



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES



MEMOIRE

PRESENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

Spécialité : conversion thermique

INTITULÉ

**Modélisation et simulation d'un système de chauffage et
rafraîchissement solaire pour une maison située à Alger**

Présentée par l'étudiante : CHOUIHAT CHAHINEZ

Devant le jury compose de:

Dr M. Merzouk Professeur U. Blida 1 Président

Dr DJ. Lafri MCB U. Blida 1 Examineur

Dr N. Khelalfa MCB U. Blida 1 Examinatrice

M M. Missoum MCB U. Tipaza Promoteur

M K. Kaci MCA U. Blida 1 Co- Promoteur

2021/2022

Remerciements

Le présent travail a été effectué à l'université de Saad Dahleb de Blida, faculté de technologie, département des énergies renouvelables.

Avant tout, merci DIEU de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir, de me donné la santé, la patience et la volonté pour commencer et continuer à réaliser ce modeste travail.

Je tiens également à remercier chaleureusement mon promoteur **Mr MOHAMED MISSOUM** qui a bien voulu accepter de me prendre en charge pour finaliser ce travail dont le mérite lui revient grâce a son aide durant toute la période du travail, pour leur suivi, leur assistance, leurs conseils précieux et surtout pour sa confiance.

Je ne manquerai pas d'avoir une pensée particulière pour **Mr KARIM KACI** pour le soutien dont il a fait preuve à mon égard et ses encouragements qui me donnaient à chaque fois une nouvelle force pour continuer le chemin de la réussite.

Mes vifs remerciements vont également à **Mr M. MERZOUK** président du jury ainsi que les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon recherche en acceptant de lire et d'examiner mon travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Sans oublier notre chef de département **Mr D. LAFRI** pour sa disponibilité et son soutien tout le long de mon parcours.

Dédicaces

Je dédie ce travail

À ma Mère, Khaira

« Tu m'as donné la vie, la tendance et le courage pour réussir.

Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la

Reconnaissance que je te porte.

En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour te remercier pour tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours entourée. »

À mon Père, Amar

« L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne la plus

Digne de mon estime et de mon respect.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que Dieu te

Préserve et te procure santé et longue vie. »

À mes chères sœurs,

Sihem, Fatima, Radjaa, Ikrem, Amina, Ikrem

A ma belle Somia, vous êtes mon soutien et mon épaule dans les moments difficiles, jet'aime.

A mes chéries, Halla, Farida et Hayat pour leurs encouragements permanents et leur soutien tout au long de mon parcours universitaires,

Je vous aime.

A tous mes amies, Nouha, Mebarka, Noura, Achouak, Fatima, Nour, Aya, Inas, Khaoula, Hayat pour leur amour mutuel pour moi et pour leurs soutiens moral, je ne vais jamais arrêter de vous aimer.

A mon ami proche Idris pour leur soutien moral le long de la préparation de ce travail.

A toute la promo Conversion Thermique 2021/2022

Merci d'être toujours là pour moi.

Résumé :

Durant ces dernières années, le remplacement des systèmes énergétiques conventionnels par des systèmes basés sur des énergies renouvelables a gagné une attention particulière, notamment dans le secteur résidentiel qui représente une grande fraction de la consommation énergétique finale en Algérie. Parmi eux, les systèmes solaires combinés qui servent en même temps à chauffer et à rafraichir une habitation résidentielle et à produire de l'eau chaude sanitaire pour ses occupants. Dans ce contexte, le présent travail consiste à étudier un système solaire pour le chauffage en hiver et le rafraichissement en été d'un bâtiment résidentiel situé à Alger, en plus de la production d'eau chaude sanitaire. Pour cela, nous avons effectué une modélisation thermique des différents composants du système solaire étudié ainsi que la maison choisie pour l'étude. La simulation du système global est réalisée par le logiciel TRNSYS sous les conditions climatiques d'Alger. Enfin, les résultats obtenus sont très encourageants avec un rendement global de 0.35, Le travail est complété avec une étude économique en utilisant les prix réels des composants disponibles sur le marché, néanmoins le temps de retour reste assez élevé, ceci est dû essentiellement à la subvention du prix de l'énergie conventionnelle.

Mots clés : Chauffage solaire, rafraichissement solaire, maison individuelle, simulation dynamique. TRNSYS, Alger.

Abstract :

In recent years, the replacement of conventional energy systems by systems based on renewable energies has gained particular attention, especially in the residential sector which represents a large fraction of final energy consumption in Algeria. Among them, the combined solar systems which are used at the same time to heat and cool a residential dwelling and to produce domestic hot water for its occupants. In this context, the present work consists in studying a solar system for heating in winter and cooling in summer of a residential building, in addition to the production of domestic hot water.

First, a bibliographical study was presented on solar heating and cooling of buildings. In a second step, we carried out a thermal modeling of the various components of the studied solar system as well as the house chosen for the study. Then, we simulated the global system with the TRNSYS16 software under the climatic conditions of Algiers. Finally, the results obtained are presented and discussed. The work is completed with an economic study using the real prices of the components in the market.

Keywords: Solar heating, solar cooling, individual house, dynamic simulation, TRNSYS .

ملخص :

فيالسنواتالأخيرة، حظياستبدالأنظمةالطاقةالتقليديةبأنظمةتعتمدعلالطاقاتالمتجددةباهتمامخاص، لاسيمافيالقطعالسكنيالذييمثلجزءأكبيرامنالاستهلاك النهائيللطاقةفيالجزائر. منبينها، أنظمةالطاقةالشمسيةالمجمعةالتيستخدمنفسالوقتالتدفئةوتبريدمسكنسكنيوإنتاجالماءالساخنلشاغليه. فيهذاالسياق، يتمثالعملالحالييفيدراسنظامشمسيتللتدفئةفيالشتاءوالتبريدفيالصيفلمينسكني، بالإضافةإلىإنتاجالماءالساخنالمنزلي. أولاً، تمتقديمدراسةبليوغرافيةعنالتدفئةالشمسيةوتبريدالمباني. فيالخطوةالثانية، أجرينا نموذجحراريةلمختلفمكوناتالنظامالشمسيالمدرسوكذلكالمنزلالمختارللدراسة. بعدذلك، قمنا بمحاكاةالنظامالعالمي باستخدامبرنامجTRNSYS16 فيظلالظروفالمناخيةللجزائرالعاصمة. وأخيراً، أتمعروضومناقشةالنتائجالتيتمالحصولعليها، ويتماستكمالالعملبدراسةاقتصاديةباستخدامالأسعارالحقيقيةللمكوناتفيالسوق. **الكلمات المفتاحية :** التدفئة الشمسية، التبريد الشمسي، المنزل الفردي، المحاكاة الديناميكية. TRANSYS 16.

Nomenclature :

Symbole	Signification	Unité
A_{Capt}	Surface du capteur	m^2
ϕ_u	La puissance utile du capteur.	W
F_R	Facteur de conductance thermique	/
I_β	Éclairement solaire reçu par le capteur	W/m^2
Ug	Coefficient de transfert de chaleur globale	$W/m^2.K$
T	La température intérieure	$^{\circ}C$
Ig	L'éclairement solaire global	W/m^2
T_{amb}	La température ambiante.	$^{\circ}C$
M	Masse du TK1 i-ème segment	kg
Cp	Chaleur spécifique du fluide du réservoir	$kJ/kg.K$
dT_i	Différence de la température	$^{\circ}C$
$d\vartheta$	Différence du temps	hr
\dot{m}	Débit massique	kg/h
UA_i	Transmission global	$kJ/h.K$
V_{R1}	Volume de stockage de réservoir 1	L
ϕ_{vs}	Taux de débit massique par surface de captage de réservoir	$kg/hr.m^2$
$Q_{dég}$	Quantité d'énergie dégagée pour atteindre la température de consigne	kJ/hr
f	Fraction de conception	/
C	Capacité nominale	kW
Q_{aux}	Energie auxiliaire	kJ/hr

Q_{TR}	Énergie thermique évacuée par le tour de refroidissement	kJ/hr
P	Puissance	W

Noms grecs :

Symbole	Noms	Unité
β_i	Coefficient de puissance	/
γ_i	Fonction de contrôle	/
ϑ	Le temps	hr
η_{capt}	Rendement du capteur	
$(\tau_\alpha)_e$	Moyenne mensuelle du produit de la transmissivité et de l'absorptivité	/
ε_a	Efficacité du transfert de chaleur côté air	/
h_a	Enthalpie d'air humide par masse d'air sec	
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par convection.	W/m ² .K

Indices :

Symboles	Signification
int	intérieur
a	air
h	Haut
b	Bas
capt	capteur
aux	auxiliaire
amb	ambiante
evap	évaporateur
gen	Générateur
dég	dégagée
cons	consigne
ent	entré
Ref	Refroidissement
nom	nominale

Acronymes :

	Signification
COP	Coefficient de performance de MAB
CEP	consommation d'énergie primaire
CF	Cout de fonctionnement
ECS	Eau chaude sanitaire
EC	Eau de circuit solaire
ER	Eau de refroidissement
ECH	Eau chaude
EG	Eau glacée
RS	Réservoir de stockage
EP	Energie primaire
EPE	Energie primaire économisé
HVC	Chauffage, ventilation et climatisation
MAB	Machine à absorption
RS	Réservoir de stockage
RI	Retour d'investissement
SS	Système solaire
SR	Système de référence
SRE	Système de rafraichissement électrique

Liste des figures :

Chapitre 01 : Recherches bibliographiques

Figure1.1: système de chauffage conventionnel.....	1
Figure1.2: Installation de chauffage centrale au gaz	5
Figure1.3: système de refroidissement conventionnel.....	5
Figure1.4: Schéma de principe d'une machine à compression de vapeur.....	6
Figure1.5: cycle thermodynamique d'une machine de rafraichissement à vapeur.	7
Figure1.6: Schéma de principe d'un capteur plan vitré.	8
Figure1.7: Schéma de principe d'un capteur sous vide.	8
Figure1.8: Schéma de principe du chauffage solaire indirect.	9
Figure1.9: schéma de principe d'une installation solaire avec chauffage direct.	10
Figure1.10: schéma de principe d'une installation solaire avec chauffage direct.	10
Figure1.11: Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à cycle ouverts.	11
Figure1.12: Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à sorption.	11
Figure1.13: Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide.	13
Figure1.14: cycle thermodynamique d'une machine à absorption.	14
Figure1.15: Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption.	15
Figure1.16: Assemblage classique d'un système Solaire Combiné.	16
Figure1.17: Alimentation en énergie auxiliaire dans les systèmes à base d'eau : (a) en série avec la charge et (b) en parallèle avec la charge.	18
Figure1.18: Disposition du premier système solaire.	18
Figure1.19: Disposition du système.....	19

Chapitre 02 : Modélisation mathématique d'un système de rafraichissement et de chauffage solaire

Figure 2.1: Schéma du système de chauffage et de rafraichissement solaire étudié.	25
Figure 2.2: Modèle du système solaire sous TRNSYS.....	27
Figure 2.3: Plan d'aménagement de la maison	37
Figure 2.4: Situation géographique de la ville d'Alger.	39
Figure 2.5: Variation du rayonnement solaire horizontal journalière.....	39
Figure 2.6: Variation de la température journalière.....	40
Figure 2.7: Profil de consommation horaire d'ECS durant une semaine type.	41
Figure 2.8: la demande énergétique de chauffage, refroidissement et ECS.	42
Figure 2.9: Variation de la puissance de chauffage et d'ECS durant le mois de janvier	43
Figure 2.10: Energie thermique nécessaire pour la fonction de la MAB durant le mois de Juillet.....	43
Figure 2.11: Demande de rafraichissement horaire en été.....	44
Figure 2.12: La machine à absorption de type	45

Figure 2.13: tour de refroidissement de type .	45
Figure 2.14: chauffage à gaz utilisé	47

Chapitre 03: Présentation et discussion des résultats obtenus.

Figure 3.1: Demande d'énergie en chauffage, en climatisation et en Eau chaude sanitaire....	51
Figure 3.2: la variation de la température durant une journée type en hiver.....	52
Figure 3.3: la variation des énergies durant une journée type en hiver.....	53
Figure 3.4: la variation de la température durant une journée type en été.....	54
Figure 3.5: la variation des énergies durant une journée type en été.....	54
Figure 3.6: Variation de la température de l'évaporateur, condenseur, tour de refroidissement..	55
Figure 3.7: variation mensuelle d'énergie et de rendement de capteur.....	56
Figure 3.8: variation mensuelle d'énergie thermique, électrique et COP de la MAB.....	56
Figure 3.9: variation mensuelle d'énergie auxiliaire et la fraction solaire.....	57
Figure 3.10: Variation des énergies utile et auxiliaire en fonction de la surface de captage....	59
Figure 3.11: Variation de la fraction solaire en fonction de la surface de captage.....	59
Figure 3.12: Variation des énergies utile et auxiliaire en fonction du volume R1.....	60
Figure 3.13: Variation de la fraction solaire en fonction du volume R1.....	61
Figure 3.14: Variation de RI en fonction de la surface de captage.....	64
Figure 3.15: Variation de RI en fonction du volume R1	64

Liste des tableaux :

Chapitre 02 : Modélisation mathématique d'un système de rafraîchissement et de chauffage solaire

Tableau 2.1: Composants TRNSYS -----	28
Tableau 2.2: Les propriétés thermo-physiques du bâtiment-----	38
Tableau 2.3: dimensions des différents éléments (murs, fenêtres) de l'enveloppe du bâtiment	38
Tableau 2.4: les différents gains internes -----	41
Tableau 2.5: Caractéristiques du capteur de type sous vide -----	42
Tableau 2.6: les caractéristiques de la MAB -----	44
Tableau 2.7: les caractéristiques d'une tour de refroidissement de type -----	45
Tableau 2.8: Les paramètres du réservoir de stockage utilisé dans la simulation. -----	46
Tableau 2.9: débits massiques des pompes P1, P2, P3, P4 -----	46
Tableau 2.10: les paramètres de l'appoint -----	47

Chapitre 03: Présentation et discussion des résultats obtenus.

Tableau 3.1: Les résultats annuels de la simulation -----	58
Tableau 3.2: le cout de fonctionnement du système-----	63

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Nomenclature

Liste des Figures

Liste des Tableaux

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre 01 : Recherches Bibliographiques.....	4
Introduction :.....	4
1. Systèmes de chauffage et refroidissement conventionnels :.....	4
1.1. Systèmes de chauffage.....	4
1.2. Systèmes de refroidissement:	5
2. Systèmes énergétiques solaires appliqués aux bâtiments.....	7
2.1. Capteurs solaires thermiques :.....	7
2.2. Système de chauffage solaire	9
2.3. Système de refroidissement solaire	10
2.4. Système Solaire combiné.....	15
3. Etat de l'art.....	19
Conclusion:.....	23
Chapitre 02: Modélisation mathématique d'un système de chauffage et de rafraichissement solaire.....	25
Introduction :.....	25
1. Système solaire étudié.....	25
1.1. Présentation du système.....	25
1.2. Principe de fonctionnement.....	26
2. Modèles des différents composants :	26
2.1. Capteur thermique (tubes sous vide)	28
2.2. Réservoir de stockage.....	29
2.3. Machine à absorption.....	30
2.4. Tour de refroidissement.....	32
2.5. Appoint.....	33
2.6. Pompes de circulation.....	34

3. Modélisation du Bâtiment	36
4. Cas d'étude	37
4.1. Description de la maison étudiée :	37
4.2. Présentation de la zone d'étude (climat méditerranéen) :	38
4.3. Données météorologiques.....	39
4.4 Profile de consommation d'ECS	40
4.5 Charges thermiques et températures de consigne.....	41
5. Dimensionnement des composants du système solaire.....	41
5.1. Capteur thermique	41
5.2. Système d'appoint.....	43
5.3. Puissance de la machine à absorption.....	44
5.4. Volume de stockage.....	46
5.5. Pompes de circulation.....	46
5.6. Puissance de l'appoint.....	47
Conclusion.....	48
Chapitre 03: Présentation et discussion des résultats obtenus	50
Introduction	50
1. Demande énergétique.....	50
2. Performance du système solaire.....	51
2.1. Résultats journaliers	51
2.2. Résultats mensuels.....	57
2.3. Résultats annuels	57
3. Etude paramétrique	58
3.1. Impact de la surface de captage	58
3.2. Impact du volume de stockage	60
4. Etude économique.....	61
4.1. Retour d'investissement	61
Conclusion.....	65
Conclusion générale.....	67
Références bibliographiques.....	69

INTRODUCTION GENERALE

L'évolution vers le mode d'utilisation de l'énergie plus respectueux de notre environnement et plus économique exige le développement d'utilisation des sources d'énergies renouvelables telle que le soleil, le vent, la biomasse, mais la ressource solaire est bien plus importante que celle de toutes les autres sources d'énergies renouvelables car ces applications sont très proche des activités quotidienne pour cela elle devrait constituer un axe majeur de toutes politique de développement durable et soutenable.

Le secteur du bâtiment représente de 30 à 40 % de la consommation totale d'énergie et une forte part des impacts environnementaux d'origine anthropique [1]. De ce fait, il présente un fort potentiel d'amélioration à la fois sur les plans énergétiques et environnementaux. Pour répondre à ces défis énergétiques et environnementaux, plusieurs éléments de solution peuvent être mis en œuvre de manière complémentaire. Du point de vue énergétique, les solutions concernent les différents maillons de la chaîne énergétique et passent par la réduction des besoins énergétiques la « sobriété », l'efficacité des équipements et l'adaptation de la chaîne énergétique aux usages. Du point de vue environnemental, les solutions sont très nombreuses et concernent notamment la rationalisation de l'utilisation des matières premières, la réduction des émissions polluantes et des déchets et le recyclage des matériaux. Ces solutions, appliquées au bâtiment, amènent à travailler simultanément sur la consommation du bâtiment, sa structure et ses divers équipements, dès la phase de conception [1].

L'Algérie pays riche en pétrole et gaz mais aussi en énergie solaire dont le potentiel énergétique dépasse les 3000h d'ensoleillement par an, pour cela elle est classée la première au monde, consciente de l'enjeu environnementale et économique de ces énergies, œuvre pour faire avancer la recherche et encourager l'investissement dans ce domaine dont l'application est basée essentiellement sur le thermique et le photovoltaïque.

L'Algérie s'est engagée sur la voie des énergies renouvelables afin d'apporter des solutions globales et durables aux défis environnementaux et aux problématiques de préservation des ressources énergétiques d'origine fossile à travers le lancement d'un programme ambitieux pour le développement des énergies renouvelables qui a été adopté par le Gouvernement en février 2011 et révisée en mai 2015. Le programme des énergies renouvelables actualisé consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de l'ordre de 22.000 MW à l'horizon 2030 pour le marché national, avec le maintien de l'option de l'exportation comme objectif

stratégique, si les conditions du marché le permettent..

L'étude que nous avons effectuée met à profit l'importance de l'énergie solaire pour satisfaire les besoins en chauffage, climatisation et l'eau chaude sanitaire.

L'objectif de ce travail est de comparer les performances énergétiques et économiques d'un système de chauffage et de rafraîchissement solaire d'un bâtiment à Alger à un système conventionnel utilisant l'énergie fossile (gaz, électricité, ...)

Notre étude comporte essentiellement trois chapitres, une introduction ainsi qu'une conclusion générale constituent l'ossature de ce travail ; le premier chapitre sera consacré à l'état de l'art et problématique. Puis le chapitre suivant consistera à la modélisation de système de chauffage et de rafraîchissement. Puis le dernier chapitre, on présente les résultats de notre simulation qui a été faite par TRNSYS et en plus d'une étude économique de notre système.



CHAPITRE 1

RECHERCHES BIBLIOGRAPHIQUES

CHAPITRE 01 : RECHERCHES BIBLIOGRAPHIQUES

Introduction :

La tendance mondiale à la réduction des émissions de gaz à effet de serre, causé par l'utilisation massive des énergies fossiles, a créé des conditions dans lesquelles l'utilisation des sources d'énergie renouvelables et les systèmes éco-énergétiques sont devenus une nécessité au développement durable. Ces dernières années, le développement technologique des équipements solaires et l'augmentation de leurs applications, particulièrement dans le secteur des bâtiments, ont entraîné une réduction considérable des coûts d'investissement des systèmes solaires. Par conséquent, l'utilisation de l'énergie solaire, comme une alternative aux énergies conventionnelles, s'est avéré une solution prometteuse. L'application de capteurs solaires thermiques pour le chauffage des locaux et la production de l'eau chaude sanitaire (ECS) est le moyen le plus courant d'intégrer la technologie solaire dans les systèmes énergétiques des bâtiments existants. [1]. En plus, la chaleur produite par ces derniers peut être utilisée d'une manière efficace pour entraîner des machines qui produisent le froid.

1. Systèmes de chauffage et refroidissement conventionnels :

1.1. Systèmes de chauffage

Le chauffage du bâtiment et la production d'eau chaude sanitaire sont généralement assurés séparément par un système de chauffage à gaz et un chauffe-eau à gaz (**figure 1.1**) ou simultanément par un chauffage central (**figure 1.2**).

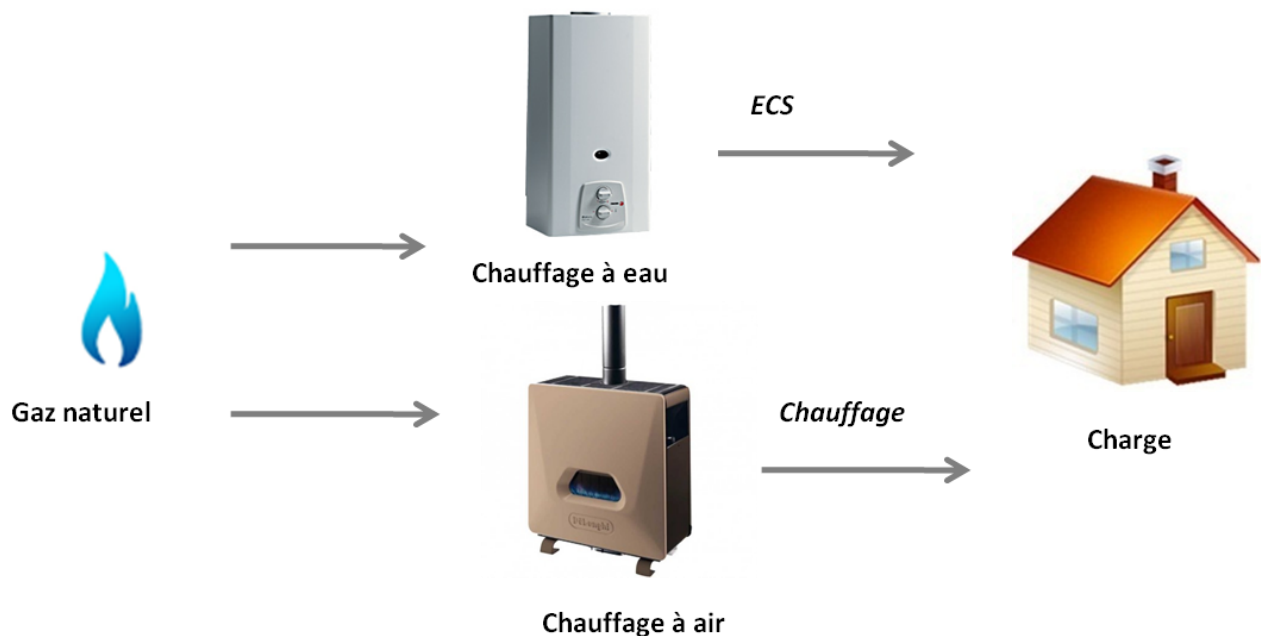


Figure 1.1: système de chauffage conventionnel

Un chauffage central d'une maison est constitué principalement d'une chaudière à gaz qui permet de produire de la chaleur et la transmise au bâtiment via des radiateurs ou un plancher, mais aussi d'alimenter le réseau d'eau chaude sanitaire.

