

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



UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1  
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE



N° de série :

N° d'ordre :

Thèse Présentée Pour L'Obtention Du Diplôme De Doctorat En Sciences En Génie  
Climatique

Option  
Génie Climatique  
THEME

**MODES DE CONVERSION DE L'ÉNERGIE SOLAIRE  
(CONVERSIONS PHOTOTHERMIQUE ET  
PHOTOVOLTAÏQUE) ET LEURS UTILISATIONS DANS  
L'HABITAT**

**PAR :  
SOTEHI OUALID**

Soutenue le : 04/06/2018

Devant le jury :

Président :	Said ZID	Pr	Université frères Mentouri Constantine 1
Rapporteur :	Abla CHAKER	Pr	Université frères Mentouri Constantine 1
Examineur :	Rabah GOMRI	Pr	Université frères Mentouri Constantine 1
Examineur :	Djamila ROUAG	Pr	Université Salah Bounider Constantine 3
Examineur :	Amor BOUHDIJAR	Pr	CDER -Alger-
Invité :	Chadi MAALOUF	Dr	Université de Reims -France-

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَفَوْقَ كُلِّ ذِي عِلْمٍ عَلِيمٌ

صَدَقَ اللَّهُ الْعَظِيمُ

# + Remerciements

*Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à madame Abla Chaker, professeur à l'université Constantine 1, qui m'a permis de réaliser ce travail sous sa direction, et pour le soutien et les conseils précieux tout le long du travail.*

*Je remercie vivement :*

*Mr S.ZID Professeur à l'université frères Mentouri Constantine 1, qui a bien voulu accepter de présider le jury de soutenance.*

*Mme DJ. Rouag, Professeur à l'université Salah boubnider Constantine 3,*

*Mr R. Gomri, Professeur à l'université frères Mentouri Constantine 1,*

*Mr A. Bouhdjar, directeur de recherche CDEK,*

*D'avoir accepté de me faire l'honneur de juger ce travail et de participer à mon jury de soutenance.*

*Je remercie également :*

*Dr Chadi Maalouf de l'université de Reims pour son accueil et ses conseils et directives et sa présence durant mon séjour en France et durant l'élaboration de ce travail.*

*Pr Guillaume Polidori d'avoir accepté de m'accueillir à l'unité GRESPI à Reims.*

*Pr Abdennacer Kabi de l'université Constantine 1 pour ses conseils, directives et sa générosité.*

*ESma Ramoul pour sa contribution exceptionnelle, sa présence, sa générosité et son aide inconditionnelle lors de l'élaboration de ce travail.*

*Pr DJ. Rouag pour son aide précieuse et son soutien durant ces années.*

*Pr C. Benabbas vice recteur de l'université Constantine 3 pour son aide et soutien.*

*Tous les enseignants et collègues qui m'ont soutenu durant l'élaboration de ce travail.*

*Tous mes remerciements et mon estime à tous les enseignants et personnels du département d'Architecture et du département de génie climatique.*

# *Dedicace*

*Je dédie ce travail à mes chers parents*

*A mes chers frères et à ma sœur*

*A ma femme ikram*

*A mes neveux Fadi et mouhib et ma nièce Malek*

*A mes amis Hocine, cherif, yacine, nadir, bilal, zoheir, djallel, Mohammed, hichem,*

*Tarek, mouhieddine, oussama, esma, rym, hind*

# **Modes de conversion de l'énergie solaire (conversions photothermique et photovoltaïque) et leurs utilisations dans l'habitat**

## **Résumé :**

La consommation énergétique du secteur bâtiment en Algérie représente la plus grande partie de l'énergie produite dans le pays. Aussi, une action permettant la réduction de l'impact de ce secteur sur l'économie et l'environnement doit être entreprise. L'utilisation de l'énergie solaire se révèle une candidate sérieuse pour une solution efficace et durable.

L'objectif de notre travail consiste à conduire une étude sur l'utilisation de l'énergie solaire dans ce secteur. L'étude de différents systèmes et procédés solaires actifs et passifs qui peuvent être envisagés pour une éventuelle intégration au bâtiment a démontré la possibilité d'un grand nombre de solutions.

Une maison solaire du village solaire de Boussaâda est choisie pour mener les calculs sous trois climats différents de l'Algérie. Les résultats de simulation des systèmes passifs montrent que si l'utilisation des murs Trombe et des surfaces vitrées permettent de réaliser des économies d'énergie significatives (quoique jugées insuffisantes), l'amélioration des performances thermiques de la structure et des surfaces vitrées selon la norme Passivhaus pourrait conduire à une plus grande diminution des besoins en chauffage et en climatisation. Une maison à basse consommation énergétique est obtenue pour les villes d'Alger et de Constantine.

Les performances des systèmes actifs sont également étudiées. Une comparaison entre différents collecteurs solaires pour satisfaire les besoins en eau chaude sanitaire montre que les collecteurs CPC sont les plus performants. Néanmoins si la production électrique des collecteurs hybrides PV/T à eau est prise en considération, ces derniers présentent une solution adéquate et élégante pour une éventuelle intégration. Ces collecteurs peuvent être choisis pour assurer le fonctionnement de systèmes frigorifiques à absorption et à adsorption et couvrir la totalité des besoins énergétiques de la maison solaire. Les résultats obtenus montrent de plus que les systèmes à adsorption sont plus performants que les systèmes à absorption pour les utilisations à puissance réduite. Par ailleurs le couplage des collecteurs PV/T à un distillateur solaire a conduit à une augmentation conséquente de la production de l'eau distillée.

**Mots clés :** conversion, photothermique, photovoltaïque, systèmes solaires actifs et passifs, maison solaire de Boussaâda, collecteurs CPC, collecteurs hybrides PV/T à eau, distillation solaire.

# **Solar Energy Conversion Modes (Photothermal and Photovoltaic Conversion) and Their Uses in the building**

## **Abstract:**

The energy consumption of the building sector in Algeria accounts for most of the energy produced in the country. An action to reduce the impact of this sector on the economy and the environment must be undertaken. The use of solar energy is a serious candidate for an effective and sustainable solution.

The objective of our work is to carry out a study on the use of solar energy in buildings. The study of different active and passive solar systems and processes that can be integrated has demonstrated the possibility of a large number of solutions.

A solar house of the solar village built in Boussaâda is chosen to conduct calculations in three different climates of Algeria. The simulation results of the passive systems show that if the use of passive devices such as solar walls and glazed surfaces can achieve significant energy savings (although considered insufficient), improving the thermal performance of the structure and glazed surfaces according to the passivhaus standard could lead to a greater decrease in heating and cooling needs. A house with low energy consumption is obtained for the cities of Algiers and Constantine.

The performance of active systems is also studied. A comparison between different solar collectors to meet domestic hot water needs shows that CPC collectors are the most efficient. Nevertheless, if the electrical production of the hybrid PV/T water collectors is taken into consideration, they present a suitable and elegant solution for a possible integration. These collectors can be chosen to ensure the operation of the absorption and adsorption refrigeration systems and to cover all the energy needs of the solar house. The results obtained further show that the adsorption systems are more efficient than the absorption systems for low power applications. Furthermore the coupling of PV / T collectors with a solar still led to a consequent increase in the production of distilled water.

**Key words:** conversion, photothermal, photovoltaic, active and passive solar systems, Boussaâda solar house, CPC collectors, hybrid PV/T water collectors, solar distillation.

## طرق تحويل الطاقة الشمسية (تحويل الطاقة الحرارية الضوئية و الكهرو الضوئية) واستخداماتها في السكن

### ملخص:

يمثل استهلاك الطاقة في قطاع البناء في الجزائر الجزء الأكبر من الطاقة المنتجة في البلاد. لذلك يجب اتخاذ إجراءات للتخفيف من هذا الاستهلاك للحد من أثر هذا القطاع على الاقتصاد والبيئة. إن استخدام الطاقة الشمسية يعتبر مرشحا ليكون حلا فعالا ومستدام.

الهدف من عملنا هو إجراء دراسة عن استخدام الطاقة الشمسية في هذا القطاع. وقد أظهرت دراسة مختلف النظم والعمليات الشمسية النشطة والغير نشطة التي يمكن استعمالها عن إمكانية استعمال عدد كبير من الحلول.

تم اختيار الم نزل الشمسي للقرية الشمسية التي بنيت في بوسعادة لإجراء الحسابات في ثلاثة مناخات مختلفة من الجزائر. وتبين نتائج المحاكاة أنه إذا كان استخدام الأجهزة الغير نشطة مثل الجدران والنوافذ يمكن أن يحقق اقتصاد كبير في الطاقة (على الرغم من أنها تعتبر غير كافية)، تحسين الأداء الحراري للهيكل والسطوح الزجاجية وفقا لمعيار passivhaus يمكن أن يؤدي إلى انخفاض أكبر في متطلبات التدفئة وتكييف الهواء. تم الحصول على منزل ذو استهلاك طاقتي منخفض لمدينتي الجزائر العاصمة وقسنطينة.

كما تم دراسة أداء الأنظمة النشطة. وتبين المقارنة بين لواقط الطاقة الشمسية المختلفة المستعملة لتلبية احتياجات المياه الساخنة أن اللاقط الشمسي ذو التركيز CPC هو الأكثر كفاءة. ومع ذلك، إذا أخذنا بعين الاعتبار الإنتاج الكهربائي للاقط هجين PV/T ذو الناقل الحراري الماء، فإنه يوفر حلا مناسباً وأنيقا لإمكانية الاستعمال. ويمكن اختياره لضمان تشغيل أنظمة التبريد المستعملة للامتصاص وتغطية جميع احتياجات الطاقة الخاصة بالم نزل الشمسي. وأظهرت النتائج التي تم الحصول عليها كذلك أن أنظمة الادمصاص هي أكثر كفاءة من أنظمة الامتصاص لتطبيقات الطاقة المنخفضة. وهناك احتمال لزيادة انتاج المقطر الشمسي بتوصيله بلاقط PVT.

**الكلمات الدالة:** التحويل، الطاقة الحرارية الضوئية ، الطاقة الكهرو الضوئية ، الأنظمة الشمسية النشطة والغير نشطة، الم نزل الشمسي بوسعادة، لاقط ذو تركيز CPC، لاقط هجين PV/T ، التقطير الشمسي.

**Nomenclature****Symboles**

Symbole	Désignation	unité
A	Surface	m <sup>2</sup>
<i>ai</i>	Facteur d'idéalité	-
a, b, c, d	Coefficients	-
<i>C</i>	Taux de concentration	-
CO	Coefficient d'ombre	W/m <sup>2</sup>
<i>CB</i>	Capacité de la batterie	Ah
CGCS	Coefficient du gain de chaleur solaire	-
<i>cp</i>	Chaleur spécifique	kJ/kg.°C
<i>CN</i>	Moyenne de la couverture totale du nuage durant le jour de l'observation	octa
D	Besoins en eau chaude sanitaire	kWh
d	Diamètre	m
E	Enthalpie	J/kg.K
e	Epaisseur	m
EC	Echange de chaleur par convection	W/m <sup>2</sup>
EE	Chaleur perdue par évaporation	W/m <sup>2</sup>
EK	Echange de chaleur par conduction	W/m <sup>2</sup>
ER	Echange de chaleur par rayonnement	W/m <sup>2</sup>
<i>f</i>	Taux de couverture solaire	%
<i>F<sub>as</sub></i>	Coefficient de majoration	-
<i>F'</i>	Facteur de l'efficacité du collecteur	-
<i>FF</i>	Facteur de remplissage	-
<i>F<sub>R</sub></i>	Facteur de conductance de chaleur	-
<i>F<sub>Rad</sub></i>	Coefficient de radiation	-
<i>F<sub>u</sub></i>	Coefficient d'utilisation de l'éclairage	-
G	Vitesse massique de l'air par mètre carré de la surface frontale	kg/s.m <sup>2</sup>
g	Accélération de la pesanteur	m/s <sup>2</sup>
gc	Facteur de transfert de chaleur linéaire par rayonnement	W/m <sup>2</sup> .K
GCLp	chaleur latente dégagée par personne	W/personne
GCSp	chaleur sensible dégagée par personne	W/personne
h	Hauteur solaire	degré
$\bar{H}$	Moyenne mensuelle du rayonnement solaire global journalier incident sur un plan horizontal	MJ/m <sup>2</sup> .j
$\bar{H}_0$	Moyenne mensuelle du rayonnement solaire global extraterrestre journalier incident sur un plan horizontal	MJ/m <sup>2</sup> .j
$\bar{H}_c$	Moyenne mensuelle du rayonnement solaire global journalier incident sur un plan horizontal pour un ciel clair	MJ/m <sup>2</sup> .j
$\bar{H}_d$	Moyenne mensuelle du rayonnement solaire diffus	MJ/m <sup>2</sup> .j
HR	Humidité relative	%
<i>h</i>	Coefficient de transfert de chaleur	W/m <sup>2</sup> .°C

## Nomenclature

$I$	Rayonnement solaire	$W/m^2$
IC	Intensité du courant	A
$K$	Constante de Boltzmann = $1.38 \times 10^{-23}$	J/K
$\bar{k}_t$	Coefficient de clarté moyen mensuel	-
$L$	Chaleur latente	J/kg
LC	Charge thermique du corps	$W/m^2$
$L_u$	Longueur du tube U	m
M	Métabolisme	$W/m^2$
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
ms	Masse solaire	-
n	Nombre du jour dans l'année	-
nr	Nombre de réflexion	-
$N_s$	Nombre de cellules individuelles en série dans un module	-
P	Puissance électrique	W
PMV	vote moyen prévisible	-
PPD	pourcentage prévisible d'insatisfaits	%
PR	Pression	atm
PS	Moitié du périmètre de l'ailette en cuivre	m
$Q$	Puissance thermique	W
$q$	Constante de la charge de l'électron	C
R	Résistance thermique	$^{\circ}C/W$
RES	Chaleur échangée par respiration (chaleurs sensible et latente)	$W/m^2$
$R_s$	Résistance série	$\Omega$
$R_{sh}$	Résistance shunt	$\Omega$
r	Coordonnée dans la direction radiale	m
$r_d$	Rapport du rayonnement diffus horaire et journalier	-
$r_h$	Rapport des rayonnements global horaire et journalier	-
$S$	Moyenne mensuelle de la durée d'ensoleillement journalier	h
$S_0$	Durée maximale moyenne d'ensoleillement journalière	h
ST	Stockage de la chaleur	-
T	Température	$^{\circ}C$
$\Delta T$	Différence de température	$^{\circ}C$
t	Temps	s
U	Coefficient d'échange thermique	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
V	Volume	$m^3$
$\dot{V}$	Débit volumique	$m^3/s$
v	Vitesse	m/s
VP	Tension	V
W	Travail	$W/m^2$
w	Teneur en eau	$kg_v/kg_{air}$
X	Concentration massique de la solution	-
x	Position le long du lit suivant la direction de l'écoulement	m
z	Coordonnée dans la direction verticale	m

**Indices**

indice	Désignation
A	Absorbeur
a	Air
abs	Absorbeur
abs-a	Absorbeur-air
abs-w	Absorbeur-eau
ac	Courant alternatif
accep	Acceptance
arr	Arrière
atm	atmosphérique
b	Bâtiment
C	condenseur
c	Ciel, collecteur, cellule, convection
co	confort
cons	consommation
cs	Coucher de soleil
cn	conditionné
c, iso-a	Echange par convection entre l'isolant et l'air
c, w-v	Echange par convection entre l'eau et le vitrage
D	direct
d	diffus
dc	Courant continu
E	Evaporateur
e	Energétique
ec	Eau chaude
ecl	Eclairage
effe	effectif
elc	électrique
ep	Eau public
en	enveloppe
eq	Equipement
ev, w-v	Echange par évaporation entre l'eau et le vitrage
ew	Echange par évaporation
ext	extérieur
f	fluide
fe	Entré fluide
fs	Sortie fluide
G	Générateur
g	Global, géométrique
h	Hémisphérique horizontal
i	élément
in	incident
int	intérieur

## Nomenclature

---

inv	Onduleur (inverter)
iso	Isolant
l	latent
m	Moyen
mp	Puissance maximale
n	Normal
oc	Circuit ouvert
r	Rosée, récepteur
réf	Référence
rm	résultante moyenne
r, w-v	Echange par rayonnement entre l'eau et le vitrage
s	Stockage, surfacique, série, sensible
sh	shunt
T	Total
tr	transparent
u	Utile, utilisation
v	Vitrage, volumétrique, ventilation, vapeur
v-a	Vitrage- air
vi	Vitrage intérieur
vo	Vitrage extérieur
w	Eau
wv	Vapeur d'eau
z	Zénithal

### Lettres grecques :

Lettres	Désignation	Unité
$\theta$	Angle	Degré
$\varphi$	Latitude	Degré
$\omega$	Angle solaire	Degré
$\delta$	Déclinaison solaire	Degré
$\Delta$	Différence	-
$\alpha$	Coefficient d'absorption	-
$\beta$	Angle d'inclinaison	Degré
$\tau$	Coefficient de transmission	-
$\gamma$	Facteur de correction	-
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\eta$	Rendement	%
$\nu$	Viscosité dynamique	m <sup>2</sup> /s
$\kappa$	Diffusivité	m <sup>2</sup> /s
$\lambda$	Conductivité thermique	W/m°C
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann=5.67. 10 <sup>-8</sup>	W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>
$\varepsilon$	Emissivité	-

### **Abréviations**

Abréviation	Désignation
CFD	Computational Fluid Dynamic
CPC	Concentrateur Parabolique Composé
PCM	Matériau à Changement de Phase
DC	Courant Direct
AC	Courant Alternatif
PV	Photovoltaïque
PV/T	Photovoltaïque/Thermique
PMV	Vote Moyen Prévisible
PPD	Pourcentage Prévisible D'insatisfaits
ZEB	Bâtiment à Zéro Energie
HVAC	Heating Ventilation and Air Conditioning
ECS	Eau Chaude Sanitaire
COP	Coefficient de Performance

**Liste des figures:**

<b>Chapitre I : Captage et stockage de l'énergie solaire photothermique et photovoltaïque</b>	
<b>Figure I.1.</b> Le soleil	4
<b>Figure I.2.</b> Distance entre la terre et le soleil	4
<b>Figure I.3.</b> La masse solaire	5
<b>Figure I.4.</b> Le spectre solaire	5
<b>Figure I.5.</b> Principaux composants d'un collecteur solaire plan à eau	12
<b>Figure I.6.</b> Les différents échanges thermiques dans un collecteur solaire	14
<b>Figure I.7.</b> Capteur solaire à air avec (a) Exemple de capteur à air et (b) Schéma de principe de fonctionnement	18
<b>Figure I.8.</b> Collecteur solaire à tubes sous vide	19
<b>Figure I.9.</b> (a) Arrangement des tubes sous vide d'un collecteur solaire. (b) collecteur solaire à tubes sous vide. (c) tube sous vide de type verre- métal à circulation directe. (d) tube sous vide de type verre- métal à circulation directe de forme U-tube. (e) tube sous vide de type verre –verre. (f) tube sous vide de type caloduc.	20
<b>Figure I.10.</b> a) Collecteur à tube en verre sous vide avec un tube U, b) Section transversale	21
<b>Figure I.11.</b> Configuration du système et réseau thermique équivalent	22
<b>Figure I.12.</b> Collecteur solaire CPC	23
<b>Figure I.13.</b> Coupe transversale d'un collecteur CPC	24
<b>Figure I.14.</b> Tracé des rayons solaires dans un collecteur CPC	24
<b>Figure I.15.</b> Section transversale des différents collecteurs CPC : (a) Réflecteur extérieur avec absorbeur plan. (b) Réflecteur extérieur avec absorbeur tubulaire. (c) Réflecteur extérieur avec absorbeur entouré par un tube en verre sous vide. (d) Collecteur CPC avec absorbeur de forme U tube à l'intérieur d'un tube en verre sous vide	25
<b>Figure I.16.</b> Nombre moyen de réflexion en fonction du taux de concentration	26
<b>Figure I.17.</b> Ballon de stockage d'eau solaire	28
<b>Figure I.18.</b> Modèle algébrique d'un ballon à volume variable	30
<b>Figure I.19.</b> Lit de roches emballé avec écoulement vertical	31
<b>Figure I.20.</b> Schéma de principe d'une jonction p-n	34
<b>Figure I.21.</b> Schéma descriptif de l'effet photovoltaïque	34
<b>Figure I.22.</b> Circuit électrique équivalent	34
<b>Figure I.23.</b> Système solaire PV/T à tubes intégrés	38
<b>Figure I.24.</b> Différentes configuration des collecteurs PV/T à air	38
<b>Figure I.25.</b> Différentes conceptions des collecteurs PV/T Bi fluide	39
<b>Figure I.26.</b> Schéma d'un collecteur PV/T avec des concentrateurs de rayonnement solaire	40
<b>Figure I.27.</b> Différents types de batteries utilisées dans les installations PV	40
<b>Chapitre II : Besoins énergétiques et énergie solaire passive</b>	
<b>Figure II.1.</b> Relation entre PMV et PPD	46

<b>Figure II.2.</b> Plages de températures opératives pour les espaces naturellement ventilés	48
<b>Figure II.3.</b> Ecoulement de la chaleur du corps vers l'environnement dans les conditions typiques	49
<b>Figure II.4.</b> Stratégies passives et hybrides pour l'obtention des bâtiments à haute performance énergétique	57
<b>Figure II.5.</b> Différentes configurations des espaces ensoleillés. (a). Vitrage monté sur la façade Sud, (b) Vitrage monté sur la façade Sud et la toiture, (c) Vitrage monté sur la façade sur avec une extension du bâtiment	60
<b>Figure II.6.</b> Vitrage électro-chromique	62
<b>Figure II.7.</b> Vitrage photovoltaïque	63
<b>Figure II.8.</b> Schéma d'une fenêtre absorbante du rayonnement solaire	64
<b>Figure II.9.</b> Formes des bâtiments étudiés par P Depecke	66
<b>Figure 10.</b> Solutions passives et hybrides pour les bâtiments	67
<b>Figure II.11.</b> Schéma descriptif d'un mur trombe	68
<b>Figure II.12.</b> Schéma du mur Trombe-Michel	68
<b>Figure II.13.</b> Coupe transversale d'un système fluidisé de mur Trombe	69
<b>Figure II.14.</b> Différentes positions de la protection solaire	70
<b>Figure II.15.</b> Coupe transversale d'un mur d'eau	71
<b>Figure II.16.</b> Modes de fonctionnement d'une cheminée solaire	72
<b>Figure II.17.</b> Schéma de principe d'une façade solaire transpirée non vitrée	73
<b>Figure II. 18.</b> Comparaison des échanges d'énergie du toit vert sec ou humide avec un toit traditionnel pendant la saison estivale	74
<b>Figure II.19.</b> Processus d'évaporation pour (a) Refroidissement par évaporation directe (b) Refroidissement par évaporation indirecte	75
<b>Figure II.20.</b> Intégration des matériaux à changement de phase dans la brique	76
<b>Figure II.21.</b> Vue du côté Sud	77
<b>Figure II.22.</b> Plan de la maison solaire	77
<b>Figure II.23.</b> Ouvertures en hauteur (au séjour), pour capter le rayonnement solaire	78
<b>Chapitre III : Simulation des dispositifs solaires passifs</b>	
<b>Figure III.1.a.</b> Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Alger)	81
<b>Figure III.1.b.</b> Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Constantine)	81
<b>Figure III.1.c.</b> Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Ouargla)	82
<b>Figure III.2.a.</b> Variation mensuelle de la température extérieure et de l'humidité relative moyenne pour la ville Alger	84
<b>Figure III.2.b.</b> Variation mensuelle de la température extérieure et de l'humidité relative moyenne pour la ville Constantine	85
<b>Figure III.2.c.</b> Variation mensuelle de la température extérieure et de l'humidité relative moyenne pour la ville Ouargla	85
<b>Figure III.3.</b> Variation mensuelle de la vitesse moyenne du vent	86
<b>Figure III.4a.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la	90

maison solaire pendant l'hiver (Alger)	
<b>Figure III.4b.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'hiver (Constantine)	90
<b>Figure III.4c.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'hiver (Ouargla)	91
<b>Figure III.5a.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Alger)	93
<b>Figure III.5b.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Constantine)	93
<b>Figure III.5c.</b> Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Ouargla)	94
<b>Figure III.6.</b> Besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire pour les différentes villes	96
<b>Figure III.7.</b> Variation des besoins en chauffage de la maison solaire sans dispositifs passifs	97
<b>Figure III.8.</b> Variation des besoins en chauffage et en climatisation pour une maison solaire avec et sans isolation	99
<b>Figure III.9.</b> Effet du toit réfléchissant sur les besoins énergétiques de la maison solaire	101
<b>Figure III.10.</b> Effet du type de vitrage sur les besoins thermiques de la maison solaire	104
<b>Figure III.11.</b> Variation des besoins en chauffage et en climatisation de la maison en fonction de l'orientation	106
<b>Figure III.12.</b> Besoins en chauffage et en climatisation pour la maison solaire avec et sans amélioration	108

