180°C.

Chapitre 2 :

Travaux réalisés sur le froid solaire

Les procédés de climatisation solaire font l'objet de nombreux travaux de recherches effectués par plusieurs chercheurs. Ces travaux ont permis d'étudier ce domaine et de mieux orienter la recherche afin d'optimiser les systèmes ainsi que les équipements, pour cela les chercheurs ont fait des travaux expérimentaux sur des installations existantes en les évaluant, d'autres ont opté pour des simulations numériques en utilisant des modèles validés sur des installations existantes, on a choisi d'aborder une partie de ceux qui traitent les systèmes à absorption et dessiccation solaires.

2.1 Etat de l'art

Ahmad hamza H.Ali et al [16], ont évalué la performance de d'une installation solaire à absorption eau/bromure de lithium, en y intégrant un système de free cooling c'est-à-dire de froid gratuit en profitant de la température extérieure quand celle-ci peut être soufflée. L'évaluation a été faite sur une durée de fonctionnement de cinq ans les résultats ont révélé que le free-cooling pouvait contribuer à 75% pour quelques mois, et que sur une période de 5 ans le free-cooling pouvait fournir 25% de la demande en froid ce résultat permet de minimiser les dimensions de l'installation. La fraction solaire mensuelle varie entre 31% et 100% et elle est estimée 60% sur les 5 ans. L'efficacité des capteurs est d'une moyenne de 28%.

Pablo Bermejo et al [17] ont étudié le potentiel de l'utilisation d'un système à absorption à Séville, il a démontré que l'utilisation des panneaux à concentration pour les machines à absorption double effet booste les performances de la machine et permet de maximiser la fraction solaire.

Berhane H. et al [18] ont présenté des outils permettant la minimisation de l'impact du cycle de vie des installations solaires à absorption, la méthode consiste en la formulation d'un problème bi-critères qui tend à minimiser le cout et l'impact sur l'environnement , la méthode a permis de faire d'énormes économies notamment en consommation d'énergie.

T. Tsoutsos et al [19] ont simulé 3 scénarios pour le conditionnement d'un hôpital en Grèce, ces scénarios consistent en une installation conventionnelle et une installation solaire à absorption en faisant varier les surfaces des capteurs à chaque scénario, les résultats ont révélé que le critère déterminant est la fraction

solaire et que l'aspect financier de l'installation dépend en la majeure partie de la valeur de la fraction solaire.

En ce qui concerne les systèmes de climatisation par dessiccation solaire ;

Une étude expérimentale menée par P.Bourdoukan et al [20] a permis d'évaluer les performances d'une installation à dessiccation solaire couplée à des capteurs à tubes sous vide, la performance des équipements a été évaluée pour chacun à part ensuite pour l'ensemble.

La variation des conditions extérieures et d'autres paramètres de la machine a révélé que la performance de systèmes solaires à dessiccation ne dépend pas seulement de la température de régénération mais aussi en une grande partie des conditions extérieures en l'occurrence la température extérieure et l'humidité absolue jugée comme étant le paramètre le plus influant , d'autre part la performance des capteurs est indépendante de celle du système.

Une autre conclusion est que pour un climat à humidité modérée, le COP se situe dans les environs de 0.4 et pour des jours plus humides le potentiel de dessiccation est d'un niveau médiocre et d'autres alternatives doivent être envisagées.

L'optimisation des systèmes à dessiccation solaire a fait également l'objet de plusieurs études mais elle est plus au moins limitée à la simulation ;

Dong La et Yanjun Dai [21] ont proposé une installation hybride à deux étages de dessiccation couplée à un groupe d'eau glacé. Les conclusions ont été plus que satisfaisantes ; un COP thermique de 1.24 a été atteint avec un COP électrique de 11.48 , pour le groupe d'eau glacé il est intégré dans le cas des climats humide où ayant une faible intensité d'ensoleillement donc il fait l'objet d'un appoint , pour les climats extrêmement humides tels que Hong Kong dans le cas de cette étude, le COP thermique a atteint la valeur de 0.87.

E. Napoleon et al [22] ont également eu recours à l'énergie électrique dans une installation solaire à dessiccation. Cette fois ci elle est utilisée comme appoint thermique .Ils ont démontré qu'on pourrait faire une importante économie d'énergie si l'on utilisait l'énergie solaire pendant le jour et seule l'énergie électrique pendant la nuit, contrairement aux installations qui puisent du ballon solaire même pendant la nuit , Napoleon et al ont préféré garder la réserve d'eau chaude solaire stockée pour les premières heures du jour afin de maximiser la valeur de la fraction solaire pendant le jour.

Dans un autre article, P. Finocchiaro et al [23] ont présenté une installation nouvelle s'appuyant sur le principe d'utilisation d'échangeurs à plaques humides, cette utilisation a permis de mettre fin aux éventuelles fuites entre les flux d'air de processus et celui de régénération ainsi que l'humidité qui peut être entraînée d'où une optimisation des performances de la machine et de la qualité de l'air soufflé.

2.2 Différentes applications des systèmes de froid solaire

En fonction de la température du froid demandée, les applications des systèmes solaires par sorption peuvent être classées en trois catégories :

- La congélation ($< 0^{\circ}\text{C}$) pour la fabrication de la glace ou de blocs de congélation.
- La réfrigération ($0 - 8^{\circ}\text{C}$) pour les produits alimentaires et le stockage des produits pharmaceutiques.
- La climatisation et le rafraîchissement des espaces ($8 - 25^{\circ}\text{C}$).

Ainsi, nous présentons dans ce qui suit le développement de chacune de ces applications relatives aux systèmes de froid solaire par sorption.

2.2.1 Congélation et fabrication de la glace

Les systèmes de congélation ont besoin de température inférieure à 0°C , comme la production de la glace et le stockage à congélation. Dans ce cas, des refroidisseurs à absorption ou à adsorption peuvent être utilisés.