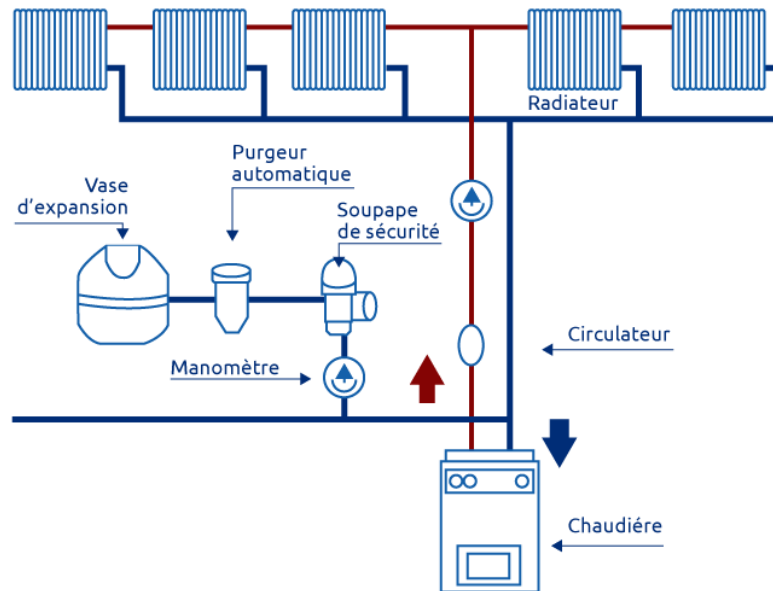


Figure 1.2: Installation de chauffage central au gaz

1.2. Systèmes de refroidissement:

Le confort thermique exigé par les occupants de bâtiments en période estivale est souvent fourni par des climatiseurs à compression mécanique de vapeur. Cette catégorie est la plus répandue, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des réfrigérateurs, des congélateurs mais aussi des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froide de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleurs réversibles [5].



Figure 1.3: système de refroidissement conventionnel.

Les Figures (1.4 et 1.5) représentent les schémas de principe et le cycle d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur.

Sur la **figure 1.5**, le moteur du compresseur de la machine frigorifique, alimenté en électricité, 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.

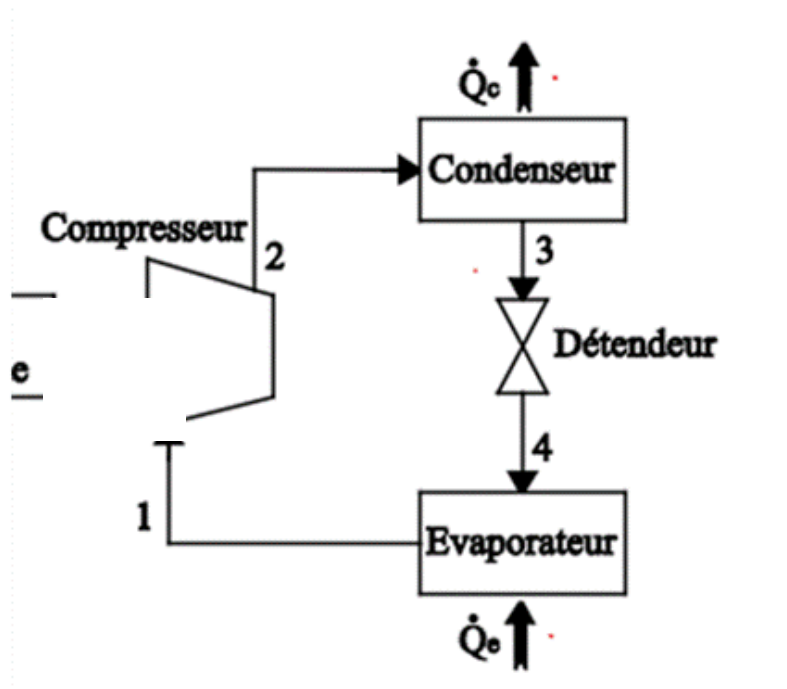


Figure 1.4: Schéma de principe d'une machine à compression de vapeur.

Le rapport entre l'énergie frigorifique produite par le système sur l'énergie électrique consommée est appelé ratio d'efficacité énergétique. Ce dernier permet de déterminer avec précision les performances des machines frigorifiques. Les valeurs obtenues sont estimées que la valeur maximale est de 3,57 pour un système avec refroidissement sur boucle d'eau et de 2,52 avec refroidissement à air.

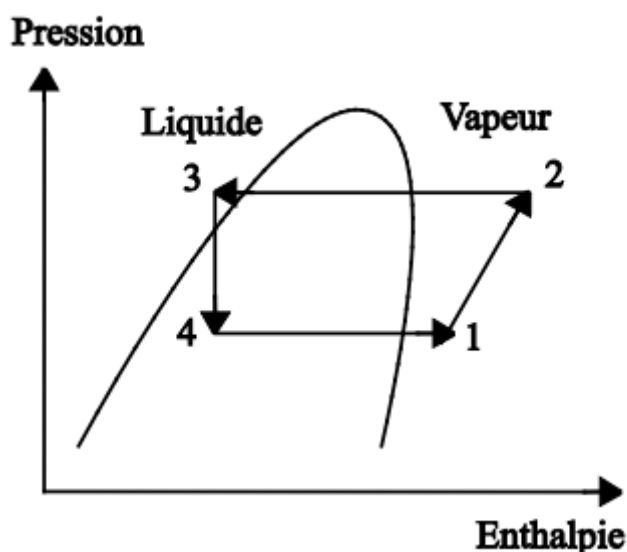


Figure 1.5: cycle thermodynamique d'une machine de rafraîchissement à vapeur.

2. Systèmes énergétiques solaires appliqués aux bâtiments

Dans le contexte énergétique actuel, les systèmes de chauffage et rafraîchissement solaires peuvent jouer un rôle important dans la réduction de la consommation de l'énergie primaire due à l'utilisation massive des systèmes de chauffage et de conditionnement d'air. Ce sont des systèmes basés sur les capteurs solaires thermiques pour la production de la chaleur, cette chaleur sert à chauffer le bâtiment en hiver et à alimenter la machine à absorption en été. Le surplus d'énergie thermique est utilisé pour la production d'eau chaude sanitaire.

2.1. Capteurs solaires thermiques :

Les capteurs solaires thermiques transforment le rayonnement solaire incident en énergie calorifique par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air...). On distingue plusieurs catégories de capteurs thermiques: les capteurs à air, plan, sous vide et à concentration...etc.

2.1.1. Les capteurs plans vitrés

Le capteur plan vitré est le plus répandu. Il est utilisé pour des applications nécessitant des températures moyennes allant de 30°C pour les capteurs à simple vitrage à 90°C pour les capteurs plans à double vitrage. La **Figure 1.6** présente le schéma de principe d'un capteur plan vitré. L'absorbeur capte l'énergie solaire et la transmette au fluide caloporteur par l'intermédiaire des tubes fixés sur sa face inférieure. Le capteur est isolé à l'arrière et sur les côtés pour limiter ses pertes thermiques. Le verre est un matériau quasi-opaque à l'infrarouge et transparent au rayonnement solaire. Ainsi, tout flux solaire traversant le vitrage se retrouve piégé, l'absorbeur émettant dans l'infrarouge. Notons que le vitrage est fixé hermétiquement d'une part pour limiter la circulation d'air entre l'absorbeur et sa face inférieure mais aussi pour éviter tout dépôt d'impureté sur l'absorbeur ou tout problème d'humidité à l'intérieur du capteur. [7]

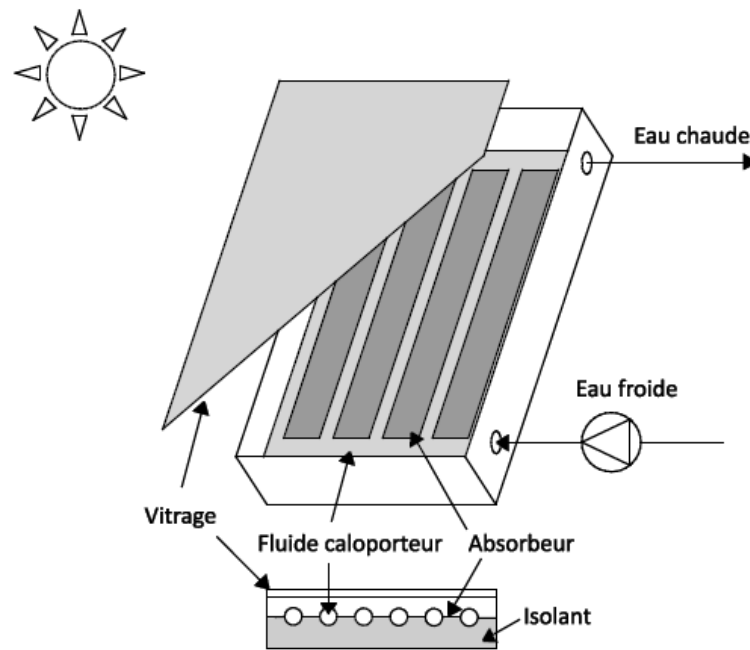


Figure1.6: Schéma de principe d'un capteur plan vitré. [7]

2.1.2. Les capteurs sous vide

On distingue les capteurs sous vide à caloduc et à circulation directe. Les tubes sous vide à caloduc utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur.

A la différence des tubes à caloduc, dans un capteur sous vide à circulation directe, le fluide caloporteur circule dans le tube sous vide, sous l'absorbeur (**Figure 1.7**). [7]

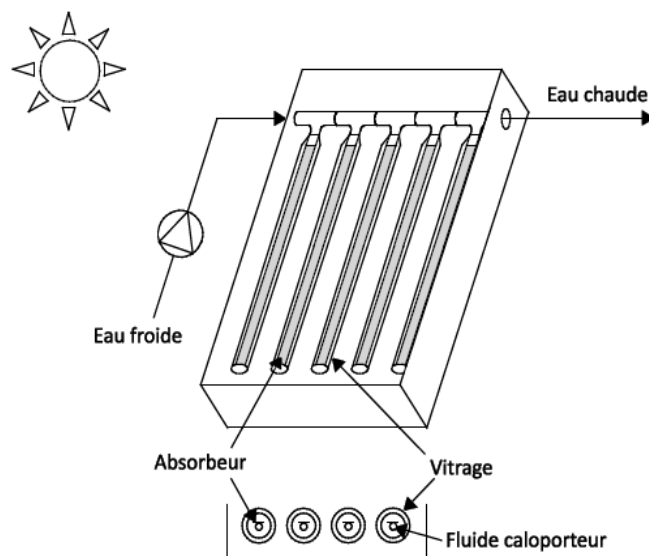


Figure1.7: Schéma de principe d'un capteur sous vide. [7]

2.2. Système de chauffage solaire

Le principe d'un système de chauffage solaire consiste à distribuer la chaleur provenant des capteurs solaires dans des radiateurs de grande surface ou dans un plancher chauffant. Le chauffage des locaux est réalisé dans les deux cas en basse température. Ces systèmes de chauffage doivent recourir à un appoint puisque l'on ne couvre jamais 100 % des besoins de chauffage. Il existe essentiellement deux types d'installations, direct et indirect.

2.2.1. Chauffage solaire indirect

Cette installation utilise un ballon de stockage solaire tampon plus ou moins important qui va permettre de continuer à chauffer le bâtiment même pendant les périodes consécutives de faible insolation. [8]

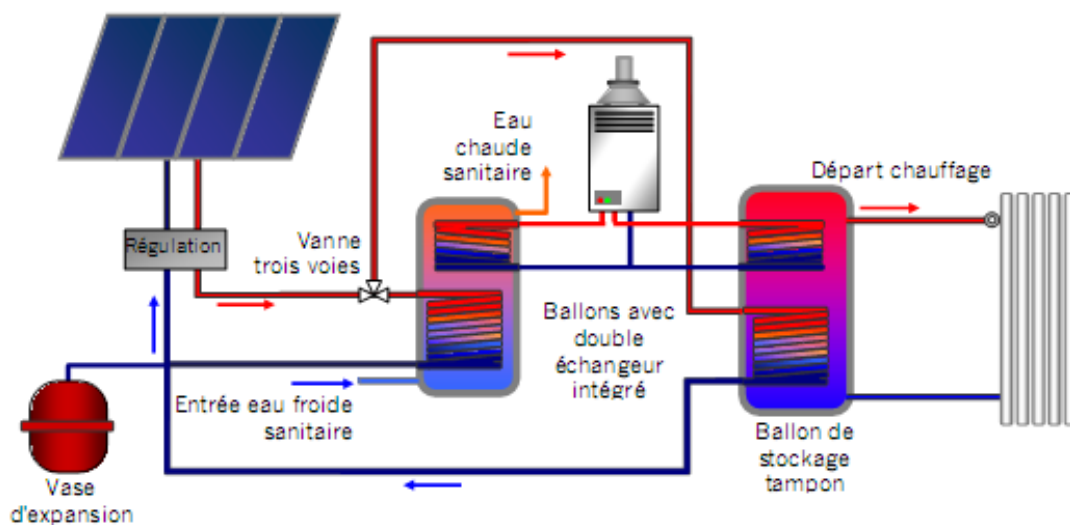


Figure 1.8: Schéma de principe du chauffage solaire indirect. [8]

2.2.2. Chauffage solaire direct

Le chauffage solaire direct ou plancher chauffant solaire est une installation qui envoie directement le fluide caloporteur provenant des capteurs solaires dans un circuit de tuyaux qui circulent dans la dalle en béton. L'inertie de cette dalle d'une épaisseur de 10 à 15 cm permet de restituer en soirée l'énergie accumulée pendant la journée. [9]

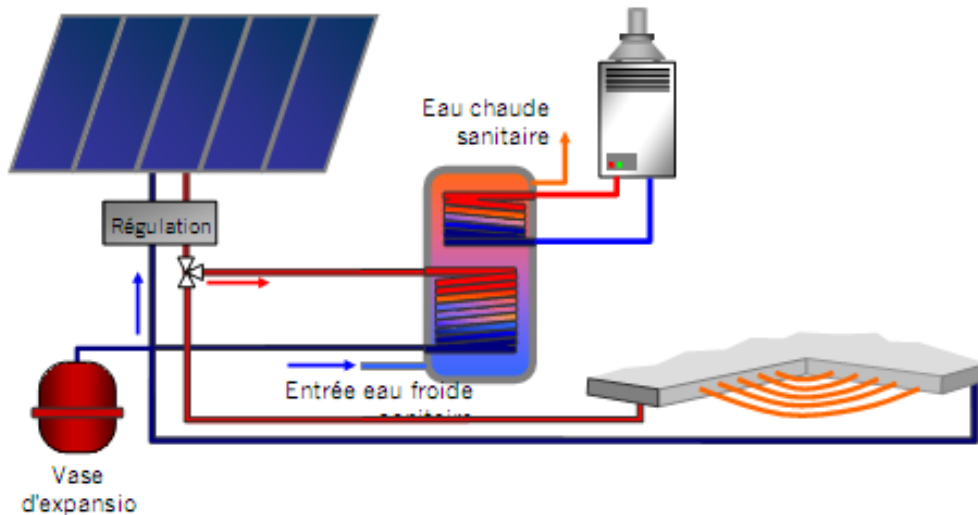


Figure1.9: schéma de principe d'une installation solaire avec chauffage direct. [8]

2.3. Système de refroidissement solaire

Le principe d'un système de rafraîchissement est simple, l'énergie calorifique délivrée par le système solaire est utilisée par des machines de production de froid ou de traitement d'air pour produire de l'énergie frigorifique permettant d'assurer le rafraîchissement des locaux (Figure 1.10). [10]

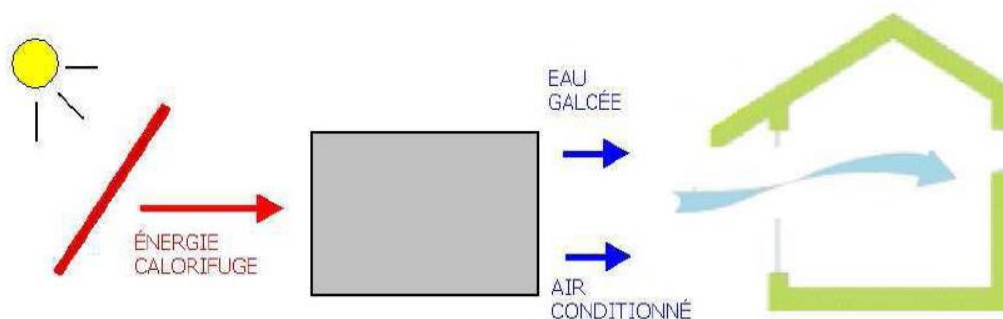


Figure1.10: schéma de principe d'une installation solaire avec refroidissement. [10]

2.3.1. Les différentes technologies de rafraîchissement solaire

Un grand nombre de procédés est envisageables grâce aux capacités des capteurs solaires thermiques existants à l'heure actuelle [19]. Parmi eux, certains procédés novateurs sont encore en développement afin d'évaluer expérimentalement ou théoriquement leurs réelles performances, le paragraphe suivant présente les principaux procédés étudiés de nos jours. Ils sont regroupés suivant deux grandes catégories les systèmes frigorifiques à cycle ouverts et ceux à cycles fermés.

a. Les systèmes frigorifiques à cycle ouverts

On parle de systèmes à cycle ouvert car dans ces procédés des échanges de matières avec l'extérieur sont réalisés. Le principe consiste à humidifier l'air à traiter dans le but d'abaisser sa température sèche. De l'eau est donc injectée dans l'air, absorbant ainsi la chaleur de celui-ci pour s'évaporer. Ce phénomène ne se conçoit que si l'air initial est suffisamment sec. Cette déshumidification préalable peut être effectuée par un matériau hygroscopique, qui peut aussi bien être liquide que solide [20, 21]

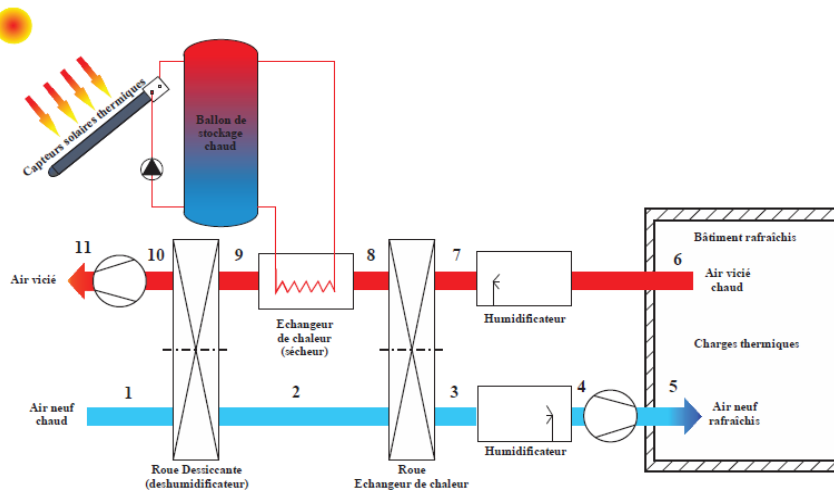


Figure 1.11: Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à cycle ouverts. [20]

b. Les systèmes frigorifiques à cycle fermés

Les cycles thermodynamiques de ces systèmes sont appelés tri-thermes car fonctionnant entre une source froide, une source chaude et un puits infini. [22] Leur schéma de principe dans le cas de leur utilisation pour du rafraîchissement solaire de bâtiment est présenté sur la Figure 1.12 Les principes de fonctionnement associés à chacun des systèmes à sorption sont présentés dans ce qui suit.

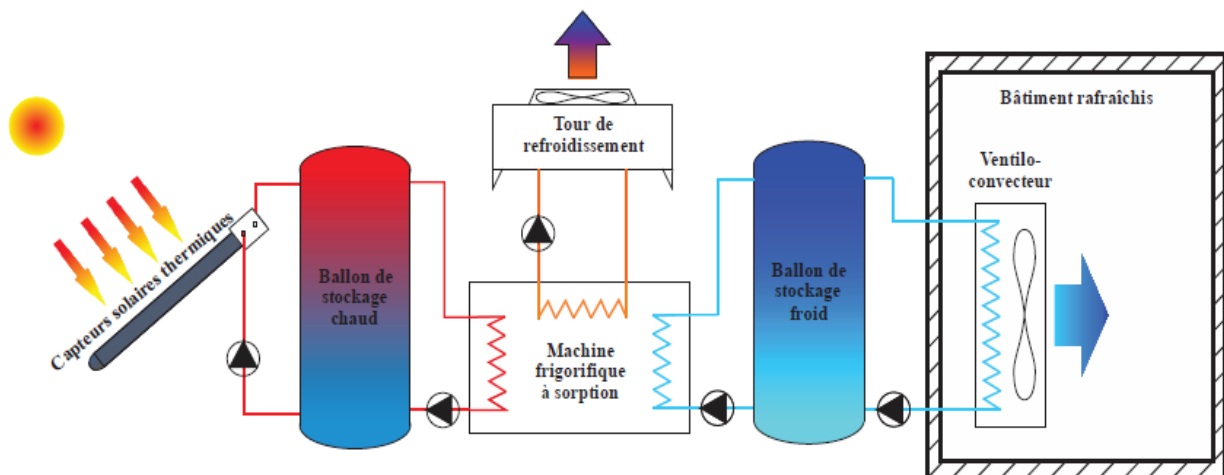


Figure 1.12: Schéma de principe des installations de rafraîchissement solaire à sorption. [22]

A)- Système à absorption :

C'est un processus de production du froid par une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever la chaleur d'un milieu pour être refroidi (source froide), puis la transférer vers un milieu externe pour être chauffé appelé source chaude. Son cycle est similaire au cycle de réfrigération par compression de vapeur, et ses composants sont les mêmes : un condenseur, un évaporateur et une soupape d'expansion. Sauf que, le compresseur est remplacé par trois éléments principaux : un absorbeur, une pompe à solution et un générateur. Sa force motrice est donc l'énergie thermique au lieu de l'énergie mécanique.

Les deux principales combinaisons réfrigérant/ absorbant les plus utilisées dans les cycles de réfrigération par absorption sont le bromure de eau/ lithium (H₂O/LiBr) et ammoniaque/ l'eau (NH₃/H₂O). [14]

La **figure 1.13** représente le schéma de principe de fonctionnement et la **figure 1.14** le cycle thermodynamique d'une machine à effet simple. Une machine à absorption est composée essentiellement par les éléments suivants:

- L'absorbeur qui est un des composants les plus critiques de la machine en matière d'efficacité mais aussi de coût et de taille. La bonne compréhension du procédé d'absorption est donc un point-clé pour l'amélioration des performances globales des machines à absorption. [15]
- Le générateur du système de réfrigération par absorption a une structure d'un échangeur de chaleur à tube et à coque avec deux entrées et trois sorties [16]. Le rôle du générateur consiste à séparer le couple du fluide de travail. Le processus de désorption génère de la vapeur à partir du fluide de travail par l'ajout de la chaleur externe.
- L'évaporateur du système de réfrigération par absorption est un simple échangeur de chaleur, chargé de refroidir l'espace en absorbant la chaleur de cet espace à travers une surface d'échange. La température d'évaporation régule le niveau de pression inférieur du système d'absorption [17].
- Le condenseur est un élément important d'un système de réfrigération. Il s'agit également d'un échangeur de chaleur, dont le rôle consiste à refroidir le réfrigérant provenant du générateur. Le processus de condensation qui consiste à transformer la vapeur en liquide. En extrayant la chaleur du vapeur, elle permet de réutiliser du réfrigérant au cycle suivant.