---

#### Chapitre IV : Systèmes solaires actifs

---

<b>Figure IV.1.</b> Schéma général d'un système solaire thermique	109
<b>Figure IV.2.</b> Chauffe-eau solaire : (a) à collecteur solaire plan, (b) à tubes sous vide	110
<b>Figure IV.3.</b> Schéma d'un chauffe-eau solaire à stockage intégré	113
<b>Figure IV.4.</b> Système de chauffage d'eau solaire à circulation directe	114
<b>Figure IV.5.</b> Système de chauffe-eau solaire à circulation indirecte	115
<b>Figure IV.6.</b> Système de chauffe-eau solaire à air	117
<b>Figure IV.7.</b> Système solaire avec pompe à chaleur	118
<b>Figure IV.8.</b> Piscine chauffée par l'énergie solaire	119
<b>Figure IV.9.</b> Système solaire combiné pour le chauffage et la production d'eau sanitaire	120
<b>Figure IV.10.</b> Schéma descriptif d'un système solaire à air	122
<b>Figure IV.11.</b> Schéma d'un système solaire à air avec production de l'eau sanitaire	122
<b>Figure IV.12.</b> Système solaire à eau employé pour le chauffage des bâtiments et la production de l'eau chaude sanitaire	123
<b>Figure IV.13.</b> Système solaire de chauffage avec pompe à chaleur	124
<b>Figure IV.14.</b> Schéma descriptif d'un système à absorption à simple effet	125
<b>Figure IV.15.</b> Diagramme pression- température du cycle frigorifique à simple effet	126

<b>Figure IV.16.</b> Machine à absorption équipée d'une colonne de rectification	126
<b>Figure IV.17.</b> Installations frigorifiques à absorption à double effet	128
<b>Figure IV.18.</b> Installation frigorifique solaire à absorption	129
<b>Figure IV.19.</b> Principe de fonctionnement du refroidissement par dessiccation	130
<b>Figure IV.20.</b> Installation frigorifique à dessiccation solaire avec différents paramètres de l'air	131
<b>Figure IV.21.</b> Distillateur solaire avec les échanges produites	137
<b>Figure IV.22a.</b> Intégration de type prise soleil	140
<b>Figure IV.22b.</b> Intégration type véranda	140
<b>Figure IV.22c.</b> Intégration en double peau	141
<b>Figure IV.22d.</b> Intégration 0en toiture	141
<b>Figure IV.22e.</b> Intégration en façade	141
<b>Figure IV.22f.</b> Intégration en allège de la fenêtre	142
<b>Chapitre V : Performance des installations solaires actives</b>	
<b>Figure V.1.</b> Variation de la température de sortie des trois collecteurs solaires pour ; (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet	144
<b>Figure V.2.</b> Variation de la température de la sortie du collecteur solaire pour les cas à régimes constant et variable (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet	145
<b>Figure V.3.</b> Variation du débit à la sortie du collecteur solaire ; (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet	145
<b>Figure V.4.</b> Variation mensuelle du rayonnement solaire incident et de l'énergie utile pour les deux cas étudiés	146
<b>Figure V.5.</b> Variation temporelle de la température à l'intérieur du ballon solaire pour un débit d'injection constant ; (a) pour le 17 janvier, (b) pour le 17 juillet	148
<b>Figure V.6.</b> Variation temporelle de la température à l'intérieur du ballon solaire pour un débit d'injection variable ; (a) pour le 17 janvier, (b) pour le 17 juillet	149
<b>Figure V.7.</b> Ballon solaire stratifié	150
<b>Figure V.8.</b> Répartition de la température à l'intérieur du ballon traditionnel et profil de la température le long du plan médian dans le ballon traditionnel pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h	152
<b>Figure V.9.</b> Répartition de la température à l'intérieur du ballon à stratification et profil de la température le long du plan médian dans le ballon traditionnel pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h	154
<b>Figure V.10.</b> Profil de la température le long du plan médian pour les deux ballons après 20 min d'injection pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h	156
<b>Figure V.11.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de 10 m <sup>2</sup> sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire	157
<b>Figure V.12.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de 8 m <sup>2</sup> sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire	158

<b>Figure V.13.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur sous vide pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire	158
<b>Figure V.14.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire	159
<b>Figure V.15.</b> Emission de $\text{CO}_2$ évitée pour différents collecteurs solaires (Alger)	160
<b>Figure V.16.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de $10 \text{ m}^2$ sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire	161
<b>Figure V.17.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de $8 \text{ m}^2$ sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire	161
<b>Figure V.18.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteurs sous vide pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire	162
<b>Figure V.19.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire	163
<b>Figure V.20.</b> Quantité de $\text{CO}_2$ évitée pour différents collecteurs solaires (Constantine)	163
<b>Figure V.21.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire de l'installation solaire	164
<b>Figure V.22.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de $6 \text{ m}^2$ sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire	165
<b>Figure V.23.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur sous vide pour une surface de $4 \text{ m}^2$ sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire	166
<b>Figure V.24.</b> (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de $4 \text{ m}^2$ sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire	166
<b>Figure V.25.</b> $\text{CO}_2$ évité pour différents collecteurs solaires (Ouargla)	167
<b>Figure V.26.</b> Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville d'Alger (surface $12 \text{ m}^2$ )	168
<b>Figure V.27.</b> Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville de Constantine (surface $6 \text{ m}^2$ )	169
<b>Figure V.28.</b> Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville d'Ouargla (surface $17.2 \text{ m}^2$ )	170
<b>Figure V.29.</b> Production des distillateurs solaire actif et passif (24 Septembre)	171

---

<b>Figure V.30.</b> Production mensuelle des distillateurs solaires passif et actif	172
<b>Figure V.31.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Alger)	173
<b>Figure V.32.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Alger)	174
<b>Figure V.33.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Alger)	175
<b>Figure V.34.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Alger)	175
<b>Figure V.35.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Constantine)	176
<b>Figure V.36.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Constantine)	176
<b>Figure V.37.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Constantine)	177
<b>Figure V.38.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Constantine)	177
<b>Figure V.39.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Ouargla)	178
<b>Figure V.40.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Ouargla)	179
<b>Figure V.41.</b> Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Ouargla)	179
<b>Figure V.42.</b> Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Ouargla)	180

---

#### Annexes

---

<b>Figure B.1.</b> Installation solaire avec collecteur plan	205
<b>Figure B.2.</b> Installation solaire avec collecteur sous vide	205
<b>Figure B.3.</b> Installation solaire avec collecteur CPC	206
<b>Figure B.4.</b> Schéma de la maison solaire avec un collecteur PV/T et couplage avec un distillateur solaire	208
<b>Figure B.5.</b> Schéma de la maison solaire avec un collecteur PV/T et une installation de refroidissement	209

## Liste des tableaux :

<b>Chapitre I : Captage et stockage de l'énergie solaire photothermique et photovoltaïque</b>	
<b>Tableau I.1.</b> Différents types de collecteurs solaires	12
<b>Chapitre II : Besoins énergétiques et énergie solaire passive</b>	
<b>Tableau II.1.</b> Températures opérative recommandées pour une activité sédentaire selon le standard ISO 7730-1984	44
<b>Tableau II.2.</b> Températures opérative recommandées pour une activité sédentaire, 50% d'humidité relative et une vitesse de l'air de 0.15 m/s selon le standard ASHRAE 55-1992	44
<b>Tableau II.3.</b> Valeurs de a, b et c en fonction du temps passé dans la chambre et le genre de l'individu	45
<b>Tableau II.4.</b> Coefficients d'habillement pour différents types de vêtements (clo)	46
<b>Tableau II.5.</b> Coefficients de métabolisme pour différents types d'activité (M)	47
<b>Tableau II.6.</b> Paramètres caractéristiques de différents vitrages statiques	61
<b>Tableau II.7.</b> Rapports utilisés pour l'optimisation des bâtiments	65
<b>Chapitre III : Simulation des dispositifs solaires passifs</b>	
<b>Tableau III.1.</b> Zones climatiques en Algérie pour le calcul du chauffage (Hiver)	80
<b>Tableau III.2.</b> Zones climatiques en Algérie pour le calcul de climatisation (Eté)	80
<b>Tableau III.3.</b> Caractéristiques géographiques et climatiques des différentes zones choisies pour le calcul	80
<b>Tableau III.4.</b> Paramètres de simulation de la maison solaire	87
<b>Chapitre IV : Systèmes solaires actifs</b>	
<b>Tableau IV.1.</b> Différentes quantités de CO <sub>2</sub> dégagées pour les combustibles utilisés	134
<b>Tableau IV.2.</b> Besoins mensuels en électricité pour les différents équipements ménagers et éclairage	136
<b>Tableau IV.3.</b> Caractéristiques de construction et thermophysiques du distillateur solaire	139
<b>Annexes</b>	
<b>Tableau A.1.</b> Caractéristiques de la maison solaire	203
<b>Tableau A.2.</b> Caractéristiques de la construction de la maison solaire selon la norme passivhauss	204
<b>Tableau B.1.</b> Caractéristiques de l'installation solaire à collecteur plan	206
<b>Tableau B.2.</b> Caractéristiques de l'installation solaire sous vide	207
<b>Tableau B.3.</b> Caractéristiques de l'installation solaire CPC	207
<b>Tableau B.4.</b> Caractéristiques de l'installation solaire PV/T avec couplage distillateur solaire	209

**Sommaire:**

Résumé	I
Résumé en anglais	II
Résumé en arabe	III
Nomenclature	IV
Liste Des Figures	IX
Liste Des Tableaux	XV
Introduction Générale	1
<b>Chapitre I : Captage et stockage de l'énergie solaire photothermique et photovoltaïque</b>	
Introduction	3
I.1. Estimation du rayonnement solaire disponible	3
I.1.1. Soleil, source de l'énergie	3
I.1.2. Spectre solaire	4
I.1.3. Estimation de l'énergie solaire	5
I.2. Conversion photothermique et stockage de l'énergie thermique	11
I.2.1. Introduction	11
I.2.2. Types de capteurs solaires thermiques	11
I.2.3. Collecteurs solaires thermiques plans à eau	12
I.2.3.1. Définition et mode de fonctionnement	12
I.2.3.2. Modélisation thermique des collecteurs à eau	14
I.2.3.3. Contrôle de la stagnation	16
I.2.4. Collecteurs solaires à air	17
I.2.5. Collecteur solaire sous vide	18
I.2.5.1. Définition et mode de fonctionnement	18
I.2.5.2. Modélisation thermique	20
I.2.6. Collecteur solaire à concentration parabolique composé (CPC)	23
I.2.7. Stockage de l'énergie solaire thermique	27
I.2.7.1. Introduction	27
I.2.7.2. Modélisation du ballon de stockage à eau	28
I.2.7.3. Stockage pour les collecteurs à air	31
I.3. Conversion photovoltaïque et stockage de l'énergie électrique	32
I.3.1. Introduction	32
I.3.2. Physique de la conversion photovoltaïque	33
I.3.3. Modélisation des systèmes photovoltaïques	34
I.3.4. Technologie photovoltaïque	36
I.3.5. Les collecteurs solaires hybrides PV/T	36
I.3.5.1. Collecteur PV/T liquide	37
I.3.5.2. Collecteur PV/T à air	38
I.3.5.3. Collecteur PV/T Bi fluide	38

---

I.3.5.4. Les collecteurs PV ventilés avec récupération de chaleur	39
I.3.5.5. Les collecteur PV/T à concentration	39
I.3.6. Stockage de l'énergie solaire électrique	40
I.3.7. Autres équipement utilisés dans les installations PV	41
I.3.7.1. L'onduleur	41
I.3.7.2. Contrôleur de charge	41

---

<b>Chapitre II : Besoins énergétiques et énergie solaire passive</b>	
--	--

---

Introduction	42
II.1. Le confort thermique	42
II.1.1. Définition du confort thermique	42
II.1.2. Modélisation du confort thermique	43
II.1.3. Echanges thermiques entre le corps humain et l'environnement	49
II.2. Besoins énergétiques des constructions	49
II.2.1. Classification des méthodes d'estimation de l'énergie	50
II.2.2. Estimation des besoins énergétiques des constructions	51
II.2.3. Indice d'efficacité énergétique des constructions	54
II.3. Bâtiments à zéro consommation énergétique (ZEB)	54
II.3.1. Définition et méthodes de calcul	54
II.3.2. Techniques utilisées pour atteindre le bâtiment ZEB	56
II.4. Les éléments d'un bâtiment passif	57
II.4.1. L'enveloppe du bâtiment	58
II.4.1.1 Les murs	58
II.4.1.2 Les toits	59
II.4.1.3 Fenestrations (fenêtres et portes)	59
II.4.2. Forme et Orientation du bâtiment	65
II.5. Autres solutions passives	66
II.5.1 Mur trombe	67
II.5.2. Façade double peau	70
II.5.3. Mur d'eau	71
II.5.4. Cheminée solaire	71
II.5.5. Protection solaire	72
II.5.6. Façade solaire non vitrée avec transpiration	72
II.5.7. Les toits végétalisés (verts)	73
II.5.8. Refroidissement solaire passif par évaporation	74
II.6. Ventilation naturelle	75
II.7. Stockage de la chaleur dans la construction	75
II.8. Description du village solaire	76
II.8.1. Description de la maison solaire	77

---

<b>Chapitre III : Simulation des dispositifs solaires passifs</b>	
---	--

---

Introduction	79
--------------	----

---

III.1. Estimation du rayonnement solaire et des conditions climatiques	79
III.2. Comportement énergétique de la maison solaire en mode passif	86
III.2.1. Fonctionnement libre (free running)	86
III.2.1.1. Comportement thermique de la maison solaire en hiver	87
III.2.1.2. Comportement thermique de la maison solaire en été	91
III.2.2. Détermination des besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire	94
III.2.3. Effet de l'ajout des murs trombes et surfaces vitrées	96
III.3. Amélioration des performances énergétiques de la maison solaire	98
III.3.1. Amélioration de l'isolation thermique	98
III.3.2. Effet du toit réfléchissant	100
III.3.3. Effet des propriétés thermique et optiques du vitrage	102
III.3.4. Effet de l'orientation de la maison solaire	104
III.4. Amélioration de la maison solaire	107

---

#### **Chapitre IV : Systèmes solaires actifs**

---

Introduction	109
IV.1. Les systèmes passifs de chauffage de l'eau	110
IV.1.1. Systèmes solaire à thermosiphon	110
IV.1.2. Collecteur solaire à stockage intégré	112
IV.2. Systèmes solaire actifs de chauffage de l'eau	114
IV.2.1. Systèmes à circulation directe et à circulation indirecte	114
IV.2.2. Chauffes-eau solaires à air	116
IV.2.3. Chauffe-eau solaire à pompe à chaleur solaire	117
IV.2.4. Système solaire de chauffage des piscines	119
IV.3. Chauffage et climatisation solaire	119
IV.3.1. Systèmes solaires pour le chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire	120
IV.3.2. Système de chauffage à air	121
IV.3.3. Systèmes solaires de chauffage utilisant l'eau	123
IV.3.4. Rafraîchissement solaire	124
IV.3.4.1. Systèmes solaires à absorption	124
IV.3.4.2. Systèmes frigorifiques à adsorption	129
IV.3.4.3. Systèmes frigorifiques à dessiccation	129
IV.3.4.4. Avancés de la climatisation solaire	131
IV.4. Performances des installations solaires actives	133
IV.5. Dimensionnement des installations solaires photothermiques et photovoltaïques	134
IV.6. Distillation solaire	136
IV.6.1. Introduction	136
IV.6.2. Principe de fonctionnement et modélisation d'un distillateur solaire	137
IV.7. Exemples d'intégration architecturale des systèmes solaires dans les bâtiments	140

---

**Chapitre V : Performance des installations solaires actives**

---

Introduction	143
V.1. Optimisation du fonctionnement des composants de l'installation solaire	143
V.1.1. Collecteurs solaires et pompes	143
V.1.2. Ballon de stockage thermique	147
V.2. Production et performance des installations solaires actives	156
V.2.1. Eau chaude sanitaire	156
V.2.2. Chauffage, climatisation et autres besoins énergétiques	167
a. Utilisation de l'énergie électrique	167
b. Installation solaire PV/T avec système à absorption et adsorption	172
<b>Conclusion générale</b>	181
<b>Références bibliographiques</b>	184
<b>Annexes</b>	203

# *Introduction générale*

Le développement de l'humanité et son existence sont conditionnés par la disponibilité des ressources naturelles, dont les plus incontournables sont l'énergie et l'eau. Le taux de croissance économique et sociale de tout pays est proportionnel à sa consommation de l'énergie.

L'épuisement rapide des ressources en énergie fossile résultant de la révolution industrielle qui a débuté au 19<sup>ème</sup> siècle, les chocs pétroliers survenus en 1973 et en 1978, l'augmentation de la population et du développement industriel, qui ont conduit non seulement à une hausse de la quantité de CO<sub>2</sub> émise dans l'atmosphère, mais également à un réchauffement de la planète avec un accroissement de la température de la terre de 0.5 °C au cours du demi-siècle passé et qui atteindra 1 à 3.5 °C d'ici la fin du 21<sup>ème</sup> siècle [1], ont obligé les regards à se tourner vers les sources d'énergie renouvelable, parmi lesquelles l'énergie solaire figure au premier rang.

Cette nouvelle voie permettra non seulement d'assurer la sécurité énergétique des pays et l'approvisionnement en cette matière dans le futur [1] mais également de limiter, voire réduire les émissions néfastes de CO<sub>2</sub> qui ne peuvent qu'engendrer des dégâts conséquents sur l'environnement et donc sur la qualité de la vie humaine.

En Algérie, une attention spéciale est prêtée au développement de la filière solaire avec pour objectif d'atteindre 10 % puis 20 % de la production électrique par des sources renouvelables en 2020 et en 2030. Selon les statistiques fournies par le ministère de l'énergie, l'Algérie dispose de l'un des gisements solaires les plus élevés au monde avec un potentiel de 169.44 TWh en solaire thermique, 13.9 TWh en solaire photovoltaïque et 35 TWh en énergie du vent [2-3]. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m<sup>2</sup> est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 kWh/m<sup>2</sup>/an au Nord et 2263 kWh/m<sup>2</sup>/an au Sud du pays [4].

L'analyse de la consommation en énergie finale montre que le secteur du bâtiment est le plus grand consommateur d'énergie en Algérie. En effet avec une consommation de plus de 42% de la production nationale en énergie primaire, ce secteur est le plus énergivore [5]. Ces statistiques auront tendance à augmenter du fait du développement énorme du parc immobilier et de l'augmentation des exigences de confort dans les dernières années. L'utilisation de l'énergie solaire représente ainsi une réelle et excellente alternative qui permettra de réduire la consommation du secteur bâtiment ainsi que son impact sur l'environnement.

C'est dans cette logique que notre travail de thèse a été orienté, plus précisément sur l'étude de la possibilité de réduire la consommation énergétique des constructions par l'utilisation de l'énergie solaire. L'objectif est de connaître pour les applications résidentielles, le potentiel et la contribution des systèmes solaires passifs et actifs dans l'approvisionnement en énergie utilisable.

Pour cela, ce travail est organisé en cinq chapitres complétés par une introduction et conclusion générales et deux annexes.

Le premier chapitre est dédié aux différents modèles solaires développés au cours de ces dernières années et aux modes et méthodes de captation, de conversion et de stockage de l'énergie solaire thermique et photovoltaïque.

Dans le second chapitre et après une présentation succincte de la notion du confort thermique et de deux approches de la modélisation de ce dernier, les techniques et méthodes de l'évaluation des besoins en chauffage et en climatisation avec un choix de la méthode appropriée sont exposées. Le lecteur y trouvera également un état de l'art sur les techniques utilisées en énergie solaire passive et la description de la maison solaire du village de Boussaâda, objet de notre étude.

La simulation de l'influence de certaines techniques solaires passives sur la consommation en chauffage et en climatisation de la maison solaire choisie fait l'objet du troisième chapitre. Quatre étapes sont suivies, l'estimation des composantes du rayonnement solaire incident, et des variations mensuelles de certains paramètres météorologiques tels que la température et la vitesse du vent pour trois villes, Alger, Constantine et Ouargla, puis une analyse du comportement de la maison solaire choisie en mode ventilation naturelle avec l'utilisation de la température opérative, suivie par l'étude de l'effet des dispositifs solaires passifs intégrés dans la maison solaire et l'examen des différentes améliorations envisagées afin de réduire au maximum la consommation énergétique en chauffage et en climatisation de la maison solaire.

Le quatrième chapitre est dédié à divers systèmes solaires actifs. Différentes installations solaires utilisées pour la production d'eau chaude sanitaire, les systèmes solaires combinés, les systèmes solaires de rafraîchissement sont présentés avec la modélisation de leurs performances

Dans le dernier chapitre, une étude des performances des installations solaires actives sous les différents climats choisis (Alger, Constantine et Ouargla) et une optimisation du fonctionnement de ces dernières sont menées. L'intégration d'un système de distillation solaire pour la production de l'eau distillée pour la ville d'Ouargla est présentée.

# *Chapitre I*

*Captage et stockage de l'énergie  
solaire photothermique et  
photovoltaïque*

## **Introduction**

L'énergie solaire incidente sur la surface de la terre est collectée et convertie soit en énergie thermique (conversion photothermique), soit en électricité (conversion photovoltaïque) puis utilisée et éventuellement stockée.

Les capteurs solaires et les dispositifs de stockage sont le cœur de toute installation solaire. Si les premiers doivent avoir des performances optiques élevées avec des pertes en chaleur minimales (maximiser l'énergie utile), les seconds quant à eux doivent conjuguer une grande capacité de stockage (volume et coût de construction réduit), un taux de transfert de chaleur élevé (absorption et dégagement de la chaleur à une vitesse élevée) ainsi qu'une grande durabilité (durée de vie élevée et résistance aux conditions de fonctionnement) [6].

Ce premier chapitre traite des méthodes de captation et de stockage de l'énergie solaire thermique et photovoltaïque. Il comprend trois parties, la première est dédiée à la modélisation du rayonnement solaire incident sur la terre et aux principaux modèles utilisés. La seconde est réservée aux différents modes de captage et de stockage de l'énergie thermique. Dans la troisième partie, la conversion photovoltaïque et le stockage de l'énergie électrique sont présentés.

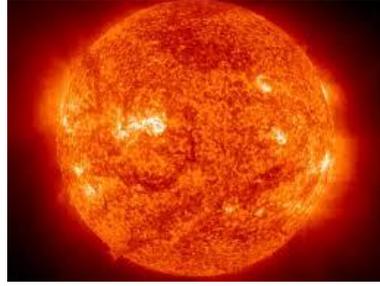
### **I.1. Estimation du rayonnement solaire disponible**

#### **I.1.1. Soleil, source de l'énergie**

Le soleil (figure I.1), source de l'énergie (Sol en latin, Helios ou Ἥλιος en grec) est un astre de diamètre  $1.39 \times 10^6$  km et de masse  $2 \times 10^{30}$  kg, avec une luminosité de  $4 \times 10^{26}$  W. Il est composé de plasma, d'hydrogène (70%) et d'hélium (28%). Chaque seconde, 700 millions de tonnes d'hydrogène sont convertis en hélium par une réaction thermonucléaire [6].

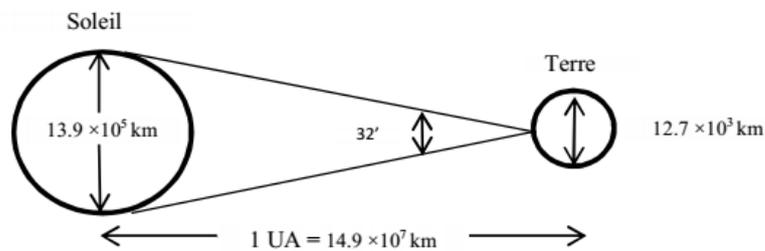
La température de la surface du soleil est estimée à 6000 K et atteint à l'intérieur quelques millions de degrés. La température effective du corps noir du soleil est de 5762 K [7].

La terre reçoit une fraction de l'énergie émise par le soleil de l'ordre de  $1.7 \times 10^{14}$  kW. L'énergie de 84 minutes d'ensoleillement sur la surface de la terre pourrait permettre la couverture des besoins énergétiques du monde sur la période d'une année [8].



**Figure I.1. Le soleil**

Le demi-grand axe de l'orbite de la terre autour du soleil (appelé aussi «distance Terre- Soleil») estimé à 149 597 870 km (figure I.2) est la définition originale de l'unité Astronomique (UA) [6]. La lumière du soleil parcourt cette distance en 8 minutes et vingt secondes environ pour arriver jusqu'à la terre [8].



**Figure I.2. Distance entre la terre et le soleil [6]**

### I.1.2. Spectre solaire

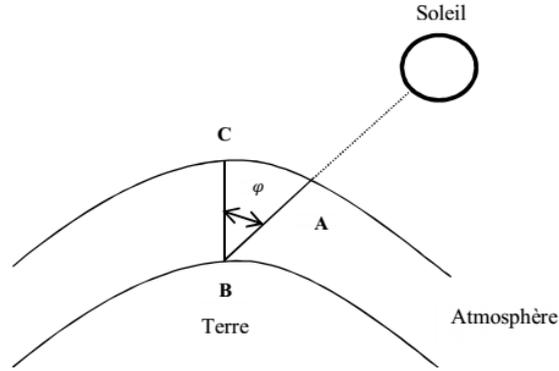
Lors du passage de l'irradiation solaire à travers l'atmosphère, certaines modifications de ses propriétés se produisent. En effet, elle subit une diffusion et une absorption par les gaz et les composants de l'atmosphère (molécules d'air, vapeur d'eau, ozone, CO<sub>2</sub>, nuages, poussière). Cette diffusion entraîne un changement de la direction du rayonnement solaire (rayonnement diffus par le ciel) [7].

Une part du rayonnement solaire est absorbée dans la couche supérieure de l'atmosphère par l'ozone (O<sub>3</sub>) dans la bande ultraviolet et par la vapeur d'eau dans la bande infrarouge [7].