Nous citons ici quelques réalisations typiques en se basant sur les travaux de Dieng et Wang [24] et de Fan et al. [25]:

Critoph [26] a construit un petit réfrigérateur solaire à adsorption. Le panneau est de 1.4m^2 de surface et contient 17Kg de charbon actif. L'enceinte frigorifique est éloignée du capteur, étant liée à celui-ci par un tuyau flexible en acier. Il est possible de produire jusqu'à 4Kg de glace par jour.

Sumathy et Zhongfu [27] ont réalisé et testé un congélateur solaire à adsorption solide du couple charbon actif-méthanol, en utilisant un capteur plan d'une surface exposée de 0.92m^2 . Ce système pourrait produire de la glace d'environ $4-5\text{Kg}/\text{jour}$ avec COP solaire d'environ $0.1-0.12$.

Khattab [28] a développé un module de réfrigération solaire à adsorption solide avec le couple charbon (de type domestique local) et le méthanol. Le modèle se compose d'un tube de verre modifié ayant un générateur (lit de sorption) à une extrémité, un condenseur et un évaporateur combiné à l'autre extrémité et un simple arrangement du réflecteur pour échauffer le générateur. Les résultats des tests indiquent que, la production de la glace quotidienne est de 6.9 et $9.4\text{Kg}/\text{m}^2$ et le COP solaire net de 0.136 et 0.159 pour un climat froid et chaud, respectivement.

Par ailleurs, un grand nombre de travaux de recherche sur la réfrigération par adsorption ont été réalisés à l'Université Jiao Tong de Shanghai depuis 1993. Plusieurs prototypes de machines de production de la glace par adsorption ont été développés et testés au cours de ces dernières années [25]

Li et Wang et al [29] ont construit un réfrigérateur de congélation à adsorption solide avec du charbon actif-méthanol comme couple de travail. Les résultats expérimentaux ont montré que le COP thermique est d'environ 0.45 et le COP solaire est d'environ 0.12-0.14 avec environ de 5-6Kg de glace produite par m² du capteur.

Après quelques améliorations un congélateur solaire sans valve a été construit par Li et al. [30]. Il n'y a pas de réservoirs dans ce dernier système, ni de valve de raccordement ou valve d'étranglement, et la structure du système est très simple. Les résultats expérimentaux ont montré que 6.0-7.0 Kg de glace peuvent être obtenues lorsque l'énergie du rayonnement est d'environ 17-20Mj/m². Dans ces conditions le COP solaire de ce système est d'environ de 0.13 à 0.15. Le système peut produire 4.0Kg de glace et le COP solaire est d'environ 0.12 lorsque l'énergie d'insolation totale est d'environ 16-18Mj/m².

2.2.2 Réfrigération

Un système de réfrigération est utilisé pour le stockage du produit alimentaire, pharmaceutique notamment les vaccins. Nous citons dans la suite de ce paragraphe quelques travaux sur les réfrigérateurs solaires à sorption :

Des systèmes de refroidissement par sorption à basse température (80-90°C), disponible commercialement pour la climatisation, ont été modifiés en Inde pour le stockage de froid des produits agricoles à des températures de 2-4°C. Ces systèmes utilisent le Méthanol-gel de silice comme couple de travail. Les calculs et les résultats d'essais ont montré que le COP était d'environ 0.3 lors de l'utilisation du système d'eau réfrigérée à une température de -2°C, la température d'échauffement d'eau de 85°C et la température de condensation de 30°C [25].

Lemmini et Errougani [31] ont construit et testé un réfrigérateur solaire à adsorption en utilisant le couple AC35-méthanol à Rabat au Maroc. Le système se compose d'un capteur plan, un condenseur et d'une chambre froide à évaporateur. Des résultats expérimentaux ont montré que l'unité peut produire le froid, même pour les jours pluvieux et nuageux.

Mayor et Dind [32] ont développés un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption autonome utilisant le couple silice gel-eau. D'un volume utile de réfrigération de près de 100 litres, la surface du capto-adsorbeur est de 1 m². L'énergie stockée sous forme de glace dans l'évaporateur permet de couvrir 3 jours de fonctionnement en absence de soleil.

2.2.3 Rafraichissement

Avant d'aborder la problématique du rafraîchissement des bâtiments, il semble important de clarifier cette notion par rapport à la notion de climatisation. Cette dernière suppose que le système installé assure des conditions strictes de confort dans le bâtiment en respectant une valeur de température de consigne fixe (certains systèmes permettent d'assurer aussi une consigne stricte sur l'humidité).

Le rafraîchissement consiste à refroidir des locaux sans définir de valeur de température de consigne et en acceptant donc des dérives temporelles de la température intérieure du local. Différentes stratégies sont alors envisageables. La plus logique serait d'obtenir des conditions de confort satisfaisantes dans le local, en tenant compte de plusieurs paramètres en même temps, au travers d'un indice de confort. Cet indice permet d'intégrer l'influence de la température sèche de l'air, de l'humidité, de la vitesse d'air, de la température radiante, de la vêtue, etc. qui sont des moyens d'ajustement du confort ne nécessitant pas forcément une dépense d'énergie pour être contrôlés.

Une autre solution consiste à assurer un écart de température fixe entre l'intérieur et l'extérieur, Généralement égal à 5°C.

Dessiccation solide

En 2001, Henning et al [33] ont montré que ce procédé permettait d'économiser jusqu'à 50% d'énergie primaire par rapport à une solution conventionnelle à compression mécanique de vapeurs. De plus, ces installations ont des coûts de fonctionnement très faibles et respectent l'environnement. Pour améliorer ces procédés, des travaux concernent l'amélioration de la déshumidification [34] et des systèmes de régulation [35].

Adsorption physique

Saha et al [36] comparent, grâce à une estimation numérique en statique, ce système avec le cas précédent à deux compartiments d'adsorbant. Le COPth (rapport entre la production frigorifique et la chaleur consommée) est plus élevé dans le cas où la température de la source chaude est inférieure à 70°C, mais il est inférieur dans le cas inverse. Par contre, la production frigorifique est plus conséquente lorsque la température est supérieure à 70°C. Les auteurs expliquent alors qu'il pourrait être intéressant de convertir le système en mode deux compartiments à partir d'un certain niveau de températures, afin de maintenir une production efficace.