Pour mieux expliquer le principe de fonctionnement d'une machine à absorption, le cycle le plus simple de système de réfrigération par absorption est pris en compte, un cycle à effet unique utilise le couple de bromure de lithium (eau/LiBr) comme fluide de travail, le réfrigérant est l'eau alors que l'absorbant est le bromure de lithium.

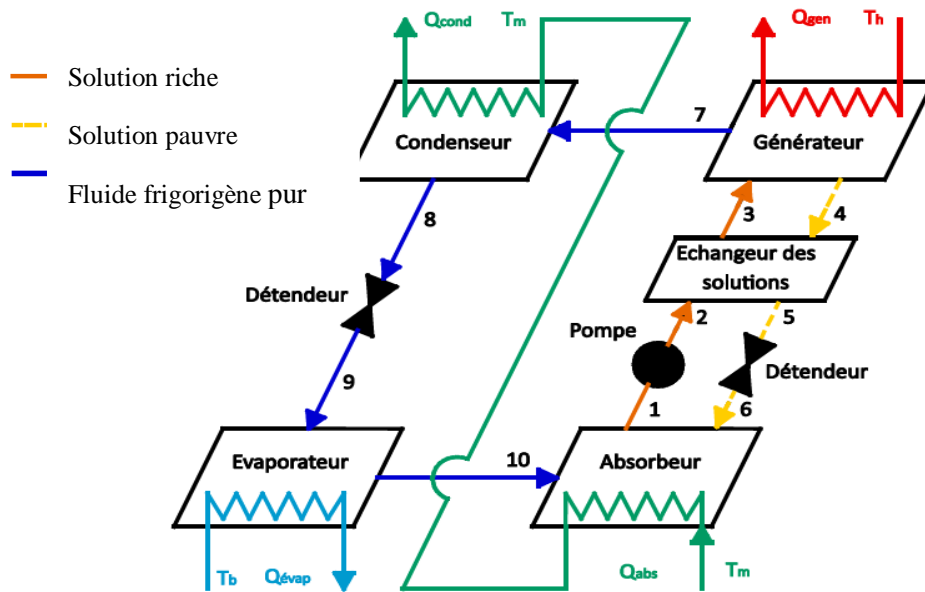


Figure 1.13: Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption liquide. [7]

Les systèmes frigorifiques à absorption sont des machines tri-thermes (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).
- **Le générateur ou désorbeur** : la solution riche en eau (3), qui constitue le 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). [1]
- **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 couple générateur/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 $Q_{évap}$ 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 . [1]
- **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 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 [23, 24].

Le rôle de la pompe de la machine est 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. 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 la détente.

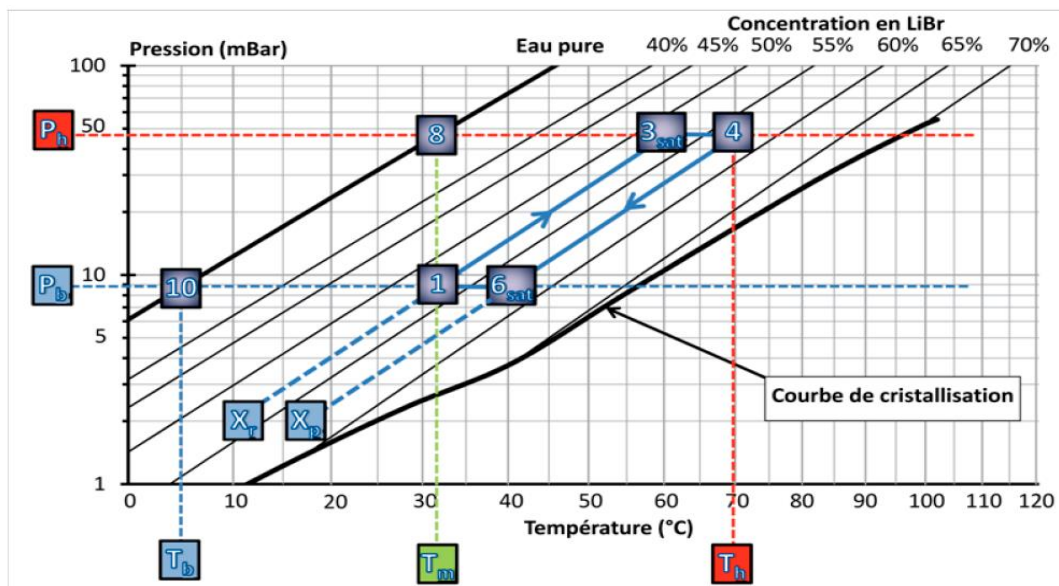


Figure 1.14: cycle thermodynamique d'une machine à absorption. [7]

B)- Système à adsorption

Le principe de base du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption reste le même que celui d'une machine à absorption, c'est à dire :

- Circulation d'un fluide frigorigène
- Evaporation du fluide avec production de froid
- Compression du fluide demandant un apport d'énergie
- Condensation du fluide avec production de chaleur

Cependant au niveau de la compression elle ne sera pas mécanique utilisant de l'électricité comme pour une machine à compression conventionnelle, mais elle sera thermochimique utilisant un apport calorifique ainsi qu'un sorbant comme pour les machines à absorption à la différence près, qu'ici le sorbant n'est pas un liquide mais un solide. Ceci nécessite quelques modifications au niveau du groupe de production de froid. [12]

Le coefficient de performance COP froid d'une machine à adsorption généralement rencontrés entre $0.4 < \text{COP froid} < 0.6$ [10]. La valeur du COP froid d'une machine à adsorption est très inférieure à celui d'une machine à compression mécanique traditionnelle. [11]

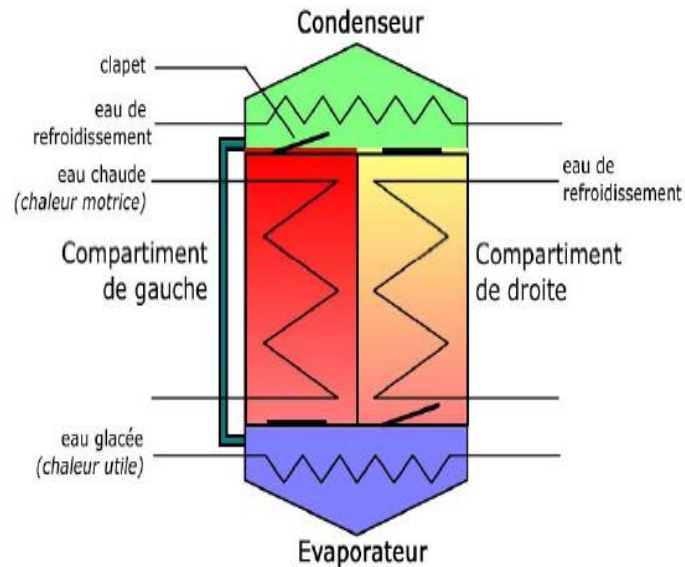


Figure 1.15: Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption. [13]

2.4. Système Solaire combiné

Les Systèmes Solaires Combinés valorisent la chaleur provenant de capteurs solaires thermiques pour le chauffage en hiver, la climatisation en été, et la production d'eau chaude sanitaire (ECS) tout au long de l'année. La figure ci-dessous présente les principaux composants qui constituent généralement ces systèmes :

des capteurs solaires thermiques qui produisent la chaleur utile parfois soutenue d'une source de chaleur d'appoint, un ballon de stockage qui peut être installé soit sur le circuit chaud (**Figure 1.16**), soit sur le circuit froid, soit sur les deux, une unité de préparation d'eau chaude sanitaire, une machine à sorption alimentée en eau chaude ($70-100^{\circ}\text{C}$), (v) un équipement de dissipation de la chaleur à température intermédiaire ($30-40^{\circ}\text{C}$) via une tour de aéro-réfrigérante (humide ou sèche) ou un autre puits de chaleur (une piscine), un réseau de distribution d'eau glacée (ventilo-convecteurs ou plafonds rafraichissants), et (vii) un réseau de distribution d'eau chaude (de préférence à basse température).[8]

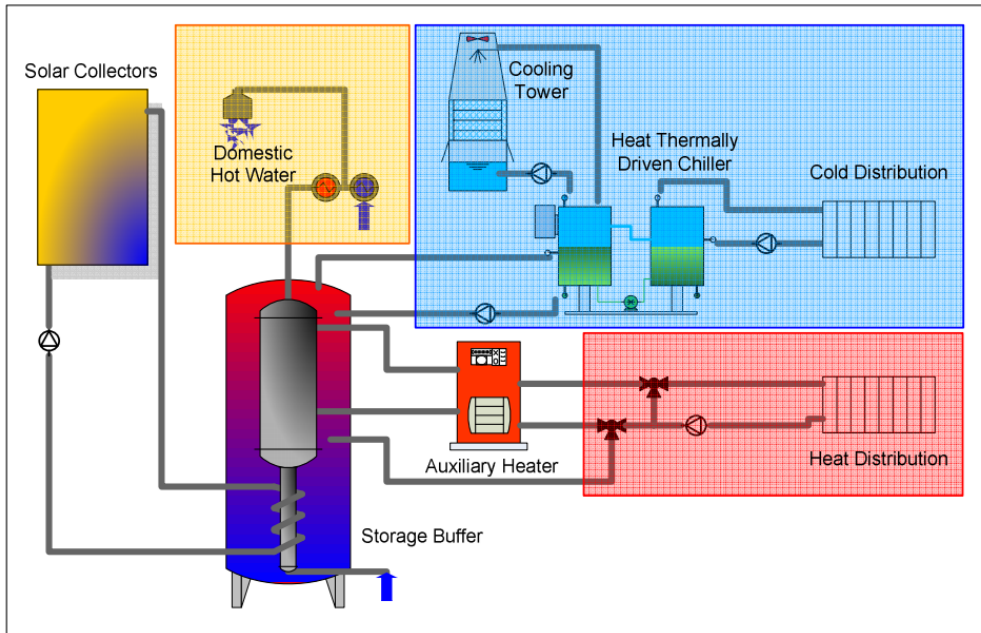


Figure1.16: Assemblage classique d'un système Solaire Combiné. [Source :EURAC]

2.4.1. Configurations d'un système solaire combiné:

Différentes configurations d'un système de chauffage et rafraichissement solaire peuvent être obtenues en fonction du type et la place du système de chauffage auxiliaire utilisé dans le système solaire, le nombre de réservoirs ...etc.

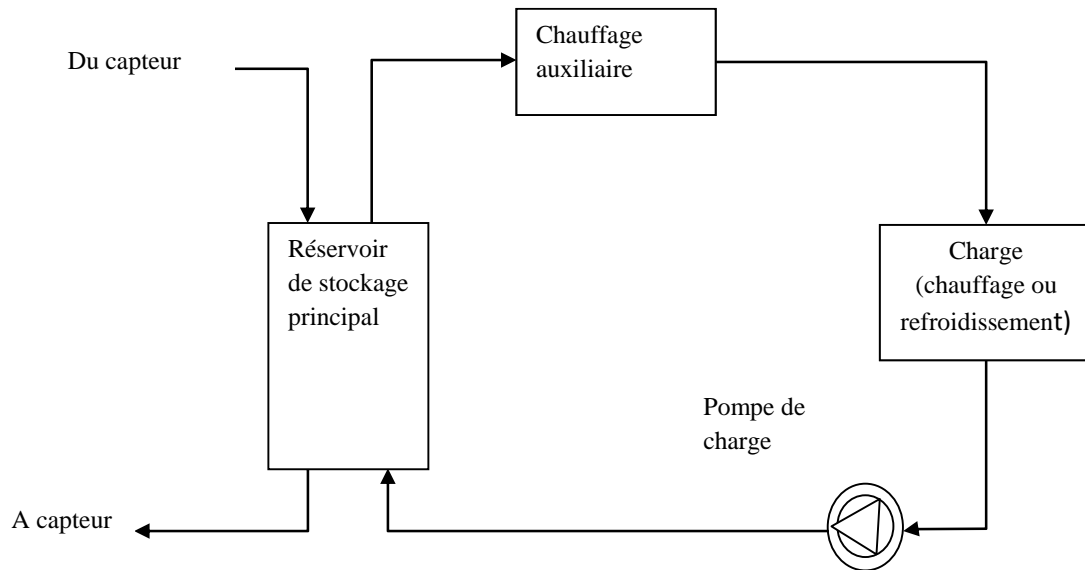
a)- En fonction de la position du système de chauffage auxiliaire :

Lorsqu'un système solaire à base d'eau est utilisé en conjonction avec un système de chauffage d'espace aquatique ou pour fournir l'eau chauffée à une unité de climatisation à absorption, le chauffage auxiliaire peut être situé dans la boucle de stockage-charge, en série ou en parallèle avec le stockage, comme illustré à (la **Figure1.17**).

- Le système de chauffage et le réservoir montés sont en série

Lorsque l'énergie auxiliaire est utilisée pour augmenter la température de l'eau chauffée à l'énergie solaire (**Figure 1.17.a**), l'utilisation maximale de l'énergie solaire stockée est atteinte lorsque la source est en série avec la charge. Cependant, cette façon de connecter l'alimentation auxiliaire a également tendance à augmenter la température du réservoir de stockage car l'eau de retour de la charge peut être à une température plus élevée que le stockage. L'augmentation de la température de stockage par l'énergie auxiliaire a pour effet indésirable de diminuer l'efficacité du collecteur. Cela dépend cependant de la température de fonctionnement du système de chauffage. Par conséquent, un système à basse température est nécessaire. Ce système a l'avantage de se raccorder facilement à un système de refroidissement des locaux comme par exemple avec un système à absorption. En utilisant ce type de système, l'énergie solaire peut être utilisée plus efficacement ; avec un système à haute température, le stockage d'eau chaude reste à haute température, ainsi les

capteurs solaires fonctionnent avec une efficacité moindre. [35]



a

- Le système de chauffage et le réservoir montés sont en parallèle :

La (**figure 1.17.b**) illustre un agencement dans lequel il est possible d'isoler le circuit de chauffage auxiliaire du stockage. L'eau de stockage chauffée à l'énergie solaire est utilisée exclusivement pour répondre à la demande de charge lorsque sa température est adéquate. Lorsque la température de stockage descend en dessous du niveau requis, la circulation à travers le réservoir de stockage est interrompue et l'eau chaude du chauffage auxiliaire est utilisée exclusivement pour répondre au chauffage de l'espace. De cette façon de connecter l'alimentation auxiliaire, l'augmentation indésirable de la température de l'eau de stockage par l'énergie auxiliaire est évitée. Cependant, il présente l'inconvénient que l'énergie solaire stockée à basse température n'est pas pleinement utilisée et que cette énergie peut être perdue à partir du stockage (par les pertes de gaine). Pour extraire autant d'énergie que possible du réservoir de stockage, les mêmes exigences pour un système à basse température doivent également s'appliquer ici. [35]

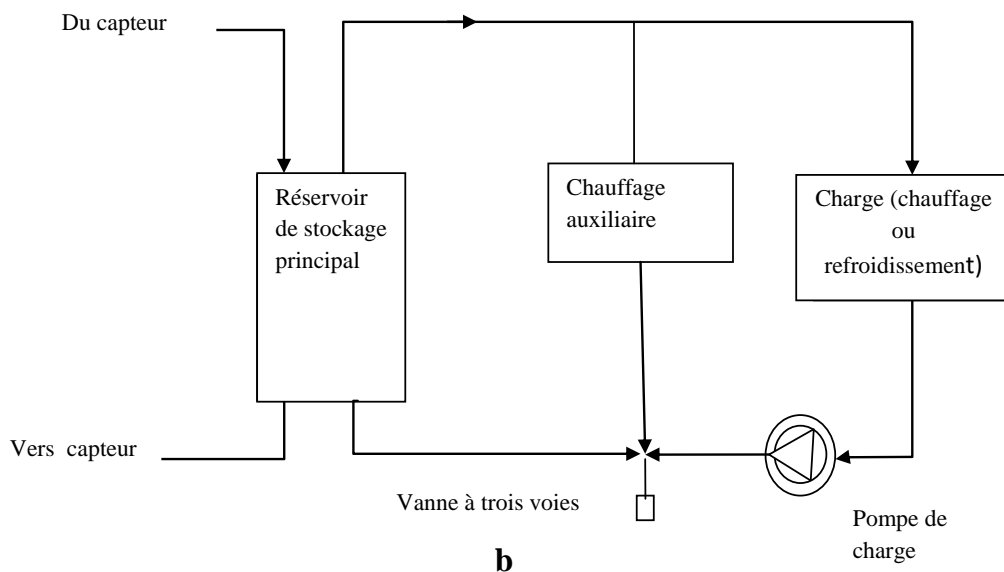


Figure 1.17: Alimentation en énergie auxiliaire dans les systèmes à base d'eau : (a) en série avec la charge et (b) en parallèle avec la charge.

b)- En fonction du type du système auxiliaire :

Le premier système utilise un système de chauffage d'appoint pour fournir l'énergie auxiliaire pour le chauffage du bâtiment en hiver et la production d'ECS durant toute l'année, en plus, l'appoint doit fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le fonctionnement de la MAB en été, **Figure 1.18**.

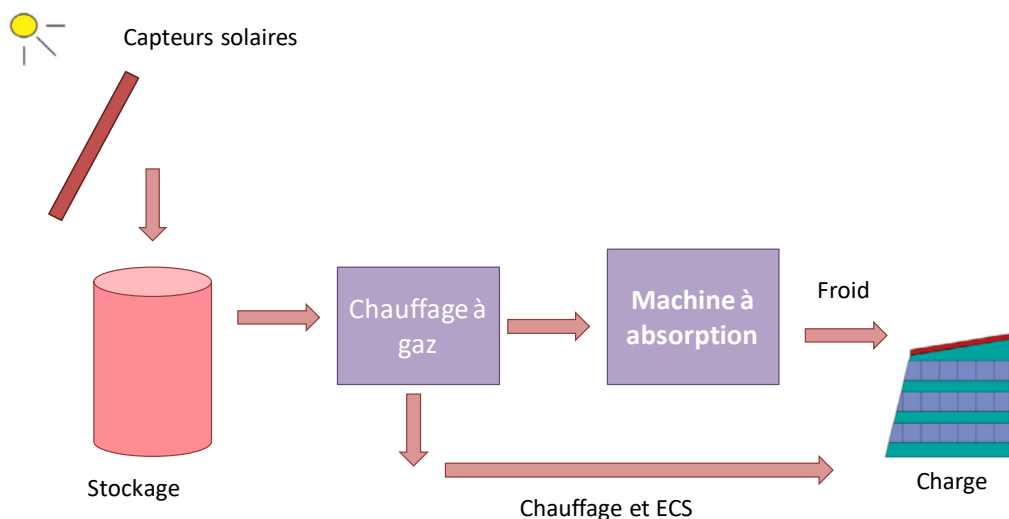


Figure 1.18: Disposition du premier système solaire.

Dans la deuxième configuration du système solaire, un système de refroidissement d'appoint est placé entre la charge et la MAB pour compléter les besoins en rafraîchissement du bâtiment. Dans ce cas, uniquement une part d'énergie est assurée la MAB. Le reste est compléter par le système d'appoint.

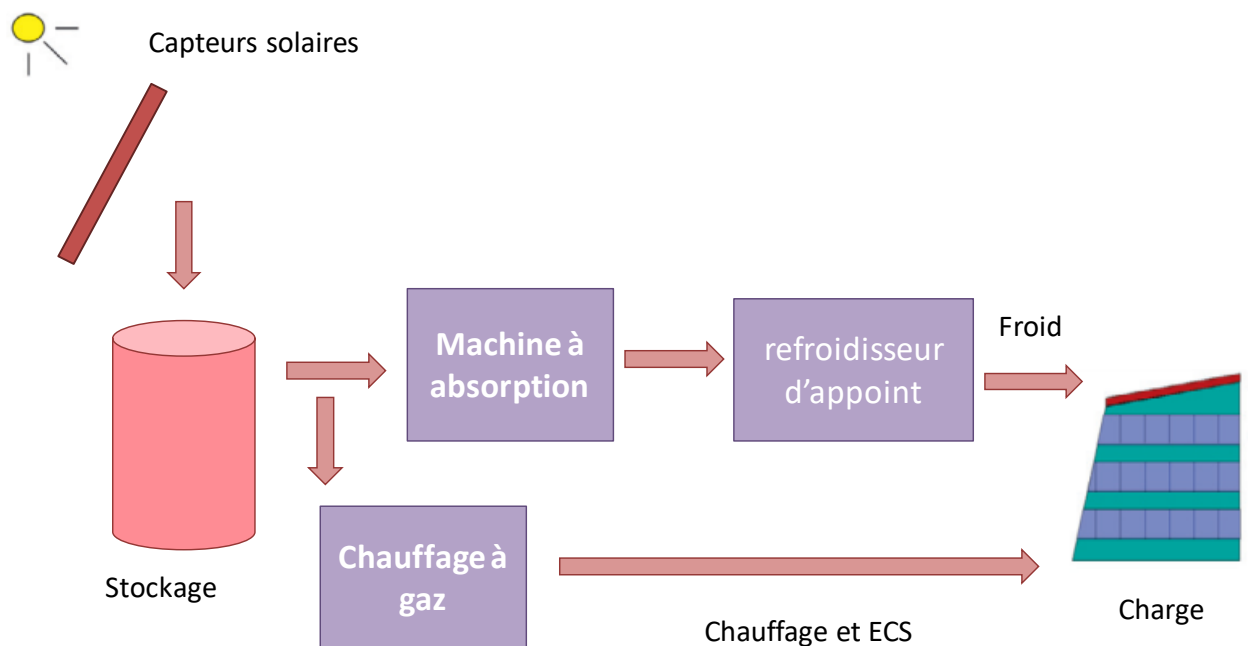


Figure1.19: Disposition du système. [30]

3. Etat de l'art

Plusieurs travaux théoriques et expérimentaux ont été faits sur les technologies des systèmes de chauffage et rafraîchissement solaires dans la littérature, mais seulement quelques travaux ont été effectués en Algérie. Dans ce qui suit, nous allons présenter quelques études parmi eux.

- **Agence Internationale d'énergie (IAE), Task 25, 1999** : a lancé un programme "Solar Heating and Cooling programme SHC, Task 25" dont le but est de réduire la consommation d'énergie primaire et les pics d'électricité dus à l'utilisation des systèmes de conditionnement d'air conventionnels. Ce programme est initié en Juin 1999 et complété en Novembre 2004.

- **N. K. Ghaddar et al. (1996)**, ont développé un programme de simulation pour étudier les performances d'un système solaire de rafraîchissement par absorption sous les conditions climatiques de Beirut. Ils ont conclu qu'un ton de réfrigérant exige au minimum 23.3m² de capteurs thermiques et un volume de stockage varie entre 1000 et 1500L. [6]

- **Floride et al. (2001)**, ont développé un modèle de simulation d'un système de rafraîchissement solaire par absorption sous les conditions climatiques de Nicosia, Cyprus. Le système est composé d'un capteur cylindro-parabolique, d'un réservoir de stockage d'eau chaude pour alimenter une machine à absorption. Les résultats d'optimisation du système montrent que le système optimisé consiste d'un capteur de 15m² et un réservoir d'un 300L. [18]

- Un travail similaire a été mené par **Assilzadeh et al. (2005)**, pour les bâtiments en Malaisie. Le système solaire inclut des capteurs à tubes sous vide pour alimenter une machine à

absorption de 3.5KW. Les résultats montrent que la surface de capteurs appropriée est de 35m orienté à 20°. [25]

- **F.Calise et al. (2010)**, ont étudié un système de chauffage et de refroidissement solaire (SHC). Le système est basé sur le couplage de capteurs à tubes sous vide avec une machine à absorption (MAB) à simple effet LiBr-H₂O, et une chaudière à gaz pour le chauffage d'appoint en hiver. Trois configurations différentes sont envisagées, dans la première configuration la surface des capteurs solaires et la capacité maximale de la MAB sont sélectionnées afin de satisfaire la charge de refroidissement maximale du bâtiment, un refroidisseur électrique à eau est utilisé en été comme système auxiliaire. La deuxième disposition est identique à la première, mais la taille du champ de capteurs solaires et la capacité la MAB sont sélectionnées afin de ne satisfaire qu'une partie de la charge de refroidissement du bâtiment. Enfin, la troisième configuration est aussi similaire à la première, mais la chaudière à gaz est également utilisée en été pour alimenter le refroidisseur à absorption, en cas de faible ensoleillement.