Les caractéristiques du milieu traversé donnent le degré d'atténuation du rayonnement solaire traversant l'atmosphère terrestre. Une des caractéristiques souvent utilisée, appelée la masse de l'air (figure I.3) est définie par le rapport entre la longueur du trajet du rayonnement solaire pour une position donnée et la longueur du trajet traversée pour atteindre le niveau de la mer lorsque le soleil est au zénith. La masse solaire  $ms$  est donnée par la relation [8] :

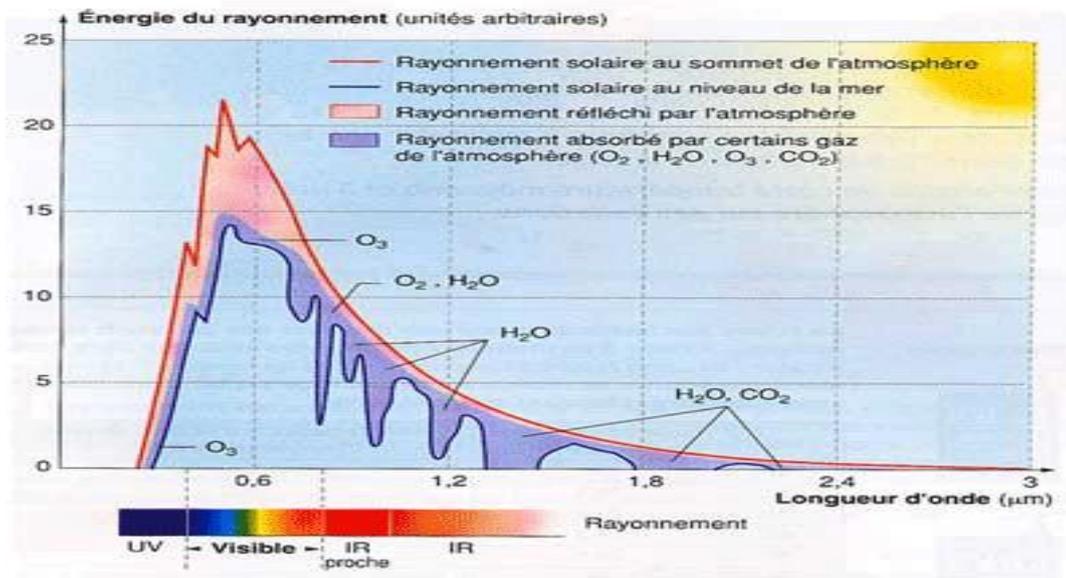
$$ms = \frac{AB}{BC} = \frac{1}{\cos\theta_z} \quad (I.1)$$

$\theta_z$  : Angle zénithal.



**Figure I.3. La masse solaire [8]**

La distribution spectrale du rayonnement solaire est illustrée par la figure I.4.



**Figure I.4. Le spectre solaire [7]**

Le rayonnement solaire est de type électromagnétique avec des longueurs d'onde allant de l'ultraviolet jusqu'à l'infrarouge soit de 0.15 au 3.0  $\mu m$  [8]

### I.1.3. Estimation de l'énergie solaire

Le dimensionnement des installations solaires nécessite la connaissance du rayonnement solaire disponible. L'énergie solaire se différencie entre l'extérieur et à l'intérieur de l'atmosphère terrestre [9].

Installer des appareils de mesure sur le site d'utilisation et enregistrer quotidiennement, la quantité du rayonnement solaire incident est le meilleur moyen pour estimer le rayonnement solaire incident [10]. Malheureusement, l'énergie solaire n'est mesurée que dans un certain nombre de stations dans le monde qui sont localisées uniquement dans les pays développés [9].

Afin de déterminer la quantité du rayonnement solaire global incident pour les calculs et dans l'absence de données prélevées, plusieurs modèles empiriques ont été développés en se basant sur différents paramètres [10-12], à savoir:

- Les paramètres atmosphériques.
- Les paramètres géographiques.
- Les paramètres physiques de l'air et de la vapeur d'eau.
- Les paramètres météorologiques.

Les modèles solaires développés se divisent en quatre catégories [10]:

- Les modèles basés sur la durée d'ensoleillement.
- Les modèles basés sur le pourcentage des nuages.
- Les modèles basés sur la température de l'air.
- Les modèles basés sur d'autres paramètres météorologiques.

#### A. Modèles basés sur la durée d'ensoleillement

La durée d'ensoleillement est le paramètre le plus utilisé pour estimer l'irradiation solaire (paramètre généralement disponible) et ses composantes [10]. Le premier modèle élaboré pour déterminer la moyenne mensuelle du rayonnement solaire global journalier incident sur un plan horizontal est celui d'Angström [10]-[13]. Ce dernier donne la relation entre le rapport de la moyenne mensuelle du rayonnement global journalier incident sur un plan horizontal et la durée d'ensoleillement.

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = a + b \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (I.2)$$

$S$ : Moyenne mensuelle de la durée d'ensoleillement journalier,

$S_0$ : Durée maximale moyenne d'ensoleillement journalier,

$a, b$ : Constants.

$\bar{H}$  et  $\bar{H}_c$  étant les moyennes mensuelles du rayonnement solaire global journalier incident respectivement sur les plans horizontal et horizontal pour un ciel clair.

Prescott [10]-[13] introduit une modification dans le modèle d'Angström en remplaçant  $\bar{H}_c$  par  $\bar{H}_0$  qui est la moyenne mensuelle du rayonnement solaire global extraterrestre journalier incident sur un plan horizontal, donnée par l'expression:

$$\bar{H}_0 = \frac{24}{\pi} \times 3600 \times I_c \times \left[ 1 + 0.033 \cos \left( \frac{360n}{365} \right) \right] \left[ \cos \varphi \cos \delta \sin \omega_{cs} + \frac{\pi}{180} \omega_{cs} \sin \varphi \sin \delta \right] \quad (I.3)$$

$\varphi$ : Latitude du lieu,

$\delta$ : Déclinaison solaire,

$I_c$ : Rayonnement solaire extraterrestre,

$\omega_{cs}$ : Angle horaire du coucher de soleil.

$$S_0 = \frac{2}{15} \omega_{cs} \quad (I.4)$$

Le modèle d'Angström devient alors:

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = a + b \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (I.5)$$

Glower et McCulloch [14] proposent un modèle qui tient compte de l'effet de la latitude (valable pour  $0^\circ < \varphi < 60^\circ$ ) :

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.29 \cos\varphi + 0.52 \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (I.6)$$

Page donne un modèle modifié d'Angström, qui selon l'auteur, est utilisable en n'importe quel lieu [10-11].

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.23 + 0.48 \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (I.7)$$

Rietveld propose un modèle élaboré de 42 stations météorologiques situées dans plusieurs pays, ce modèle est également selon l'auteur, utilisable en n'importe quel site dans le monde [10]:

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.18 + 0.62 \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (I.8)$$

D'autres modèles ont été également développés, tels que les modèles de Dogniaux et Lemoine, de Kilic et Ozturk [10-11].

Des modèles non linéaires de type polynomial, exponentiel, logarithmique ont été proposés par plusieurs chercheurs:

Le modèle d'Ogelman et al. (pour Adana et Ankara) [15]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.195 + 0.676 \left( \frac{S}{S_0} \right) - 0.142 \left( \frac{S}{S_0} \right)^2 \quad (I.9)$$

Le modèle de Zabara (pour 31 endroits en Grèce) [16]

Zabara donne les coefficients a et b du modèle Angström-PreScott en fonction du rapport  $\frac{S}{S_0}$  :

$$a = 0.395 - 1.247 \left( \frac{S}{S_0} \right) + 2.680 \left( \frac{S}{S_0} \right)^2 - 1.674 \left( \frac{S}{S_0} \right)^3 \quad (I.10a)$$

$$b = 0.395 + 1.384 \left( \frac{S}{S_0} \right) - 3.249 \left( \frac{S}{S_0} \right)^2 + 2.055 \left( \frac{S}{S_0} \right)^3 \quad (I.10b)$$

Le modèle de Bahel (utilisation des données météorologiques de 48 stations dans le monde) [17]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.16 + 0.87 \left( \frac{S}{S_0} \right) - 0.61 \left( \frac{S}{S_0} \right)^2 + 0.34 \left( \frac{S}{S_0} \right)^3 \quad (I.11)$$

Le modèle de Samuel (valable pour Sri Lanka) [18]

Samuel donne les coefficients  $a$  et  $b$  du modèle Angström-Prescott en fonction du rapport  $\frac{S}{S_0}$  :

$$a = -0.14 + 1.20 \left(\frac{S}{S_0}\right) - 0.82 \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \quad (\text{I.12a})$$

$$b = 1.32 - 2.89 \left(\frac{S}{S_0}\right) + 2.24 \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \quad (\text{I.12b})$$

Le modèle de Coppolino (utilisation des données de 34 stations en l'Italie) [19]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.67 \left(\frac{S}{S_0}\right)^{0.45} (\sinh)^{0.05} \quad (\text{I.13})$$

Le modèle de Togrul et al. (6 endroits en Turquie) [20]

Togrul propose les relations suivantes pour un ciel clair:

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.5917 + 0.4279 \left(\frac{S}{S_0}\right) \quad (\text{I.14a})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.9896 \left(\frac{S}{S_0}\right)^{0.2828} \quad (\text{I.14b})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.5964 e^{0.5821 \left(\frac{S}{S_0}\right)} \quad (\text{I.14c})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.2036 + \ln \left(\frac{S}{S_0}\right) + 0.9615 \quad (\text{I.14d})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.3646 + 1.4291 \left(\frac{S}{S_0}\right) - 0.977 \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \quad (\text{I.14e})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_c} = 0.1987 + 2.6683 \left(\frac{S}{S_0}\right) - 3.6445 \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 + 1.732 \left(\frac{S}{S_0}\right)^3 \quad (\text{I.14f})$$

## B. Modèles basés sur le pourcentage des nuages

La disponibilité du rayonnement solaire à la surface de la terre est influencée par les nuages et les conditions climatiques qui les accompagnent. Les données des nuages sont détectées par les satellites [10].

Pour cela, des modèles ont été développés pour estimer le rayonnement solaire global à partir des observations de différentes couvertures de nuages, citons :

➤ Le modèle de Badescu (pour la Roumanie) [21]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.8683 - 0.6254CN \quad (\text{I.15})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.6379 + 0.07749CN - 0.5180CN^2 \quad (\text{I.16})$$

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.2382 + 2.0385CN - 3.60377CN^2 + 1.5722CN^3 \quad (\text{I.17})$$

$CN$  : Moyenne de la couverture totale du nuage durant le jour de l'observation.

### C. Modèles basés sur la température

Ces modèles ont été développés en utilisant des paramètres généralement mesurés (telle que la température de l'air). Ils supposent que la différence entre les températures maximale et minimale est directement influencée par la quantité du rayonnement solaire reçu sur terre [10].

Parmi ces modèles, nous citons :

- Le modèle de Goodin et al [22]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = a \left[ 1 - \exp \left( -b \left( \frac{\Delta T^c}{\bar{H}_0} \right) \right) \right] \quad (\text{I.18})$$

- Le modèle d'Abraha et al [23]

$$\frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} = 0.75 \left[ 1 - \exp \left( -b \left( \frac{\Delta T^2}{\Delta T_{men}} \right) \right) \right] \quad (\text{I.19})$$

a, b, c sont des coefficients empiriques,

$\Delta T$  : Différence de température,

$\Delta T_{men}$  : Moyenne mensuelle de la différence de température.

### D. Modèles basés sur d'autres données météorologiques

Beaucoup de chercheurs ont essayé d'élaborer des modèles en se basant sur les paramètres météorologiques tels que les précipitations, l'humidité relative, la température de rosée de l'air, etc.

Maghrabi [24] présente un modèle qui détermine la moyenne mensuelle du rayonnement global journalier sur un plan horizontal en fonction de cinq paramètres météorologiques à savoir la température de l'air ( $T_a$ ), la pression atmosphérique ( $PR_{atm}$ ), la pression de la vapeur ( $PR_{wv}$ ), l'humidité relative ( $HR$ ) et la durée d'ensoleillement mensuelle moyenne ( $S$ ).

$$\bar{H} = 163.01 - 1.04 \left( \frac{S}{S_0} \right) + 0.12T_a - 0.21PR_{atm} - 1.06PR_{wv} - 0.03HR \quad (\text{I.20a})$$

$PR_{wv}$ , étant la pression de la vapeur calculée par la relation de Reitan [24]

$$\ln PR_{wv} = 0.1102 + 0.0613T_r \quad (\text{I.20b})$$

Les modèles exposés précédemment estiment la moyenne mensuelle du rayonnement solaire journalier incident sur un plan horizontal. Afin de simuler le fonctionnement des installations solaires, les valeurs instantanées de l'irradiation solaire sont nécessaires. Le rayonnement solaire qui atteint une surface de captage horizontale sera la somme de deux composantes, le rayonnement direct (venant directement du soleil et qui ne subit aucune modification) et le rayonnement diffus par le ciel. La somme de ces deux composantes représente le rayonnement hémisphérique (appelé aussi rayonnement solaire total ou global sur un plan horizontal), et a pour expression :

$$I_h = I_D \cos \theta_z + I_d \quad (\text{I.21})$$

Avec :

$I_h$ : Rayonnement solaire hémisphérique sur une surface horizontale,

$I_D$ : Rayonnement solaire direct incident sur une surface normale au rayon solaire,

$I_d$ : Rayonnement solaire diffus par le ciel et incident sur une surface horizontale,

$\theta_z$ : Angle zénithal solaire.

L'irradiation journalière incidente sur une surface horizontale  $H_h$  est obtenue par l'intégration de  $I_h$  entre le lever et le coucher du soleil.

$$H_h = - \int_{-t_{cs}}^{t_{cs}} I_h dt \quad (\text{I.22})$$

Le rayonnement solaire instantané peut être déterminé en fonction de la moyenne mensuelle du rayonnement journalier hémisphérique.

La première étape est de déterminer la moyenne mensuelle du rayonnement diffus  $\bar{H}_d$ . Plusieurs relations sont disponibles dans la littérature :

➤ Lui et Jordan (1977) [13] :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1.390 - 4.027\bar{k}_t + 5.531\bar{k}_t^2 - 3.108\bar{k}_t^3 \quad (\text{I.23a})$$

$\bar{k}_t$  : Coefficient de clarté moyen mensuel.

$$\bar{k}_t = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (\text{I.23b})$$

➤ Callares-Pereira et Rabel (1979) [13] :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0.775 + 0.347(\omega_{cs} - 90^\circ) \times \frac{\pi}{180^\circ} - \left[ 0.505 + 0.261(\omega_{cs} - 90^\circ) \times \frac{\pi}{180^\circ} \right] \cos[360^\circ(\bar{k}_t - 0.9)/\pi] \quad (\text{I.23c})$$

➤ Erbs et al (1982)[13] :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = \begin{cases} 1.391 - 3.560\bar{k}_t + 4.189\bar{k}_t^2 - 2.137\bar{k}_t^3 & \text{pour } 0.3 < \bar{k}_t < 0.8 \text{ et } \omega_{cs} \leq 81.4^\circ \\ 1.311 - 3.022\bar{k}_t + 3.427\bar{k}_t^2 - 1.821\bar{k}_t^3 & \text{pour } 0.3 \leq \bar{k}_t \leq 0.8 \text{ et } \omega_{cs} > 81.4^\circ \end{cases} \quad (\text{I.23d})$$

➤ Puis,  $\bar{H}_d$  et  $\bar{H}$  sont converties en valeurs instantanées du rayonnement solaire  $I_d$  et  $I_h$  par les deux relations suivantes [13] :

$$I_d = r_d \cdot \bar{H}_d \quad (\text{I.24a})$$

$$I_h = r_h \cdot \bar{H} \quad (\text{I.24b})$$

$r_d$  : Rapport du rayonnement diffus horaire et journalier, déterminé par la relation de Lui et Jordan (1977) [13] :

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos\omega - \cos\omega_{cs}}{\sin\omega_{cs} - \left(\frac{\pi\omega_{cs}}{180^\circ}\right)\cos\omega_{cs}} \quad (\text{I.24c})$$

$r_h$  : Rapport des rayonnements global horaire et journalier, donné par la relation de Callares-Pereira et Rabel (1979) [13] :

$$r_h = (a + b\cos\omega)r_d \quad (\text{I.24d})$$

Les coefficients a et b sont respectivement déterminés par les relations [13] :

$$a = 0.4090 + 0.5016 \sin(\omega_{cs} - 60^\circ) \quad (\text{I.24e})$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_{cs} - 60^\circ) \quad (\text{I.24f})$$

Pour une surface inclinée d'un angle  $\beta$  par rapport à l'horizontale, en plus du rayonnement hémisphérique, cette surface reçoit une quantité d'énergie solaire réfléchi par le sol. Les rayonnements diffus par le ciel et réfléchi par le sol sont considérés isotropes. La surface du collecteur reçoit une fraction  $(1 + \cos\beta)/2$  du rayonnement diffusé par le ciel et une autre  $(1 - \cos\beta)/2$  du rayonnement  $\rho I_h$  réfléchi par le sol.

$\rho$  est l'albédo pris égal à 0.2 (0.7 si le sol est couvert de neige) [13].

Le rayonnement incident sur une surface inclinée d'un angle  $\beta$  peut être estimé par la relation de Hottel et Woertz (1942), et raffinée par Lui et Jordan (1960) [13] :

$$I_g = I_D \cdot \cos\theta + I_d(1 + \cos\beta)/2 + \rho I_h(1 - \cos\beta)/2 \quad (\text{I.25})$$

Après avoir présenté les différents modèles disponibles pour l'estimation de l'énergie solaire, nous allons, dans ce qui suit, définir les modes de captage et de stockage de l'énergie thermique et photovoltaïque.

## **I.2. Conversion photothermique et stockage de l'énergie thermique**

### **I.2.1. Introduction**

Les capteurs solaires thermiques sont des dispositifs qui capturent le rayonnement solaire, le transforment en chaleur puis le transmettent à un fluide caloporteur (eau, air, huile) qui circule à l'intérieur de ces dispositifs. L'énergie thermique sera stockée ou utilisée directement.

### **I.2.2. Types de capteurs solaires thermiques**

Les capteurs solaires thermiques sont classifiés suivant plusieurs critères, tels que le type du fluide caloporteur et la température de ce dernier. On distingue usuellement les capteurs plans, les capteurs sous vide et les concentrateurs solaires [6]. Suivant le mode de suivi du soleil, on recense trois principales catégories, les concentrateurs paraboliques stationnaires, les concentrateurs solaires à un axe, et à deux axes de suivi [8].

Le tableau I.1 proposé par Kalogirou [8] regroupe les collecteurs stationnaires et avec suivi.

Mouvement	Type de collecteur	Type d'absorbeur	Rapport de concentration	Intervalle de température (°C)
Stationnaire	Collecteur solaire plan	Plan	1	30-80
	Collecteur solaire à vide	Plan	1	50-200
	Concentrateur solaire parabolique stationnaire	Tubulaire	1-5	60-240
			5-15	60-300
Un axe de suivi		Tubulaire	10-40	60-250
		Tubulaire	15-50	60-300
		Tubulaire	10-85	60-400
Deux axes de suivi		Point	600-2000	100-1500
		Point	300-1500	150-2000

**Tableau I.1. Différents types de collecteurs solaires [8]**

Dans le cadre de notre étude, seuls les collecteurs thermiques stationnaires ont retenu notre attention à savoir :

- Les collecteurs solaires thermiques plans.
- Les concentrateurs solaires paraboliques stationnaires.
- Les collecteurs solaires sous vide.

### I.2.3. Collecteurs solaires thermiques plans à eau

#### I.2.3.1 Définition et mode de fonctionnement

Un collecteur solaire plan (figure I.5) se compose d'une boîte en métal, en fibre de verre ou en bois étanche, contenant une plaque (généralement métallique), absorbante, peinte en noir mate (afin de réduire la réflexion) avec une ou plusieurs couvertures transparentes [6].

Les collecteurs solaires sont généralement montés en position fixe sur le toit, ou constituent le toit lui-même, ou bien en montage autonome [6].



**Figure I.5. Principaux composants d'un collecteur solaire plan à eau [7]**

Le rayonnement solaire incident sur le capteur est transmis par la couverture vitrée et absorbé par l'absorbeur (caractérisé par une grande absorptance et généralement couvert par un matériau sélectif). La chaleur ainsi absorbée est transmise en grande partie au fluide caloporteur qui circule dans les tubes soudés à la face inférieure de l'absorbeur ou intégrés directement dans celui-ci. L'absorbeur et les deux côtés (faces arrière et latérales) du collecteur solaire sont isolés afin de limiter les pertes thermiques [8].

La couverture vitrée utilisée permet de réduire les pertes par convection entre l'absorbeur et l'air extérieur et les pertes par rayonnement. En effet, la vitre est transparente au rayonnement thermique de courte longueur d'onde (visible et proche infrarouge) et opaque au rayonnement de grande longueur d'onde émis par l'absorbeur lorsqu'il s'échauffe. Le rayonnement thermique est alors piégé (effet de serre), dans l'espace entre l'absorbeur et la plaque absorbante limitant ainsi les pertes par rayonnement thermique [8].

La couverture transmet le rayonnement solaire incident avec un taux élevé de 90%. Ce dernier peut être amélioré, par l'ajout d'une petite quantité de fer au verre ou par une couche anti reflet [8]. Hellstrom et al [25] ont étudié l'impact des propriétés optiques et thermiques d'un collecteur solaire plan. Les auteurs constatent que l'ajout d'un film de téflon comme second vitrage ou l'utilisation d'un nid d'abeilles de téflon dans l'espace entre la vitre et l'absorbeur ou encore le traitement du vitrage (ajout d'une couche anti reflet) permettent d'augmenter les performances thermiques du collecteur respectivement de 5.6 %, 12.1 % et 6.5 %). Avec la combinaison des deux solutions (nid d'abeilles et traitement anti reflet), l'amélioration peut atteindre les 24.6% [25]. Par ailleurs, ils notent que l'effet de la poussière n'est pas conséquent. Néanmoins, ce dépôt qui peut être nettoyé par la pluie en hiver ou par un simple lavage va limiter la surchauffe des collecteurs solaires en été.

Afin de maximiser l'énergie absorbée, une couche sélective (absorptance élevée et faible émissivité) est appliquée sur la plaque absorbante [26-33].

Différentes dispositions des tubes, en tubulaire ou en serpentins peuvent être envisagées. Dans le dernier cas, le système ne peut fonctionner efficacement en régime thermosiphon et nécessite une pompe de circulation [8].

Les tubes doivent être soudés de façon à augmenter la quantité de chaleur transmise au fluide (grande surface de contact). Lambert et al. [34] ont trouvé qu'un écoulement oscillant permet d'améliorer le transfert de chaleur par l'augmentation de la diffusivité thermique du fluide caloporteur.

En cas d'un collecteur à air (coefficient de conductivité thermique de l'air moins important que celui de l'eau), la surface de contact entre l'absorbeur et la conduite devra être alors augmentée [35].

### I.2.3.2. Modélisation thermique des collecteurs à eau

Différentes approches et modèles numériques ont été proposés afin de comprendre le comportement dynamique des collecteurs solaires, ce qui permet de développer et d'optimiser les stratégies de régulation et de contrôle et de ce fait l'optimisation du fonctionnement des installations solaires [36].

Dans l'approche stationnaire, les équations décrivant le fonctionnement du collecteur solaire en régime stationnaire sont basées sur la conservation de quantités physiques (conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie), dans lesquelles des simplifications sont parfois utilisées. Duffie et Beckman ont développé un modèle basé sur l'analogie électrique (figure I.6). Le transfert de chaleur est supposé unidimensionnel [36].

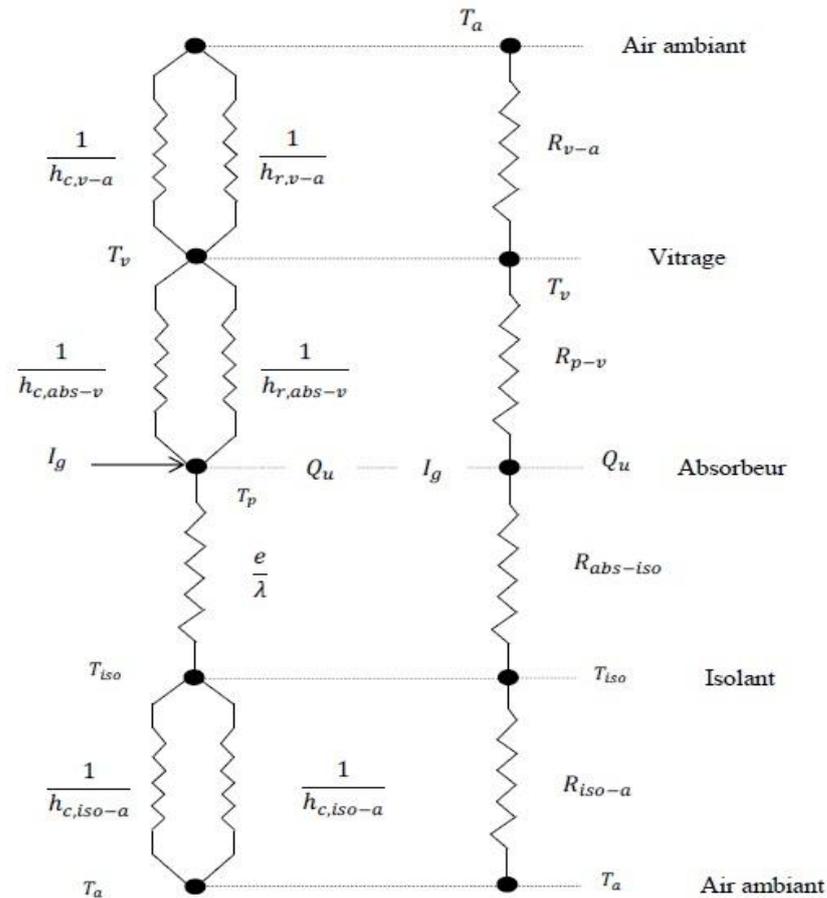


Figure I.6. Les différents échanges thermiques dans un collecteur solaire [36]

Le rayonnement solaire transmis par la couverture transparente (d'autant plus important que la transmittance  $\tau_v$  est élevée) est absorbé par la plaque absorbante.