Chapitre 3 :

Etude de faisabilité technico-économique d'une installation de climatisation solaire à absorption

L'Algérie connaît une demande de confort thermique de plus en plus exigeante de la part du citoyen. Cette demande de confort thermique nécessite en particulier des installations de chauffage et de climatisation très énergivores. En plus, en été, la charge électrique maximale annuelle de pointe est souvent enregistrée dans la matinée, plus précisément vers midi.

La croissance de cette demande, en particulier dans les régions chaudes, imposent de s'orienter vers de nouvelles solutions. De ce fait la climatisation solaire de bâtiments est une des solutions les plus attractives à l'heure actuelle. Contrairement aux autres applications solaires telles que l'eau chaude, la demande en climatisation est en adéquation avec la période où le rayonnement solaire est le plus intense. Le climat algérien favorise l'utilisation de ces systèmes puisqu'il dispose d'un bon gisement solaire.

Ce chapitre est consacré au dimensionnement d'un couplage capteurs solaires thermiques et machine frigorifique à absorption. On s'intéresse particulièrement à :

- Evaluer les besoins en refroidissement du local en estimant les différents apports calorifiques ;
- Décrire l'architecture du local, définir son emplacement et les caractéristiques météorologiques du lieu ;
- Dimensionner l'installation de climatisation ;
- Etablir le bilan économique.

3.1 Calcul des apports calorifique

Le calcul d'un bilan frigorifique permet de connaître avec précision la quantité d'énergie qu'il faudra pour refroidir un local, la justesse de ce calcul est primordiale non seulement pour le coût de l'installation, mais aussi pour son exploitation.

Les éléments entrant en compte dans ce calcul sont nombreux, il faudra connaître la nature, l'exposition, la surface des murs, des parois vitrées, des plafonds, des sols, ces éléments étant multipliés par des coefficients variables selon l'altitude, le rayonnement solaire, la localisation géographique.

D'autres éléments doivent être pris en compte comme le renouvellement d'air naturel ou mécanique, les divers ponts thermiques ainsi que les apports qui pondéreront le calcul par exemple l'éclairage, l'occupation humaine, les appareils ménagers...

Correction de la température extérieure

La correction de la température extérieure est donnée par la formule 2.1 du DTR C-3.4 [37]:

$$T_{se}(t) = T_{sb,e}(t) - [C_{ts}(t) \cdot E_b] \quad (5.1)$$

Avec :

$T_{se}(t)$: Température sèche extérieure à l'heure t (Température corrigée) [°C];

$T_{sb,e}(t)$: Température sèche extérieure de base [°C], $T_{sb,e} = 34^\circ\text{C}$;

$C_{ts}(t)$: Coefficient correcteur (DTRC3-4, tab2.1)

E_b : Ecart diurne de base (DTR C3-4, tab2.2) [°C]. $E_b = 9^\circ\text{C}$.

3.1.1 Apports extérieurs

3.1.1.1 Apports à travers les parois opaques extérieures

Les apports à travers les parois opaques sont donnés par la formule 3.1 du DTR C-3.4 [37]

$$A_{p.o}(t) = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta T_e(t) \quad (5.2)$$

Avec :

1.2 : Coefficient de majoration tenant compte des apports linéiques ;

$K_{été}$: Coefficient de transmission surfacique des parois opaques [en $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$] ;

S_{int} : Surface intérieure de la paroi considérée [m^2] ;

$\Delta T_e(t)$: Différence équivalente de température à l'heure t [°C] ;

Calcul de la Différence équivalente de température $\Delta T_e(t)$

Elle est calculée par la formule suivante

- Pour les parois ensoleillées

Donnés par la formule 3.3 du DTR C-3.4 [37] :

$$\Delta T_e(t) = \Delta T_{es}(t) + C_{\Delta T_e} + \frac{\alpha}{0.9} \cdot [\Delta T_{em}(t) - \Delta T_{es}(t)] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b(40^\circ)}} \quad (5.2)$$

• **Pour une paroi à l'ombre (24/24h)**

Donnés par la formule 3.4 du DTR C-3.4.

$$\Delta T_e(t) = \Delta T_{es}(t) + C_{\Delta T_e} \quad (5.4)$$

Avec :

$\Delta T_{es}(t)$: Différence équivalente de température à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre [°C] ;

Les valeurs de $\Delta T_{es}(t)$ sont données par les tableaux 3.2 et 3.3 du DTR C-3.4 respectivement pour les parois verticales et pour les parois horizontales ;

$\Delta T_{em}(t)$: Différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée [°C] ;

Les valeurs de $\Delta T_{em}(t)$ sont données par les tableaux 3.2 et 3.3 du DTR C-3.4 respectivement pour les parois verticales et pour les parois horizontales ;

$C_{\Delta T_e}$: Facteur de correction dû à la différence maximale ΔT_{Smax} ainsi qu'à l'écart diurne de base E_b pour le mois considéré [°C] ;

Les valeurs de $C_{\Delta T_e}$ sont données dans le tableau 3.4 du DTR C-3.4 [37];

$\Delta T_{s,max}$: Différence de températures sèches de l'air entre l'extérieur et l'intérieur pour le mois considéré [°C] ;

α : Facteur d'absorption de la paroi donné dans le paragraphe 1.3.4.1 chapitre 3 du DTR C-3.4 [37];

$I_{t,b}$: Rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés [W/m²] ;

$I_{t,b(40^\circ)}$: Rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et pour l'orientation considérée [W/m²] ;

3.1.1.2 Apports à travers les parois vitrées

Les apports à travers les parois vitrées sont donnés par la formule 4.2 du DTR C-3.4 :

$$A_V(t) = A_{VT}(t) + A_{VE}(t) \quad (5.5)$$

Où :

$A_{VT}(t)$: Apports dus au gradient de température à travers les parois vitrées [W] ;

$A_{VE}(t)$: Apports dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées [W].