Les résultats sont encourageants quant au potentiel d'économie d'énergie. Au contraire, les systèmes SHC apparaissent encore loin de la rentabilité économique [30].

F.Calise. (2011), ont mené une simulation dynamique et évaluation économique d'un SHC à haute température pour différents climats méditerranéens. Le système basé sur le couplage des capteurs paraboliques (PTC) avec une MAB à deux étages ; l'énergie auxiliaire pour le chauffage et le refroidissement est fournie par un chauffage à biomasse. Une étude de cas est présentée, dans laquelle le SHC fournit le chauffage et le refroidissement des locaux et l'eau chaude sanitaire pour une petite salle universitaire, tout au long de l'année. Les résultats ont montré que la disposition du système SHC étudiée peut être compétitive pour la majorité des emplacements analysés, bien que la rentabilité économique soit plus élevée pour les climats les plus chauds. [31]

R. KHARCHI. (2012), est présenté un travail consiste à étudier le comportement thermique et énergétique d'une maison construite avec des matériaux locaux et selon les normes algériennes de construction.

Une bonne isolation de l'enveloppe ainsi que le double vitrage sont appliqués sur l'habitat étudié.

La méthode des degrés jours est utilisée pour l'analyse de la demande énergétique en chauffage et en rafraîchissement. La demande en eau chaude sanitaire est évaluée selon la méthode analytique.

Une simulation thermique sous TRNSYS 16 conforte les résultats obtenus par la méthode des degrés jours, Les apports solaires et internes sont très influents sur la consommation énergétique. [27]

K. Imessad et al. (2014), ont présenté une analyse thermique d'un prototype de bâtiment, qui a été conçu et construit selon des mesures d'efficacité énergétique pour améliorer le confort thermique intérieur, particulièrement en été.

Le prototype du bâtiment est situé à Souidania (20 km au sud-ouest d'Alger, latitude 36 7N, longitude 03 2E). L'emplacement est caractérisé par un climat méditerranéen tempéré. Les résultats démontrent que la demande d'énergie de refroidissement est plus affectée par les valeurs de transmission thermique que par la masse thermique de l'enveloppe, on constate que la combinaison de la ventilation naturelle et des dispositifs d'ombrage horizontaux améliore le confort thermique des occupants et réduit considérablement la demande d'énergie de refroidissement. [28]

Smaili. Kh, (2015) a étudié un système de rafraîchissement solaire composé d'une machine à absorption (MAB) utilisant le couple (LiBr/H₂O) comme un fluide de travail, et couplée à des capteurs solaires plans. L'étude a montré que le coefficient de performance, COP, du système devient constant après une valeur nominale de la température du générateur, ce qui explique clairement que l'utilisation d'un capteur plan suffira pour notre système. La simulation de la MAB, nous montre que le capteur plan peut assurer les températures désirées par le générateur de la machine à absorption. [33]

A. Arsalis et Andreas N. Alexandrou (2015), ont proposé un système SHC pour des applications résidentielles unifamiliales dans des climats chauds. Le système est appliqué à Nicosie, à Chypre, un endroit avec des conditions estivales prolongées, où la demande de chauffage est modérée, tandis que la demande de refroidissement des locaux est comparativement très élevée. La méthode f-chart est utilisée pour modéliser le système. Le système est comparé, par une analyse des coûts, à un système de pompe à chaleur électrique (EHP). Il a été constaté que la combinaison optimale du système consiste d'une surface de captage et d'une capacité de stockage de 70 m² et 2000 L, respectivement. L'analyse de sensibilité a montré que le système SHC serait défavorable pour concurrencer la technologie EHP, si le coût du capteur solaire est supérieur à 360 \$/m². [32]

K.F. Fong et C.K. Lee (2015), ont étudié l'efficacité technique d'un système SHC pour un bâtiment résidentiel typique dans la région subtropicale de Hong Kong. Étant donné que le chauffage de l'eau était nécessaire pour l'approvisionnement en ECS plutôt que pour le chauffage des locaux, un système SHC séparé ou intégré pourrait être envisagé. Grâce à une simulation dynamique sur toute l'année, il a été constaté que la fourniture intégrée pourrait avoir une économie d'énergie primaire annuelle de 13,5 % par rapport à la fourniture séparée. [2]

S. Bahria et al (2016), ont effectué une étude paramétrique d'un système de chauffage et de rafraîchissement solaire (SHC) par absorption dans différents climats de l'Algérie. Une comparaison est faite entre deux types de construction situés dans trois régions algériennes; le premier représente une construction typique en Algérie, tandis que le second est un bâtiment à Haute Performance Énergétique (HPE), représentant le projet pilote appelé ECO-BAT. Les dispositions du système comprennent une machine à absorption à simple effet activé par la chaleur générée par des capteurs solaires plats et stockée dans un réservoir de stockage. Les résultats indiquent qu'en comparaison à une construction conventionnelle la demande

énergétique d'un bâtiment à HPE est considérablement réduite (12 %, 44 % et 22 % pour Alger, Djelfa et Tamanrasset, respectivement). Dans tous les cas, la fraction solaire atteint plus de 45% lorsque les paramètres optimaux du système solaire sont appliqués. [34]

A. Shirazi et al, (2016) ont présenté des analyses énergétiques, économiques et environnementales (3E) de quatre configurations de systèmes de chauffage et de refroidissement solaires (SHC) basés sur le couplage de capteurs à tubes sous vide avec une MAB. Dans la première configuration (SHC1), un système de chauffage à gaz est utilisé comme système de secours, tandis qu'une machine à compression mécanique (MAC) est utilisée comme système de refroidissement auxiliaire dans la deuxième configuration (SHC2). Les troisième et quatrième configurations (SHC3 et SHC4) sont similaires à SHC2, mais la taille du refroidisseur à absorption est réduite à 50 % et 20 %, respectivement. Les résultats montrent que l'économie d'énergie primaire la plus élevée est réalisée par SHC2, conduisant à une fraction solaire de 71,8 % et à une économie d'énergie primaire de 54,51 % par rapport à un système de conditionnement d'air conventionnel de référence. [3]

S. Longo et al (2017) ont étudié un système utilisant une machine à adsorption (MAD) dans différents climats européens. Les systèmes solaires ont été simulés dans TRNSYS et comparés à un système conventionnel utilisant une MAC. Les résultats ont montré que la durée de vie du système est un paramètre clé : pour une durée de vie de 10 ans, le système conventionnel meilleur que celui basé sur les énergies renouvelables pour presque tous les sites. Cependant, si une durée de vie plus longue est atteinte (15 ou 20 ans), les systèmes solaires présentent un avantage environnemental dans presque toutes les conditions climatiques. [4]

K. Kaci et al. (2018), ont étudié une installation solaire multifonction (eau chaude sanitaire et rafraîchissement) en utilisant le logiciel TRANSYS en régime dynamique. Des capteurs sous vides ont été utilisés pour alimenter une machine à absorption. Pour l'eau chaude sanitaire, la fraction solaire moyenne annuelle obtenue est de l'ordre de 72%, tandis que la fraction solaire pour le rafraîchissement est 50%. [29]

B. Delač et al (2018) ont présenté la conception et l'analyse des performances d'un système SHC. La conception spécifique du système offre la possibilité d'utiliser la chaleur résiduelle de la MAB pendant la période pour le préchauffage d'ECS. Les données de simulation ont montré des performances satisfaisantes du système SHC; 55% de l'énergie solaire irradiée totale est utilisée dans les capteurs solaires, le rapport d'efficacité de la MAB saisonnier mesuré est de 0,68 et les coûts de fonctionnement sont de 0,0225 € par kWh d'énergie frigorifique produite. En plus, 53% de la chaleur dissipée au niveau du condenseur et l'absorbeur peut être récupérée, réduisant ainsi le coût d'énergie par 15%. [1]

Conclusion:

La technique du solaire thermique est applicable au chauffage des habitations, à la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou encore au rafraîchissement des habitats. Dans le présent chapitre, une revue sur le fondement théorique et les travaux de recherche réalisés dans ce domaine a été faite. Cette partie d'étude a permis d'avoir une idée sur les différentes configurations de système de chauffage et de rafraîchissement solaires.

CHAPITRE 2

MODÉLISATION MATHÉMATIQUE D'UN SYSTÈME DE CHAUFFAGE ET DE RAFFRAICHISSEMENT SOLAIRE

CHAPITRE 02: MODELISATION MATHEMATIQUE D'UN SYSTEME DE CHAUFFAGE ET DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE**Introduction :**

Un système de chauffage et de rafraîchissement produit simultanément l'énergie thermique pour le chauffage en hiver, pour le rafraîchissement en été et pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) durant toute l'année. L'intégration de tels systèmes solaires dans ce secteur peut contribuer fortement à la réduction de sa consommation énergétique. Dans ce sens, dans ce chapitre nous allons modéliser un système solaire pour répondre à une part des besoins énergétiques d'une maison typique en Alger. D'abord, le système solaire et les modèles mathématiques de ses différentes composantes sont présentés. Puis, la maison étudiée est présentée et modélisée dans le but d'établir son bilan énergétique. Enfin, en se basant sur la demande énergétique de la maison, les principaux éléments de l'installation solaire sont dimensionnés.

1. Système solaire étudié**1.1. Présentation du système**

Le système solaire étudié est schématiquement présenté dans la Figure 2.1. Ce système se compose essentiellement de :

- Un champ de capteur solaire à tubes sous vide.
- Un ballon de stockage pour l'eau chaude
- Une machine à absorption
- Un tour de refroidissement à circuit fermé
- Quatre pompes de circulation à vitesse fixe pour la boucle (eau chaude (ECH), l'eau de refroidissement (ER), l'eau glacée (EG), l'eau du circuit solaire(EC))
- Le bâtiment étudié

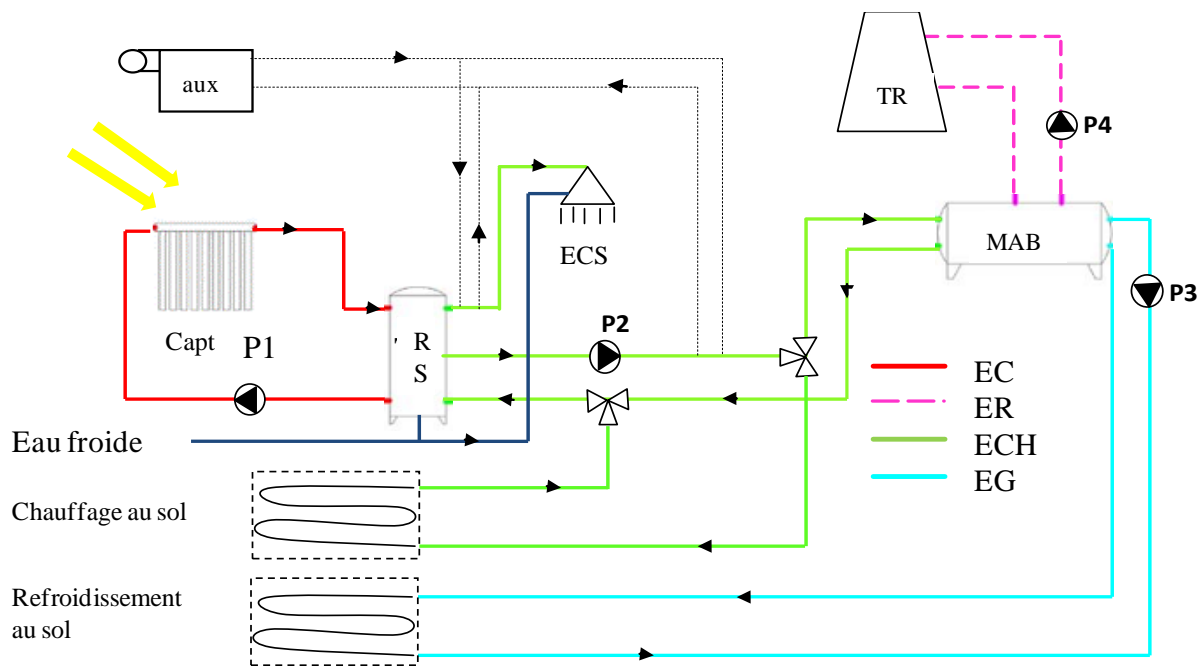


Figure 2.1: Schéma du système de chauffage et de rafraîchissement solaire étudié.

1.2. Principe de fonctionnement

Les rayonnements solaires incidents sur le capteur solaire augmentent la température de l'eau du capteur, ce dernier est transporté au réservoir à l'aide de la pompe du circuit solaire P1, où il cède son énergie thermique à l'eau et augmente sa température.

En été, lorsque la température intérieure de la maison monte au-dessus de la température de consigne de rafraîchissement (25°C), alors l'eau chaude aspirée par la pompe du circuit solaire, P2, atteint la machine à absorption (MAB) qui produit l'eau glacée nécessaire pour le refroidissement de la maison. Une tour de refroidissement à circuit fermé est utilisée pour évacuer la chaleur dégagée par la MAB.

Pendant la saison de chauffage, l'eau sortant du réservoir est pompée par la pompe du circuit de chauffage, P2 directement au plancher chauffant du bâtiment.

En cas de besoin d'ECS, l'eau froide est entrée en bas du réservoir pour se chauffer et transférer vers l'utilisateur. En cas où l'énergie thermique fournie par les capteurs thermiques est insuffisante, un appoint (un chauffage à gaz) est utilisé pour compléter la chaleur nécessaire pour l'ECS (45°C), le chauffage de la maison (55°C) et le fonctionnement de MAB (85°C).

2. Modèles des différents composants :

Les composants du système solaire décrits précédemment sont simulés à l'aide de TRNSYS. La simulation comprend des modèles de composants simulés à l'aide de types TRNSYS standard. Dans ce qui suit, les

modèles de simulation sont brièvement résumés, en accordant une attention particulière aux variables utilisées comme paramètres de synthèse/conception dans l'optimisation ultérieure.

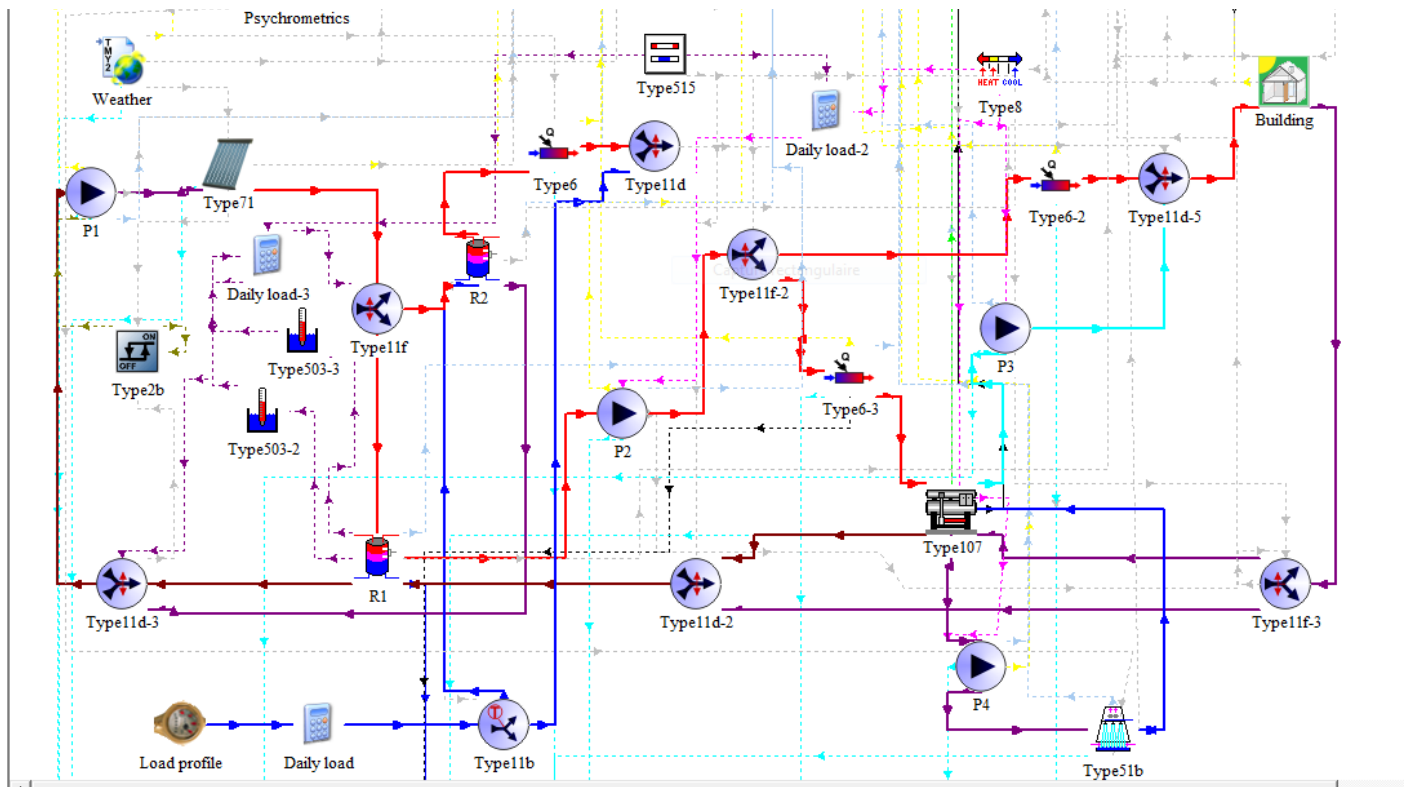


Figure 2.2: Modèle du système solaire sous TRNSYS

Composant	Type	Composant	Type
Un capteur thermique sous vide	Type 71	Appoint	Type 6
Réservoir de stockage	Type60	thermostat de réservoir	Type 503
Tour de refroidissement	Type51	Machine à absorption	Type 107
Régulateur (on /off)	Type2b	Profil de consommation d'eau	Type14b
Pompe de circulation	Type114	thermostat de la maison	Type8

Données climatiques	Type 15	Période de chauffage et de rafraîchissement.	Type115
Diviseur	Type11f	Mélangeur	Type11d
Vanne à trois voix	Type11b	Maison	Type 56
Afficheur de résultats	Type65		

Tableau 2.1: Composants TRNSYS

2.1. Capteur thermique (tubes sous vide)

L'efficacité thermique des capteurs est calculée à l'aide de l'équation Hottel–Whillier–Bliss. [36]

$$\eta_{capt} = \frac{\phi_u}{A_{capt} \cdot I_g} = F_R \cdot (\tau_\alpha)_e - F_R U_g \cdot \frac{T_{fluide} - T_{amb}}{I_g} \quad (2.1)$$

Éq. (2.1) peut être écrite pour un capteur sous vide:

$$\eta_{capt} = a_0 - a_1 \frac{(T_{fluide} - T_{amb})}{I_g} - a_2 \frac{(T_{fluide} - T_{amb})^2}{I_g} \quad (2.2)$$

Les valeurs de a0, a1 et a2 sont disponibles pour tout capteur testé selon les normes ASHRAE ou européennes. [36]

2.2. Réservoir de stockage

Un réservoir de stockage d'énergie sensible est modélisé par le Type 60 qui modélise un réservoir à stratification thermique solaire. [30]

$$M_i C_p \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i m_H C_p (T_H - T_{int}) + \beta_i m_b C_p (T_b - T_{int}) + UA_i (T_{amb} - T_{int}) + \Gamma_i \quad (2.3)$$

On pose :

$$\Gamma_i = \gamma_i C_p (T_{i-1} - T_i) \quad \text{Si } \gamma_i > 0 \quad (2.4)$$

$$\Gamma_i = C_p (T_i - T_{i+1}) \quad \text{Si } \gamma_i < 0 \quad (2.5)$$

Le coefficient α_i est égal à 1 si le $i^{\text{ème}}$ segment correspond au sommet du réservoir, sinon est égal à 0, de même, β_i est égal à 1 si le $i^{\text{ème}}$ segment correspond au bas de réservoir, sinon vaut 0. La fonction de commande γ_i est définie comme suit :

$$\gamma_i = m_H \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - m_b \sum_{j=i+1}^N \beta_j \quad (2.6)$$

Le volume de stockage est choisi en fonction de la surface du capteur thermique, selon l'équation suivante :

$$V_{R1} = \frac{\phi_{vs} A_{capt}}{1000} \quad (2.7)$$

2.3. Machine à absorption

Une machine à absorption LiBr–H₂O (bromure de lithium) à eau chaude à simple effet (MAB) a été prise en compte. Le composant est simulé selon le modèle TRNSYS Type 107.

La quantité d'énergie qui doit être retirée du flux d'eau réfrigérée afin d'apporter de sa température d'entrée à la température de consigne est donnée par [37]:

$$Q_{evap} = m_{EG} C_{pEG} (T_{EG,ent} - T_{EG,cons}) \quad (2.8)$$

Q_{deg} : Quantité d'énergie dégagée pour atteindre la température de consigne. [kJ/hr]

L'élimination d'énergie requise est ensuite divisée par la capacité de la machine (paramètre 1) pour déterminer la fraction de la charge de conception à laquelle la machine doit fonctionner.

$$f_{capacité,nom} = \frac{Q_{deg}}{C_{Ref}} \quad (2.9)$$

$f_{capacité,nom}$: Fraction de la capacité nominale à laquelle la machine fonctionne actuellement. [0-1]

C_{Ref} : Capacité de refroidissement nominale de l'appareil. [kJ/hr]

La capacité de la machine à un instant donné est donnée par l'équation suivante [37]:

$$Capacité = f_{pliene\ capacité\ de\ CH\ arg\ e} \cdot f_{capacité,nom} \cdot capacité_{ref} \quad (2.10)$$

$f_{pliene\ capacité\ de\ CH\ arg\ e}$: Fraction de la pleine capacité de charge de l'appareil pendant le fonctionnement dans les conditions actuelles. [Égale 0 ou 1]

$f_{capacité,nom}$: Fraction de la capacité nominale de l'appareil pendant le fonctionnement dans les conditions actuelles. [Égale 0 ou 1]

L'énergie fournie au refroidisseur par le flux d'eau chaude peut être calculée à l'aide de l'équation :

$$\dot{Q}_{gen} = \frac{capacité_{nom}}{COP_{nom}} f_{EN,conception,ent} \quad (2.11)$$

$Q_{E,CHaude}$: Énergie dégagée du flux « eau chaude ». [kJ/hr]

COP_{nom} : Coefficient de performance nominal de la machine

$f_{ent,conception,ent}$: Fraction de l'énergie de conception Entrée actuellement requise par la machine. [0-1]

La température de sortie du courant d'eau chaude est alors [37] :

$$T_{Eau,CHaude,sortie} = T_{Eau,CHaude,entrée} - \frac{Q_{Eau,CHaude}}{m_{Eau,CHaude}Cp_{Eau,CHaude}} \quad (2.12)$$

La température de sortie d'eau glacée, qui doit être la température de consigne mais peut être supérieure si la machine est limitée en capacité, est alors calculée comme suit :

$$T_{EG,sortie} = T_{EG,entrée} - \frac{MIN(Q_{deg,capacité})}{m_{EG}Cp_{EG}} \quad (2.13)$$

$T_{EG,sortie}$: Température du fluide sortant du flux "eau glacée ". [°C]

$T_{EG,entrée}$: Température du fluide entrant dans le flux "eau glacée ". [°C]

m_{EG} : Débit massique du fluide du flux « eau glacée ». [kg/hr]

Cp_{EG} : Chaleur spécifique du fluide du flux « eau glacée ». [kJ/kg.K]

Pour que l'énergie s'équilibre dans l'appareil, le rejet d'énergie vers le flux d'eau de refroidissement est donné par l'équation :

$$Q_{Eau.Ref} = Q_{evap} + Q_{gen} + Q_{aux} \quad (2.14)$$

$Q_{Eau.Ref}$: Énergie ajoutée au flux « eau de refroidissement ».