La puissance thermique absorbée par la plaque est [8,13]:

$$Q_{abs} = (\tau\alpha)_{eff} I_g A_c \quad (I.26)$$

Avec :

$(\tau\alpha)_{eff}$  : Rendement optique du rayonnement solaire,

$I_g$  : Rayonnement solaire global incident sur un plan incliné,

$A_c$  : Surface du collecteur.

L'absorption du rayonnement solaire conduit à une augmentation de la température de la plaque absorbante, ce qui génère des pertes de chaleur entre cette dernière et l'ambiance. Ainsi, il se produit des pertes vers l'avant (entre la plaque absorbante et l'air extérieur), des pertes par l'arrière du collecteur (entre la plaque absorbante et l'isolant et la région sous le collecteur), et des pertes latérales à travers le boîtier latéral.

La puissance utile récupérée par le fluide caloporteur est donnée par la relation [8,13]:

$$Q_u = A_c \cdot [I_g \cdot (\tau\alpha)_{eff} - U_T \cdot (T_{abs} - T_a)] = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.27)$$

Avec :

$T_{fs}$  et  $T_{fe}$ , respectivement les températures du fluide à la sortie et à l'entrée du collecteur solaire,

$\dot{m}$  : Débit massique du fluide caloporteur,

$cp$  : Chaleur spécifique.

Une autre expression donnant la puissance utile évacuée par le fluide caloporteur est:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot [I_g \cdot (\tau\alpha)_{eff} - U_T \cdot (T_{fe} - T_a)] \quad (I.28)$$

La température de la plaque absorbante est remplacée par celle d'entrée du fluide caloporteur dans le collecteur solaire. Le terme  $F_R$  ajouté à l'équation I.28 est le facteur de conductance de chaleur défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur évacuée par le fluide caloporteur et celle que le fluide va évacuer si l'absorbeur est à la température du fluide qui entre dans le collecteur solaire [8,13].

Le rendement du collecteur solaire est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile et le rayonnement incident :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g \cdot A_c} \quad (I.29)$$

Le rendement peut être exprimé en fonction du coefficient  $F_R$  par la relation de Hottel-Whillier-Blisseuation [36]:

$$\eta = F_R (\tau\alpha) - \left[ \frac{U_T (T_{fe} - T_a)}{I_g} \right] \quad (I.30)$$

Cependant l'approche dynamique prend en considération le stockage de la chaleur dans les différents composants d'un collecteur solaire. Le premier modèle dynamique à

un seul nœud est proposé par Close [37]. Par la suite Wijesunder [38] propose un modèle à deux nœuds pour un collecteur à air. Autres modèles à plusieurs nœuds sont développés par la suite [39].

Klein [40] propose un modèle à un nœud de capacitance qui considère que la variation de la température du fluide le long du collecteur solaire. Une équation en régime transitoire est écrite avec une discrétisation du collecteur solaire le long de l'écoulement du fluide (direction x). Oliva et al [42] et Zima et Dziwka [43] proposent des modèles discrétisés basés sur la modélisation multidimensionnelle.

La méthode du réseau des neurones artificiels est aussi utilisée dans la modélisation des collecteurs solaires. Cette technique est employée généralement pour les systèmes complexes. Elle consiste en une « boîte noire » qui utilise peu de détails sur le système. L'analyse des données enregistrées précédemment permet au réseau d'établir les relations entre les paramètres d'entrée et les variables [36].

Plusieurs recherches menées montrent que cette méthode donne des résultats satisfaisants [44-46].

Le développement technologique des ordinateurs a permis de perfectionner plusieurs codes numériques CFD qui peuvent décrire le comportement des collecteurs solaires [36]. Plusieurs études sont menées afin de modéliser les collecteurs solaires par des modèles CFD [47-49].

### **I.2.3.3. Contrôle de la stagnation**

Le développement des systèmes solaires thermiques a augmenté la possibilité d'atteindre de hautes températures pour certaines conditions d'ensoleillement. Lorsque les besoins en eau chaude sont satisfaits ou dans le cas d'une panne de la pompe, un collecteur solaire plan à moyenne température peut atteindre des températures élevées dépassant 180°C. Cette augmentation de la température accélère la dégradation des matériaux et cause des dommages considérables aux systèmes (pompes, organes de régulation, tuyauteries...) et aux collecteurs solaires [50].

La stagnation dans les collecteurs solaires se produit lorsque ces derniers ne peuvent pas évacuer la chaleur absorbée par l'absorbeur. Ainsi le refroidissement de l'absorbeur est perturbé, la chaleur absorbée conduit à une augmentation de la température de l'absorbeur. La stagnation se produit aussi significativement lorsque la circulation du fluide est interrompue (panne de la pompe) [50].

La conception du collecteur joue un rôle dans la stagnation. En effet les collecteurs solaires à haute performance thermique avec un coefficient de perte de chaleur réduit (collecteurs sous vide) ont une température de stagnation plus élevée que ceux à coefficient de perte de chaleur élevé (collecteurs sans vitrage). Malgré les performances élevées de ces collecteurs mais une hausse de la température de stagnation en résulte [50].

La température de stagnation peut être déterminée par la relation de Hottel-Whillier-Bliss. Pour un rendement nul et  $T_{f,e} = T_p$  on obtient [50]:

$$T_{abs} = \frac{F_{R} I_g (\tau\alpha)_{eff}}{U_T} + T_a \quad (I.31)$$

Parmi les conséquences de l'augmentation de la température de l'absorbeur on observe, la détérioration des propriétés optiques de la couche sélective et/ou de l'absorbeur lui-même par l'effet de dilatation thermique, la détérioration de l'isolant et des matériaux plastiques (dégazage de l'isolant et des matériaux plastiques conduisant à la réduction des performances thermiques et optiques des collecteurs solaires) [50].

Une autre conséquence de la stagnation consiste dans l'augmentation de la pression du fluide. L'utilisation d'un vase d'expansion peut résoudre le problème pour un circuit indirect. Cela nécessite un contrôle périodique du niveau du fluide primaire afin de remplacer la quantité du fluide évacuée par le vase. Mais dans certains cas, l'augmentation de la pression peut dépasser les niveaux de sécurité du vase d'expansion et endommager l'installation solaire [50].

La circulation du fluide à une température élevée peut causer des dommages et accélérer la défaillance des organes et composants du système (pompes, organes de régulation, tuyauteries ...). Dans le cas de l'utilisation d'un anti gel, un risque de décomposition de ce dernier peut surgir à des températures élevées [50].

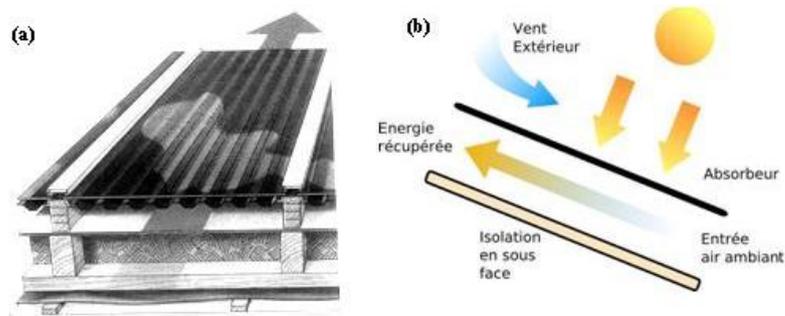
Le dimensionnement de l'installation solaire peut impliquer un risque de stagnation. En effet, un système solaire combiné destiné à produire l'eau chaude sanitaire et alimente un circuit de chauffage en hiver sera surdimensionné pour la période d'été, caractérisée par une demande d'eau chaude sanitaire moins forte et une absence de besoins de chauffage, augmentant ainsi la surchauffe du collecteur solaire d'où la stagnation [50].

Le problème de la stagnation peut être remédié par plusieurs techniques. Le stockage saisonnier est une solution efficace. Le rejet d'énergie excessive peut aussi limiter la stagnation. Des pompes qui évacuent automatiquement le surplus de chaleur sont envisagées comme solution dans certaines installations solaires. Des ailettes placées à l'arrière du collecteur peuvent refroidir le fluide. Recouvrir des collecteurs solaires par des couvertures opaques permet aussi de résoudre ce problème [50].

#### **I.2.4. Collecteurs solaires à air**

Contrairement au capteur à eau où le fluide passe dans des tuyaux, le conduit d'air dans ces systèmes (figure I.7a) est, en général, formé par l'espace qui se situe entre la couverture vitrée et l'absorbeur ou en dessous de ce dernier. La conduite est de grande section du fait que l'air possède une conductivité thermique moins élevée que celle de l'eau, d'où la nécessité d'augmenter la surface d'échange. L'écoulement de l'air peut être forcé ou naturel.

Le principe de fonctionnement du collecteur solaire thermique à air schématisé par la figure I.7b, est similaire à celui utilisant l'eau.



**Figure I.7. Capteur solaire à air avec (a) Exemple de capteur à air et (b) Schéma de principe de fonctionnement [7]**

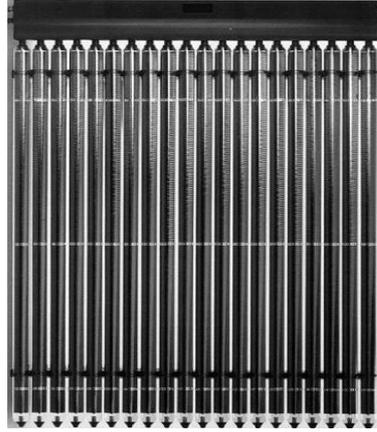
Des recherches sur l'amélioration du rendement de ces collecteurs solaires ont été effectuées. Ho et al. [51] ont utilisé un conduit à double passages équipé d'un système de récupération de la chaleur afin d'augmenter l'échange de chaleur. Les résultats obtenus montrent une augmentation considérable de l'efficacité du collecteur solaire à air (de 28 à 95%). Une étude réalisée par Sopian et al. [52] montre que l'insertion d'un milieu poreux dans la deuxième conduite d'un collecteur à air à double passes permet d'augmenter la température de l'air à la sortie du collecteur avec un rendement thermique compris entre 60 et 70 %. Martinopoulos [53] a étudié à l'aide d'un code CFD un collecteur solaire à polymère. L'efficacité de l'utilisation d'une mousse métallique qui possède une conductivité thermique élevée a été étudiée par plusieurs auteurs [54-55] confirmant la capacité de cette mousse à augmenter les performances des collecteurs solaires.

La même analyse thermique effectuée pour le collecteur solaire à eau reste valable pour le collecteur à air, à l'exception de l'efficacité de l'ailette et de la résistance de la soudure.

## **I.2.5. Collecteur solaire sous vide**

### **I.2.5.1. Définition et mode de fonctionnement**

A la différence d'un collecteur solaire plan, l'air entre l'absorbeur et la vitre est aspiré jusqu'à une pression de  $10^{-3}$  mbar dans un collecteur solaire à tubes sous vide (figure I.8), ce qui permet la réduction voire l'élimination des pertes de chaleur par convection conduisant à l'augmentation de la température du fluide et des performances thermiques plus élevées. Ce dernier se compose de plusieurs rangées de tubes en verre, parallèles, desservant un tube collecteur. Certains gaz de conductivité thermique basse peuvent remplacer le vide (Xénon par exemple) [6].



**Figure I.8. Collecteur solaire à tubes sous vide [8]**

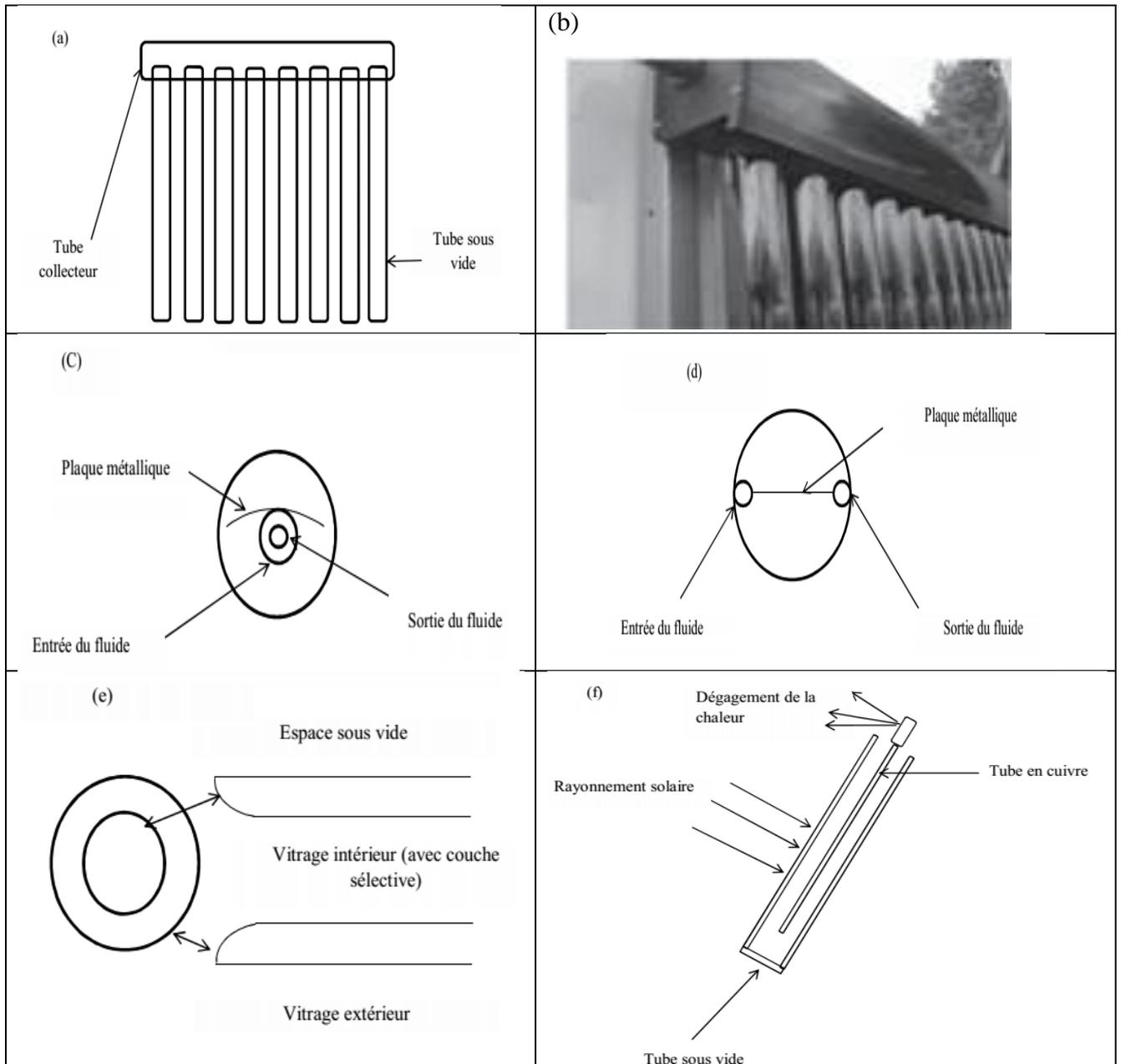
Les collecteurs solaires sous vide combinent l'effet d'une couche sélective élevée et une isolation sous vide de la plaque absorbante, ce qui conduit à des températures atteignant 200°C et à des performances plus élevées que celles des collecteurs solaires plans [8, 56]. Ils sont bien adaptés aux utilisations commerciales et industrielles et pour les applications du froid (cycle d'absorption). Ils présentent une bonne alternative aux collecteurs solaires plans pour les applications d'eau chaude sanitaire et pour le chauffage des habitats [57-58].

Il existe plusieurs types de collecteurs à tubes sous vide classés généralement selon le mécanisme d'extraction de la chaleur et qui sont principalement:

- Les collecteurs à circulation directe (figure I.9a, b) qui peuvent être de type verre-métal (concentrique ou U-tube) (figure I.9 c, d) où une plaque métallique absorbante couverte d'une couche sélective est utilisée, ou bien de type verre-verre (figure I.9e) où deux tubes de verre concentriques vidés de l'air sont utilisés (le tube interne est couvert d'une couche sélective) [6].

- Une autre catégorie de collecteurs solaires à tubes sous vide est le collecteur à caloduc. La transmission de la chaleur au fluide caloporteur se produit avec un mécanisme naturel d'évaporation et de condensation dans un dispositif appelé caloduc dont le nom du collecteur. Deux fluides sont utilisés. L'eau dans le tube sous vide s'évapore à une température entre 25°C et 30°C (basse pression) et cède sa chaleur au sommet du tube à un autre fluide circulant dans le collecteur, ainsi la vapeur se condense et retourne à nouveau dans le tube et le processus continue [6].

L'efficacité des deux types de collecteurs sous vide est proche. Alors que le collecteur à U tubes permet une grande flexibilité dans son utilisation du fait de sa possibilité d'installation en position horizontale ou verticale, le collecteur sous vide à caloduc doit être installé en position inclinée (25° minimum) afin d'assurer le retour du condensat [6].

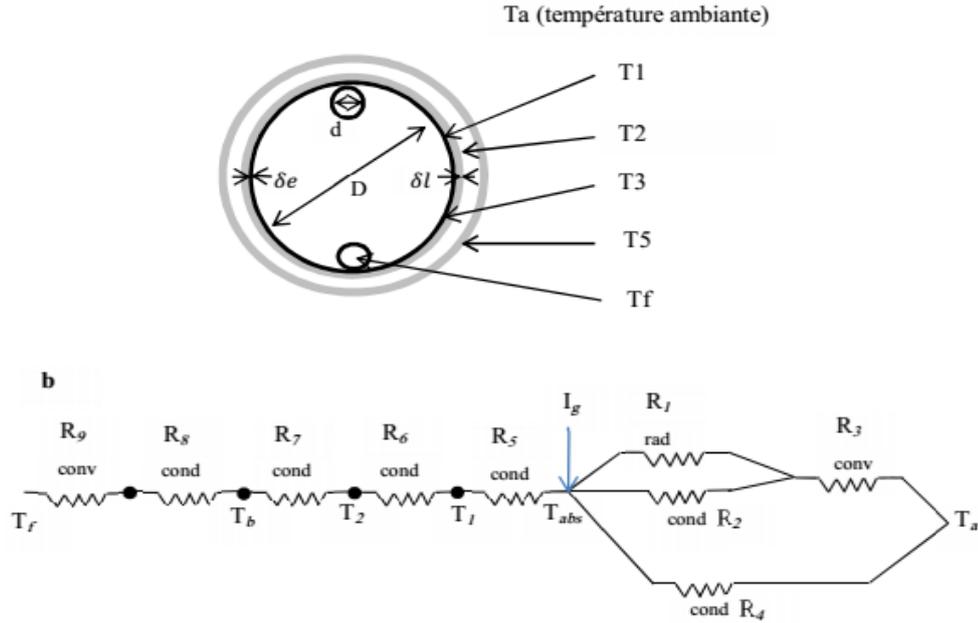


**Figure I.9. (a) Arrangement des tubes sous vide d'un collecteur solaire. (b) collecteur solaire à tubes sous vide. (c) tube sous vide de type verre- métal à circulation directe. (d) tube sous vide de type verre- métal à circulation directe de forme U-tube. (e) tube sous vide de type verre –verre. (f) tube sous vide de type caloduc [6].**

### I.2.5.2. Modélisation thermique

De nombreuses études ont été entreprises afin de modéliser et d'améliorer le fonctionnement et les performances des collecteurs solaires sous vide. Kim et al. [57] ont utilisé un modèle monodimensionnel pour étudier différents tubes sous vide avec une conduite de fluide coaxiale insérée dans chaque tube. Han et al. [58] ont étudié les performances des collecteurs sous vide à l'aide d'une analyse à trois dimensions. Shah et Furbo [59] ont développé un modèle théorique pour calculer les performances





**Figure I.11. Configuration du système et réseau thermique équivalent [61]**

Les pertes thermiques peuvent être déterminées par la relation:

$$Q_{perte} = (\tau\alpha) I_g - Q_u \quad (I.32)$$

Avec  $Q_u$  l'énergie utile et  $I_g$  le rayonnement incident.

L'énergie utile délivrée par le fluide est :

$$Q_{u,gauche} = PS \cdot L_u \cdot F' [(\tau\alpha) I_g - U_T (T_{f1} - T_a)] \quad (I.33a)$$

$$Q_{u,droite} = PS \cdot L_u \cdot F' [(\tau\alpha) I_g - U_T (T_{f2} - T_a)] \quad (I.33b)$$

Avec :

$L_u$  : Longueur du tube U,

PS : Moitié du périmètre de l'ailette en cuivre,

$F'$  : Facteur de l'efficacité du collecteur,

$T_{f1}$  et  $T_{f2}$  respectivement les températures moyennes du fluide sur les deux faces du tube U, calculées comme suit :

$$T_{f1} = \frac{T_{fe} + T_m}{2} \quad (I.34a)$$

$$T_{f2} = \frac{T_m + T_{fs}}{2} \quad (I.34b)$$

$T_{fe}$  : Température du fluide à l'entrée du collecteur,

$T_m$  : Température du fluide au coude du tube,

$T_{fs}$  : Température du fluide à la sortie du tube U.

Le rendement du collecteur est estimé par la relation:

$$\eta = \frac{mc_p(T_{fs}-T_{fe})}{I_g A_{abs}} \quad (I.35)$$

### I.2.6. Collecteur solaire à concentration parabolique composé (CPC)

C'est un dispositif qui permet la concentration du rayonnement solaire. Le taux de concentration (appelé également taux de concentration géométrique) est défini comme étant le rapport entre la surface de captage du rayonnement solaire et l'aire qui absorbe ce dernier [6].

$$C_g = \frac{A_c}{A_a} \quad (I.36)$$

Une seconde définition correspond au taux du flux d'énergie moyen reçu par la surface de captage au flux reçu par le récepteur (taux de concentration énergétique) [6].

$$C_e = \frac{I_c}{I_r} \quad (I.37)$$

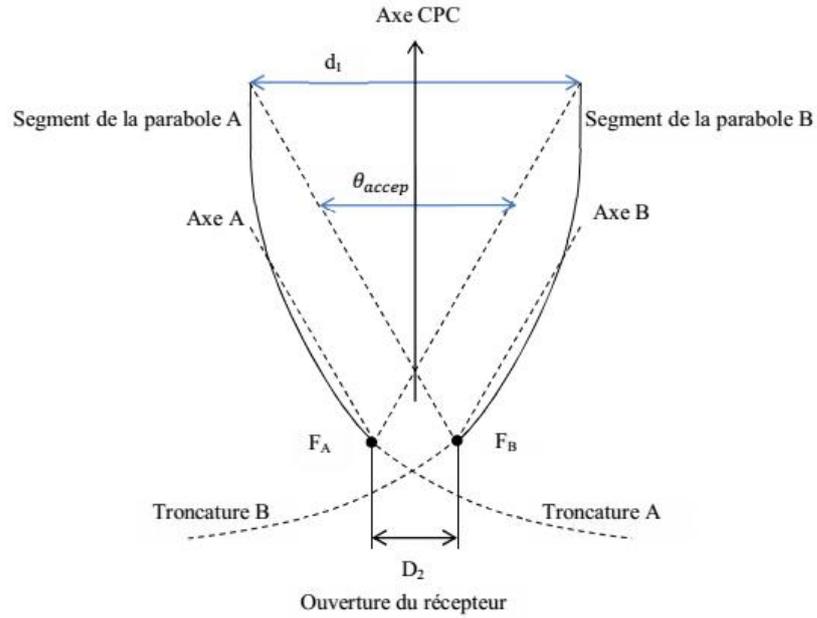
$I_c$  et  $I_r$  sont respectivement les flux d'énergie sur la surface de captage et sur le récepteur.

Le collecteur solaire CPC (figure I.12) est composé de deux réflecteurs paraboliques [6].



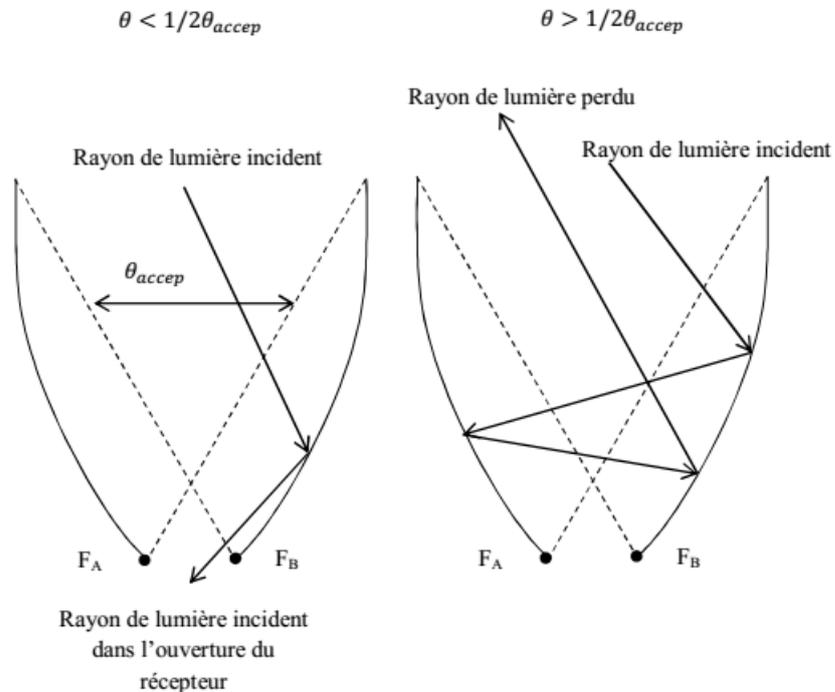
**Figure I.12. Collecteur solaire CPC [7]**

La figure I.13 illustre la relation géométrique entre deux segments paraboliques. L'angle entre deux segments paraboliques est défini comme étant l'angle d'acceptance  $\theta_{accep}$  [6].