3.1.1.3 Apport par transmission

Les apports à travers les parois vitrées sont donnés par la formule 4.3 du DTR C-3.4.

$$A_{VT}(t) = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{ouv} \cdot [T_{se}(t) - T_{sb,i}] \quad (5.6)$$

Avec :

1.2 : Coefficient de majoration tenant compte des apports à travers les ponts thermiques ;

$K_{été}$: Coefficient de transmission surfacique des parois opaques [en W/m². °C] ;

S_{ouv} : Surface de l'ouverture de la paroi opaque ;

$T_{se}(t)$: Température extérieure sèche à l'heure (t) [°C] ;

$T_{sb,i}$: Température intérieure de base [°C] ;

3.1.1.4 Apport par ensoleillement

Les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures sont donnés par :

$$A_{VE}(t) = [S_{vens} \cdot I_t + (S_V - S_{vens}) \cdot I_d] \cdot F_s \times N_{pvi}(t) \quad (5.7)$$

Avec :

S_{vens} : Surface vitrée ensoleillée [m²].

I_t : Rayonnement total maximal réel [W/m²] ;

S_V : Surface totale vitrée [m²] ;

I_d : Rayonnement diffus maximal réel [W/m²] ;

F_s : Facteur solaire du vitrage.

$N_{pvi}(t)$: Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure (t).

$(S_V - S_{vens})$: Surface vitrée à l'ombre [m²].

3.1.2 Apports de chaleur internes

On désigne par apports de chaleur internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible, à l'intérieur des locaux conditionnés. Selon le DTR, ces gains internes sont principalement dus à :

- Aux occupants ;
- Les machines entraînées par des moteurs électriques ;
- L'éclairage.

Pour ce calcul, nous avons utilisé la formule 5.1 du DTR C3-4 [37]:

$$A_I(t) = \sum(C_{S,j} \cdot A_{IS,j} \cdot N_{AI,j}) + \sum(C_{S,j} \cdot A_{IL,j}) \quad (5.8)$$

Avec :

A_{IS} : Apports sensibles internes [W] ;

A_{IL} : Apports latents internes [W] ;

N_{AI} : Coefficient d'amortissement relatif aux apports internes (pris égale à 1 (100%) qui veut dire que la durée de l'apport interne est égale à la durée du fonctionnement de l'installation ;

C_S : Coefficient de simultanéité relatif aux apports internes. Les valeurs sont données par le tableau 5.1 du DTR C-3.4 [37].

3.1.2.1 Occupants

Pour les calculs, nous avons utilisé les données du DTR C3-4 tableau 5.3 (chapitre5) [37].

3.1.2.2 Eclairage

Le tableau 5.10 du DTR C3-4 [37]a été utilisé, c'est un tableau qui généralise ces apports, si nous ne connaissons pas les puissances des luminaires à installer :

$$A_I = \Sigma (W_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \quad (5.9)$$

Avec :

W_n : Puissance normale de l'ampoule ou tube fluorescent [W] ;

C_{me} : Coefficient de majoration \rightarrow 1.25 (tube fluorescent) ;

C_{cr} : Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.

Nous avons pris :

Tableau 3.1 Données utilisées pour le calcul des gains dus à l'éclairage

Destination des locaux	$C_{s,j}$	$N_{AI,j}$	C_{me}	C_{cr}
Bureaux	0,8	1	1,25	1
Circulation et accueil	0,8	1	1,25	1

3.1.2.3 Machines électriques

Les appareils électriques, contenus dans les différents bureaux, et autres, dégagent à leur tour une chaleur

3.1.3 Apports à travers les parois en contact avec les locaux non conditionnés

Les apports de chaleur à un instant t , traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné par la formule suivante :

$$A_{p.o,Lnc}(t) = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta T_{Lnc}(t) \quad (5.10)$$

Avec :

$K_{été}$: Coefficient de transmission surfacique des parois opaques [en $w/m^2 \cdot ^\circ C$] ;

S_{int} : Surface intérieure de la paroi considérée [m^2] ;

$\Delta T_{Lnc}(t)$: Différence de température entre le local non conditionné et le local considéré [$^\circ C$] ; elle est donnée par la formule suivante :

$$\Delta T_{Lnc} = T_{se}(t) - C_{Lnc}(t) - T_{sb,i} \quad (5.11)$$

Avec :

$T_{se}(t)$: Température extérieure sèche de l'air extérieur à l'heure (t) [$^\circ C$] ;

$T_{sb,i}$: Température sèche de l'air intérieur [$^\circ C$] ; $T_{sb,i} = 24^\circ C$

$C_{Lnc}(t)$: Coefficient correcteur [$^\circ C$], donné par le (DTR C 3-4) [37].

3.1.4 Apports à travers les parois en contact avec le sol

Les apports APO à travers une paroi en contact avec le sol sont donnés par la formule suivante :

$$A_{p,sol} = K_{été} \cdot S_{app} \cdot [T_{sm}(t) - T_{sb,i}] \quad (5.12)$$

Avec :

S_{app} : Surface de la zone d'apport [m^2] ;

T_{sm} : Température moyenne sèche de l'air extérieur [°C] ;

3.1.5 Apports par renouvellement d'air

Les gains sensibles et latents dus au renouvellement de l'air $A_{Ren,S}$, $A_{Ren,L}$ sont donnés par les formules 6.1 et 6.3 du DTR C-3.4

$$A_{Ren,L} = 0.797 q_{V,Ren} \cdot MAX [(H_{sp,e}(t) - H_{sp,b,i}), 0] \quad (5.13)$$

$$A_{Ren,S} = 0.32 q_{V,Ren} \cdot [T_{se}(t) - T_{sb,i}] \quad (5.14)$$

$A_{Ren,S}$: Apports sensibles dus au renouvellement d'air [W] ;

$A_{Ren,L}$: Apports latents dus au renouvellement d'air [W] ;

$q_{V,Ren}$: Débit volumique renouvellement d'air [m³/h] ;

$T_{se}(t)$: Température sèche de l'air extérieur corrigée [°C] ;

$T_{sb,i}$: Température sèche de l'air intérieur [°C] ;

$H_{sp,e}$: Humidité spécifique de base de l'air extérieur [g/kg_{air,sec}];

$H_{sp,i}$: Humidité spécifique de l'air intérieur [g/kg_{air,sec}].