Q_{EG} : Énergie dégagée du flux « eau glacée ».

Q_{aux} : (Energie auxiliaire) Consommation d'énergie des parasites (pompes à solutions, commandes, etc.)

Enfin, la température du flux d'eau de refroidissement sortant peut être calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$T_{Eau.Ref,sortie} = T_{Eau.Ref,entrée} + \frac{Q_{Eau.Ref}}{m_{Eau.Ref}Cp_{Eau.Ref}} \quad (2.15)$$

$T_{Eau.Ref,sortie}$: Température du fluide sortant dans le flux « eau de refroidissement ». [°C]

$T_{Eau.Ref,entrée}$: Température du fluide entrant dans le flux « eau de refroidissement ». [°C]

$m_{Eau.Ref}$: Débit massique du fluide du flux « eau de refroidissement ». [kg/hr]

$Cp_{Eau.Ref}$: Chaleur spécifique du fluide du flux « eau de refroidissement ». [kJ/kg.K]

Le coefficient de performance de la machine à absorption (COP) est :

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{aux} + Q_{gen}} \quad (2.16)$$

2.4. Tour de refroidissement

Une tour de refroidissement en circuit fermé est simulée par le type 51b. Le fluide de travail circule dans un circuit qui est physiquement séparé de l'air ambiant et de l'eau de processus.

Le débit massique d'air du tour de refroidissement, capacité de refroidissement et le débit massique d'eau froid est calculé à l'aide des éléments suivants [30, 37] :

$$\begin{aligned} m_a &= 2.5m_{p4} \\ m_{n,TR} &= 0.3375m_{p4} \\ m_{ERef} &= \left(1 + \frac{1}{COP_{MAB}}\right)m_{p4} \end{aligned} \quad (2.17)$$

L'énergie thermique évacuée par le tour de refroidissement est s'écrit :

$$Q_{TR} = \varepsilon_a m_a (h_{a,eau,ent} - h_{a,ent}) \quad (2.18)$$

2.5. Appoint

Le chauffage d'appoint (chaudière au gaz naturel, Type 6 en bibliothèque TRNSYS) n'est activé que lorsque son amont la température de l'eau est inférieur à un point de consigne fixe. L'énergie thermique fournie par l'auxiliaire augmente la température du fluide de travail jusqu'à la valeur souhaitée, c'est-à-dire la valeur minimale sélectionnée pour activer de la MAB ou celle requise pour le chauffage des locaux (hiver) ou la préparation d'ECS.

La capacité nominale de l'auxiliaire (C_{aux}) est calculée par [30]:

$$C_{aux} = f_{aux} \frac{Q_{MAB}}{COP_{MAB}} \quad (2.19)$$

La quantité de chaleur nécessaire pour augmenter la température du fluide jusqu'à la température de consigne est de [30]:

$$Q_{aux} = \dot{m} C_p (T_{cons} - T_{ent,aux}) \quad (2.20)$$

La température de sortie du fluide est :

$$T_{sortie,aux} = T_{ent,aux} + \frac{C_{aux}}{m_{aux}C_p} \quad (2.21)$$

$T_{sortie,aux}$: La température de sortie de fluide. [°C]

$T_{ent,aux}$: La température d'entrée du fluide. [°C]

\dot{m}_{aux} : Débit massique de l'auxiliaire. [kg/h]

2.6. Pompes de circulation

Quatre pompes de circulation sont incluses dans le système, les pompes sont simulées avec le Type 114. Leurs modèles de simulation sont basés sur les bilans énergétique et massique. La chaleur transférée de la pompe au fluide, en considérant que le moteur est situé à l'extérieur de la vanne du fluide, est calculée comme suit [37]:

$$Q_{fluid} = P \eta_{moteur} (1 - \eta_{pompe}) \quad (2.22)$$

La chaleur transférée à l'environnement est calculée par :

$$Q_{ambient} = P(1 - \eta_{moteur}) \quad (2.23)$$

La température de sortie de la pompe est de :

$$T_{p,sortie} = T_{p,ent} + \frac{Q_{fluid}}{m_p C_p} \quad (2.24)$$

La puissance absorbée par la pompe à un instant donné est :

$$P = P_{nominale} \cdot \eta_{moteur} \quad (2.25)$$

La consommation électrique des pompes sera d'un ordre de grandeur inférieur aux demandes électriques du tour de refroidissement et la machine à absorption.

Le débit massique de la pompe P3, du circuit de chauffage est lié à la demande de refroidissement du bâtiment, en supposant une différence de température nominale de 5 °C entre les flux d'eau entrant et sortant du bâtiment pendant la saison de refroidissement [30], c'est-à-dire :

$$\dot{m}_{p_3} = \frac{Q_{CH\ arg e\ max\ de\ maison,\ été}}{Cp_{fluid}\Delta T_n} \quad (2.26)$$

\dot{m}_{p_3} : Le débit massique de la pompe P3. (kg/hr)

$Q_{CH\ arg e\ max\ de\ maison,\ été}$: Énergie thermique maximale de la maison en été. (kJ/hr)

Cp_{fluid} : La capacité spécifique du fluide (kJ/kg .K)

ΔT_n : Différence de température nominale. (°C)

Le débit massique nominal pour P1 est lié à la valeur sélectionnée pour la surface capteur thermique, selon l'équation suivante :

$$\dot{m}_{p_1} = \phi_{p_1} A_{capt} \quad (2.27)$$

\dot{m}_{p_1} : Le débit massique nominal pour P1. (kg/hr)

ϕ_{p_1} : Le débit massique par surface de capteur. (40 kg/hr.m2)

A_{capt} : La surface de captage. (m²)

Le débit massique de P2 dépend du coefficient de performance nominal (COP) de la machine à absorption, MAB, et peut être calculé comme suit :

$$\dot{m}_{p_2} = f_{p_2} \frac{\dot{m}_{p_3}}{COP_{MAB}} \quad (2.28)$$

\dot{m}_{p_2} : Le débit massique de P2. (kg/hr)

f_{p_2} : Facteur de conception sans dimension.

\dot{m}_{p_3} : Le débit massique nominal pour P3. (kg/hr)

COP_{MAB} : Coefficient de performance nominal de la machine à absorption

La même procédure est utilisée pour estimer le débit d'eau dans la tour de refroidissement (pompe P4), qui doit dissiper la chaleur produite par les processus de condensation et d'absorption dans la MAB :

$$\dot{m}_{p_4} = f_{p_4} \dot{m}_{p_3} \left(1 + \frac{1}{COP_{MAB}} \right) \quad (2.29)$$

\dot{m}_{p_4} : Le débit massique nominal pour P4. (kg/hr)

f_{p_4} : Facteur de conception sans dimension.

\dot{m}_{p_3} : Le débit massique nominal pour P3. (kg/hr)

3. Modélisation du Bâtiment

La maison étudiée est modélisée par le Type 56 (sous-programme TRNBuild) afin d'estimer les charges de refroidissement et de chauffage. La maison est considérée comme une seule zone. Ce type nous permet de définir les dimensions des éléments de l'enveloppe (murs, fenêtres, toiture, plancher) et leurs caractéristiques thermo-physiques. Le plancher chauffant est modélisé comme une couche active.

Utilisation d'un logiciel de simulation thermique, TRNBuild en transférant le projet étudié sur ce logiciel, puis l'importer sur TRNSYS

Le bilan thermique de la maison peut être prédit avec précision en se basant sur la modélisation dynamique des différents flux échangés au niveau d'un volume d'air, comme suit :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{surf} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{gain} \tag{2.30}$$

Où

Q_{surf} – Flux de chaleur convectif de toute la surface intérieure

$$Q_{surf} = h_c \rho_a C p_a (T_{mur,i} - T_{int}) + h_c \rho_a C p_a (T_{plancher} - T_{int}) + h_c \rho_a C p_a (T_{toit} - T_{int}) \tag{2.31}$$

Avec $i=1, 2, 3, 4$.

Q_{inf} – Gain d'infiltration du flux d'air extérieur

$$Q_{inf} = \dot{m}_{inf} \rho_a C p_a (T_{ext} - T_{int}) \tag{2.32}$$

Q_{vent} – Les gains de ventilation provenant du système HVC

$$Q_{vent} = \dot{m}_{vent} \rho_a C p_a (T_{vent} - T_{int}) \tag{2.33}$$

Q_{gain} – Gains internes de convection (occupation, éclairage et appareils électroménagers)

$$Q_{gain} = h_c \rho_a C p_a (T_{personne} - T_{int}) + h_c \rho_a C p_a (T_{eclairage} - T_{int}) + h_c \rho_a C p_a (T_{appareils} - T_{int}) \tag{2.34}$$

4. Cas d'étude

4.1. Description de la maison étudiée :

La maison étudiée dans ce projet est une maison individuelle située à Alger, sa superficie totale est de 80m².

Elle est composée de :

- Deux chambres.
- Une cuisine.
- Un hall.
- Une salle de bain.
- Un séjour.

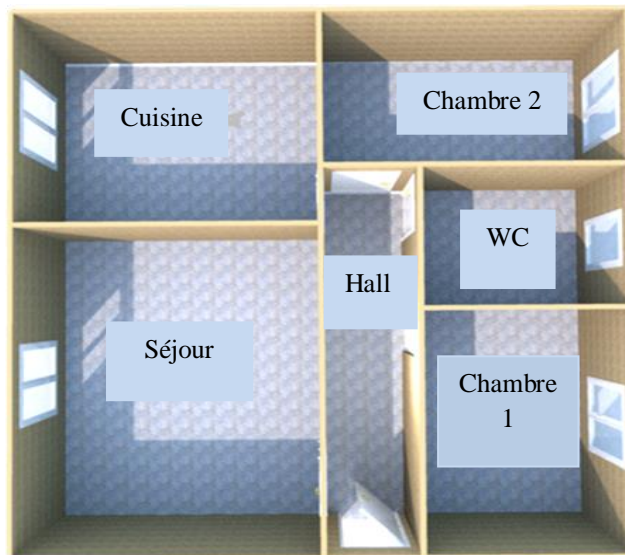


Figure 2.3: Plan d'aménagement de la maison

Dans notre cas, l'enveloppe de la maison (murs extérieurs, plancher et plafond) est isolée. En plus, les fenêtres sont en double vitrage dont la surface est de 80m². On suppose que l'orientation de maison est Nord-Sud pour capter mieux le rayonnement solaire en hiver, d'une part et améliorer la ventilation naturelle en hiver. Les propriétés thermo-physiques du bâtiment sont présentées dans le **Tableau 2.2** :

Élément	Composition	Epaisseur (m)	Valeur de U [W/(m ² K)]
Mur extérieur	Brique creuse	0.12	0.428
	Polystyrène	0.05	
	Brique creuse	0.10	
	Plâtre	0.015	
Toit extérieur	Polystyrène	0.10	0.369
	Béton lourd	0.10	
	Hourdis	0.10	

	Plâtre	0.02	
Plancher	Béton lourd	0.20	0.459
	Polystyrène	0.05	
	Ciment	0.10	
	Carrelage	0.02	
Fenêtre	Double vitrage		2.83

Tableau 2.2: Les propriétés thermo-physiques du bâtiment

Façade	Surface (m ²)	Fenêtre	Surface (m ²)
<u>Sud</u>	<u>28</u>	<u>Sud</u>	<u>4.2</u>
<u>Nord</u>	<u>28</u>	<u>Nord</u>	<u>2.8</u>
<u>Est</u>	<u>22.4</u>	<u>Est</u>	<u>0</u>
<u>West</u>	<u>22.4</u>	<u>West</u>	<u>0</u>

Tableau 2.3: dimensions des différents éléments (murs, fenêtres) de l'enveloppe du bâtiment

4.2. Présentation de la zone d'étude (climat méditerranéen) :

L'Algérie occupe une vaste étendue territoriale, sa superficie dépasse les deux millions de Km². Plus de 4/5 de sa superficie est désertique. D'où une large variété géographique et climatique allant du littoral au désert. La classification climatique en Algérie permet de distinguer quatre zones principales : [38]

- Zone A : Littoral marin ;
- Zone B : Arrière littoral montagne (Atlas tellien),
- Zone C : Hauts plateaux ;
- Zone D : Présaharien et saharien.

La ville d'ALGER, montré par la **figure 2.4**, dont la Longitude : 3.3° et Latitude : 36.46°, appartient à la zone A, elle se situe dans la partie nord centrale du pays, dans la zone géographique du Littoral marin

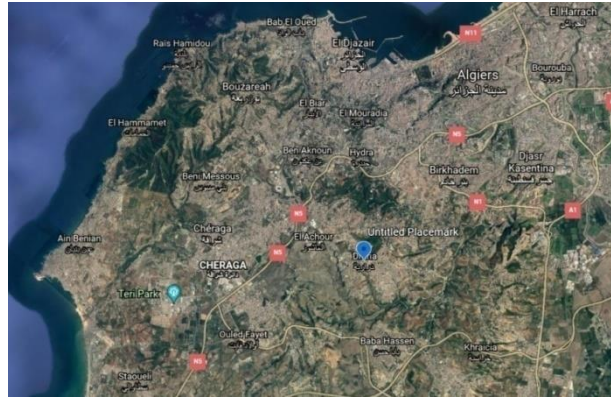


Figure 2.4: Situation géographique de la ville d'Alger. [39]

4.3. Données météorologiques

Pour le potentiel solaire de la zone d'Alger, nous avons utilisé des données météorologiques les plus représentatives des conditions locales. Une base de données du logiciel Météonorm7 et modélisées par TYPE109. La variation du rayonnement solaire moyen mensuel est donnée par la **figure 2.5** :

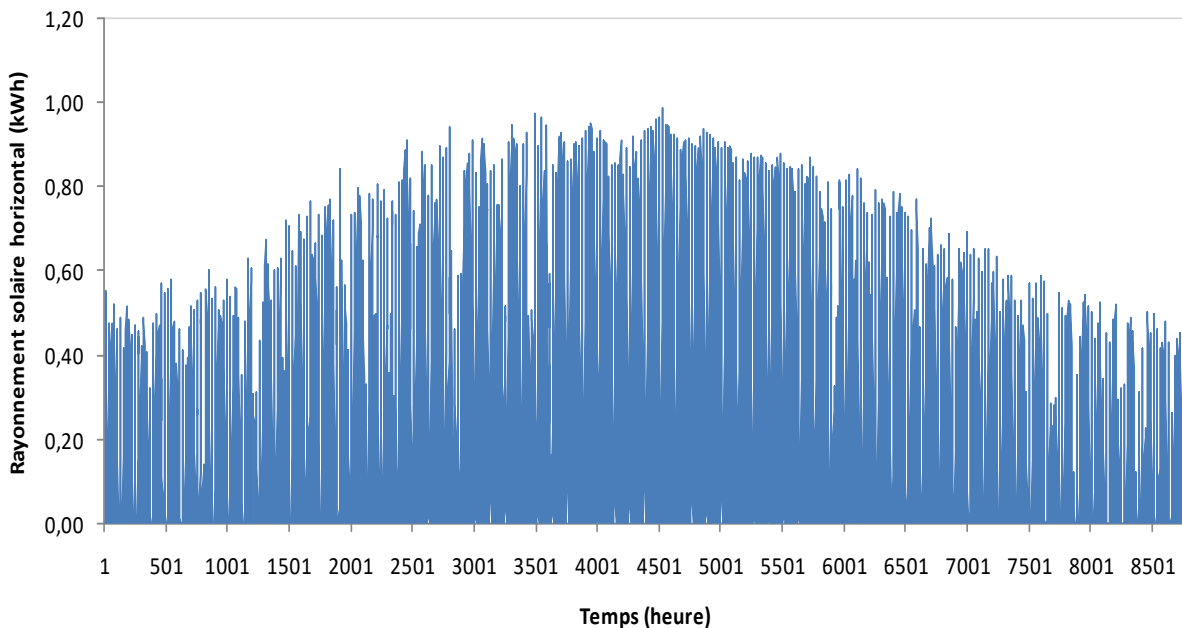


Figure 2.5: Variation du rayonnement solaire horizontal journalière. [40]

Ce graphe montre le rayonnement solaire sur un plan horizontal. On remarque que les rayonnements est minimum au mois de Janvier et Décembre ($400\text{Wh}/\text{m}^2$). Un maximum est observé pour le mois de Juin et Juillet avec des valeurs de $1000\text{Wh}/\text{m}^2$. On peut dire aussi que c'est des valeurs très encourageantes.

La variation des valeurs horaire de la température ambiante durant une année est donnée par la **figure 2.6** :

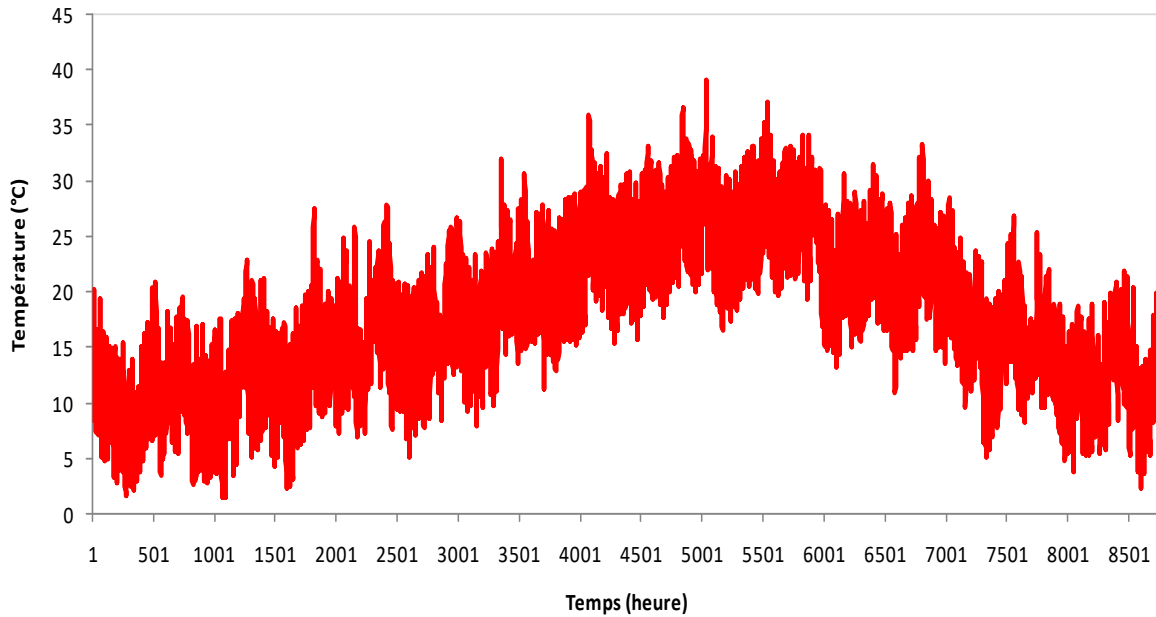


Figure 2.6: Variation de la température journalière. [40]

La température journalière varie entre 3 à 16°C en hiver et entre 20 à 40°C pour la saison d'été. On observe un écart plus ou moins régulier durant toute l'année. Un pic est observé au mois de Juillet avec une température de 40°C.

4.4 Profil de consommation d'ECS

On suppose que la maison soit occupée par une famille de 4 personnes, chaque personne consomme 50L par jour. Le système solaire doit fournir l'eau chaude sanitaire à une température de 45 degrés. L'eau froide de la ville est estimée à 15°C. Le profil de consommation horaire journalier dans une semaine type est présenté dans la **figure 2.7**. On suppose que ce profil est le même durant toute l'année.

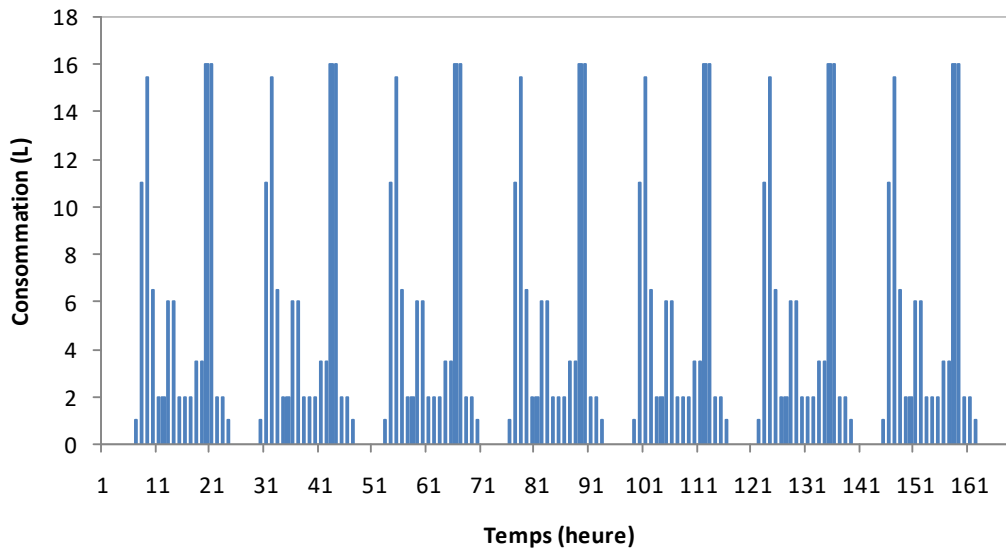


Figure 2.7: Profil de consommation horaire d'ECS durant une semaine type.

4.5 Charges thermiques et températures de consigne

Les gains internes ont un impact non négligeable sur la demande énergétique de la maison. Dans le Tableau 2.4, est présentés les différents gains internes qui sont dus à la chaleur dégagée par les personnes, les appareils, et l'éclairage.

Volume (m ³)		244
Surface habitable (m ²)		80
Débit de renouvellement d'air (Vol/h)		0.6
Température de consigne (°C)	Chauffage	20
	Refroidissement	25
Gains internes	Personne (W/pers)	100
	Éclairage (W/m ²)	55
	Appareils (W)	230

Tableau 2.4: les différents gains internes

5. Dimensionnement des composants du système solaire

5.1. Capteur thermique

Un capteur thermique de type sous vide est utilisé dans la simulation dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau 2.5.

Paramètre	Valeur	unité
Surface brute	2.77	[m ²]
Inclinaison	20a 70	[°]
Rendement du capteur	0.76/0.8 1	-
Poids à vide	52	[Kg]
Nombre de tube	20	
Temperature	90-120	[°C]

Tableau 2.5: Caractéristiques du capteur de type sous vide

Afin d'estimer la surface de captage requise pour répondre aux besoins de la maison étudiée, des simulations préliminaires sont effectuées en comparant la quantité d'énergie produite par les capteurs de différentes surfaces par les besoins totaux (chauffage, rafraichissement et ECS).