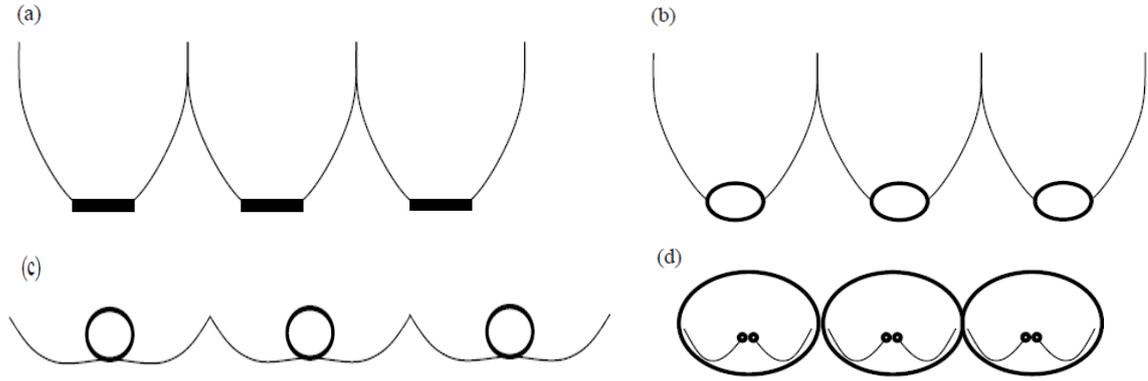
**Figure I.13. Coupe transversale d'un collecteur CPC [6]**

Pour un angle d'incidence du rayonnement solaire inférieur à la moitié de l'angle d'acceptance, ce rayonnement est réfléchi vers le récepteur. Cependant pour les grands angles d'incidence, les rayons solaires incidents sont réfléchis vers la surface de réflexion [6] (figure I.14).



**Figure I.14. Tracé des rayons solaires dans un collecteur CPC [6].**

Plusieurs configurations sont réalisées. Les récepteurs peuvent aussi prendre plusieurs formes telles que représentées sur la figure I.15 [6].



**Figure I.15. Section transversale des différents collecteurs CPC : (a) Réflecteur extérieur avec absorbeur plan. (b) Réflecteur extérieur avec absorbeur tubulaire. (c) Réflecteur extérieur avec absorbeur entouré par un tube en verre sous vide. (d) Collecteur CPC avec absorbeur de forme U tube à l'intérieur d'un tube en verre sous vide [6].**

Le taux de concentration géométrique est relié à l'angle d'acceptance par la relation :

$$C_g = \frac{1}{\sin(\frac{1}{2}\theta_{accept})} \quad (I.38)$$

Les récepteurs des collecteurs CPC sont alignés vers la direction Est-Ouest, mais la surface de captage est orientée vers la direction Sud. Les valeurs d'angle d'acceptance de  $180^\circ$  et  $0^\circ$  correspondent respectivement à un collecteur solaire plan et à un concentrateur parabolique.

L'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur est définie comme suit [8]:

$$Q_u = F_R [I_{Abs} A_c - A_a U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (I.39)$$

$$I_{Abs} = I_{D,CPC} \tau_{v,D} \tau_{CPC,D} \alpha_D + I_{d,CPC} \tau_{v,d} \tau_{CPC,d} \alpha_d + I_{r,CPC} \tau_{v,r} \tau_{CPC,r} \alpha_r \quad (I.40a)$$

Avec:

$\tau_v$  : Transmittance du vitrage,

$\tau_{CPC}$  : Transmittance du CPC,

$I_{Abs}$  : Rayonnement absorbé par le récepteur du collecteur CPC,

$I_{D,CPC}$  : Rayonnement direct incident sur collecteur CPC.

$I_{d,CPC}$  : Rayonnement diffus reçu par le CPC,

$I_{r,CPC}$  : Rayonnement réfléchi par le sol vers le collecteur CPC.

Ces quantités sont calculées par les formules [8]:

$$I_{D,CPC} = I_{Dn} \cos \theta \sin(\beta - \theta_{accept}) \leq \tan^{-1}[\tan(\varphi) \cos(z)] \leq (\beta + \theta_{accept}) \quad (I.40b)$$

$$I_{d,CPC} = \begin{cases} \frac{I_d}{c_e} \text{si}(\beta + \theta_{accep}) < 90^\circ \\ \frac{I_d}{2} \left( \frac{1}{c_e} + \cos\beta \right) \text{si}(\beta + \theta_{accep}) > 90^\circ \end{cases} \quad (\text{I.40c})$$

$$I_{r,CPC} = \begin{cases} 0 & \text{si}(\beta + \theta_{accep}) < 90^\circ \\ \frac{I_r}{2} \left( \frac{1}{c} - \cos\beta \right) \text{si}(\beta + \theta_{accep}) > 90^\circ \end{cases} \quad (\text{I.40d})$$

$I_{Abs}$  a pour expression :

$$I_{Abs} = I_g \tau_v \tau_{CPC} \alpha_{abs} \gamma \quad (\text{I.41})$$

Avec :

$\tau_v$  : Transmittance du vitrage,

$\tau_{CPC}$  : Transmittance effective du collecteur CPC,

$\alpha_{abs}$  : Absorptance du récepteur,

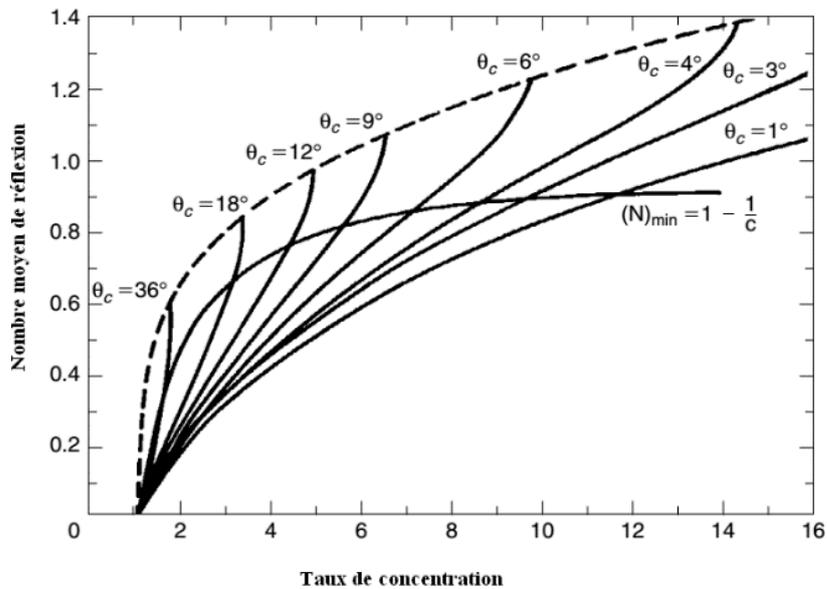
$\gamma$  : Facteur de correction du rayonnement diffus donné par :

$$\gamma = 1 - \left( 1 - \frac{1}{c_e} \right) \frac{I_d}{I_g} \quad (\text{I.41a})$$

La transmittance effective  $\tau_{CPC}$  du collecteur CPC est déterminée en fonction du nombre moyen de réflexion,  $nr$  par la relation :

$$\tau_{CPC} = \rho^{nr} \quad (\text{I.41b})$$

$nr$  est déterminé graphiquement (figure I.16):



**Figure I.16. Nombre moyen de réflexion en fonction du taux de concentration [8]**

Le rendement du collecteur CPC peut être calculé par la relation [8]:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_{abs} I_{Abs}} \quad (I.42)$$

## I.2.7. Stockage de l'énergie solaire thermique

### I.2.7.1. Introduction

Le ballon de stockage (figure I.17), est l'un des éléments-clés d'une installation solaire pour la production d'eau chaude sanitaire. Il permet de stocker l'eau chaude ou l'air lors du fonctionnement de la boucle solaire pour être utilisé en l'absence de l'énergie solaire [8].

Les nombreuses recherches menées sur les ballons de stockage ont montré que l'efficacité de l'installation solaire augmente de 30 à 60 % avec un ballon bien stratifié [62-64].

L'énergie stockée peut être sous forme sensible (liquide ou milieu solide), ou d'une énergie de fusion d'un système chimique (matériaux à changement de phase), ou bien d'énergie chimique produite par une réaction chimique réversible [62].

Parmi les caractéristiques d'un système de stockage thermique on note [13] :

- La capacité de stockage du ballon solaire,
- L'intervalle de température pour lequel le ballon fonctionne (température de fonctionnement, température de sécurité...),
- Le type de l'appoint de chaleur ainsi que la température associée à ces processus,
- La température de stratification (et s'il y a ou non une stratification thermique),
- La puissance nécessaire pour obtenir le niveau de la température souhaité (appoint),
- Les éléments de conception du système de stockage,
- Le moyen de contrôle des pertes de chaleur du système de stockage (isolation thermique),
- Le coût.

Quatre facteurs conduisent à la perte de la stratification des ballons solaires, et donc à la diminution de l'efficacité des installations solaires à savoir [65]:

- La perte de chaleur entre l'enveloppe du ballon et l'environnement extérieur,
- L'échange de chaleur par conduction entre la partie chaude et la partie froide,
- La conduction verticale dans la paroi de l'enveloppe,
- Mixage durant l'injection et l'extraction du fluide.

Plusieurs techniques ont été élaborées dans le but de favoriser la stratification dans les ballons solaires [66-68]. Des chercheurs ont mis au point des diffuseurs de plusieurs formes [65, 69-70]. De même que des canes de stratification, la double

cheminée [64], [71], et des tissus de stratification multicouches [72], ont été étudiées et testées.



**Figure I.17. Ballon de stockage d'eau solaire [73]**

### I.2.7.2. Modélisation du ballon de stockage à eau

Plusieurs méthodes et techniques ont été élaborées afin de modéliser la stratification dans les ballons solaires. La température à l'intérieur du ballon de stockage peut être obtenue par la relation [8]:

$$(mcp)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - Q_{cons} - (UA)_s(T_s - T_a) \quad (I.43)$$

$m$ : Masse de l'eau dans le ballon de stockage,

$cp$  : Capacité calorifique du fluide à l'intérieur du ballon de stockage,

$T_s$ : Température du ballon de stockage,

$Q_{cons}$ : Puissance soutiré du ballon de stockage vers la consommation;

$(UA)_s$ : Pertes thermiques surfaciques,

$T_a$ : Température de l'enceinte à laquelle le ballon est placé.

La capacité de stockage énergétique du ballon de stockage à une température uniforme est [8]:

$$Q_s = (mcp)_s \Delta T_s \quad (I.44)$$

Pour un meilleur rendement la stratification d'un ballon de stockage est préconisée. Cette dernière est obtenue lorsqu'il y a une variation de la température dans le ballon de stockage. L'eau chaude possédant une densité basse va se localiser à la partie haute du ballon, tandis que l'eau froide sera dans la partie inférieure du ballon. La différence de température entre le haut et le bas du ballon va créer les strates [65].

La stratification dans les ballons solaires est importante. En effet, un ballon bien stratifié permet d'augmenter de façon significative le rendement de l'installation solaire. La partie haute du ballon est gardée à une température élevée, ce qui limite le recours aux systèmes d'appoint de chaleur. La partie basse est à une température basse, ce qui augmente le rendement du collecteur solaire [62].

Afin de modéliser un ballon stratifié, plusieurs modèles ont été développés, parmi lesquels, le modèle multicouche qui considère que le ballon est divisé en  $N$  couches, avec une équation d'énergie écrite pour chaque couche. Le résultat est un nombre  $N$  d'équations différentielles qui peuvent être résolues pour des températures de  $N$  nœuds en fonction du temps. Une modélisation du ballon avec cette approche [73] est donnée par l'équation suivante :

$$(M_i C_p) \frac{dT_i}{dt} = \frac{(\lambda + \Delta\lambda) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) + \frac{(\lambda + \Delta\lambda) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) + (U_{\text{ballon}} + \Delta U_i) A_{S,i} (T_{\text{env}} - T_i) + U A_{\text{flue},i} (T_{\text{flue},i} - T_i) - \dot{m}_{\text{down}} C_p T_i + \dot{m}_{\text{up}} C_p T_{i+1} + Q_{\text{aux}} + U A_{hx} D T L M + \dot{m}_{\text{in}} C_p T_{\text{in}} - T_i \quad (\text{I.45})$$

Avec :

$i$  : Nœud de la couche considérée,

$M_i$  : Masse du volume  $i$ ,

$C_p$  : Chaleur spécifique du fluide,

$\frac{dT_i}{dt}$  : Variation de la température au cours du temps,

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide,

$\Delta\lambda$  : Conductivité de déstratification permettant de prendre en compte d'éventuels ponts thermiques,

$A_{c,i}$  : Aire de la section du nœud  $i$ ,

$\Delta x$  : Distance entre nœuds,

$U$  : Coefficient d'échange,

$\Delta U$  : Coefficient d'échange supplémentaire qui permet de prendre en compte une sur-isolation locale,

$A_{S,i}$  : Aire du nœud  $i$  en contact avec la paroi du ballon,

$U A_{\text{flue},i}$  : Coefficient d'échange de la cheminée éventuelle,

$\dot{m}$  : Débit entrant, sortant, montant ou descendant,

$Q_{\text{aux}}$  : Puissance d'appoint,

$U A_{hx} D T L M$  : Coefficient d'échange de l'échangeur interne.

La deuxième approche est le modèle à volumes variables « Plug Flow » où des segments de fluide sont supposés en mouvement dans le ballon. Des segments du fluide venant du collecteur solaire ou autre source de chaleur, entrant dans le ballon, déplacent ainsi la position de tous les segments existants entre l'entrée et le point de retour [73]. La dimension du segment dépend du débit d'écoulement et du pas de temps utilisé dans le calcul [13].

La figure I.18 illustre un modèle à volume variable. Le ballon est divisé en quatre segments de volume  $V_i$  et de température  $T_i$ . Le collecteur délivre un volume du fluide,  $V_c$ , égal à  $\frac{\rho}{(\dot{m}_c \Delta T)}$  à une température  $T_c$ , un nouveau segment est ajouté au haut du ballon et le profil existant est déplacé vers le bas. Au même moment, un volume du fluide  $V_1$  égal à  $\frac{\rho}{(\dot{m}_L \Delta T)}$  retourne de la charge. Si  $T_1$  est inférieure à  $T_4$ , alors un segment est ajouté

en bas du ballon et tout le profile est déplacé vers le haut. Le déplacement net du profile dans le ballon est le volume  $V_c - V_l$  ou  $\frac{\rho}{(\dot{m}_c - \dot{m}_l \Delta T)}$  [13].

La température moyenne du fluide délivrée à la charge est [13]:

$$T_D = \frac{V_c T_c + (V_l - V_c) T_l}{V_l} \quad (I.46)$$

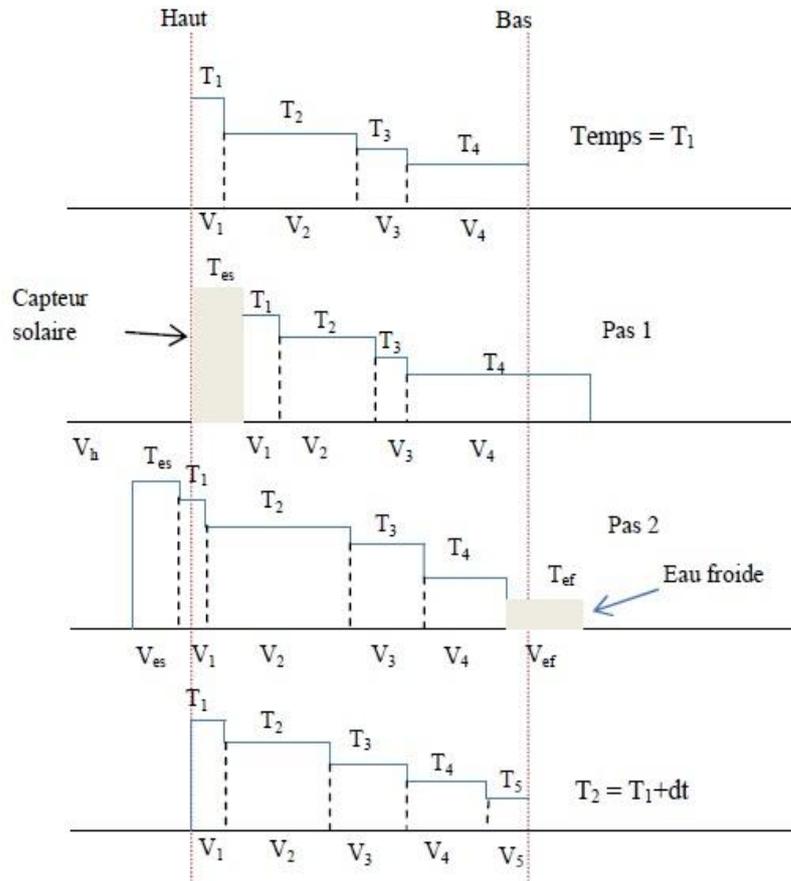


Figure I.18. Modèle algébrique d'un ballon à volume variable [13]

### ➤ L'approche CFD

Les équations de conservation de la masse et du moment ainsi que l'équation de l'énergie ont été utilisées pour traiter les phénomènes de convection naturelle afin d'augmenter la précision des résultats de simulation [73].

Les équations de Navier Stocks et de l'énergie du ballon en trois dimensions en coordonnées cylindriques peuvent s'écrire comme suit [74] :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (I.47a)$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial PR}{\partial r} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] \quad (II.47b)$$

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial PR}{\partial \theta} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) - \frac{v_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (II.47c)$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial PR}{\partial z} + \rho g + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.47d})$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.47e})$$

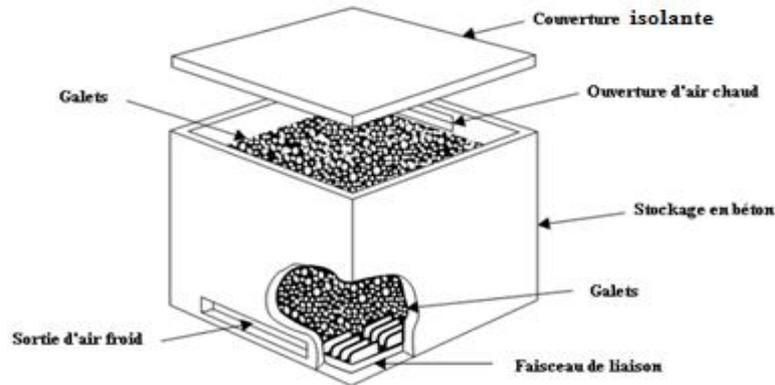
$r$ ,  $\theta$ , et  $z$ , respectivement les coordonnées dans les directions radiale, tangentielle, et verticale,

$v_r$ ,  $v_\theta$ , et  $v_z$ , respectivement les composantes de la vitesse dans les directions citées précédemment.

$\rho$ ,  $\nu$ , et  $k$  respectivement la densité, la viscosité cinématique et la diffusivité thermique du fluide.

### I.2.7.3. Stockage pour les collecteurs à air

Le moyen le plus utilisé pour stocker la chaleur de l'air issue des collecteurs à air est les galets. Ces derniers sont utilisés pour leur disponibilité et leur coût relativement réduit (voir figure I.19). Une autre possibilité qui commence à être employée largement dans les dernières années consiste à utiliser les matériaux à changement de phase (PCM), l'eau et la masse du bâtiment [8].



**Figure I.19. Lit de galets emballé avec écoulement vertical [8].**

Le ballon de stockage est généralement construit en béton, ou de la maçonnerie, en bois, ou une combinaison de ces matériaux. L'utilisation des ballons de stockage à air se fait uniquement en un seul sens. En effet, l'air en provenance des collecteurs solaires pénètre dans le ballon par la partie supérieure et cède sa chaleur aux galets, alors que l'air de chauffage est ensuite passé du bas vers le haut (direction inverse) pour récupérer la chaleur restituée par les galets [8].

D'autres techniques de stockage pour ces systèmes tels que les matériaux à changement de phase et à eau sont utilisées. Les PCM sont attractifs en raison de leur chaleur volumétrique élevée [8].

Afin de modéliser les ballons de stockage à air, certaines hypothèses peuvent être adoptées:

- Ecoulement de l'air monodimensionnel.
- Propriétés du système constantes.
- Transfert de chaleur par conduction dans la paroi dans l'unité de stockage négligeable.
- Echange de chaleur entre l'unité de stockage et l'environnement extérieur négligeable.

Le comportement thermique de la roche et de l'air peut être alors décrit par les deux équations différentielles suivantes [8,13]:

$$\rho_b c p_b (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_b}{\partial t} = h_v (T_a - T_b) \quad (\text{I.48a})$$

$$\rho_a c p_a \varepsilon \frac{\partial T_a}{\partial t} = -\frac{\dot{m} c_p}{A} \frac{\partial T_a}{\partial x} - h_v (T_a - T_b) \quad (\text{I.48b})$$

Avec :

$A$  : Aire de la section transversale de l'unité de stockage,

$T_b$ , et  $T_a$  : Respectivement les températures des galets et la température et de l'air,

$\rho_b$  et  $\rho_a$  : Densités du matériau de stockage (galets) et de l'air,

$c p_a$  : Capacité spécifique de l'air,

$c p_b$  : Capacité spécifique des galets,

$x$  : Position le long du lit suivant la direction de l'écoulement,

$\dot{m}$  : Débit massique d'air,

$\varepsilon$  : Fraction du vide de l'emballage (volume vide/volume total du lit),

$h_v$ : Coefficient de transfert de chaleur volumétrique déterminé par l'équation empirique [13]:

$$h_v = 650 \left( \frac{G}{d} \right)^{0.7} \quad (\text{I.48c})$$

$G$  : Vitesse massique de l'air par mètre carré de la surface frontale,

$d$  : Diamètre de la roche.

Si la capacité de stockage d'énergie de l'air dans le lit est négligée, l'équation (I.48b) est réduite à :

$$\frac{\dot{m} c_a}{A} \frac{\partial T_a}{\partial x} = -h_v (T_a - T_b) \quad (\text{I.49})$$

### I.3. Conversion photovoltaïque et stockage de l'énergie électrique

#### I.3.1. Introduction

Le développement rapide des secteurs industriel et résidentiel a induit une forte demande d'énergie en particulier celle de l'énergie électrique considérée aujourd'hui comme un besoin vital. L'approvisionnement de cette source énergétique est généralement assuré par un réseau électrique qui relie la production à l'exploitation. Néanmoins de nombreuses régions (zones rurales, isolées ou éloignées etc.) pour des contraintes économiques et/ou techniques n'ont toujours pas accès aux réseaux

électriques. Pour ces régions déshéritées, l'énergie solaire pourrait remédier à ce problème et offrir une option d'approvisionnement en énergie décentralisée à moindre coût [6]. Des panneaux photovoltaïques produiraient de l'électricité et permettraient de contribuer à satisfaire les besoins en énergie [6]. C'est dans ce sens, qu'en Algérie, une attention particulière est prêtée au développement de l'industrie et de la commercialisation de l'énergie solaire photovoltaïque par la mise en points de plusieurs stratégies de développement de ce domaine ainsi que les lois sur l'achat de l'électricité solaire [3].

L'utilisation des panneaux photovoltaïques ne cesse d'augmenter. Le développement technologique a permis la réduction du prix de fabrication de ces panneaux. Le temps d'amortissement d'un panneau solaire photovoltaïque est estimé à 3-5 ans [8].

### **I.3.2. Physique de la conversion photovoltaïque**

L'effet photovoltaïque ("photo": lumière et "voltaïque": tension) est la production de l'électricité à partir du rayonnement solaire. Les cellules solaires contiennent des matériaux semi-conducteurs dopés d'additifs spéciaux afin de modifier leurs propriétés électriques [6].

Un module (panneau) solaire photovoltaïque est composé de plusieurs cellules connectées en séries et en parallèles afin de produire la quantité d'électricité adéquate (courant et tension). En plein soleil, une cellule de silicium (diamètre de 10.16 cm) peut produire plus de 1 W d'énergie électrique en courant continu (DC) [6].

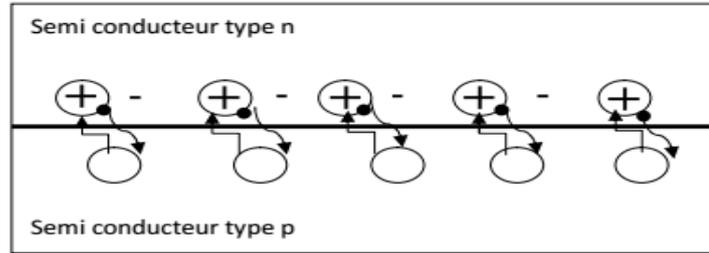
L'électricité dans un panneau photovoltaïque exposé à la lumière est générée par la libération des électrons et la création des trous. Une durée de vie élevée de l'ordre d'une quarantaine d'années est atteinte par les cellules PV actuelles [6].

Dans un matériau conducteur, un électron peut circuler librement dans le réseau cristallin. En effet les deux bandes de valence et de conduction forment une seule bande et l'électron n'a besoin d'aucun apport énergétique pour changer de bande. Contrairement à un semi-conducteur, l'électron se déplace par l'absorption d'une énergie appelée aussi énergie du gap  $E_g$  pour se déplacer vers la bande de conduction. Le largeur de la bande interdite (entre la bande valence et de conduction) est faible, elle est estimée entre 0.5 et 2 eV. Pour le silicium elle est de l'ordre de 1.12 eV, ce qui correspond à l'énergie portée par un rayon solaire.