3.1.6 Apports dues aux infiltrations de l'air

Les gains sensibles et latents dus aux infiltrations de l'air $A_{Inf,S}$, $A_{Inf,L}$ sont donnés par les formules 6.2 et 6.4 du DTR C-3.4

$$A_{Inf,L} = 0.797 q_{V,Inf} \cdot MAX [(H_{sp,e}(t) - H_{sp,i}), 0] \quad (5.15)$$

$$A_{Ren,S} = 0.32 q_{V,Inf} \cdot [T_{se}(t) - T_{sb,i}] \quad (5.16)$$

$$q_{V,Inf} = 0.72 \cdot Volume \text{ du local} \quad (5.17)$$

Avec :

$A_{Inf,S}$: Apports sensibles dus aux infiltrations d'air [W] ;

$A_{Inf,L}$: Apports latents dus aux infiltrations d'air [W] ;

$q_{V,Inf}$: Débit volumique d'infiltration d'air [m³/h] ;

$T_{se}(t)$: Température sèche de l'air extérieur corrigée [°C] ;

$T_{sb,i}$: Température sèche de l'air intérieur [°C] ;

$H_{sp,e}$: Humidité spécifique de base de l'air extérieur [g/kg_{air,sec}];

$H_{sp,i}$: Humidité spécifique de l'air intérieur [g/kg_{air,sec}].

3.2 Description du local

3.2.1 Condition de base

Notre projet est implanté à Sidi M'hamed (Alger-centre), ses caractéristiques sont les suivantes :

Zone climatique

zone A ce qui comprend à une altitude inférieure à 500m (alt < 500m) (DTR C 3-4, page 92).

Les conditions de base extérieure (DTR C 3-4, tab2.1, page24).

- La température de base extérieure sèche : $T_{sbe} = 34^{\circ}\text{C}$.
- L'humidité relative extérieure : $H_r = 43$
- L'humidité spécifique extérieure : $H_{Sb,e} = 14.5\text{g/kg}$
- L'écart diurne = 9°C .
- L'écart annuel de température EAT = 31°C .

Les conditions de base intérieures

- La température intérieure : $T_s = 24^{\circ}\text{C}$.
- L'humidité relative intérieure : $H_r = 45\%$.
- L'humidité spécifique intérieure : $H_{Sb,i} = 8.36\text{g/kg}$

3.2.2 Architecture

Notre exemple de calcul de situe au premier étage, on suppose que toutes les locaux sont refroidis à la même température.

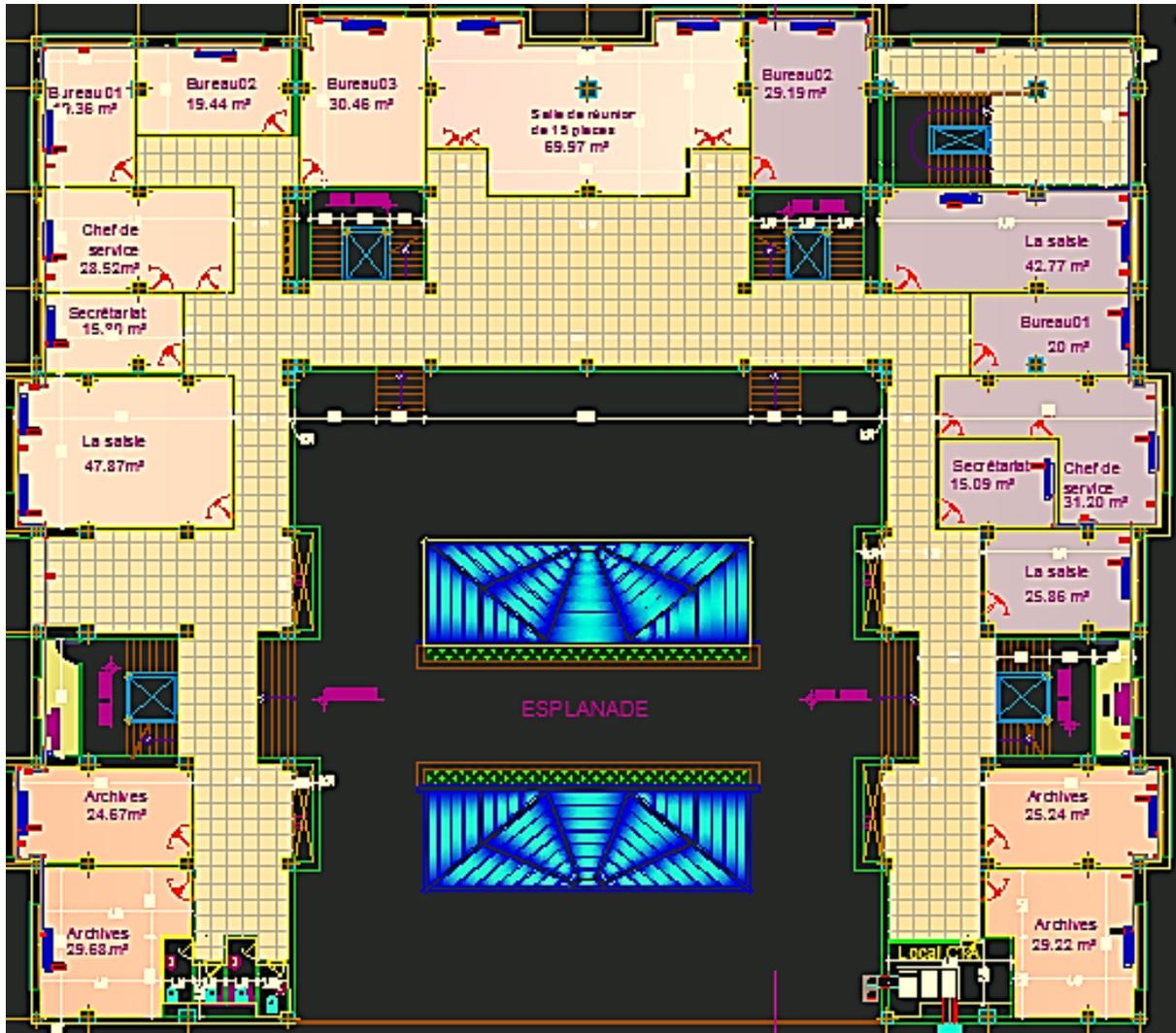


Figure 3.1 Plan du 1^{er} étage pris comme modèle de calcul [38]