D'après la **figure 2.8**, notre système solaire doit avoir 24 m² de surface pour répondre au besoin de la maison étudiée, soit environs 8 capteurs thermiques.

$$Q_{capt} = Max \left[\frac{Q_{ECS} + Q_{MAB} + Q_{pertes}}{\eta_{capt} \times \eta_{MAB}}, \frac{Q_{ECS} + Q_{CH} + Q_{pertes}}{\eta_{capt}} \right] \tag{2.35}$$

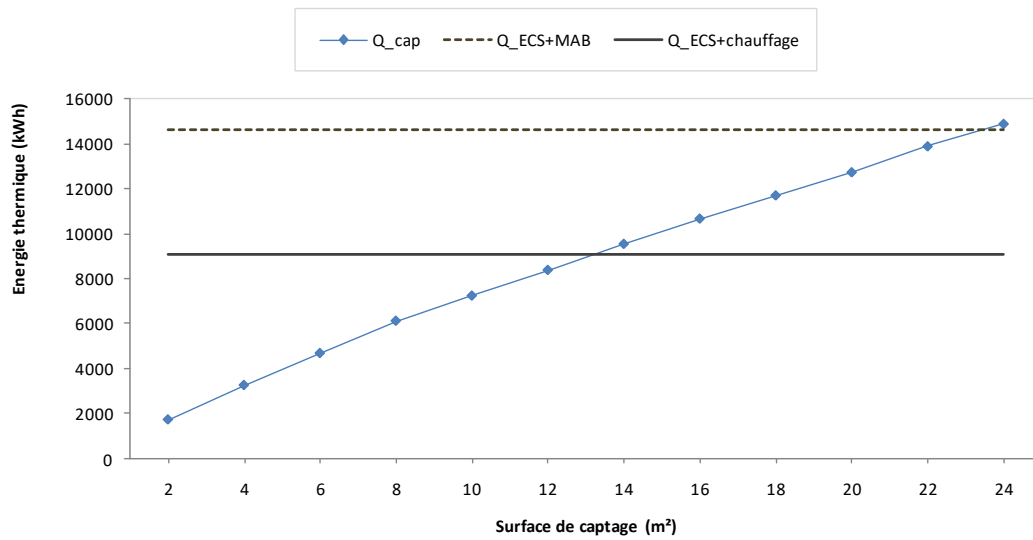


Figure 2.8: la demande énergétique de chauffage, refroidissement et ECS.

5.2. Système d'appoint

Pour déterminer la taille du système de chauffage auxiliaire, on considère la demande en chauffage et en ECS durant le mois le plus froid de l'année (Janvier) et l'énergie thermique que doit fournir le système d'appoint pour le bon fonctionnement de la MAB. D'après les figures (2.9 et 2.10), la taille du système d'appoint est 2kW pour le chauffage, 6kW pour la MAB et 1 kW pour ECS. Donc, un système de chauffage d'appoint de 8kW est sélectionné pour fournir la quantité d'énergie auxiliaire pour répondre aux besoins de la maison étudiée.

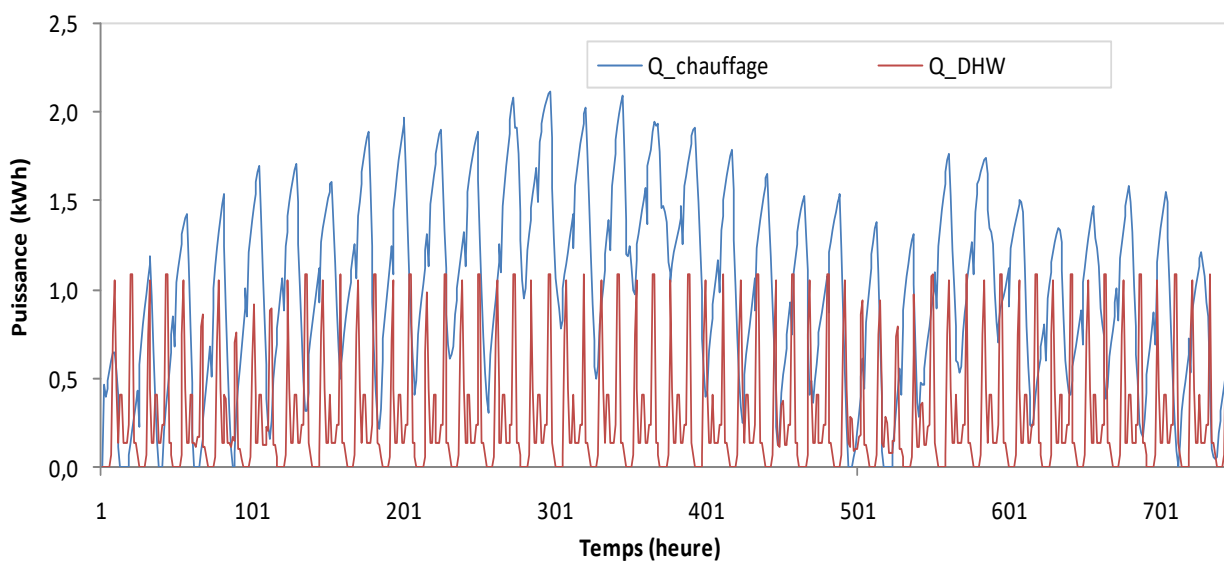


Figure 2.9: Variation de la puissance de chauffage et d'ECS durant le mois de janvier

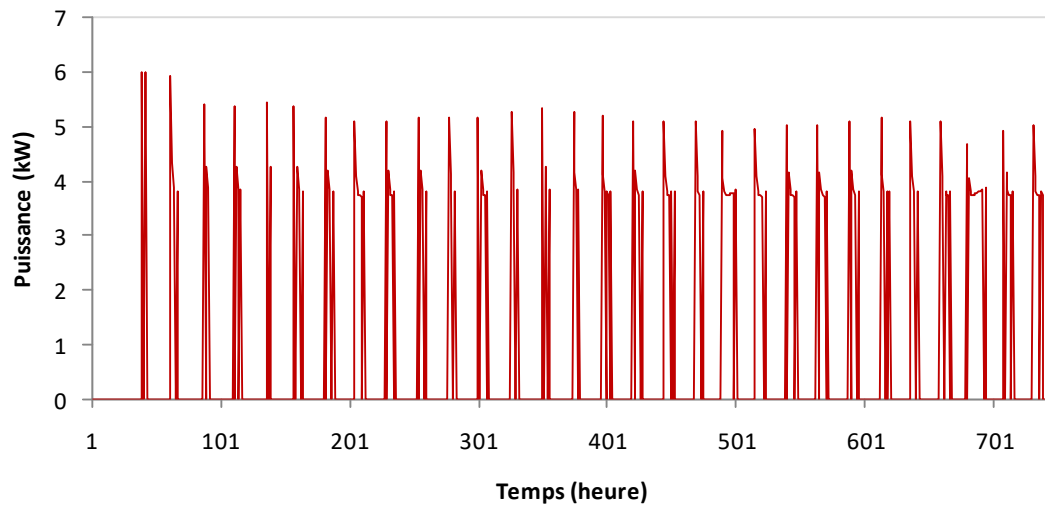


Figure 2.10: Energie thermique nécessaire pour la fonction de la MAB durant le mois de Juillet

5.3. Puissance de la machine à absorption

La puissance de la machine à absorption est choisie en fonction de la demande maximale horaire de rafraîchissement. La Figure présente la variation de la demande de rafraîchissement durant le mois le plus chaud de l'année (Juillet). D'après la **Figure 2.11**, une machine à absorption de 2 kW doit être considérée. Dans notre cas, nous avons choisi une MAB de 10 kW.

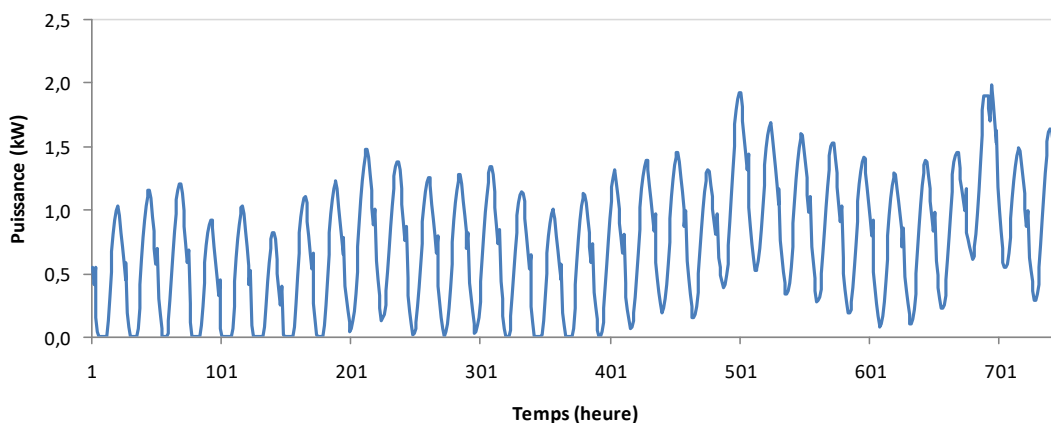


Figure 2.11: Demande de rafraîchissement horaire en été

Une machine à absorption de 10 kW est considérée dont les caractéristiques sont données dans le Tableau 2.6

Paramètre	Caractéristique
Phase du sorbant	Liquide
Couple réfrigérant / absorbant habituellement utilisés	Eau / Bromure de lithium
Capacité frigorifique	10 kW – 5 MW
Coefficient de performance	0,6 – 0,75 (simple effet)
Température de fonctionnement	70 – 110 °C
Capteurs solaires	Capteurs sous vide ou plans

Tableau 2.6: les caractéristiques de la MAB



Figure 2.12: La machine à absorption.

Une tour de refroidissement dont les caractéristiques sont données dans le Tableau 2.6.

Puissance W	0.75
Poids Kg	300
Capacité de refroidissement m ³ /h	10
Type de refroidissement	Contre-courant
Tension V	220-480
Capacité m ³ /h	5-60

Tableau 2.7: les caractéristiques d'une tour de refroidissement.

Une tour de refroidissement est représentée par la **figure 2.13**.



Figure 2.13: tour de refroidissement.

5.4. Volume de stockage

Le volume de stockage du réservoir est choisi en fonction de la taille du capteur thermique. Comme indiqué dans la précédente. Un volume de stockage de 700 L est considéré. Ce dernier peut être optimisé par simulation (paragraphe suivante). Les caractéristiques du réservoir utilisé sont présentées dans le Tableau 2.8.

Paramètre	Valeur	Unité
Type	stratifié	-
Volume	700	Litre
Hauteur	1.25	M
Coefficient de perte thermique	0.694	W/m ² .K
Densité du fluide	1000	kg/m ³
Chaleur spécifique	4.19	kJ/kg.K

Tableau 2.8: Les paramètres du réservoir de stockage utilisé dans la simulation.

5.5. Pompes de circulation

Le **Tableau 2.9** présente les débits massiques des différentes pompes de l'installation solaire.

	Débit	Unité
P1	900	Kg/h
P2	700	Kg/h
P3	400	Kg/h
P4	1000	Kg/h

Tableau 2.9: débits massiques des pompes P1, P2, P3, P4

5.6. Puissance de l'appoint

Chauffage à gaz : puissance en fonction de la charge maximale (Eau chaude sanitaire ; chauffage et machine à absorption)

Type de l'appoint : **Chaudière à Gaz .**



Figure 2.14: chauffage à gaz utilisé

Les caractéristiques de cet appoint sont données par le tableau 2.10

Paramètre	Valeur
Puissance KW	8,7
Dimensions (H x L x P en mm)	600*400*250
Température C ⁰	60-80
Débit l/min	5

Tableau 2.10: les paramètres de l'appoint

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi une modélisation mathématique des principaux éléments qui composent notre système solaire tels que le capteur solaire, le réservoir de stockage, l'appoint, la machine a absorption...etc. Aussi, le bilan thermique de la maison à laquelle notre système est connecté, a été modélisé. Enfin, nous avons effectué un dimensionnement qui nous permet de simuler ses performances énergétiques sous TRNSYS.

CHAPITRE 3
PRÉSENTATION ET DISCUSSION DES
RÉSULTATS OBTENUS

CHAPITRE 03: PRESENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS OBTENUS

Introduction

Après avoir modélisé notre système dans le chapitre précédent, en présentant le modèle de chaque composante constitutive ; Le logiciel TRNSYS 16.0 nous a permis de connecter ces différents modèles pour obtenir un modèle global du système étudié. Dans ce chapitre, on s'intéresse à la simulation dynamique de cette dernière pour un pas de temps d'une heure et sur une période d'une année afin d'établir son bilan énergétique et déterminer ses performances énergétiques optimales de fonctionnement.

1. Demande énergétique

Pour étudier les performances énergétiques de notre système solaire étudié, il est nécessaire d'abord d'analyser la charge à laquelle il doit répondre. Dans la **Figure 3.1**, est présentée la demande d'énergie en chauffage, en climatisation et en Eau chaude sanitaire de la maison étudiée.

On remarque que les besoins en chauffage sont quasiment nuls en période d'été, ils sont à leurs maximums en période hivernale avec des valeurs de 751 kWh en Janvier. C'est des besoins relativement importants vu le faible potentiel en hiver pour la zone d'Alger. Tandis que, les besoins en refroidissement sont en leurs maximums en mois de juillet, de l'ordre de 540 kWh.

Néanmoins, la **figure 3.1** montre aussi qu'on a quelques besoins quand même en climatisation pour le mois d'octobre et quelque besoins en chauffage pour le mois de Mai. Ceci est dû probablement du fait que la période de chauffage se prolonge jusqu'à quelques jours en début Mai et la période de rafraichissement s'étend jusqu'au début de Octobre.

Les besoins d'eau chaude sanitaire varient en fonction des mois de l'année bien que nous avons considéré le même profile de puisage (250L/j). Ces dernières sont importantes durant les mois d'hiver, ou le maximum atteint à plus de 184kWh et moins importants durant les mois d'été où le minimum est de 103kWh en mois juillet. Cette différence en besoins revient essentiellement à la différence de température ambiante entre l'été et l'hiver, haute en été et basse en hiver.

Après simulation nous avons :

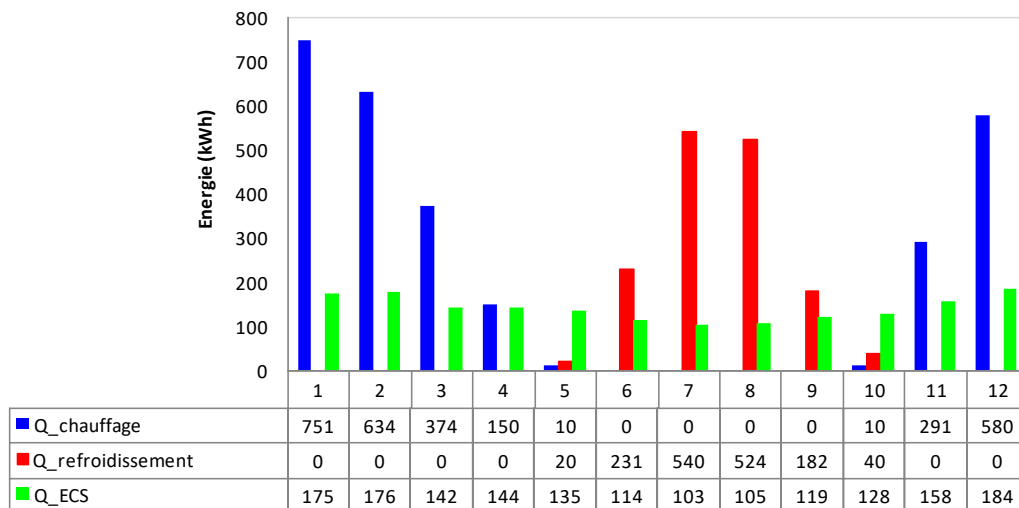


Figure 3.1: Demande d'énergie en chauffage, en climatisation et en Eau chaude sanitaire.

2. Performance du système solaire

Les performances de notre système sont analysées en termes de résultats journaliers, mensuelles et annuelles.

2.1. Résultats journaliers

Pour expliquer mieux le fonctionnement de notre système, une journée type des résultats de la simulation journalière durant chaque période sont sélectionnées. La **figure 3.2** montre la variation des températures principales du système durant la journée choisie, où le fonctionnement du système est expliqué.

Durant les heures de nuit (de 0:00 a.m. à 7:00 a.m.), comme la production d'énergie thermique est absente, les deux réservoirs ne sont pas chauffés. Par conséquent, les températures des réservoirs de stockage (R1 et R2) diminuent au-dessus des températures de consigne (55°C pour le chauffage et 45°C pour ECS) à cause des pertes thermiques et la demande énergétique. A 7:00 a.m, lorsque le rayonnement solaire est suffisamment disponible, la pompe P1 est activée et l'eau commence à circuler dans le circuit primaire. Donc, la température de sortie du capteur thermique augmente suite aux gains d'énergie. L'énergie thermique est fournie au réservoir R1 et sa température commence à augmenter. Durant ces heures, la température de R2 continue à diminuer, suite à la demande d'ECS. Par conséquent, sa température n'est pas suffisamment haute pour produire l'ECS, donc le système auxiliaire est activé pour fournir l'ECS à 45°C.

La température de R1 atteint la température de consigne approximativement juste après midi (55°C) et l'eau chaude produite par le capteur est dirigée vers R2 pour la production d'ECS. Le réservoir R2 est alimenté en énergie thermique jusqu'à 4:00 pm. Durant ces heures, la production de l'ECS est exclusivement assurée par l'énergie solaire. Après 7:00 pm, la température commence à diminuer suite à la demande de l'ECS.

La température de R1 reste au-dessus de la température de consigne jusqu'à 9:00 pm; puis elle diminue rapidement à la haute demande en chauffage.

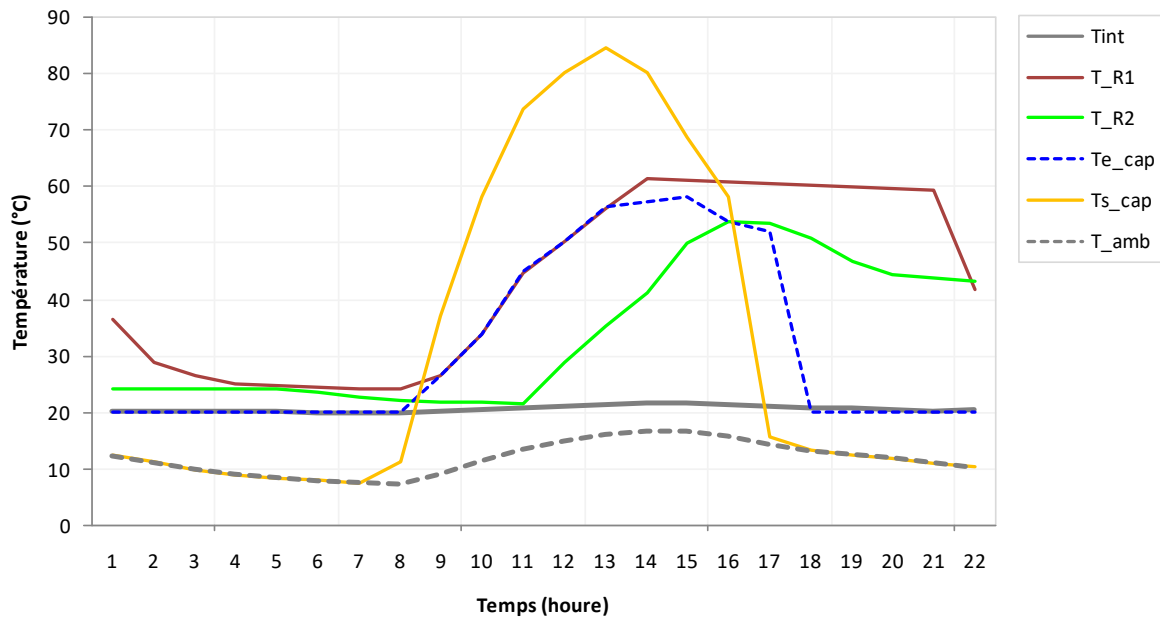


Figure 3.2: la variation de la température durant une journée type en hiver.

Le comportement du système peut être aussi expliqué par les flux d'énergie thermiques, comme montré dans la Figure 3.3. La production d'énergie thermique du capteur est directement reliée au rayonnement solaire. Les quantités d'énergie fournies par R1 et R2 sont aussi présentées. On remarque que durant la deuxième partie de la journée (1:00 pm à 22:00 pm), la demande d'énergie est entièrement satisfaite par l'énergie thermique stockée dans réservoirs. Par contre, durant la première partie (2:00 am à 1:00 pm), l'énergie fournie par les réservoirs est insuffisante, le système d'appoint est activé pour compléter la demande d'énergie.

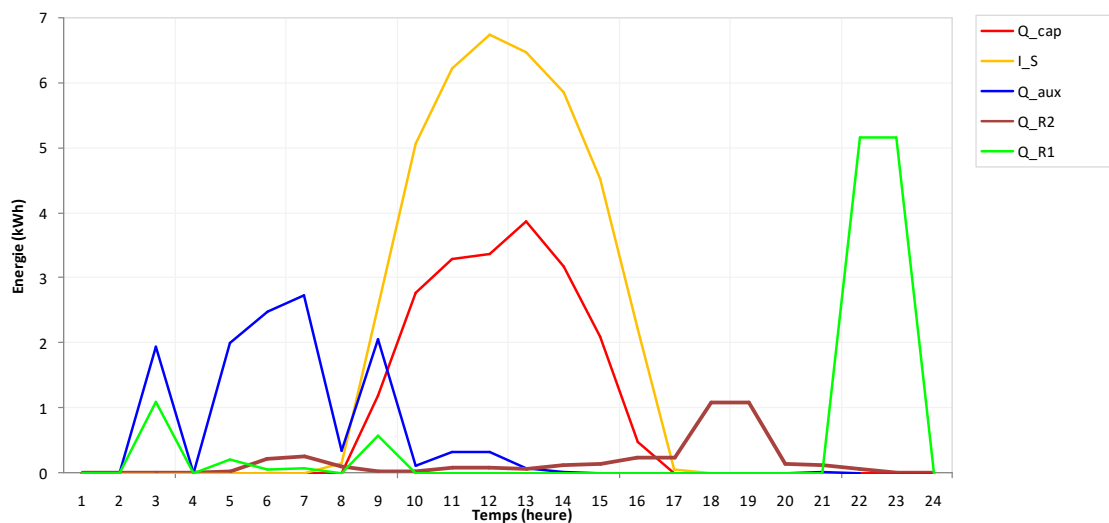


Figure 3.3: la variation des énergies durant une journée type en hiver

La **figure 3.4** montre le profil des températures du système durant la journée type en été.

Le circuit primaire est activé tôt en été (5:00 am) parce que les heures d'ensoleillement est supérieure à celles de l'hiver. Durant les premières heures du matin, la température de R1 est inférieure à la température de consigne (80°C pour le fonctionnement de la MAB) suite à l'absence du soleil et les pertes thermiques vers l'extérieur. A 7:00 am, la température de R1 commence à augmenter et atteint 80°C à environ 10:00 am. Donc, l'eau chaude est orientée vers R2 pour la production de l'ECS et la température de R2 reste supérieure à la température de consigne (45°C pour ECS) durant toutes les heures de la journée.

La machine à absorption est activée entre 11:00 am et 8:00 pm pour rafraichir la maison c'est pourquoi la température de R1 diminue au-dessous de 80°C. Alors, le système de chauffage auxiliaire est activé pour assurer le fonctionnement de la MAB jusqu'à 8:00pm.