Lorsqu'un un matériau semi conducteur (silicium) est exposé au rayonnement solaire, l'électron absorbe l'énergie apportée par les photons, son énergie cinétique augmente conduisant à son déplacement de la bande de valence à la bande de conduction (supérieure à l'énergie du gap  $E_g$ ) ce qui va créer des trous. La jonction p-n permet la récupération des électrons libérés et empêche leur recombinaison avec les trous. Un champ électrique est créé par cette jonction [75].

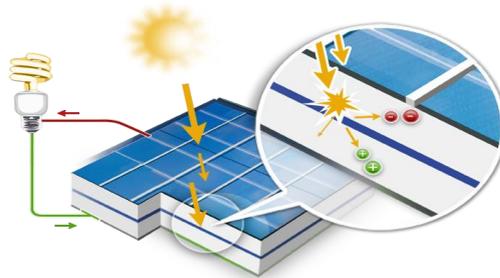
Un semi-conducteur dopé ayant un électron en plus dans la bande de valence est appelé type n, alors que s'il est dopé avec matériau d'électron manquant (trous), ce

dernier est dit de type p [8]. La combinaison des deux matériaux (type n et type p) est représentée sur la figure I.20 [8].



**Figure I.20. Schéma de principe d'une jonction p-n [8].**

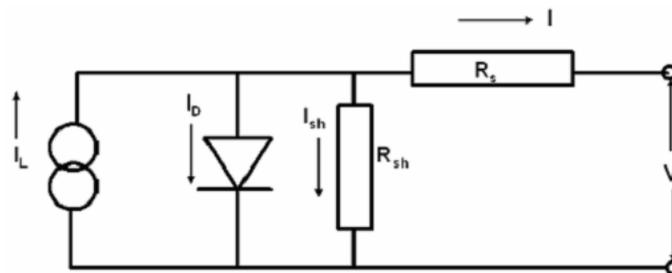
Les électrons ainsi libérés s'écoulent par le métal en créant le courant électrique (figure I.21). En cas d'insuffisance d'énergie, l'électron ne peut pas accéder à la bande de conduction et l'énergie absorbée va augmenter la température du matériau semi-conducteur. L'inconvénient dans ce processus est qu'un seul électron peut être libéré pour un photon absorbé ce qui explique la faible efficacité des cellules photovoltaïques [8].



**Figure I.21. Schéma descriptif de l'effet photovoltaïque [76]**

### I.3.3 Modélisation des systèmes photovoltaïques

Le modèle décrit dans ce qui suit, se base sur le modèle du circuit équivalent (figure I.22) à cinq paramètres, proposé par Duffie et Beckman [77].



**Figure I.22. Circuit électrique équivalent [8]**

Les caractéristiques du courant-tension (IV) du circuit PV changent avec le rayonnement solaire incident et la température. Le modèle PV détermine la courbe

courant-tension en fonction des conditions environnementales. L'équation de courant et tension pour le circuit représenté sur la figure I.22 est:

$$IC = IC_L - IC_o \left[ e^{\frac{VP+I.R_s}{ai}} - 1 \right] - \frac{VP+IC.R_s}{R_{sh}} \quad (I.50)$$

Avec :

$IC$  : Courant,

$IC_L$  : Courant de la source,

$IC_o$  : Courant de saturation inverse de la diode,

$VP$  : Tension,

$R_s$  : Résistance série,

$R_{sh}$  : Résistance shunt.

Ces paramètres fournis par le fabricant du panneau photovoltaïque ont été déterminés pour les conditions standards (rayonnement solaire  $1000 \text{ W/m}^2$  et température de l'air  $25^\circ\text{C}$ ) [6].

$ai$  est le facteur d'idéalité modifié, défini par la relation:

$$ai = \frac{N_s n_1 K T_{cu}}{q} \quad (I.50a)$$

Avec :

$N_s$  : Nombre de cellules individuelles en série dans un module,

$K$  : Constante de Boltzmann,

$T_{cu}$  : Température du module,

$q$  : Constante de la charge de l'électron.

La température de la cellule  $T_{cu}$  est déterminée par la relation :

$$T_{cu} = T_a + \frac{(1 - \eta_{ref} / \tau \alpha)}{(IC_T / U_L)} \quad (I.51)$$

$\eta_{ref}$  est le rendement électrique du module dans les conditions de référence (rayonnement solaire  $800 \text{ W/m}^2$ , température de l'air  $20^\circ\text{C}$  et vitesse de l'air, unité [77])

L'augmentation de la température de la cellule diminue la tension du circuit ouvert  $VP_{oc}$ , (due à l'augmentation du taux de recombinaison de support interne). Le choix des modules PV se fait sur la base de la sensibilité à la température. Plus ces derniers présentent une sensibilité envers la température plus ils conviennent à des régions à basse température [78]. Si la température de la cellule augmente de  $10^\circ\text{C}$ , une chute de 5 % de l'énergie électrique produite par la cellule se produit [79].

En plus des paramètres cités précédemment, un autre paramètre est souvent utilisé. Le facteur de remplissage (Fill factor) utilise les données de  $IC_{sc}$  et  $VP_{oc}$  ainsi

que les points à la puissance maximale du courant et de la tension ( $I_{C_{mp}}$  et  $V_{P_{mp}}$ ). Son expression [6] est:

$$FF = \frac{V_{P_{mp}} I_{C_{mp}}}{V_{P_{oc}} I_{C_{sc}}} \quad (I.52)$$

Le rendement de conversion d'énergie pour les cellules solaires photovoltaïques est calculé en utilisant la relation:

$$\eta = \frac{V_{P_{mp}} I_{C_{mp}} FF}{P_{in}} \quad (I.53)$$

où  $P_{in}$  est la puissance totale de la lumière incidente sur la cellule.

L'intensité du rayonnement solaire influe considérablement sur la production électrique du module PV. Un nombre important de photons donne lieu à un déplacement plus important des électrons de la bande de valence à la bande de conduction, ce qui augmente le courant électrique généré [80].

Afin de maximiser le rayonnement solaire incident, l'inclinaison du collecteur PV doit être optimisée [80].

Plusieurs facteurs tels que l'accumulation de poussière, l'humidité et la vitesse de l'air peuvent affecter la performance des modules PV [80].

Le vieillissement, les dégradations du matériel d'emballage, des interconnexions, des dispositifs semi-conducteurs peuvent réduire les performances des modules photovoltaïques [80-83].

### **I.3.4. Technologie photovoltaïque**

Plusieurs matériaux sont disponibles pour la fabrication des modules photovoltaïques tels que le silicium monocristallin, polycristallin, ou amorphe [84] ainsi que d'autres matériaux comme CdTe, CIS, etc. Le silicium cristallin reste le matériau le plus utilisé du fait de son rendement qui peut atteindre 15 à 18 %. Les chercheurs essayent de développer d'autres matériaux à triple jonctions. Contrairement au silicium, l'absorption d'un photon solaire se fait par 3 niveaux différents et conduit à la libération de 3 électrons à la fois, ce qui permet d'atteindre des rendements jusqu'à 37.4 % [80].

### **I.3.5. Les collecteurs solaires hybrides PV/T**

Dans les systèmes photovoltaïques, plus de 80% du rayonnement solaire incident est réfléchi ou transformé en chaleur [85-86]. L'augmentation de la température de la cellule photovoltaïque conduit à une diminution de la performance et à la dégradation de cette dernière.

Les chercheurs proposent d'évacuer cette chaleur par l'introduction d'un fluide caloporteur (eau-air) qui extrait la chaleur. Cette dernière peut être éventuellement utilisée dans des applications thermiques. Ce type de collecteur solaire, appelé

collecteur solaire PV/T hybride a en plus de la production électrique, trois applications possibles, le chauffage de l'air [87- 89], de l'eau [90-92], ou encore de l'eau et de l'air simultanément, appelé dans ce dernier cas, Bi fluide [93].

Des recherches ont été conduites depuis 1970 pour modéliser et améliorer la conception des collecteurs solaires PV/T [94-104]. Un intérêt particulier a été également porté à l'amélioration de l'intégration et l'évaluation de l'impact de ce type de systèmes sur le comportement énergétique et sur l'économie des constructions [105-108][85]. Toutes les études menées ont conclu que les systèmes PV/T représentent une réelle et excellente solution pour réduire l'impact énergétique des constructions.

Les systèmes PV/T disposent d'un large éventail d'applications, en plus de leur utilisation pour la production d'eau chaude sanitaire (collecteurs PV/T vitrés), ils peuvent également être intégrés dans les bâtiments commerciaux (collecteurs PV ventilés pour le préchauffage de l'air de la ventilation pendant l'hiver et la ventilation naturelle en été via la même gaine). Ainsi, le marché des PV/T pourrait même être plus attractif que celui des capteurs thermiques.

Les collecteurs PV/T peuvent être classés selon le type de fluide caloporteur (eau / glycol ou de l'air) et de la concentration du rayonnement entrant. Cinq groupes de collecteurs PV/T sont recensés [109] :

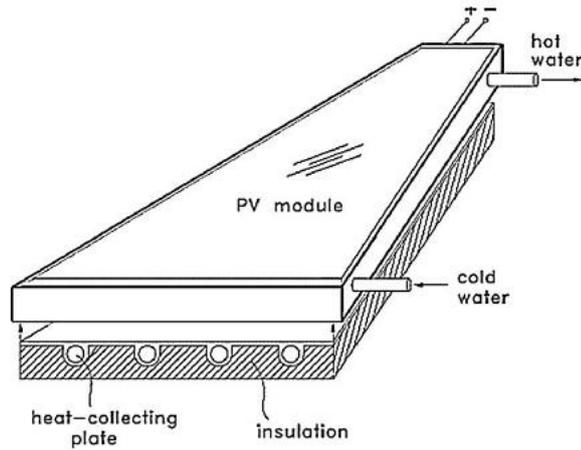
- Les collecteurs PV/T liquide.
- Les collecteurs PV/T à air.
- Les collecteurs PV/T Bi fluide.
- Les collecteurs PV ventilés avec récupération de la chaleur.
- Les collecteurs PV/T à concentration.

En plus de cette classification, il existe également des collecteurs PV/T vitrés ou non vitrés) [109] qui se différencient par l'utilisation ou pas d'une couverture vitrée.

### **I.3.5.1 Collecteur PV/T liquide**

La configuration des collecteurs PV/T à eau (figure I.23) est similaire aux collecteurs solaires thermiques plans à eau. Les cellules PV sont placées sur l'absorbeur avec un tube en serpentin ou une série de tubes parallèles [109-110].

Deux configurations courantes des systèmes PV/T sont utilisées, configurations « à plaques parallèles » et « à tubes en plaques ».

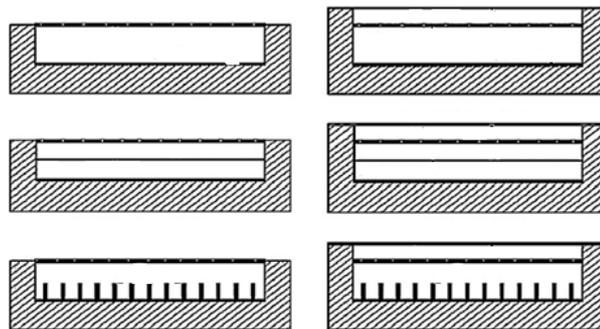


**Figure I.23. Système solaire PV/T à tubes intégrés [110]**

### I.3.5.2. Collecteur PV/T à air

Un collecteur PV/T à air est la combinaison d'un collecteur thermique à air et une plaque PV. Ce dernier peut couvrir les besoins en chauffage, le rafraîchissement des locaux et le séchage des produits agricoles [109]. La figure I.24 illustre quelques configurations développées des collecteurs PV/T à air.

L'utilisation de l'air comme fluide caloporteur évitera les phénomènes du gel (en période froide) et d'ébullition (en période chaude), ainsi que les dommages en cas de fuite. Néanmoins, quelques inconvénients sont notés à savoir; une surface d'échange plus importante due aux caractéristiques thermo-physiques faibles de l'air, et une perte de chaleur élevée par les fuites d'air [109].



**Figure I.24. Différentes configurations des collecteurs PV/T à air [110]**

### I.3.5.3. Collecteur PV/T Bi fluide

Ce type de collecteurs PV/T permet le chauffage simultané de l'eau et de l'air. La production de l'air chaud, de l'eau chaude et de l'électricité permet d'augmenter l'efficacité totale par rapport à un collecteur PV/T classique. L'utilisation des deux fluides (bi-fluide) a pour résultat une plus large gamme d'applications thermiques avec une efficacité élevée [93]. Différentes configurations de ce système sont représentées sur la figure I.25 [110].

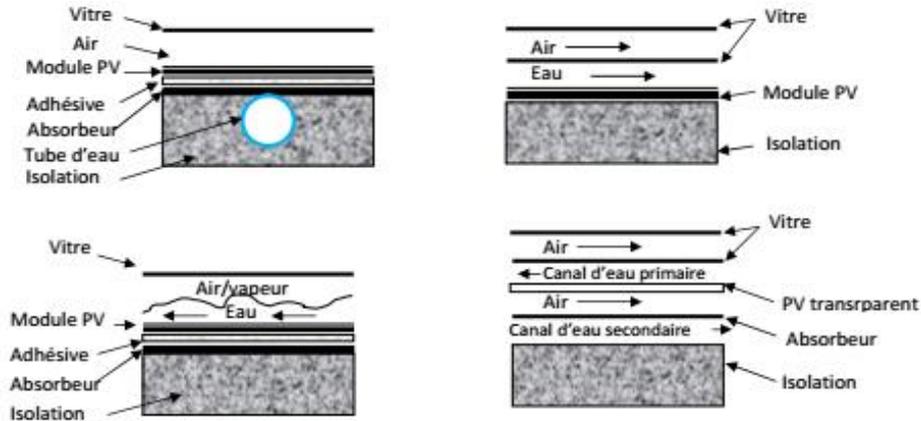


Figure I.25. Différentes conceptions de collecteurs PV/T Bi fluide [110]

#### I.3.5.4. Les collecteurs PV ventilés avec récupération de chaleur

Afin de refroidir les installations photovoltaïques installées dans les façades où les toits conventionnels, un espace d'air est souvent utilisé à l'arrière des panneaux. La circulation de l'air peut être en convection naturelle ou mécanique (PV ventilé). La récupération de cette chaleur est possible et peut permettre le chauffage des locaux. Dans ce cas le panneau PV est considéré comme hybride [109]. Les cellules photovoltaïques peuvent être aussi intégrées dans les murs trombes [113].

En plus de l'électricité et de la chaleur produite, ces façades PV ventilées présentent des avantages supplémentaires qui sont [109]:

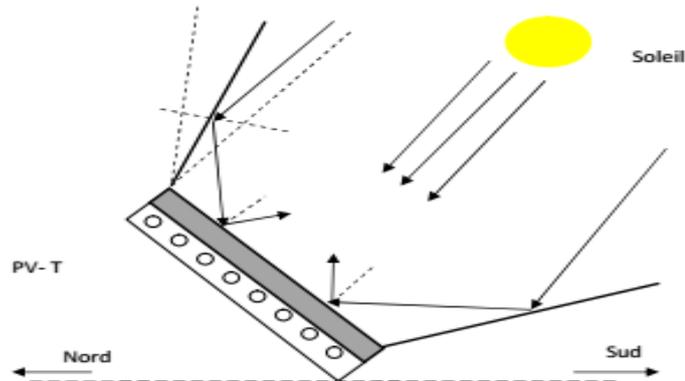
- Une protection des façades contre le rayonnement solaire ce qui réduit les charges de rafraîchissement et une limitation des pertes thermiques par infiltration. Le panneau PV agit comme une paroi supplémentaire qui joue le rôle de l'isolation.
- La ventilation des locaux est possible par ces façades en cas d'absence du chauffage.
- La façade PV constitue un revêtement de la paroi et permet de réduire le cout de construction.

#### I.3.5.5. Les collecteur PV/T à concentration

Une des méthodes les plus efficaces pour réduire le coût des systèmes PV est la combinaison de ces derniers avec des dispositifs de concentration du rayonnement solaire. Des miroirs moins couteux remplacent une partie des cellules PV, ce qui permet de réduire le temps d'amortissement du système pour la même performance de celui-ci (figure I.26). Une contrainte de taille, à savoir la température des cellules PV, peut néanmoins limiter le fonctionnement et l'utilisation de ces systèmes. Des dispositifs de refroidissement des cellules PV doivent alors être employés pour remédier à ce problème [109].

Les systèmes solaires sont caractérisés par un rapport de concentration. Dans le cas où sa valeur est supérieure à 2.5, un système de suivi du soleil est nécessaire. Dans

le cas contraire aucun dispositif de suivi n'est utilisé et le concentrateur est considéré comme stationnaire [109].



**Figure I.26. Schéma d'un collecteur PV /T avec des concentrateurs de rayonnement solaire [114].**

Dans le cadre de ce travail, seuls les systèmes PV/T à eau sont considérés. La procédure de modélisation des collecteurs PV/T est similaire à celle d'un collecteur thermique plan.

### I.3.6. Stockage de l'énergie solaire électrique

L'énergie électrique produite par les panneaux solaires photovoltaïques est stockée dans des dispositifs appelés batteries.

L'intermittence du rayonnement solaire et sa disponibilité en quantité faible pendant certains jours de l'année exige l'utilisation des batteries afin d'assurer l'alimentation en énergie électrique. Le dimensionnement de la batterie dépend principalement de l'utilisation de cette énergie et de la disponibilité du rayonnement solaire. Les batteries sont installées dans des endroits frais, loin des sources de chaleur. Une ventilation bien adaptée permet de rafraîchir l'air du local contenant des batteries de stockage [8].

De nos jours, plusieurs types de batteries sont disponibles (batteries au plomb-acide, nickel-cadmium, nickel-hydrure et lithium) (figure I.27). Les batteries acide-plomb à cycle profond sont les plus couramment utilisées [6].



**Figure I.27. Différents types de batteries utilisées dans les installations PV [76]**

La caractéristique essentielle pour le dimensionnement d'une batterie est sa capacité à stocker l'énergie. Elle est mesurée par l'ampère-heure généralement évalué à 20 Ah). Une batterie doit être dimensionnée de sorte à stocker de l'énergie électrique pour cinq jours par temps nuageux. Pour une tension de sortie requise de 48 V, la capacité de la batterie nécessaire pour une alimentation quotidienne est calculée comme suit [84][6]:

$$CB = IC = \frac{P_{etc}}{VP} \quad (I.54)$$

Si un facteur de sécurité de 20% est ajouté, la capacité des batteries en ampères-heures est:

$$CB_{modi} = IC \times 1.2 \quad (I.55)$$

### I.3.7. Autres équipements utilisés dans les installations PV

#### I.3.7.1. L'onduleur

En plus de convertir le courant continu en courant alternatif, la fonction principale d'un onduleur est de maintenir une tension constante sur la partie AC et de convertir la puissance d'entrée,  $P_{in}$ , en puissance de sortie  $P_{out}$  avec la plus grande efficacité possible [6].

L'onduleur est caractérisé par un coefficient d'efficacité,  $\eta_{inv}$  défini par [6] :

$$\eta_{inv} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{VP_{ac}IC_{ac}\cos(\phi)}{VP_{dc}IC_{dc}} \quad (I.56)$$

Avec :

$\cos(\phi)$ : Facteur de puissance,  
 $IC_{dc}$ : Courant requis par l'onduleur du côté courant continu,  
 $VP_{dc}$ : Tension d'entrée de l'onduleur du côté courant continu.

#### I.3.7.2. Contrôleur de charge

Le contrôleur de charge est un élément essentiel dans une installation photovoltaïque. Il permet d'adapter le courant électrique entre ses différentes composantes et de protéger les batteries des dommages liés à une surcharge ou une décharge excessive. Le contrôleur de charge doit être adapté pour les batteries utilisées dans le système [6].

# *Chapitre II*

*Besoins énergétiques et énergie solaire  
passive*

## **Introduction**

Un bâtiment est dit à très haute performance énergétique ou à zéro consommation énergétique, (selon les directives européennes de la performance énergétique [115]), s'il ne consomme qu'une faible quantité d'énergie et/ ou qu'une part importante des besoins énergétiques est couverte par des ressources renouvelables. Selon ces directives, la consommation de l'énergie finale dans le secteur du bâtiment doit être réduite par l'application de stratégies passives et actives et l'utilisation de sources d'énergies renouvelables [116].

Pour obtenir une basse consommation de l'énergie, deux moyens sont adoptés. Soit une conception du bâtiment étudiée qui permet de limiter les besoins en chauffage et en climatisation, soit l'emploi d'équipements de climatisation, de chauffage et d'éclairage (ou autres appareils) à grand rendement énergétique avec un contrôle adéquat [115].

La première étape pour la conception d'un bâtiment à haute efficacité énergétique commence par comprendre la fonctionnalité du bâtiment, puis à fixer les conditions du confort thermique et visuel selon l'utilisation, et ensuite à lister les ressources naturelles de conception (matériaux de construction) qui existent ainsi que les énergies disponibles (solaire, vent, biomasse ou autre source). La seconde étape consiste à intégrer ces ressources dans la conception elle-même (intégration passive ou active) et l'adaptation des stratégies de contrôle des installations de chauffage et de climatisation qui déterminent la contribution directe ou indirecte de l'énergie solaire [115].

Dans ce chapitre, notre intérêt est porté sur les moyens de conception et d'utilisation de l'énergie solaire passive pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments.

### **II.1. Le confort thermique**

L'étude des limites du confort thermique permet d'estimer les besoins de chauffage et de climatisation pour un bâtiment. Cette limitation va conduire à offrir des conditions de satisfaction aux personnes qui utilisent le local, de contrôler la consommation énergétique, ce qui limite l'impact environnemental et de proposer et mettre les standards et les normes.

#### **II.1.1 Définition du confort thermique**

La température de l'air seule ne définit pas la situation du confort thermique. Afin d'évaluer cette dernière, plusieurs paramètres doivent être pris en considération à savoir des facteurs liés à l'environnement, la variabilité et l'occupant.

Le confort thermique dépend de plusieurs paramètres. Fournir des températures de  $21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$  et une humidité relative de  $60\% \pm 5\%$  ne garantit pas le confort. En effet ce dernier est une expérience beaucoup plus holistique, dépendant de l'interaction de

nombreux facteurs environnementaux, la variabilité et les options que l'environnement offre et la capacité de l'occupant à s'adapter avec cet environnement [117].

Depuis 1774, les recherches sont menées sur le confort thermique intégrant plusieurs domaines et disciplines comme la physiologie, la physique du bâtiment et la mécanique. Plusieurs définitions du confort thermique ont été données. D'après le standard ISO 7730 [118], c'est la condition mentale qui exprime la satisfaction d'un individu à l'environnement thermique qui l'entoure. Cette sensation du confort est différente d'un individu à un autre, même pour des conditions similaires.

Six variables définissant la situation du confort thermique ont été fixées par Macpherson en 1962, quatre physiques (température, vitesse de l'air, humidité relative et température radiante moyenne) et deux liées à l'individu (vêtue et niveau d'activité). L'intervalle de température qui donne une satisfaction d'au moins 80% des occupants dans un espace est déterminé par les standards [119].

### II.1.2. Modélisation du confort thermique

Deux approches ont été proposées:

#### 1) L'approche rationnelle ou du bilan thermique

Cette approche est basée sur les échanges thermo-physiologiques du corps humain sous un climat contrôlé. Selon son activité, les variables propres à l'individu (isolation du vêtement et le taux du métabolisme) sont déterminées. Cette approche est la base des modèles thermo-physiologiques de laboratoire à l'état statique et certains standards (ASHRAE 55-1992, ISO7730-1984.....) [120].

Fanger [120] a conduit une étude sur un groupe d'étudiants danois sous une atmosphère contrôlée (une chambre). Les participants relient les sensations de chaud ou de froid à l'échelle standard ASHRAE qui s'étale entre -3 (froid) et +3 (chaud) avec la valeur zéro en milieu indiquant la sensation neutre (confort optimal) [120]. Cette échelle est:

- +3 très chaud
- +2 chaud
- +1 légèrement chaud
- ~0 neutre
- -1 légèrement froid
- -2 froid
- -3 très froid

Fanger [120] se base sur cette approche et développe la théorie d'échange de chaleur du corps humain qui s'efforce vers l'équilibre thermique. Une équation a été établie :

$$ST = M \pm W \pm ER \pm EC \pm EK - EE - RES \quad (\text{II.1})$$

Avec :

ST : Stockage de la chaleur

M : Métabolisme

W : Travail extérieur

ER : Echange de chaleur par rayonnement

EC : Echange de chaleur par convection

EK : Echange de chaleur par conduction

EE : Chaleur perdue par évaporation

RES : Chaleur échangée par respiration (chaleurs sensible et latente).

Fanger introduit six paramètres affectant le confort thermique [120]:

- Le métabolisme qui se réfère à toutes les réactions chimiques qui se produisent dans un organisme vivant. Il est relié aussi à la quantité d'activité.
- La résistance des vêtements. Ce paramètre noté clo ( $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ °C/W}$ ), varie entre 0 (pour personne nue) à 3 ou 4 (pour une personne avec un vêtement épais).
- L'humidité relative (varie entre 30 et 70% pour un confort optimal).
- La vitesse de l'air qui augmente le refroidissement du corps humain par convection.
- La température de l'air.
- La température moyenne radiante des surfaces entourant l'individu.

L'équation de Fanger est devenue la base des standards ISO 7730-1984 et ASHRAE 55-1992. Les valeurs de la température opérationnelle des deux standards sont données dans les tableaux II.1 et II.2 [120].