3.2.3 Résultats

Le besoin en climatisation d'un étage au complet est assez grand pour une machine frigorifique à absorption, c'est pour ceci qu'on a pris la décision d'installer le système de climatisation solaire pour une partie de l'étage, l'aile droit qui comporte (Salle de Réunion, Bureau 02, La Saisie, Bureau 01, Chef De Service, Secrétariat La Saisie, Archives, Archives) comme le montre la *Figure 3.1*.

Selon DTR C 3-4 le calcul frigorifique se fait pour le 21 juillet, on prend aussi ces résultats pour le mois d'août (Vu qu'il n'y a pas une grande différence de la hauteur du soleil entre le mois de juillet et le mois d'août (donc un rayonnement direct du soleil peu différent entre ces deux mois))

Nous avons décidé d'effectuer le calcul des apports uniquement pour le 21 juillet de 7h à 17h puis déterminer l'heure critique ou les apports sont maximaux et ceci afin de déterminer la puissance de notre climatiseur.

Tableau 3.2 Apport calorifiques au 1er étage 21 Juillet

Heure	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Apports (aile droite) [kW]	31.8	32.7	34.1	34.8	34.4	32.48	33.5	34.2	33.8	33.7	33.4
Apports (aile gauche) [kW]	19.4	19.7	20.9	22.0	23.0	24.2	27.7	30.1	31.3	32.4	32.4

3.3 Dimensionnement de la climatisation solaire par absorption

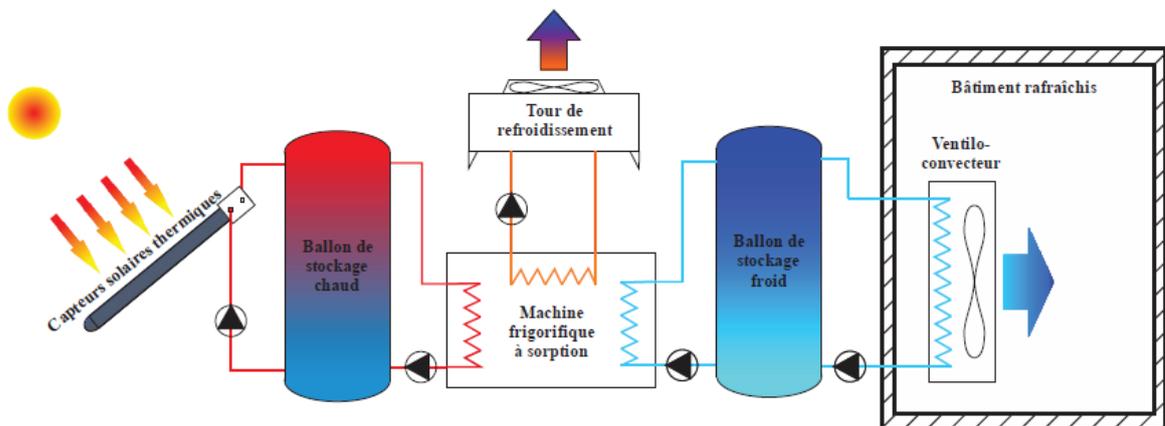


Figure 3.2 Schéma de principe des installations de climatisation solaire à absorption

3.3.1 Choix de la machine à absorption

La machine retenue, sera d'une puissance de 32 kW_f. Le choix de cette puissance est dicté par le fait qu'on a trouvé un besoin maximale de 34 kW_f pour les conditions extrêmes. On a choisi une machines YAZAKI, l'une des marques les plus utilisées dans les recherches dont le modèle le moins puissant affiche une puissance nominale de 32 kW_f.

Cette puissance semble tout à fait adaptée dans l'optique globale d'utilisation de la totalité de l'énergie produite.

La machine sera de type simple effet, et fonctionnera au Bromure de Lithium.

En fonctionnement, les caractéristiques des fluides seront proches de :

- Régime de température du réseau d'eau glacée : 7-12°C ;
- Température de l'eau chaude en entrée de générateur : 85°C (plage de fonctionnement des machines à absorption entre 70 et 95°C) ;
- Température de retour du circuit de refroidissement : 29°C au maximum.



Figure 3.3 Machine à absorption YAZAKI

3.3.2 Dimensionnement de la surface de capteurs solaires

La puissance thermique nécessaire pour assurer une production nominale de 32kWf est donc de :

Puissance entrée générateur : 48.6 kW.

En considérant une perte thermique entre la sortie des capteurs et l'entrée du générateur de moins de 5%, on en déduit la puissance nécessaire en sortie des capteurs :

Puissance sortie capteurs : 51.2 kW.

Dans ces conditions de fonctionnement et en utilisant le capteur utilisé dans le PFE [39] . Son efficacité théorique est estimé à 0.58, La surface de capteurs permettant de produire la puissance nécessaire dans ces conditions de fonctionnement est alors de 88 m², ce qui correspond à 44 capteurs.

3.3.3 Dimensionnement de la tour de refroidissement

Le refroidisseur sera dimensionné pour évacuer la totalité de la puissance thermique maximale apportée à la machine, soit :

Puissance froid : 32 kW

Puissance d'entrée générateur : 48.6 kW

Soit une puissance thermique du refroidisseur de 80.6 kW.