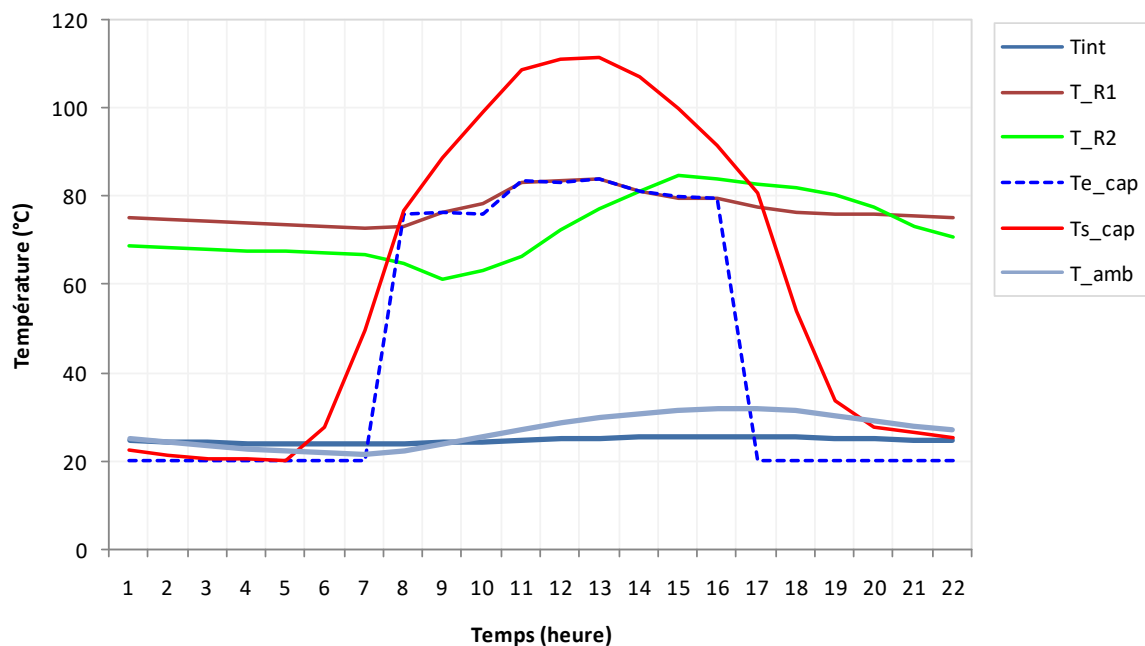


Figure 3.4: la variation de la température durant une journée type en été.

La **figure 3.5** montre les énergies thermiques fournies par le capteur thermique, la machine à absorption et l'appoint la journée sélectionnée. On remarque que la demande d'énergie pour la production d'ECS est satisfaite entièrement par l'énergie solaire. Tandis que l'énergie stockée dans R1 assure le fonctionnement de la MAB entre 11:00am et 4:00pm, le système d'appoint est activé entre 4:00 pm et 10:00pm.

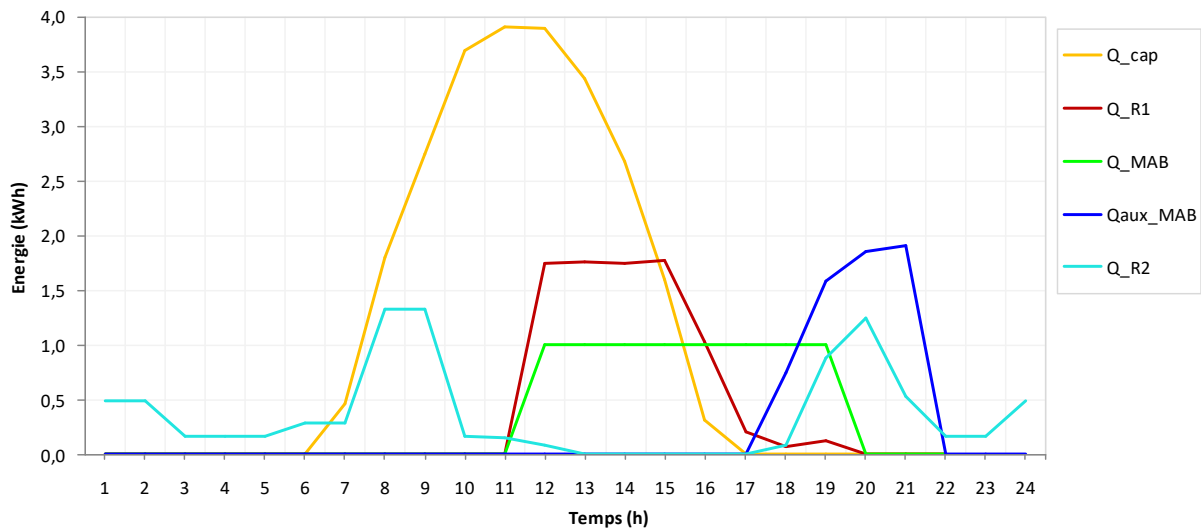


Figure 3.5: la variation des énergies durant une journée type en été.

La figure 3.6 montre le profil de températures horaire à l'entrée et à la sortie des différents éléments de machine à absorption durant la saison de rafraîchissement.

On distingue trois niveaux de températures (haute, moyenne, basse).

L'eau chaude est fournie au générateur de la machine à absorption à 85°C qui correspond à sa température de fonctionnement (haute température) et sort à environ 70°C.

La température de l'eau à la sortie de l'évaporateur étant inférieure à 15°C, elle permet refroidir la maison.

La chaleur dégagée par la MAB aux niveaux de l'absorbeur et le condenseur est évacuée à la température moyenne par le tour de refroidissement. Donc, l'eau entre à la tour à la température 35°C et se refroidit jusqu'à 25°C.

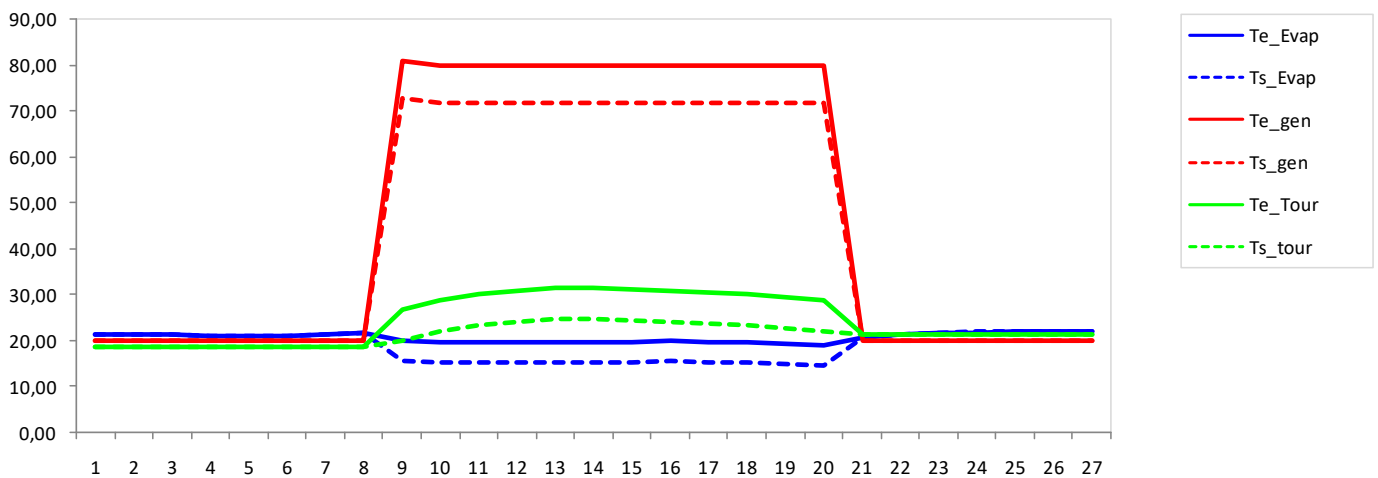


Figure 3.6: Variation de la température de l'évaporateur, condenseur, tour de refroidissement

2.2. Résultats mensuels

Le système étudié est aussi analysé en termes de résultats mensuels pour montrer les énergies produites et la performance du système durant toute l'année. La **figure 3.7** représente la variation mensuelle du rayonnement solaire et l'énergie utile du capteur et son rendement thermique. On remarque que les valeurs de l'énergie utile produite par le capteur thermique sont très importantes évidemment durant la saison estivale où les irradiations solaires sont à leurs maximums. Le maximum de la production est enregistré en Juillet avec un rendement de capteur solaire est atteint 35% au mois de juillet.

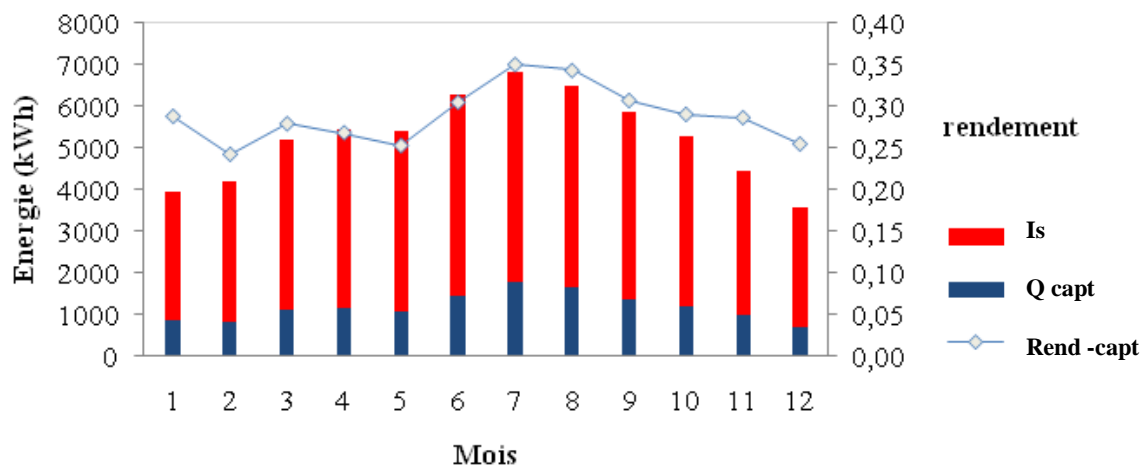


Figure 3.7: variation mensuelle d'énergie et de rendement de capteur.

La **figure 3.8** montre la production énergétique de la MAB et sa consommation énergétique correspondante. La production du froid est proportionnelle à la disponibilité du rayonnement solaire. Il atteint une valeur maximale en Juillet (462 kWh)

Comme la température de fonctionnement fournie à la MAB est constante (utilisation d'un auxiliaire) le COP est presque constant durant toute la saison estivale, il atteint 0.50.

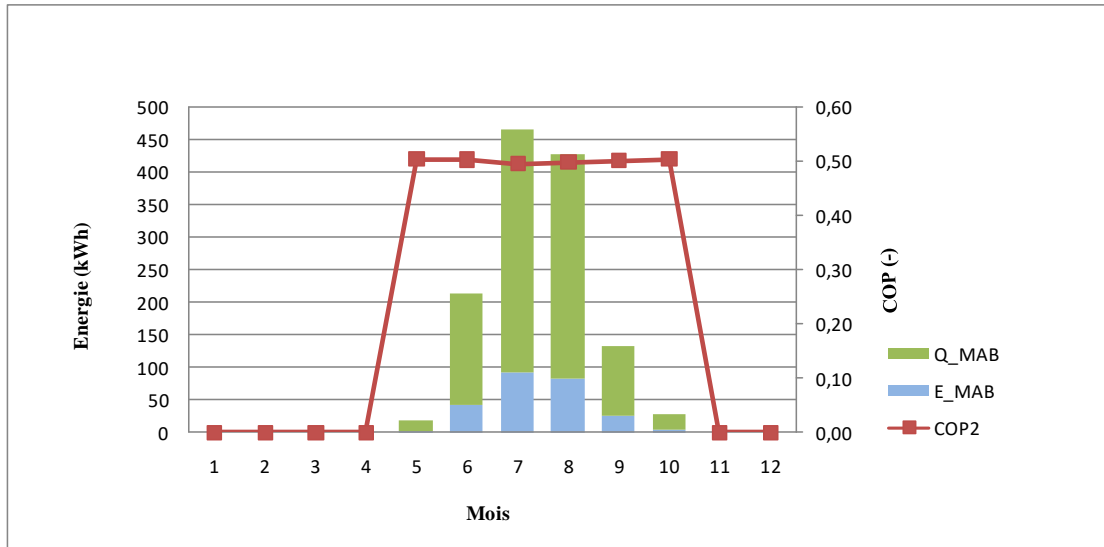


Figure 3.8: variation mensuelle d'énergie thermique, électrique et COP de la MAB

Dans la **figure 3.9**, la fraction solaire du système solaire est présentée. La fraction solaire est définie comme le rapport entre la production utile du capteur et l'énergie totale fournie par le système (la somme de la production solaire et l'énergie auxiliaire). La fraction solaire est importante en été; elle varie entre 90% et 100%. En effet, l'énergie auxiliaire produite (exemple: juillet...kWh) pour le fonctionnement de la MAB est faible par rapport à la production solaire.

Par contre, la fraction solaire est faible en hiver à cause du faible rayonnement solaire et la haute demande en chauffage. Par exemple, l'énergie auxiliaire fournie pour le chauffage est maximum au mois de Janvier (1300 kWh) car la production solaire est insuffisante pour couvrir la demande en chauffage, et pour cela la fraction solaire est minimum en ce mois (70%). On remarque aussi que la fraction solaire atteint des valeurs maximales durant la mi-saison où la demande énergétique est faible (ex. 100% en octobre).

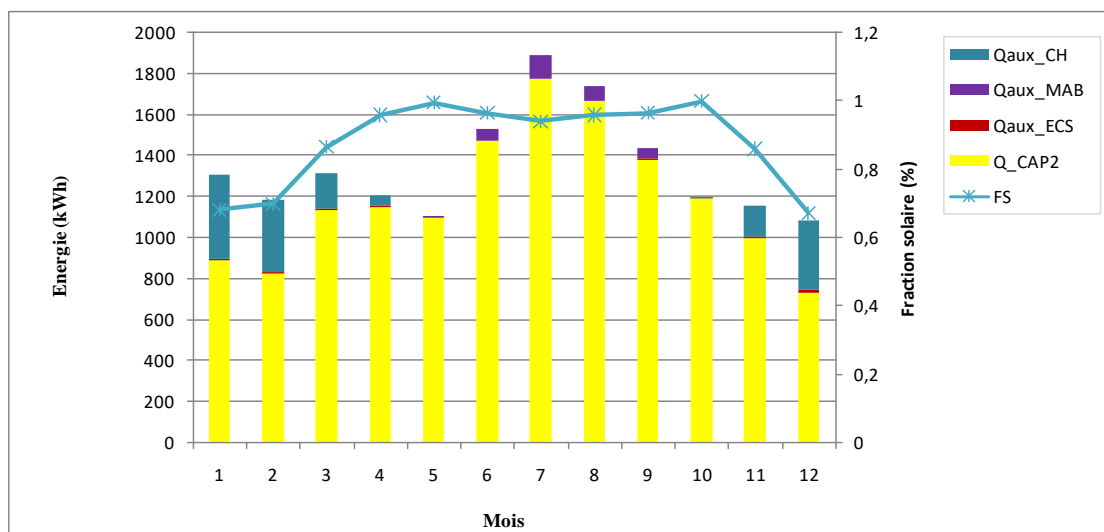


Figure 3.9: variation mensuelle d'énergie auxiliaire et la fraction solaire**2.3. Résultats annuels**

Les résultats annuels de la simulation sont présentés dans le Tableau 3.1

L'énergie thermique auxiliaire fournie pour le chauffage de la maison est supérieure à celle fournie pour la MAB en été et la production ECS. En effet, la solaire fraction est uniquement 52% pour le chauffage, alors que 91% et 99% pour le rafraichissement et l'ECS, respectivement. En conclusion, la contribution de l'énergie solaire dans la production d'énergie pour la maison étudiée est très importante, elle représente 81% des besoins énergétiques totales.

Energie (kWh)	Valeur	Paramètre	Valeur
Q _{capt}	14345	COP_MAB	0.485
Q _{sol}	48815	η_{ch_capt}	0.29
Q_MAB	1197	SF_tot (%)	81
Q _{aux_ch}	1357	SF_ECS(%)	99
Q _{aux_ECS}	4	SF_ch(%)	52
Q _{aux_MAB}	325	FS_ref	91
E_p	192		
E _{ch_MAB}	301		

Tableau 3.1: Les résultats annuels de la simulation**3. Etude paramétrique**

Une étude paramétrique est réalisée dans le but d'étudier l'influence de la surface de captage et le volume de stockage sur les performances du système solaire.

3.1. Impact de la surface de captage

L'effet de la surface de captage est étudié en gardant le volume de stockage constant. la surface de captage est variée de 2 à 20m², comme montré dans la **figure 3.10**. On remarque que la surface de captage a un grand impact sur les performances énergétiques du système. L'énergie thermique du capteur est proportionnelle à la surface du captage. Le contraire est observé pour l'énergie auxiliaire où elle diminue fortement avec l'augmentation de la surface de captage notamment pour le chauffage (2378kWh à 2m² jusqu'à 596 kWh à 20m²). Concernant, l'ECS et le rafraichissement la réduction est importante entre 2 et 8m².

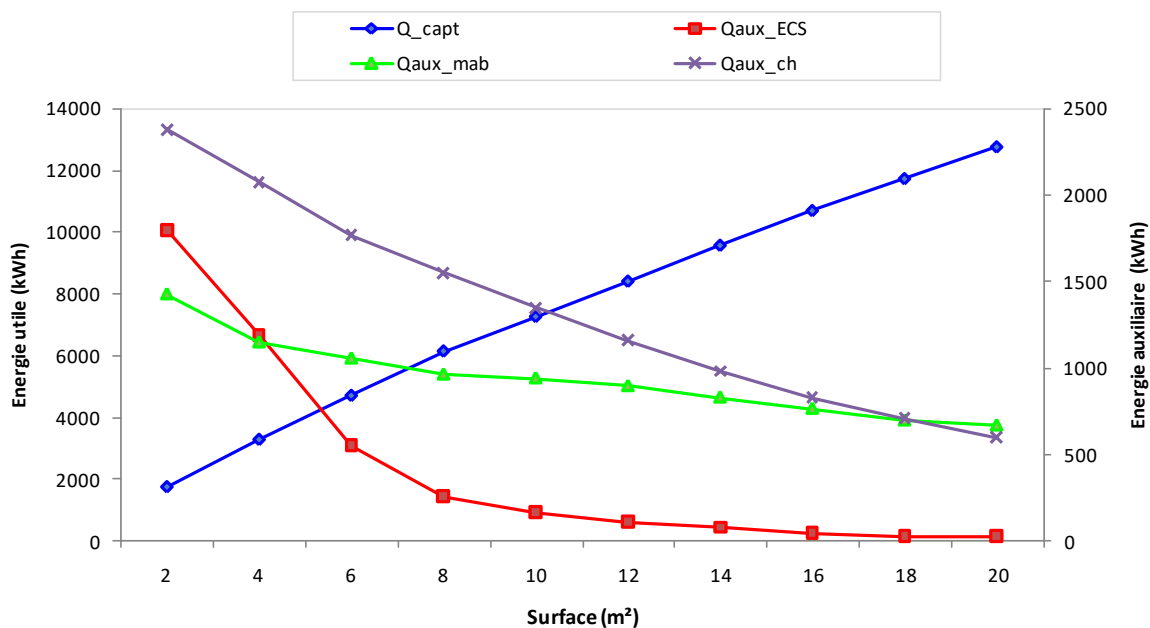


Figure 3.10: Variation des énergies utile et auxiliaire en fonction de la surface de captage

L'effet de la surface du capteur solaire sur la fraction solaire pour l'ECS, le chauffage le refroidissement est illustré dans **Figure 3.11**. On remarque que l'augmentation de la fraction solaire devient moins importante entre 2 et 8m² pour l'ECS et le rafraichissement. Une grande part de la demande en ECS est couverte dans cet intervalle (90%) et 45% en rafraichissement. Concernant le chauffage, la fraction solaire augmente rapidement avec la surface de captage et atteint 79% à 20m² car l'énergie solaire utile est fournie directement au plancher. Cependant, le rendement du capteur est diminué avec l'augmentation de la surface de captage suite à l'augmentation des pertes thermiques.

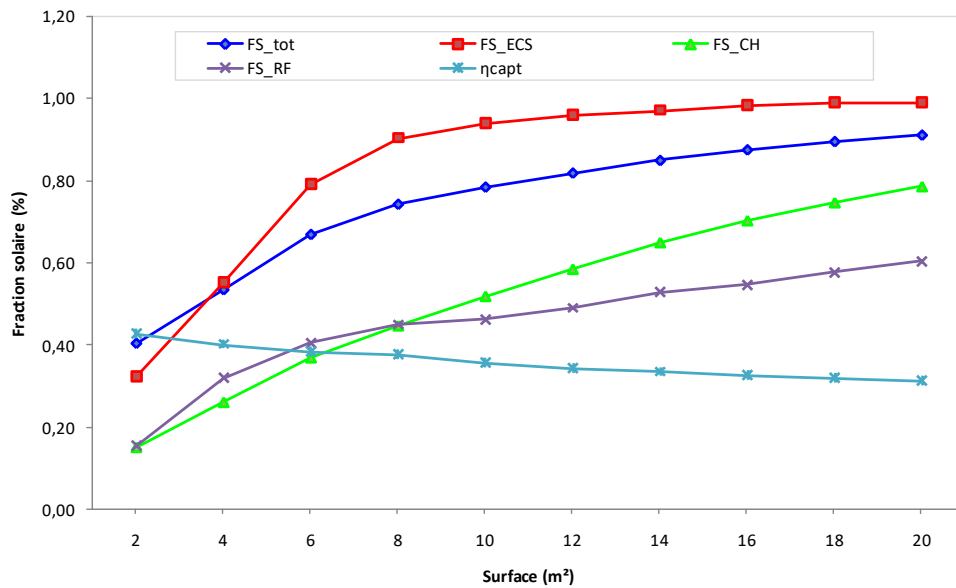


Figure 3.11: Variation de la fraction solaire en fonction de la surface de captage

3.2. Impact du volume de stockage

L'influence du volume de stockage est étudié en gardant la surface de captage constante avec la variation du volume de (10 à 100 kg/h.m²).

Les **figures 3.12 et 3.13** illustrent l'impact du volume de réservoir R1 sur les performances énergétiques du système solaire. D'une manière générale, l'impact du volume de stockage est moins important en comparaison avec l'impact de la surface de captage. L'énergie utile de capteur augmente et l'énergie auxiliaire diminue. Cependant, une amélioration importante de 27% est enregistrée dans la fraction solaire pour le chauffage mais une faible amélioration pour le rafraîchissement (0,7%). La fraction solaire d'ECS est presque constante car la demande en ECS est totalement satisfaite. La fraction solaire totale s'améliore de 0,09%. D'après les figures, il est nécessaire d'augmenter le volume de R1 à 50 kg/h.m². Une augmentation de 16% rapide de la fraction solaire pour le chauffage entre 10 et 50 kg/h.m².