Saison	Vêtement (clo)	Niveau d'activité (met)	Temp opérative optimale (°C)	Intervalle de Temp opérative (°C)
Hiver	1.0	1.2	22	20-24
Eté	0.5	1.2	24.5	23-26

**Tableau II.1. Températures opératives recommandées pour une activité sédentaire selon le standard ISO 7730-1984 [120].**

Saison	vêtement (clo)	Niveau d'activité (met)	Temp opérative optimale (°C)	Intervalle de Temp opérative (°C)
Hiver	0.9	1.2	22	20-23.5
Eté	0.5	1.2	24.5	23-26

**Tableau II.2. Températures opératives recommandées pour une activité sédentaire, 50% d'humidité relative et une vitesse de l'air de 0.15 m/s selon le standard ASHRAE 55-1992 [120].**

L'équation développée par Fanger relie les conditions thermiques aux sept points du confort thermique selon l'échelle standard ASHRAE. L'indice PMV (vote moyen prévisible) est ensuite introduit. Cette notion est incorporée dans l'indice PPD (pourcentage prévisible d'insatisfaits) [120].

Pour Fanger, le PMV ne dépend pas seulement d'un seuil de température fixé pour atteindre le confort optimal mais il le relie aussi au déséquilibre des écoulements de la chaleur du corps humain. Le PMV est donné par la relation [119]:

$$PMV = (0.303 \exp(-0.036M) + 0.028)LC \quad (II.2)$$

Avec,  $LC$ , la charge thermique du corps, définie comme la différence entre la production de la chaleur interne et la perte de chaleur vers l'entourage.

L'expression du PMV (équation II.2) est ensuite modifiée par le standard ASHRAE afin de simplifier son utilisation. Des paramètres facilement échantillonnés sont introduits, d'où la relation [119]:

$$PMV = aTa + bPR_v - c \quad (II.3)$$

$PR_v$  : Pression de la vapeur dans l'air ambiant.

Les valeurs des coefficients a, b et c sont consignées dans le tableau II.3.

Temps/ genre	a	b	c
1h/homme	0.220	0.233	6.673
Femme	0.272	0.248	7.245
Les deux	0.245	0.248	6.475
2h/homme	0.221	0.270	6.024
Femme	0.283	0.210	7.694
Les deux	0.252	0.240	6.859
3h/homme	0.212	0.293	5.949
Femme	0.275	0.255	8.620
Les deux	0.243	0.278	8.802

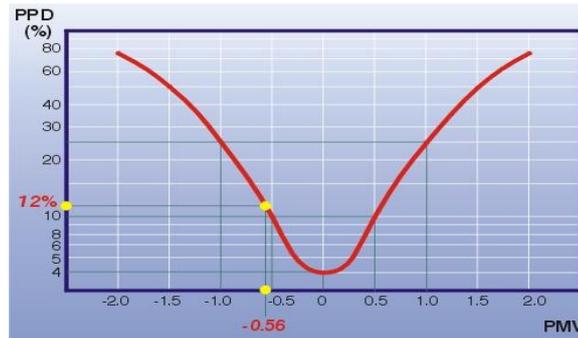
**Tableau II.3. Valeurs de a, b et c en fonction du temps passé dans la chambre et le genre de l'individu [119].**

L'index PPD prédit le pourcentage des gens qui ressentent plus qu'un léger chaud ou froid. Une sensation d'inconfort est ressentie pour des valeurs  $\pm 2$  et  $\pm 3$  alors que pour les valeurs  $\pm 1$  et 0, un confort thermique est obtenu.

La relation entre le PPD et le PMV est [119]-[121]:

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-(0.03353PMV^4) + 0.2179PMV^2)) \quad (II.4)$$

Sur la figure II.1, on peut constater que pour une valeur de PMV égale à zéro, 5% des occupants (dans les mêmes conditions), ressentent l'inconfort thermique.



**Figure II.1. Relation entre PMV et PPD**

Suivant les valeurs du PPD et PMV, trois zones de confort thermique peuvent être déterminées. La zone 1 pour un PPD inférieur à 6 % correspondant à un PMV de -0.2 à 0.2, la zone 2 pour un PPD inférieur à 10 % correspondant à un PMV de -0.5 à 0.5 et la zone 3 pour un PPD inférieur à 15 % correspondant à un PMV de -0.7 à 0.7 [119].

En parallèle, d'autres modèles ont été développés tels que celui de Gagge et al [119]. qui se base sur l'équation de l'équilibre thermique développé par Stolwijk et Hardy.

Les coefficients de calcul utilisés pour évaluer les PMV et PPD sont reportés respectivement dans les tableaux II.4 et II.5:

➤ **Niveau d'habillement**

Tenue vestimentaire	Habillement
Nu	0
Short	0.1
Tenue tropicale type (Short, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes et sandales)	0.3
Tenue d'été légère (pantalon léger, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes légères et chaussures).	0.5
Tenue de travail légère (chemise de travail en coton à manches longues, pantalon de travail, chaussettes de laine et chaussures).	0.7
Tenue d'intérieur pour l'hiver (chemise à manches longues, pantalon, pull-over à manches longues, chaussettes épaisses et chaussures).	1.0
Tenue de ville traditionnelle (complet avec pantalon, gilet et veston, chemise, chaussettes de laine et grosses chaussure).	1.0

**Tableau II.4. Coefficients d'habillement pour différents types de vêtements (clo).**

➤ **Niveau d'activité**

Activité	W/m <sup>2</sup>	met
Repos, couché	45	0.8
Repos, assis	58	1
Activité légère, assis (bureau, école)	70	1.2
Activité légère, debout (laboratoire, industrie légère)	95	1.6
Activité moyenne, debout (travail sur machine)	115	2.0
Activité soutenue (travail lourd sur machine)	175	3.0

**Tableau II.5. Coefficients du métabolisme pour différents types d'activité (M).**

**2) L'approche adaptative**

Les recherches montrent que les études de laboratoire (atmosphère contrôlée) se basent sur des conditions statiques et uniformes. Les conditions climatiques de chambre ne sont pas capables de fournir aux participants les conditions naturelles et réelles pour la détermination du confort thermique. L'approche adaptative est obtenue à partir de l'étude réalisée sur le terrain, ayant pour but d'analyser l'acceptabilité de l'environnement thermique sous les conditions réelles. Cette approche a conduit à des modèles adaptatifs du confort thermique et à certains standards (ASHRAE 55-2010, standard Européen EN15251 et les lignes directrices néerlandaises ATG) [120].

La méthode de Fanger est évaluée par Humphreys et Nicol [122-123], qui concluent que l'intervalle de la température du confort dans les bâtiments, naturellement ventilés, est plus large que celui donné par la méthode PMV-PPD [122-123].

Humphreys suggère que pour un bâtiment ventilé naturellement, la température du confort peut être déterminée par la relation [120]:

$$T_{co} = a \cdot T_{ext} + b \quad (\text{II.5})$$

Avec :

$T_{co}$ : Température du confort,  
 $T_{ext}$ : Température extérieure,  
 a,b des constantes.

La norme EN15251 évalue le confort thermique par l'expression [120]:

$$T_{CO} = 0.33 \cdot T_{rm7} + 18.8 \quad (^\circ\text{C}) \quad (\text{II.6a})$$

Avec :

$T_{rm7}$ , la température pondérée moyenne extérieure pondérée des sept jours passés est calculée comme suit.

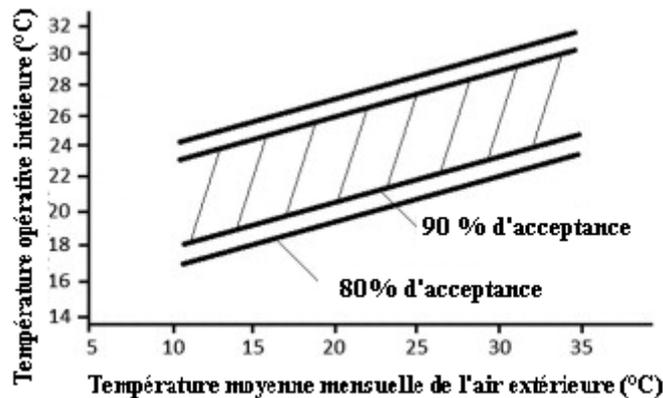
$$T_{rm7} = \frac{(T_{-1} + 0.8T_{-2} + 0.6T_{-3} + 0.5T_{-4} + 0.4T_{-5} + 0.3T_{-6} + 0.2T_{-7})}{3.8} \quad (\text{II.6b})$$

En remplaçant les coefficients a et b par leurs valeurs respectives dans le modèle de Humphreys, l'équation II.5 prend la forme:

$$T_{co} = 11.9 + 0.534.T_{ex} \quad (\text{coefficient de regression, } R^2 = 0.94) \quad (\text{II.6c})$$

D'autres modèles ont été également proposés dans la littérature pour les bâtiments naturellement ventilés [120].

La figure II.2 montre la plage de température opérative de confort acceptable.



**Figure II.2. Plages de températures opératives pour les espaces naturellement ventilés [120]**

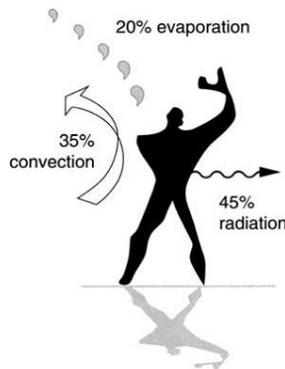
L'approche adaptative du confort thermique se base sur l'interaction entre les occupants et l'espace environnant. Autres facteurs influençant le confort thermique non pris en compte par les tests de chambre sont pris en considération. Dans ce cas, le confort thermique est relié aux modes de vie habituels des individus, (port de vêtements usuels, activité etc.). Ces derniers ont été testés en chambre à travers un questionnaire qui concerne le mode de vie des occupants [119].

L'interaction complexe entre les occupants et leur environnement constitue la base de l'approche adaptative du confort thermique [119].

N. Djongyang et al. [119] présentent une classification des études d'adaptation réalisées, en plusieurs catégories : (i) modèles de confort thermique et techniques d'évaluation [124-136], (ii) études comparatives entre la vie dans les espaces traditionnels et modernes [137-138], (iii) méthodes d'évaluation des performances énergétiques des bâtiments [139-141], (iv) systèmes à faible consommation d'énergie [142-145], (v) études comparatives vis-à-vis du genre (masculin ou féminin) [146], (vi) effet des ambiances intérieures sur les perceptions thermiques [147-148], (vii) confort thermique dans les salles de classe [149-152], (viii) algorithmes adaptatifs [153], (ix) confort thermique des patients dans les hôpitaux [154-155], (x) confort thermique dans les environnements extérieurs [156-160], etc.

### II.1.3. Echanges thermiques entre le corps humain et l'environnement

Le confort thermique est obtenu quand il y a un équilibre entre la production et la perte de la chaleur par le métabolisme. Le corps humain échange de la chaleur avec son environnement à travers trois mécanismes (évaporation 20%, convection 35% et rayonnement 45%), dont la somme est égale à l'unité. Les paramètres environnementaux contrôlant ces composants sont respectivement, (a) l'humidité de l'air en mouvement, (b) la température et le mouvement de l'air, (c) la température radiante [117].



**Figure II.3. Transfert/ perte/ écoulement de la chaleur du corps vers l'environnement dans les conditions typiques [117].**

Une étude sur le confort thermique et les différents échanges thermiques a été conduite par N. Djongyang et al. [119].

## II.2. Besoins énergétiques des constructions

La consommation d'énergie du secteur bâtiment dans le monde est estimée à 30% [161] de la production mondiale de l'énergie. En Algérie, cette consommation dépasse les 41% de la production nationale en énergie primaire. La consommation d'énergie dépend d'un grand nombre de paramètres à savoir : (a) les caractéristiques, la composition du bâtiment et des systèmes utilisés (b) le type d'énergie utilisée, le système de régulation, de contrôle et de maintenance, (c) les paramètres météorologiques, (d) le comportement des occupants et d'autres paramètres sociologiques [161].

Pour évaluer la consommation énergétique des bâtiments, il existe plusieurs outils et méthodes à suivre, commençant par l'étude globale du bâtiment jusqu'à l'analyse des matériaux et systèmes utilisés tout en vérifiant leur concordance avec les codes et les normes [161].

### II.2.1. Classification des méthodes d'estimation de l'énergie

N. Fumo [161] présente une étude sur les méthodes utilisées pour l'estimation de la consommation énergétique des constructions. Le standard ASHRAE 2009 divise ces méthodes en deux approches (classique et inverse).

Dans l'approche classique, les équations décrivant le comportement physique des systèmes et les entrées sont connues et les sorties sont obtenues par le calcul [161].

Dans l'approche inverse, les variables de sortie et d'entrée sont mesurées pour définir le modèle mathématique [161]. On distingue trois types :

- l'approche empirique « boîte noire », utilise une analyse de régression pour déterminer la relation entre les paramètres de sorties et d'entrées.
- l'approche de simulation calibrée emploie un programme informatique de simulation déjà calibré avec des données réelles mesurées.
- l'approche boîte grise consiste à élaborer un modèle mathématique pour décrire la configuration physique du bâtiment et/ou systèmes et équipements, puis à analyser statistiquement le modèle afin d'identifier et de quantifier les paramètres influant sur la consommation énergétique.

Hai-xiang Zhao et al. [162] présentent cinq méthodes de prédiction de la consommation énergétique des constructions:

#### ➤ Les méthodes d'ingénierie

Pour déterminer le comportement de l'énergie du bâtiment, deux méthodes d'ingénierie sont utilisées :

- La méthode détaillée complète pour évaluer la consommation énergétique des constructions par l'utilisation de plusieurs données (conditions climatiques extérieures, composition de la construction, fonctionnement et régulation des installations de climatisation). L'avantage de cette méthode est la possibilité de décrire le comportement dynamique avec une certaine précision, alors que sa difficulté réside dans la nécessité d'utiliser beaucoup de détails sur la construction et sur les paramètres environnementaux [162].

Les chercheurs proposent des méthodes simplifiées qui offrent des alternatives à certaines applications. Ces dernières comportent quelques variantes, dont la méthode du degré de jour dans laquelle un seul indice est analysé pour estimer la consommation d'énergie de petits bâtiments. Une autre méthode est celle de la température fréquente, qui peut être utilisée pour modéliser les grands bâtiments [162].

➤ **Les méthodes statistiques**

Ces méthodes utilisent des données historiques de la performance pour établir des modèles de régression statistiques reliant la consommation d'énergie ou l'indice de l'énergie avec les variables influençantes [162].

➤ **Les réseaux de neurones artificiels RNA**

Au cours des vingt dernières années, les chercheurs ont appliqué cette méthode pour estimer la consommation énergétique des bâtiments sous une variété de conditions. Les réseaux consistent en une boîte noire qui permet d'établir des modèles et des relations entre les données d'entrée et de sortie (déjà connues) [162].

➤ **Modèles machines à vecteurs de support**

L'efficacité des modèles MVS dans le domaine de la recherche et de l'industrie réside dans la résolution des difficultés non linéaires, sans pour autant se référer à un nombre important d'informations [162].

➤ **Les modèles gris**

C'est un modèle intelligent, il est dit « gris » de part sa capacité à traiter des données incertaines, voire insuffisantes afin de déterminer la consommation énergétique d'un bâtiment [162].

**II.2.2. Estimation des besoins énergétiques des constructions**

Dans le cadre de cette thèse, la méthode dynamique a été utilisée pour évaluer les besoins en chauffage et en climatisation. Cette dernière permet de prendre en considération les effets transitoires du comportement thermique de la construction. La simulation est ensuite lancée par le logiciel TRNSYS 16. Cet outil est un excellent moyen qui permet de prendre en compte beaucoup de paramètres lors de la simulation du comportement des constructions et de certains systèmes inclus dans sa bibliothèque.

Le comportement thermique d'un local peut être déterminé par la méthode du bilan de chaleur. Cette dernière est capable de fournir des simulations dynamiques des charges d'un bâtiment. Un équilibre thermique dans chaque zone (nœud de température) incluant l'air intérieur, les surfaces intérieures et extérieures de chaque mur, toit et plancher est utilisé et les équations obtenues sont résolues simultanément [8].

Le bilan thermique pour les six faces de l'enveloppe est obtenu par l'équation [8]:

$$q_{i,t} = [h_{ci}(t_{\alpha,t} - t_{i,t}) + \sum_{j=1, j \neq i}^{ns} g_{cij} (t_{j,t} - t_{i,t})]A_i + q_{si,t} + q_{li,t} + q_{ei,t} \quad (II.7)$$

Avec :

$q_{i,t}$  : Flux de la chaleur qui s'écoule à travers la surface  $i$  au moment  $t$ ,

$ns$ : Nombre de surfaces dans la chambre,

$A_i$ : Surface de l'élément  $i$ ,

$h_{ci}$ : Coefficient de transfert de chaleur par convection de la surface  $i$ ,

$gc_{ij}$ : Facteur de transfert de chaleur linéaire par rayonnement entre la surface intérieure  $i$  et la surface intérieure  $j$ ,

$T_{\alpha,t}$ : Température de l'air intérieur au moment  $t$ ,

$T_{i,t}$ : Température moyenne de la surface intérieure  $i$  au moment  $t$ ,

$T_{j,t}$ : Température moyenne de la surface intérieure  $j$  au moment  $t$ ,

$q_{si,t}$ : Flux d'énergie solaire traversant le vitrage et absorbé par l'élément  $i$  à l'instant  $t$ ,

$q_{li,t}$ : Flux de chaleur dégagé par l'éclairage et absorbé par la surface  $i$  à l'instant  $t$ ,

$q_{ei,t}$ : Flux de chaleur dégagé par les occupants et absorbé par la surface  $i$  à l'instant  $t$ .

L'équation de la zone de l'air intérieur est [8]:

$$q_t = \left[ \sum_{i=1}^m h_{ci} (T_{i,t} - T_{\alpha,t}) \right] A_i + \rho c_p \dot{V}_{i,t} (t_{e,t} - t_{\alpha,t}) + \rho c_p \dot{V}_{v,t} (t_{v,t} - t_{\alpha,t}) + q_{s,t} + q_{l,t} + q_{e,t} \quad (\text{II.8})$$

$T_{\alpha,t}$ : Température de l'air intérieur à l'instant  $t$ ,

$T_{e,t}$ : Température de l'air extérieur à l'instant  $t$ ,

$T_{v,t}$ : Température de l'air de ventilation à l'instant  $t$ ,

$\rho$ : Densité de l'air,

$c_p$ : Chaleur spécifique de l'air,

$\dot{V}_{i,t}$ : Débit volumique de l'air extérieur introduit dans le local par infiltration à l'instant  $t$ ,

$\dot{V}_{v,t}$ : Débit volumique de l'air extérieur introduit dans le local par ventilation à l'instant  $t$ ,

$q_{s,t}$ : Flux de l'énergie solaire traversant le vitrage et transmis par convection à l'air à l'instant  $t$ ,

$q_{l,t}$ : Flux de la chaleur émis par l'éclairage et transmis par convection à l'air à l'instant  $t$ ,

$q_{e,t}$ : Flux de la chaleur émis par les équipements et transmis par convection à l'air à l'instant  $t$ .

Le taux de chaleur transmis à travers le vitrage est donné par :

$$q_s = A_v \cdot (CO) \cdot (CGCS) \quad (\text{II.8a})$$

$A_v$ : Surface du vitrage,

$CO$ : Coefficient de l'ombre,

$CGCS$ : Coefficient de gain de chaleur solaire qui varie en fonction de l'orientation, la latitude, l'heure et le mois considéré.

Le taux de chaleur transmise par l'enveloppe  $q$  est :

$$q = U \cdot A \cdot (t_{ext} - t_{int}) \quad (\text{II.8b})$$

$U$  : Coefficient global du transfert de chaleur,  
 $(t_{ext} - t_{int})$  : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

Le gain de chaleur des occupants se compose des chaleurs sensible et latente. Il est déterminé comme suit :

➤ Chaleur sensible  $q_s$

$$q_s = N \cdot (L_S) \quad (\text{II.8c})$$

$q_s$  : Chaleur sensible due aux occupants,  
 $N$  : Nombre des occupants,  
 $L_S$  : Chaleur sensible dégagée par personne.

➤ Chaleur latente  $q_l$

$$q_l = N \cdot (L_L) \quad (\text{II.8d})$$

$q_l$  : Chaleur latente due aux occupants,  
 $L_L$  : Chaleur latente dégagée par personne.

Le gain de chaleur dû à l'éclairage est :

$$q_{ecl} = P_{ecl} \cdot F_u \cdot F_{as} \quad (\text{II.8e})$$

$q_{ecl}$  : Gain de chaleur dû à l'éclairage,  
 $P_{ecl}$  : Puissance totale du vitrage installée,  
 $F_u$  : Coefficient d'utilisation de l'éclairage,  
 $F_{as}$  : Coefficient de majoration. Dans le cas de l'utilisation des lampes fluorescence (la chaleur dégagée sera majorée de 25%).

Le gain de chaleur due aux équipements est :

$$q_{eq} = P_a \cdot F_u \cdot F_{Rad} \quad (\text{II.8f})$$

$q_{eq}$  : Gain de chaleur dû aux équipements,  
 $P_a$  : Quantité d'énergie de l'équipement,  
 $F_u$  et  $F_{Rad}$  respectivement les coefficients d'utilisation et de radiation.

Les gains (ou pertes) de chaleur dus à l'infiltration et à la ventilation se décomposent en chaleurs sensible et latente:

$$q_{s,v} = \dot{m}_a c_p (T_{ext} - T_{int}) \quad (\text{II.8g})$$

$$q_{l,v} = \dot{m}_a (w_{ext} - w_{int}) E_{ev} \quad (\text{II.8h})$$

$q_{s,v}$  et  $q_{l,v}$  : Gains de chaleur sensible et latente,  
 $\dot{m}_a$  : Débit d'air,  
 $c_p$  : Chaleur spécifique de l'air,  
 $(w_{ext} - w_{int})$  : Différence de la teneur en eau entre l'intérieur et l'extérieur,

$E_{ev}$ : Enthalpie d'évaporation.

### **II.2.3. Indice d'efficacité énergétique des constructions**

L'analyse de la consommation énergétique d'un bâtiment permet de comprendre les problèmes qui se posent dans le secteur de l'énergie et de proposer des solutions efficaces. Les données de la production d'énergie et de la consommation sont essentielles pour établir l'efficacité des bâtiments [163].

Les consommations finales d'énergie concernent plusieurs secteurs principaux. Selon les statistiques, le transport, les secteurs industriels, résidentiels et commerciaux consomment respectivement 28%, 31%, 22% et 19% de l'énergie finale à l'échelle mondiale [163].

L'efficacité énergétique est un facteur important qui permet d'économiser l'énergie dans les bâtiments. Le concept le plus simple est d'utiliser moins d'énergie pour obtenir les mêmes performances énergétiques. Elle peut être également définie comme le rapport entre les sorties (performances, services etc...) et une entrée (énergie consommée). Le taux d'économie d'énergie est la différence entre les consommations avant et après prises de diverses mesures d'efficacité [163].

Une consommation énergétique élevée engendre des effets nuisibles à l'environnement conduisant au réchauffement planétaire et au déséquilibre de la biodiversité. Elle provoque aussi des complications de l'état de santé des individus et une dégradation de la qualité de vie à cause de la pollution. Par conséquent, il est urgent d'intervenir sur l'augmentation de l'efficacité énergétique par le biais de l'une des voies suivantes [163]:

- La réduction de la consommation d'énergie des nouveaux bâtiments (de 40 à 50%).
- La diminution de 15 à 25% de la consommation énergétique des bâtiments existant par rénovation énergétique.

Afin de codifier et uniformiser les meilleures solutions et stratégies, plusieurs indices d'efficacité énergétique ont été créés au cours des années pour quantifier et mesurer la consommation énergétique des constructions. L'indice d'efficacité énergétique (IEE) est défini comme le rapport entre l'apport de l'énergie et le facteur lié à l'utilisation d'énergie du composant [163].

## **II.3. Bâtiments à zéro consommation énergétique (ZEB)**

### **II.3.1. Définition et méthodes de calcul**

Plusieurs pays adoptent le concept ZEB (Bâtiment à zéro énergie) dans leurs stratégies des nouvelles constructions. Ce concept vise à atteindre un niveau de consommation énergétique égale à zéro, d'abord par la réduction des besoins en

chauffage et en climatisation, ensuite l'intégration des énergies renouvelables pour répondre aux besoins non couverts [164].

Les chercheurs définissent l'énergie nette comme étant un équilibre entre la consommation d'énergie dans un bâtiment et l'énergie produite par des systèmes d'énergie renouvelable. Certains gouvernements ont déjà lancé des programmes pour réglementer ces constructions (RT 2012, pour la France, passivhaus en Allemagne et Energy Performance of Buildings Directive, pour l'Europe) [164].

Il existe plusieurs approches ou définitions du concept ZEB, selon l'utilisation et les besoins. A.J. Marszal et al. [165] proposent sept classes:

➤ **L'unité de mesure de l'énergie**

Les unités utilisées peuvent être l'énergie délivrée, l'énergie de fin d'utilisation, l'énergie primaire, les émissions équivalentes en CO<sub>2</sub>, l'exergie, le coût de l'énergie ou encore d'autres paramètres définis par la politique énergétique (relative à chaque pays)[165].

➤ **Période du bilan énergétique**

Deux périodes du bilan énergétique sont couramment utilisées, un cycle de vie complet d'un bâtiment ou un bilan annuel. Pour des situations particulières, on parle de bilan mensuel ou saisonnier [165].

➤ **Type de la consommation d'énergie**

Pour évaluer l'énergie consommée par un bâtiment, il est nécessaire d'estimer les besoins en chauffage et en climatisation, selon la norme internationale EN 15603: 2008 «performance énergétique des bâtiments». Cependant cette dernière, prend en considération des paramètres liés au comportement de l'individu comme, la déshumidification, la ventilation, l'humidification ainsi que l'eau chaude et l'éclairage [165].