(Débit nécessaire est également de 20 m³/h)

3.3.4 Consommation électrique de la climatisation solaire

Les diverses consommations électriques des installations de climatisation solaire ont été estimées comme suit :

3.3.4.1 Consommation d'énergie journalière des pompes

Tableau 3.3 Consommation d'énergie journalière des pompes

Dénomination	Puissance électrique nominale en [W]	Consommation / Jour en [kWh]
Circuit solaire	650	3.25
Stockage chaud	1260	7.56
Refroidissement	2700	16.2
Stockage froid	825	4.95
Energie journalière totale		32 kWh

Les pompes ont été sélectionnées au plus juste selon les différents débits et pertes de charges à intégrer sur les circuits hydrauliques, et avec des temps de fonctionnement estimés à 6h par jour en moyenne.

3.3.4.2 Consommation d'énergie journalière du générateur à absorption

Tableau 3.4 Consommation d'énergie journalière du générateur à absorption

Marque	Modèle	Puissance électrique [W]	Conso / Jour en [kWh]
YAZAKY	WFC SC 10	210	1.7

Le générateur à absorption fonctionnera en moyenne 8h par jour

3.3.4.3 Consommation d'énergie journalière de la tour de refroidissement

Tableau 3.5 Consommation d'énergie journalière de la tour de la tour de refroidissement

Marque	Modèle	Puissance électrique W	Conso / Jour en kWh
EWK	C 441 - 5	7 700	27.7

Les ventilateurs de la tour de refroidissement seront également équipés d'un variateur électronique de vitesse, qui a été pris en compte dans le calcul de la consommation.

3.4 Bilan économique climatisation solaire par absorption

3.4.1 Détail estimatif des coûts de l'installation retenue

Tableau 3.6 Détail estimatif des coûts de l'installation à absorption

Désignation	Prix total DA(TTC)
Production solaire	3520000.00
Générateur à absorption	7773000.00
Refroidissement	700000.00
Distribution primaire	30000.00
Accessoires de régulation	100000.00
Divers (études, essais, mise en service...)	30000.00
Coût d'investissement total (TTC)	12153000.00

3.4.2 Evaluation des coûts d'exploitation annuels de l'installation

Le coût d'exploitation de l'installation de climatisation solaire sera dû aux consommations électriques des circulateurs, du refroidisseur, la consommation d'eau du refroidisseur ainsi que les frais de maintenance et de provisionnement pour le renouvellement du matériel.

On suppose que le besoin en climatisation s'étend du 15 Mai au 15 Septembre.

Consommation électrique journalière est estimée à 61.4 kWh

A cela, il faut ajouter la consommation d'eau des refroidisseurs, que l'on peut estimer dans un premier temps à environ 2.4 m³/j (6heures par jour entre 0,25 et 0,5 m³/h)

Tableau 3.7 Consommation annuelle en eau et en électricité de l'installation

	Mai	Juin	Juillet	Aout	Septembre	Annuelle
Electricité [kWh]	982.4	1842	1903.4	1903.4	921	7552.2
Eau [m ³]	38.4	72	74.4	74.4	36	295.2

Si on prévoit une climatisation conventionnelle, même la plus énergivore, la consommation annuelle serait de 15126 kWh avec un coup d'investissement qui ne dépasse pas 600000 DA. Ainsi, la durée d'amortissement de l'investissement dans une installation de climatisation solaire par absorption ne sera pas atteinte donc on n'aura pas d'intérêt économique.

3.4.3 Constatations

Quelle que soit la solution de refroidissement envisagée, la mise en place d'une installation de climatisation solaire dans notre cas n'a pas d'intérêt économique, car :

- L'investissement est très conséquent
- Les coûts d'exploitation sont nettement plus élevés que sans climatisation solaire, puisqu'il n'y a que peu, voire pas du tout d'économies d'énergie, et par contre à la vue de la complexité technique les coûts d'entretien sont très élevés.

3.4.1.1 Aides envisageables

A la vue de l'intérêt économique non avéré, qui plus est sans réel intérêt énergétique, il est très peu probable qu'une telle installation soit éligible à une quelconque aide à l'investissement.

Conclusion Générale et Perspectives

Le présent projet avait pour objectif d'établir une étude technico-économique d'une installation de climatisation solaire.

Des généralités sur la climatisation solaire ont tout d'abord été présentées sur la base de divers aspects technologiques.

Par la suite, une revue de la littérature pertinente aux systèmes de production de froid solaire a été présentée. Il a été établi que les technologies utilisant le phénomène de sorption semblent être les meilleurs de points de vue performances. Cette première conclusion nous a encouragés à consacrer une partie bibliographique exclusivement sur les technologies de réfrigération solaire par sorption. En plus des avantages environnementaux, nous avons conclu que les technologies de sorption (adsorption/absorption) présentent une alternative intéressante pour en servir aux besoins de climatisation, rafraîchissement, réfrigération et de production de la glace.

En dernier on a constaté que la climatisation solaire permet d'économiser certainement une quantité substantielle de la consommation d'énergie primaire, cela réduit donc la production de dioxyde de carbone et les pics de consommation d'électricité en été, qui est un avantage important pour l'environnement. Mais quand il s'agit de bénéfice financier, la situation n'est pas aussi encourageante.

L'implantation d'un système de climatisation solaire exige un bon planning, une assistance habile et un système de surveillance et régulation, à l'encontre des systèmes conventionnels faciles à implanter, ce qui fait sa cherté. Surtout, le cout des capteurs solaires ou des panneaux pourrait submerger le budget du projet. Par conséquence, un système de climatisation solaire se doit de fournir assez de profit afin de justifier tous les efforts supplémentaires et les investissements ce qui n'est pas le cas présent.

Perspectives

Aujourd'hui, la recherche se focalise sur l'étude des procédés de faibles puissances frigorifiques. Ces installations ont pour objectif d'élargir le marché des systèmes de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, l'aspect économique reste un frein majeur

à leur développement, donc il faut se focaliser sur ce point et développer des systèmes moins coûteux.

Pour optimiser l'utilisation de l'énergie solaire, il faut veiller à ce qu'elle soit valorisée toute l'année. La combinaison climatisation-production d'eau chaude sanitaire est très souvent la solution la plus pertinente au niveau énergétique et économique.