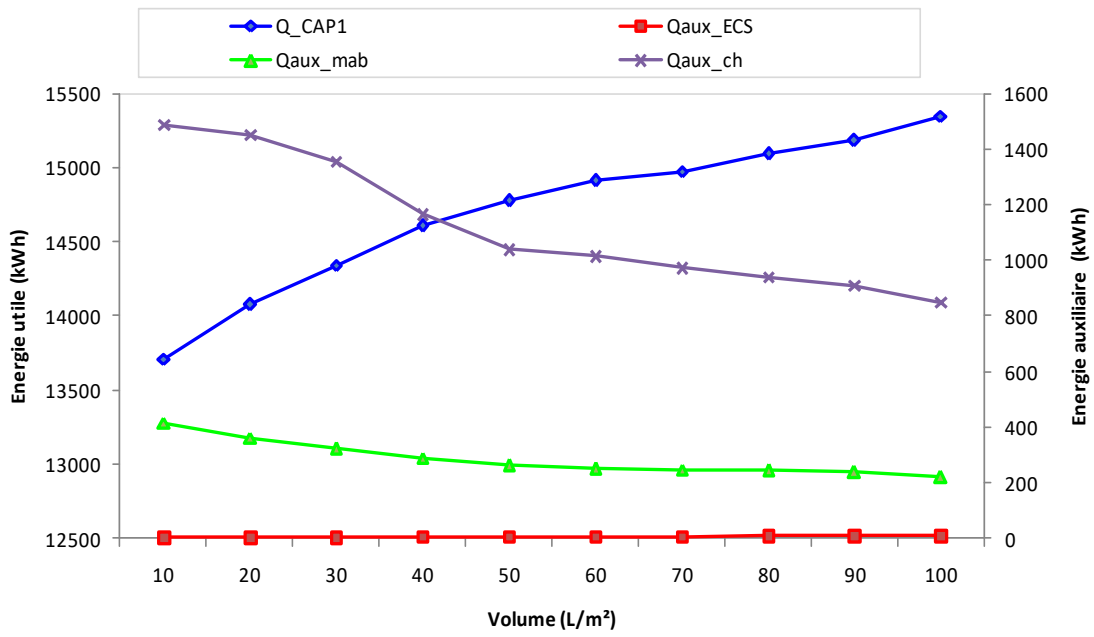


Figure 3.12: Variation des énergies utile et auxiliaire en fonction du volume $R1$

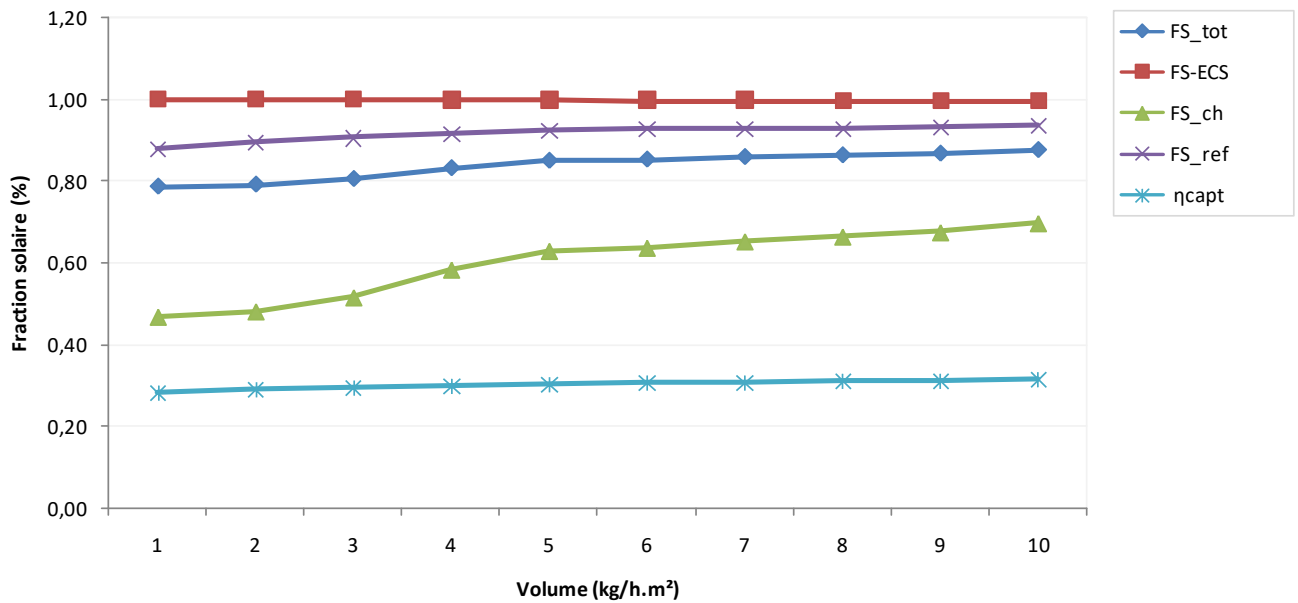


Figure 3.13: Variation de la fraction solaire en fonction du volume $R1$

4. Etude économique

Dans cette partie, une étude économique est proposée pour estimer le retour d'investissement de notre système solaire étudié. A cet effet, un système de référence qui se compose d'un chauffage à gaz pour le chauffage de la maison en hiver et un système de rafraîchissement électrique pour la refroidir en été, est considéré. La production d'ECS est assurée par un chauffage à eau. Le calcul du retour d'investissement tient en compte le coût de différents composants solaires, le coût de fonctionnement, et le prix des énergies fossiles (gaz et électricité).

4.1. Retour d'investissement

Le retour d'investissement du système solaire est calculé par l'équation suivante:

$$RI = \frac{CI_{SS} - CI_{SR}}{CF_{RS} - CF_{PS}} \quad (3.1)$$

Où: CI_{SR} and CI_{SS} sont les coûts d'investissement du système de référence et du système solaire, respectivement et OC_{SR} et OC_{SS} sont les coûts de fonctionnement du système de référence et du système solaire.

Le coût de fonctionnement des deux systèmes est donné par les équations suivantes:

$$CF_{SR} = CEP_{el,SR} \times C_{el} + CEP_{GN,RS} \times C_{GN} \quad (3.2)$$

$$CF_{SS} = CEP_{el,SS} \times C_{el} + CEP_{NG,PS} \times C_{NG} \quad (3.3)$$

Où, C_{el} et C_{GN} représentent les prix d'électricité (0.048 €/kWh) et de gaz naturel (0.004 €/kWh), respectivement.

5.4.2. Consommation d'énergie primaire (CEP)

La consommation d'énergie primaire du système de référence est calculée en considérant:

- La consommation électrique du système de rafraîchissement électrique (E_{SRE}) et les pompes de circulation;
- La consommation en gaz naturel du système de chauffage à gaz pour la production d'ECS ($Q_{CG,ECS}$) et pour le chauffage de la maison ($Q_{CG,CH}$).

$$CEP_{SR} = \frac{E_{SRE} + E_p}{\eta_{el}} + \frac{Q_{CG,ECS} + Q_{CG,CH}}{\eta_{CG}} \quad (3.4)$$

Où: η_{CG} est le rendement du chauffage à gaz (0.81) and η_{el} est le rendement conventionnel moyenne d'électricité produite au niveau de l'usine (0.4).

L'énergie primaire consommée par le système solaire est calculée considérant:

- La consommation électrique de la machine à absorption (E_{MAB}) et les pompes de circulation (E_p);
- La consommation du gaz naturel du système auxiliaire de chauffage pour la production d'ECS ($Q_{CG,ECS}$) et le fonctionnement de la pompe à chaleur ($Q_{CG,MAB}$)

$$CEP_{SS} = \frac{E_{MAB} + E_p}{\eta_{el}} + \frac{Q_{CG,ECS} + Q_{CG,CH} + Q_{CG,MAB}}{\eta_{CG}} \quad (3.5)$$

5.4.3. Economie d'énergie primaire (EPE)

L'énergie primaire économisée est la différence entre l'énergie primaire consommée par le système de référence et celle consommée par le système solaire.

$$EPE = CEP_{SR} - CEP_{SS} \quad (3.6)$$

Dans le Tableau 3.2, sont donnés les résultats obtenus:

Considérant un cycle de vie de 20 ans pour le système solaire, on remarque que le retour d'investissement de ce dernier supérieur à son cycle de vie. Cela est dû essentiellement au:

- Coût d'investissement élevé du système solaire à cause de la cherté des équipements solaires en Algérie;
- Le faible prix du gaz et d'électricité, résultant à une faible économie d'énergie primaire.

Energie (kWh) et coût (euro)	Valeur
Coût du système de référence	1700
Coût du système solaire	12843
CEP_SS	3429
CEP_SR	10500
EPE	7083
CF_SS	64
CF_SR	211

RI (années)	64
-------------	----

Tableau 3.2 : le cout de fonctionnement du système

Dans le but d'optimiser notre système étudié, une étude paramétrique est effectuée en analysant l'impact de la surface de captage sur le retour d'investissement.

Des surfaces de capteurs solaires, de 1 m² à 10 m², sont considérées. Cependant, un volume de réservoir de stockage fixe de 30 L/m², **la Figure 3.14** montre que l'augmentation de la surface du captage réduit la consommation d'énergie primaire et augmente par conséquent l'économie d'énergie primaire. Par exemple : Sur une surface de 1 m² à 8 m², le EP diminue 4000 kWh et le EPE augmente à 6000 kWh. Le retour d'investissement diminue de 73 à 72 ans lorsque la surface de captage augmente de 2 à 4 m². Après 4 m², le RI augmente à cause du coût additionnel des capteurs thermiques et la faible économie d'énergie. Donc, le meilleur retour d'investissement est obtenu à surface de captage de 4 m².

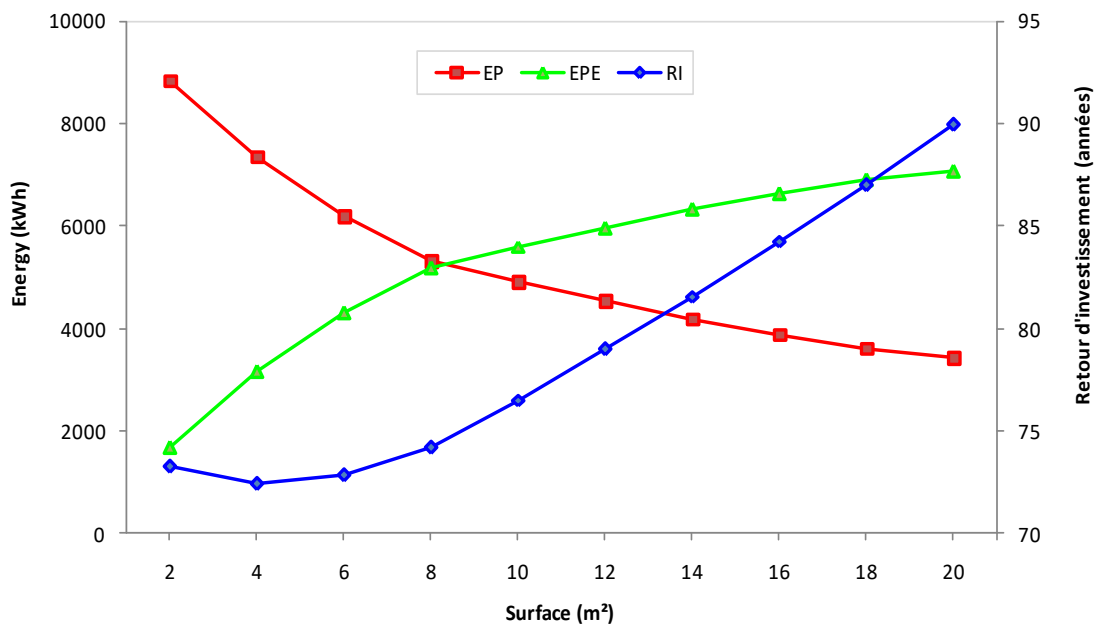


Figure 3.14: Variation de RI en fonction de la surface de captage

Les performances économiques du système solaire sont aussi étudiées en fonction du volume du stockage, comme illustré dans la **figure 3.15**. On observe que l'augmentation du volume du réservoir affecte peu les performances du système. Pour des volumes de cuve compris entre 10 kg/h.m² et 50 kg/h.m², une légère diminution du EP est enregistrée ce qui augmente le EPE et réduit légèrement le RI du système. Par conséquent, un réservoir de volume de stockage de 50 L/m² peut être considéré comme une taille optimale.

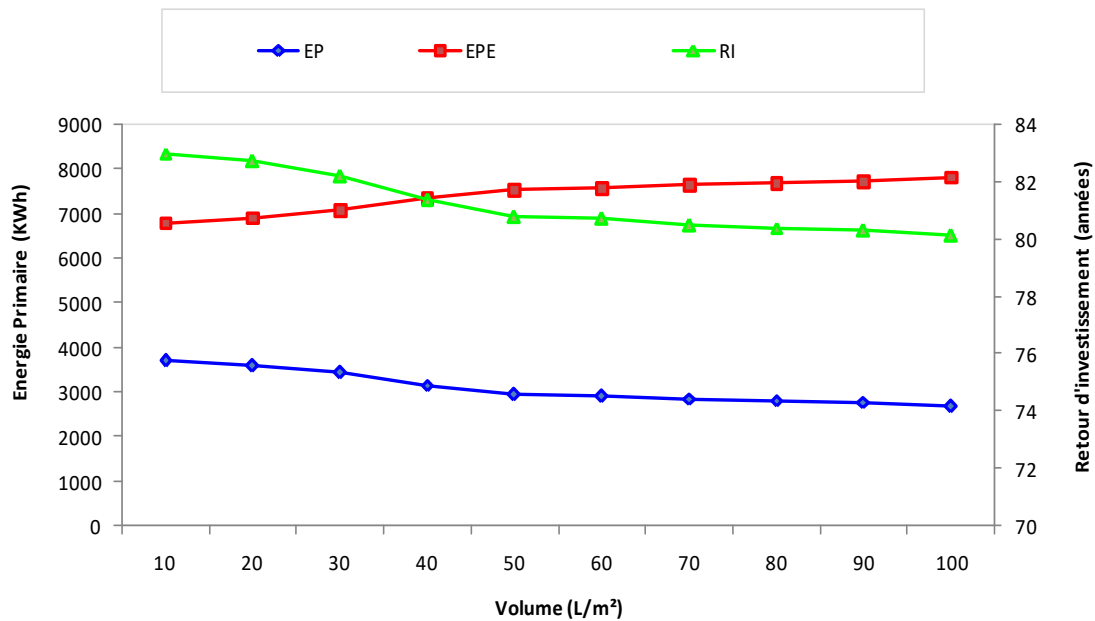


Figure 3.15: Variation de RI en fonction du volume RI

Conclusion

Dans ce chapitre les performances énergétique et économique du système solaire sont étudiées à travers les résultats des simulations dynamiques (horaires, mensuelles et annuelles). D'après les résultats obtenus, on constate que les performances énergétiques de notre système sont importantes. Une contribution solaire de 81% est constatée mais du point de vue économique, le système n'est pas viable à cause de son coût d'investissement par rapport au système de référence considéré. On conclut aussi que la surface de captage a un grand effet sur les performances énergétique et économique du système.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail, nous avons étudié une installation solaire multifonction (ECS, chauffage et rafraîchissement) en utilisant le logiciel TRANSYS en régime dynamique. Le système est appliqué à une maison type d'une seule famille située en Algérie (Alger). D'abord, afin d'étudier les performances énergétiques du système global (système solaire couplé à la maison), les modèles des différents composants sont modélisés, puis regroupés pour former un seul système et simulé sous TRNSYS. Ensuite, une étude paramétrique est réalisée pour déterminer l'influence des principaux composants (surface de captage et volume de stockage) sur les performances du système. En fin, nous avons mené une étude économique pour étudier la viabilité de notre système.

Les résultats de simulation montrent que le système solaire est capable de fournir 81% de la demande d'énergie thermique totale (ECS, chauffage, fonctionnement de la MAB).

Notre installation solaire couvre presque la totalité des besoins en chaleur (fonctionnement de la machine à absorption), avec une fraction solaire de 90 % pour les mois d'été. On peut dire que cette fraction solaire importante, ceci est dû essentiellement que quand les besoins sont aux maximums, les apports solaires sont à leurs maximums (coïncidence de la demande avec la disponibilité du rayonnement solaire). Et le fait aussi d'utiliser des capteurs sous vides afin d'assurer un bon fonctionnement et de meilleures performances pour une machine à absorption (eau – bromure de lithium). Le COP de la machine à absorption est de l'ordre de 0.5.

En hiver, la maison est alimentée directement par la chaleur produite par les capteurs et stockée dans le réservoir. Cette chaleur couvre environ 60% des besoins en chauffage, une valeur encourageante.

Pour l'eau chaude sanitaire, en période estivale, l'apport des appoints n'est même pas nécessaires (la couverture est totale), ceci est dû au dimensionnement choisis et le type de capteur (capteur sous vide), alors qu'en période de chauffage, la fraction solaire pour ECS est de l'ordre de 90%.

Le rendement thermique annuel du champ de capteur obtenu est de (0.25 période de chauffage et 0.35 en période de rafraîchissement).

D'après l'étude paramétrique, la surface de captage a un grand impact sur les performances du système notamment les premières surfaces (de 2 à 6 m²) où une augmentation de la fraction solaire totale de 27 % est enregistrée. Tandis que la fraction solaire totale varie légèrement avec l'augmentation du volume de stockage. Cependant la l'amélioration de la fraction solaire pour le chauffage est significative (16%) entre 10 et 50 kg/h.m².

Enfin, l'étude économique montre notre système solaire n'est pas économiquement viable à cause principalement du coût d'investissement élevé des composants du système, en particulier le coût des capteurs

thermiques. En effet, le meilleur retour d'investissement minimal (72 années) est obtenu à une surface de 4m^2 et un volume de stockage de 50 kg/h.m^2 .

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] B. Delač et al. (2018). « Design, monitoring and dynamic model development of a solar heating and cooling system. », *Applied Thermal Engineering* 142 (2018) 489–501.
- [2] K.F. Fong et C.K. Lee (2015). « Investigation of separate or integrated provision of solar cooling and heating for use in typical low-rise residential building in subtropical Hong Kong », *Renewable Energy* 75 (2015) 847-855.
- [3] A. Shirazi et al, (2016). « Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment », *Renewable Energy* 86 (2016) 955-971.
- [4] S. Longo et al (2017), « Energy balance and life cycle assessment of small size residential solar heating and cooling systems equipped with adsorption chillers », *Solar Energy* 158 (2017) 543–558.
- [5] Mr AMZIANE. M, « ETUDE COMPARATIVE ENTRE LES SYSTÈMES DE CLIMATISATION CLASSIQUES ET SOLAIRES APPLICATION A LA CLIMATISATION D’UN IMMEUBLE », UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN, 2014.
- [6] N. K. Ghaddar et al. (1996), « MODELING AND SIMULATION OF SOLAR ABSORPTION SYSTEM PERFORMANCE IN BEIRUT », *Renewable Energy*, Vol. 10, No. 4, pp. 539-558, 1997.
- [7] Olivier Marc. « Etude expérimentale, modélisation et optimisation d’un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment », université de la réunion, 3 décembre 2010.
- [8] BENMEHDI. R, « Conception et régulation des systèmes fermés de distribution et de circulation de chauffage/climatisation », Université Aboubekr Belkaide Tlemcen, 2013.
- [9] Manuel de Fabrication et installation du chauffage-eau solaire bon marché (CESBM) Societa de do Sol – Société du Soleil.
- [10] H. Belkessam, « Contribution à la valorisation de l’utilisation de l’énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d’air », Université de Tlemcen, 2014.
- [11] Grari.F, Guendouz.R, « Etude comparative entre les systèmes de climatisation classique et solaire application à la climatisation d’un immeuble », UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEN, 2012.
- [12] Henning, H. M. (2007). "Solar assisted air conditioning of buildings - an overview." *Applied Thermal Engineering* 27: 1734–1749.
- [13] NUNEZ T., MITTELBAACH W., HENNING H-M. Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol.27, pp. 2205-2212.
- [14] Jeffrey.M.Gordon et Kim.Choon.Ng, “Cool thermodynamics”, livre, Cambridge: Cambridge International Science Publishing, 2001,254p.

- [15] Delphine TRICHÉ, “Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l’absorbeur d’une machine à absorption ammoniac-eau”, thèse de doctorat, Université Grenoble Alpes, 2016.
- [16] Ibrahim Dincer et Tahir Abdul Hussain, “*Integrated Absorption Refrigeration Systems*”, livre, Green Energy and Technology, 265p.
- [17] Tesha, “Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in a Geothermal Power Plant”, thèse de doctorat, university d’Iceland, 2009.
- [18] Floride et al. (2001), «MODELLING AND SIMULATION OF AN ABSORPTION SOLAR COOLING SYSTEM FOR CYPRUS », *Solar Energy* Vol. 72, No. 1, pp. 43–51, 2002.
- [19] F. Lucas, Contribution à l’étude de technologies et de méthodes durables pour la conception des bâtiments en climat tropical, Habilitation à diriger les recherches, Soutenue le 9 décembre 2009.
- [20] A. JOFFRE, Énergie solaire thermique dans le bâtiment, Chauffage, Climatisation, technique de l’ingénieur, BE 9 165.
- [21] E. Wiemken, S. Medved, SOLAIR, Increasing the market implementation of solar air-conditioning systems for small and medium applications in residential and commercial building, Eléments de conception des installation/chauffage solaire de petites et moyennes puissances - Guidelines, SOLAIR, Energy de la Commission Européenne, 12 Octobre 2009.
- [22] M. Pons, F. Meunier, G. Cacciola, R. E. Critoph, M. Groll, L. Puigjaner, B. Spinner, F. Ziegler, Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, *International Journal of Refrigeration* 22, 5- 17 (1999).
- [23] S. Deng, (1998). "Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr-H₂O solution as working fluid." *International Journal of Refrigeration* ".
- [24] Xie, G. (2008). "Absorber performance of a water/lithium–bromide absorption chiller". *Applied Thermal Engineering*.
- [25] Assilzadeh et al. (2005), « Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors », *Renewable Energy*, 2005, 30, (8), 1143-1159.
- [26] DELORME Marc et al., Promoting solar air conditioning: Technical overview of active techniques, ALTENER Project, 2007
- [27] RAZIKA KHARCHI, « Etude énergétique de chauffage, rafraîchissement et ECS d’une maison type en Algérie », université Abou-Bekr Belkaid-Tlemcen, 2012.

- [28] K. Imessad et al. (2014), « Impact of passive cooling techniques on energy demand for residential buildings in a Mediterranean climate », *Renewable Energy* 71 (2014) 589-597.
- [29] K. Kaci et al (2018), « Etude d'un système de chauffage d'eau et de refroidissement solaire d'une installation collective », *Le 5ème Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables*
- [30] F. Calise et al. (2010). « Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations », *Solar Energy* 84 (2010) 432–449.
- [31] F. Calise.(2011). « High temperature solar heating and cooling systems for different Mediterranean climates: Dynamic simulation and economic assessment », *Applied Thermal Engineering* 32 (2012) 108-124.
- [32] A. Arsalis , Andreas N. (2015). « Parametric study and cost analysis of a solar-heating-and-cooling system for detached single-family households in hot climates », *Solar Energy* 117 (2015) 59–73.
- [33] Smaili. Kh, « Rafrachissement solaire par machine à absorption solaire utilisant le couple (LiBr/H₂O), (Étude paramétrique) », UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1,2015.
- [34] S. Bahria et al. (2016). « Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria e A comparison between conventional and high-energy-performance buildings », *Energy* 113 (2016) 521-535.
- [35] S. Kalogirou et G. Florides. (2016). « Solar Space Heating and Cooling Systems »
- [36] : ASHRAE, 2001. *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- [37] : Solar Energy Laboratory, U.o.W., Madison, TRNSYS. A transient system simulation program.
- [38] AkchicheZineb. «Étude de comportement d'une cheminée solaire en vue de l'isolation thermique». Mémoire de MAGISTER en Génie des procédés. Université kasdi merbah Ouargla 2011.
- [39] Google earth.
- [40] Metheonorm7.