Bibliographie

- [1]. Bourdoukan, P., E. Wurtz, et al. Experimental investigation of a solar desiccant cooling. *Solar Energy*. 2009, 83: 2059–2073.
- [2]. Bourdoukan, P. *Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques*. Université de La Rochelle. 2008. Thèse de doctorat.
- [3]. Martins, M. *Nouveau procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraîchissement solaire de*. Université de Perpignan. 2010. These de doctorat .
- [4]. Kim, D. S., C. A. Infante Ferreira. Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *Int. J.Refrigeration*. 2008.
- [5]. Lucas, F. *Contribution à l'étude de technologies et de méthodes durables pour la conception*. Université de La Réunion. 2009. HDR.
- [6]. Fanney, A. H., B. P. Dougherty, et al. Measured performance of building integrated. *J. Solar Energy Eng*. 2001, 123: 187-193.
- [7]. Boubakri, A., M. Arsalane, et al. Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers. *Renewable Energy*. 1992a, 2(1): 7-13.
- [8]. Boubakri, A., M. Arsalane, et al. Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers. *Renewable Energy*. 1992 b, 2(1):2(1).
- [9]. Lemmini, F., J. Buret-Bahraoui, et al. Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 2. Fonctionnement avec stockage de froid dans deux climats différents. *International Journal of Refrigeration*. 1992, 15(3): 168-176.
- [10]. Balaras, C. A., G. Grossman, et al. Solar air conditioning in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2007, 11: 299–314.
- [11]. Henning, H. M. Solar assisted air conditioning of buildings. *Applied Thermal Engineering*. 2007, 27: 1734–1749.
- [12]. Castaing-Lasvignottes, J., P. Neveu. Equivalent Carnot cycle concept applied to a thermochemical solid/gas resorption system. *Applied Thermal Engineering*. 1998, 18(9-10): 745-745.
- [13]. Deng, S. "Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr-H₂O solution as working fluid . *International Journal of Refrigeration*. 1998.
- [14]. Garimella, S., R. N. Christensen, et al. Performance evaluation of a generator-absorber heatexchange heat pump. *Heat recovery systems*. 1996.
- [15]. Chekir, N., K. Mejbri, et al. Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 2006, 29(3): 469-475.

- [16]. AHMED HAMZA H. ALI, PETER NOERES, CLEMENS POLLERBERG. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide/water absorption chiller. *Solar Energy*. 2008, 82 .1021–1030.
- [17]. PABLO BERMEJO, FRANCISCO JAVIER PINO, FELIPE ROSA. Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy*. 2010, 84 1503–1512.
- [18]. BERHANE H. GEBRESLASSIE, GONZALO GUILLÉN-GOSÁLBEZ, LAUREANO JIMÉNEZ, DIETER BOER. A systematic tool for the minimization of the life cycle impact of solar assisted absorption cooling systems. *Solar Energy*. 2010, 35 3849-3862.
- [19]. T. TSOUTSOS, E. ALOUMPI, Z. GKOUSKOS, M. KARAGIORGAS. Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital. *Energy and Buildings*. 2010, 42 . 265–272.
- [20]. P. BOURDOUKAN, *, E. WURTZ , P. JOUBERT. Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation. *Solar Energy*. 2009, 83 2059–2073.
- [21]. DONG LA, YANJUN DAI , YONG LI, TIANSHU GE, RUIZHU WANG:. Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning. *Solar Energy*. 2011, 85 2997–3009.
- [22]. NAPOLEON ENTERIA, HIROSHI YOSHINO, AKASHI MOCHIDA, RIE TAKAKI ,AKIRA SATAKE ,RYUICHIRO YOSHIE , TERUAKI MITAMURA , SEIZO BABA. Construction and initial operation of the combined solar thermal and electric desiccant cooling system. *Solar Energy*. 2009, 83 1300–1311.
- [23]. PIETRO FINOCCHIARO, MARCO BECCALI, BETTINA NOCKE. Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers. *Solar Energy*. 2012, 86 608–618.
- [24]. Dieng, A. O., R. Z. Wang. Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology. " *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2001, 5(4): 313-342 .
- [25]. Fan, Y., L. Luo, B. Souyri,. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2007, 11(8) 1758-1775.
- [26]. Critoph, R. E. An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Renewable Energy* 5: 502-508. 1994, 5: 502-508 .
- [27]. Sumathy, K., L. Zhongfu. Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy*. 1999, 16: 704-707 .
- [28]. Khattab, N. M. A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Applied Thermal Engineering*. 2004, 24: 2747-2760 .

- [29]. Li, M., R. Wang, A. Dieng. Experimental study on dynamic performance analysis of a flatplate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable Energy*. 2001, 27 11-21.
- [30]. Li, M., C. J. Sun, R. Z. Wang, D. Cai,. Development of no valve solar ice maker. *Applied Thermal Engineerieng*. 2004, 24, pp. 865-872.
- [31]. Lemmini, F., A. Errougani,. Building and experimentation of a solar powedred adsorption refrigerator. *Renewable Energy*. 2005, 30, pp. 1989-2003.
- [32]. Mayor, J., P. Dind. Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable." . 2003.
- [33]. H.M. Henning, T. Erpenbeck, C. Hindenburg, I.S. Santamaria. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles,. *International journal of refrigeration*. 2001, 24, pp. 220-229.
- [34]. A.E. Kabeel. Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant wheel. *Renewable Energy*. 2007, 29, pp. 1842-1857.
- [35]. Vitte, T. *Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système*. l'Institut National des Sciences Appliquées . Lyon : s.n., 2007. Thèse de doctorat .
- [36]. B.B. Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi,. Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype. *Renewable Energy*. 2001, 23, pp. 93-101.
- [37]. DEL'HABITAT, MINISTERE. *DTR C3-4 Réglementation thermique des batiment d'habitation*. 1997.
- [38]. N.BOUDOUMI, C.BOUSALEM. *Conception et réalisation expérimentale d'une installation solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire*. ENP. 2015. Projet de fin d'études.
- [39]. P.Amet, G.Gourdon. *installer un chauffage ou un chauffe eau solaire*. Paris : EYROLLES, 2008.
- [40]. OFARES. *1 ér étage proposition de réaménagement*. ALGER , . 25 09 2014.