➤ **Type de balance**

Il y a deux équilibres énergétiques possibles, soit entre l'utilisation de l'énergie et de la production d'énergie par les sources renouvelables, soit l'énergie fournie à la construction et l'alimentation d'énergie vers le réseau [165].

➤ **Approvisionnement par l'énergie renouvelable**

Les énergies renouvelables sont appelées ainsi car elles sont inépuisables et leur renouvellement est rapide. Les sources de ces énergies peuvent être, sur place comme le soleil ou transportées comme la biomasse [165].

➤ **Connexion avec l'infrastructure de l'énergie**

Il existe deux types de bâtiments à zéro énergie (connectés ou non connectés au réseau). Pour les bâtiments ZEB déconnectés du réseau, appelés «auto-suffisant» ou «autonome», un système de stockage électrique est installé pouvant couvrir 5 jours d'alimentation, tandis que le bâtiment «nette zéro énergie» (appelé aussi «connecté au réseau» ou «intégré au réseau») est connecté au réseau extérieur, il peut être alimenté à partir de ce dernier, comme il peut l'approvisionner par le surplus de l'énergie produite [165].

### ➤ Exigences

Aujourd'hui, les bâtiments doivent répondre à un certain nombre d'exigences (efficacité énergétique, ventilation et éclairage naturel), avant d'être construits [165].

### II.3.2. Techniques utilisées pour atteindre le bâtiment ZEB

L'objectif majeur actuel dans le domaine des énergies est d'inscrire les bâtiments dans le concept zéro énergie. Pour atteindre cet objectif Danny H.W. Li et al. [164] précisent qu'il faut avoir recours aux énergies renouvelables après avoir assuré une configuration du bâtiment lui-même qui atteint une efficacité énergétique. Cette configuration est liée à plusieurs aspects:

-Prévision d'une isolation thermique de l'enveloppe à travers les parois extérieures ce qui limite significativement les échanges thermiques entre l'extérieur et l'intérieur, étant donné que l'enveloppe est directement exposée aux conditions extérieures [164], [115].

-Le choix des matériaux de construction à inertie thermique appropriée selon le climat et l'activité qui se tient dans l'espace intérieur contribue à la gestion de l'énergie. Il est à souligner que la ventilation nocturne est une stratégie à prévoir durant la période chaude [164] [166].

-Les recherches sur les propriétés thermiques du vitrage ne cessent d'évoluer, un large choix du vitrage est par conséquent disponible sur le marché. Définir le type de vitrage le plus approprié selon le climat et l'activité qui se tient à l'intérieur du bâtiment agit considérablement sur l'efficacité thermique, le verre étant un matériau sensible de part sa transparence [164].

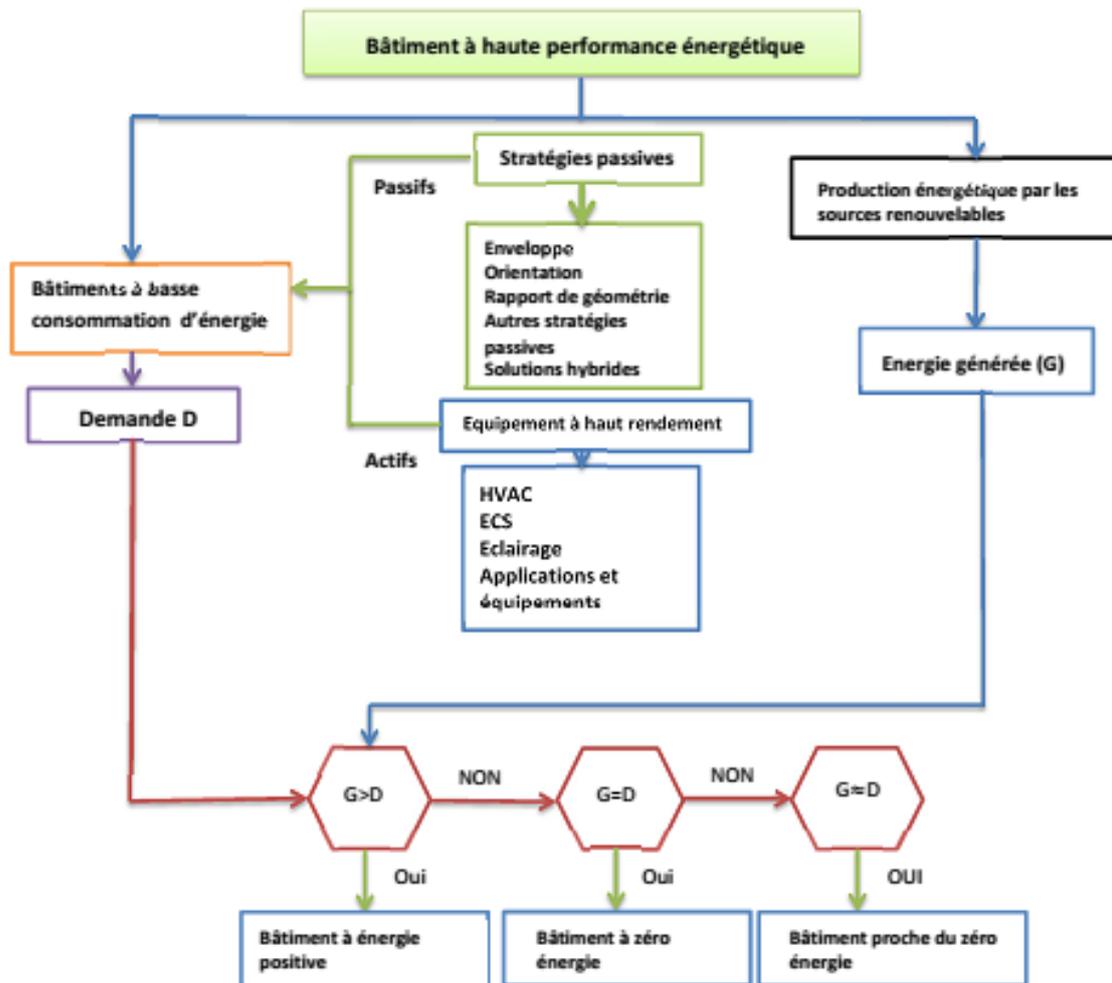
-La couverture des toits par la végétation ou par une couche réfléchissante sert à réduire la quantité de chaleur émise à l'intérieur du bâtiment [164]

-L'économie de l'énergie peut être renforcée par un aménagement étudié des espaces intérieurs, de façon à permettre à la lumière du jour de traverser les différents espaces pour les éclairer naturellement [164].

-Le recours aux équipements performants est nécessaire pour minimiser la consommation énergétique. En effet la consommation exagérée des systèmes courants

de chauffage, de climatisation (40 à 60% de la consommation totale) et de l'éclairage (20 à 30% de la consommation totale) peut être réduite à travers des systèmes à rendement élevé et des lampes LED [164].

Edwin Rodriguez-Ubinas et al. [115] présentent un schéma explicatif (figure II.4), pour déterminer les stratégies d'obtention de la haute performance énergétique par des solutions passives et hybrides.



**Figure II.4. Stratégies passives et hybrides pour l'obtention des bâtiments à haute performance énergétique [115]**

#### II.4. Les éléments d'un bâtiment passif

La prise en considération des conditions climatiques et des données du site lors de la phase de conception du projet d'architecture est une démarche primordiale qui assure l'équilibre thermique et énergétique du bâtiment. Ce dernier s'adapte avec ces conditions à travers plusieurs aspects, forme et compacité, dimensions des ouvertures, rapports surface mur/fenêtre, composition, matériaux de construction, revêtements de l'enveloppe, protections solaires... [167]-[168].

## II.4.1 L'enveloppe du bâtiment

D'un point de vue thermique, c'est la composante la plus sollicitée dans le bâtiment du fait qu'elle soit exposée directement aux conditions extérieures. Elle doit donc remplir son rôle qui est d'assurer à l'occupant un maximum de confort avec un minimum de consommation d'énergie. L'intégration des stratégies passives dans l'enveloppe du bâtiment améliore efficacement son apport énergétique, tel qu'il est le cas des appartements à Hong Kong où les économies ont atteint 31.4% rien qu'en insérant des isolants thermiques et en utilisant la peinture blanche pour minimiser l'absorption du rayonnement solaire [169].

L'enveloppe est caractérisée par plusieurs paramètres dont le coefficient de transmission de la chaleur  $U$ . Des codes et des certifications ont été mis au point, afin de réduire la valeur de ce coefficient [115]. Pour un bâtiment typique, les valeurs du coefficient  $U$ , du toit, plancher, murs, et fenêtres extérieures sont respectivement 0.16, 0.25, 0.30, et 2.00 W/m<sup>2</sup>.K [170]. Ces normes diffèrent d'un pays à un autre. La norme Passivhaus énoncée par l'institut Passivhaus de Darmstadt en Allemagne exige que les valeurs du coefficient  $U$  ne doivent pas dépasser 0.15 W/m<sup>2</sup>.K pour l'enveloppe et 0.85 W/m<sup>2</sup>.k pour les portes et les fenêtres, afin d'obtenir une consommation annuelle du bâtiment en chauffage et en climatisation inférieure à 15 kWh/m<sup>2</sup> [170].

Les autres paramètres qui affectent la performance de l'enveloppe sont l'absorption du rayonnement solaire de la surface extérieure, l'inertie thermique (déphasage de la transmission de la chaleur), la capacité de stockage de la chaleur et l'étanchéité (infiltration de l'air).

### II.4.1.1 Les murs

L'enveloppe d'un bâtiment est composée en grande partie de murs qui caractérisent son aspect esthétique et formel. Ils servent à protéger les occupants des nuisances thermiques et sonores, c'est pourquoi une configuration étudiée de ces derniers doit être privilégiée de façon à répondre au confort thermique et acoustique [169].

L'inertie thermique est la capacité d'un matériau à stocker la chaleur pour la restituer à travers un temps de déphasage. Plus la masse thermique d'un matériau est importante, plus il stocke de la chaleur et met du temps pour la restituer, ce qui conduit à une bonne économie d'énergie. Le stockage peut être direct (rayonnement solaire incident sur l'enveloppe) ou indirect (rayonnement solaire transmis par les surfaces de l'enveloppe) [8].

En hiver, une grande inertie thermique permet de réduire les besoins en chauffage en dégageant la chaleur stockée dans les parois issue du soleil vers l'espace intérieur. En été, le déphasage des façades permet de ralentir la pénétration de l'énergie du

rayonnement solaire jusqu'à la nuit où les parois refroidissent. La masse est aussi refroidie par le biais de la ventilation naturelle [8].

Le déphase de temps varie selon le matériau de construction. Il est de 10 h pour la brique d'épaisseur 30 cm, de 8 h pour le béton lourd et de 20 h pour le bois (présence de l'humidité) [8].

#### **II.4.1.2 Les toits**

Les toits comme les murs servent avant tout à isoler le bâtiment. Ils le couvrent horizontalement et reçoivent la plus grande quantité du rayonnement solaire durant toute la durée de l'ensoleillement [169].

Plusieurs solutions peuvent être envisagées pour diminuer l'impact de ces derniers sur le confort intérieur du bâtiment, tout d'abord, en intervenant sur la forme géométrique et les éléments qui les composent. On parle de toitures en dôme et voûtes, les toitures naturellement ou mécaniquement ventilées, les toitures micros aérées et les toitures en double peau. Ces techniques ne répondent pas toujours aux aspects formels et esthétiques désirés par l'architecte. Il est cependant possible d'agir sur la surface en préconisant des toits végétaux ou en sélectionnant des revêtements réfléchissants avec des caractéristiques thermiques appropriées [169].

#### **II.4.1.3 Fenestrations (fenêtres et portes)**

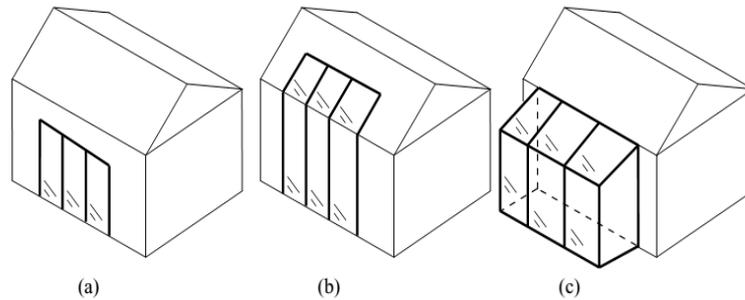
La présence de l'éclairage naturel est indispensable pour le confort visuel dans la majorité des bâtiments. Plusieurs niveaux d'éclairage sont définis selon l'activité qui se tient à l'intérieur de l'espace. Qian [171] indique qu'une chambre d'habitation doit avoir au moins une à deux heures d'ensoleillement par jour d'hiver. Lee et al. estiment que 20 à 40% des pertes thermiques du bâtiment sont dues aux fenêtres [172]. Afin de répondre aux exigences énergétiques du bâtiment, le vitrage doit avoir une valeur de la transmission thermique  $U$  inférieure à 1.2 [173].

En plus de minimiser les pertes thermiques dues au vitrage, la température rayonnante de la surface intérieure du vitrage joue un rôle dans la sensation de confort. La norme Passivhaus exige une température surfacique au-dessus de 17°C [170].

La fenêtre est l'élément qui permet de capter directement la chaleur (chauffage passif) et l'éclairage naturel. Ceci agit considérablement sur la consommation énergétique en diminuant le recours à l'éclairage artificiel. En traversant la fenêtre, le rayonnement solaire frappant directement les surfaces intérieures est absorbé. Pour éviter que les matériaux se détériorent, l'installation des éléments de protection solaire peut être efficace [8].

Afin de capter un maximum de chaleur provenant du soleil, des systèmes solaires passifs sont installés pour accentuer l'absorption et la durée du chauffage, la serre est l'un de ces systèmes passifs. Composée essentiellement d'un verre spécial et intégrée

dans le bâtiment selon plusieurs configurations (figure II.5), l'orientation privilégiée est le Sud. La serre capte le rayonnement solaire incident, la chaleur sera emprisonnée dans l'espace intérieur, stockée dans la masse et restituée par la suite dans l'espace habitable à travers le phénomène du déphasage [8].



**Figure II.5 Différentes configurations des espaces ensoleillés. (a). Vitrage monté sur la façade Sud, (b) Vitrage monté sur la façade Sud et la toiture, (c) Vitrage monté sur la façade Sud avec une extension du bâtiment [8].**

Les fenêtres jouent un rôle très important dans le maintien de l'hygiène des locaux par la ventilation naturelle [169].

Les fenêtres peuvent être classées en deux catégories (fenêtres à propriétés statiques et propriétés dynamiques [174]).

#### **a) Fenêtres à propriétés statiques**

Les fenêtres statiques possèdent des caractéristiques optiques et thermiques constantes, telles que la transmission thermique  $U$ , et la transmissivité du rayonnement visible  $\tau_v$ , et le coefficient de gain de chaleur solaire CGCS [174].

Pour maximiser la quantité du rayonnement solaire pénétrant un local, les fenêtres à faible valeur de  $U$  et une transmissivité solaire  $\tau_v$  élevée sont privilégiées [169]. Cependant, l'augmentation de la transmissivité du vitrage conduit à la diminution de la valeur de  $U$  du vitrage ce qui augmente les pertes thermiques.

Différentes recherches ont été réalisées afin de connaître l'impact de l'utilisation du vitrage sur le confort à l'intérieur des bâtiments.

Samar Jaber et Salman Ajib [175] ont étudié l'influence de plusieurs paramètres du vitrage (valeur  $U$ , taille et orientation de la fenêtre), sur la consommation d'énergie d'une construction sous trois climats différents (Amman, Aqaba et Berlin). Les résultats montrent que les besoins en chauffage varient considérablement avec la taille et le type des fenêtres. Pour un vitrage optimisé (triple vitrage avec une surface de 10 % sur les 4 façades), des économies d'énergie de 21%, 20% et 24% sont réalisées respectivement pour les régions d'Amman, Aqaba et Berlin. Les auteurs constatent que d'un point de

vue technique, le vitrage triple est la meilleure solution alors que d'un point de vue économique, le vitrage double est mieux adapté aux trois climats étudiés.

D'après K. Hassouneh et al. [176], le choix approprié du type de vitrage, des dimensions et de l'orientation des fenêtres diminue considérablement les besoins en chauffage. Pour un vitrage clair, il est préférable de prévoir de grandes ouvertures sur la façade Sud et Ouest, et minimiser la taille de ces dernières au Nord. Pour atteindre une consommation énergétique minimale, il est préférable d'utiliser différentes tailles d'ouvertures avec différents types de vitrage selon l'orientation de la façade et de prévoir ainsi, une grande surface vitrée clair à l'Est, l'Ouest et au Sud, et une surface vitrée réduite teintée au Nord.

Les caractéristiques du vitrage varient en fonction de la couleur de celui ci et du nombre de vitres utilisé. Les propriétés thermiques et optiques de certains types de vitrages statiques sont regroupées dans le tableau II.6.

Fenêtre	Type de vitrage	Valeur U (W/m <sup>2</sup> .K)	CGCS	$\tau_v$
A	Simple, clair	0.84	0.64	0.65
B	Simple, teinté	0.84	0.54	0.49
C	Double, clair	0.49	0.56	0.59
D	Double, teinté	0.49	0.47	0.44
E	Double, haute performance teintée	0.49	0.39	0.50
F	Double, haut gain solaire, basse émission	0.37	0.53	0.54
G	Double, moyen gain solaire, basse émission	0.35	0.44	0.56
H	Double, bas gain solaire, basse émission	0.34	0.30	0.51
I	Triple, moyen gain solaire, basse émission	0.29	0.38	0.47
J	Triple, bas gain solaire, basse émission	0.28	0.25	0.40

**Tableau II.6. Paramètres caractéristiques de différents vitrages statiques [170]**

### **b) Fenêtres à propriétés dynamiques**

Les problèmes et les limitations des vitrages statiques observés par les chercheurs ont conduit à proposer des vitrages à propriétés dynamiques. Certains matériaux sont intégrés dans le vitrage, tel que les cellules photovoltaïques, les matériaux à changement de phase....etc [174].

Plusieurs dispositifs de commutation optique sont développés. Ces derniers incluent les technologies chromogènes (vitrages électro-chromique, thermo-chromique, gazo-chrome, photochromique.), thermo-tropique, cristaux liquide, particules en suspension [174].

Dans la fenêtre électro-chromique commutable (figure II.6), un revêtement commutable est appliqué sur la vitre. Les particules de ce revêtement peuvent changer l'apparence du vitrage par l'application d'un courant électrique [170].

Neil L. Sbar et al. [177] ont comparé numériquement sous deux climats différents, deux immeubles de 8 étages, deux systèmes, le premier équipé de fenêtres électro-chromiques et le second de fenêtres simples. Les résultats obtenus montrent que pour toutes les zones climatiques, les économies d'énergie du bâtiment équipé de vitrage électro-chromique étaient supérieures à 45% par rapport au vitrage simple. Une diminution des charges internes pour le cas du vitrage électro-chromique est obtenue. Ce vitrage permet la réduction des émissions de carbone de 35% pour une construction neuve et de 50% pour les projets de rénovation.



**Figure II.6. Vitrage électro-chromique.**

### **c) Vitrage thermo-tropique**

Les propriétés optiques du vitrage thermo-tropique changent avec la chaleur. En effet et contrairement au vitrage électro-chromique, ce type de vitrage est activé par la chaleur. Lorsque sa température dépasse un seuil (dépendant du matériau utilisé), un changement de l'état physique se produit à l'intérieur du vitrage déclenchant ainsi l'absorption ou la dispersion de la lumière [174].

Jian Yao et Neng Zhu [178] ont étudié l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments par l'utilisation d'un vitrage thermo-tropique. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation d'une fenêtre thermo-tropique à double vitrage permet de réduire respectivement les besoins de rafraîchissement de 19 % et de 3.3 % par rapport à l'utilisation des fenêtres à double vitrage et à double vitrage teinté pour une chambre orientée vers l'Ouest (respectivement 3.6 % et 1.6 % de diminution des besoins de rafraîchissement totaux) . La sensation d'inconfort à l'intérieur, pour la même chambre est alors réduite respectivement de 70% et de 53% par rapport à l'utilisation des fenêtres à double vitrages et à double vitrages teintés.

### **d) Vitrage photovoltaïque**

En plus des fonctions des fenêtres classiques, ce type de vitrage (figure II.7), permet de produire de l'énergie électrique. Il est réalisé par la pulvérisation d'un revêtement de nanoparticules semi-conducteur sur le vitrage. Des cellules

photovoltaïques de type couches minces sont déposées sur un verre. L'un des inconvénients de ce type de vitrage est la transmission de la lumière visible qui est inférieure à celle des autres types de vitrage. Aussi et afin d'augmenter la transmission de la lumière vers l'intérieur, un tissu minuscule est ajouté afin de créer une porosité qui augmente la pénétration de la lumière [170].



**Figure II.7. Vitrage photovoltaïque**

Le potentiel d'utilisation de ce type de vitrage dans le secteur bâtiment semble très promoteur.

Lin Lu et Kin Man Law [179] ont étudié les performances d'un système de vitrage simple photovoltaïque intégré dans un immeuble de bureaux à Hong Kong pour la période 2003 à 2007, afin d'estimer la performance énergétique globale. Les résultats montrent que l'utilisation d'une fenêtre PV semi-transparente peut non seulement produire de l'énergie propre, mais également réduire la charge de refroidissement du bâtiment (65% de réduction) et les exigences d'éclairage électrique.

#### **e) Vitrage aérogel**

Les aérogels sont développés par la NASA pour les applications aérospatiales et intégrés dans le marché à partir de 2005. Cette matière connue aussi comme l'air solide est fabriquée par divers matériaux tels que la silice, l'alumine, les métaux lanthanides, les polymères organiques et inorganiques. Ces aérogels sont à faible densité de 1 à 150 kg/m<sup>3</sup> [170], [174].

#### **f) Vitrage avec matériaux à changement de phase**

L'intégration des matériaux à changement de phase dans le vitrage est une solution très intéressante et commence à être largement employée. La température du matériau en cours de changement de phase reste constante (absorption de la chaleur latente). A l'état liquide, le matériau devient un fluide homogène clair et transparent ce qui permet la pénétration de la lumière naturelle dans les locaux. Quand la température extérieure chute et le rayonnement solaire est faible ou nul, le matériau transmet la chaleur latente absorbée au local et devient solide et semi-transparent [170].

Des études sur ce type de vitrage ont permis de mettre en évidence l'importance de l'utilisation de ce dernier dans le bâtiment. Une technique étudiée par H.Manz et al. consiste à combiner deux matériaux pour la composition du mur extérieur, un isolant

transparent et un matériau à changement de phase. Elle permet d'obtenir un flux moyen de l'énergie de  $13 \text{ W/m}^2$  (efficacité du système de 0.27) pour un mur Sud sous un climat froid de Zurich en suisse pour le mois de décembre. Une réduction de la température de fusion de  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  peut être bénéfique selon les auteurs [180].

### g) Vitrage autonettoyant

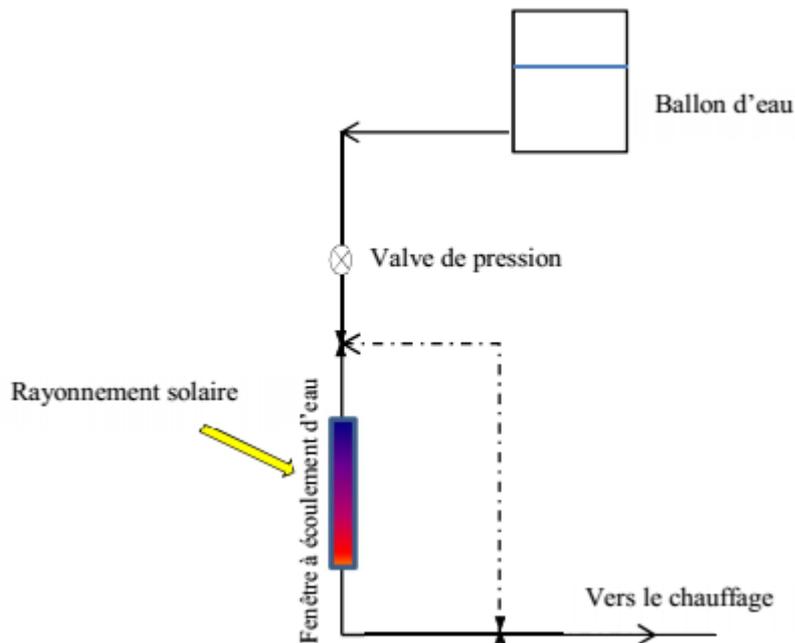
Le principe de ce type de vitrage est de revêtir sa surface céramique de titane  $\text{TiO}_2$  qui utilise la lumière ultraviolet pour décomposer la contamination organique [170].

### h) Vitrage sous vide

Ce type de vitrage a été introduit en 1913 et mis en production en 1989. Il se compose de deux verres contenant un espace sous vide avec un dispositif qui maintient les deux feuilles. Un tirage à vide de l'air entre les deux feuilles de verre permet de réduire la convection ce qui limite la transmission de la chaleur sans diminuer celle de la lumière. Une couche peu émissive peut être ajoutée pour limiter les pertes par rayonnement thermique [170].

### i) Fenêtre solaire absorbante

Dans ce système (figure II.8), un fluide s'écoule sur la surface du vitrage permettant l'élimination de la chaleur de ce dernier. L'eau est fournie en permanence par un réservoir de stockage. La chaleur récupérée peut-être employée pour différents usages. Ce concept a été introduit par Chow et al. [170].



**Figure II.8** Schéma d'une fenêtre absorbante du rayonnement solaire [170].

## II.4.2. Forme et Orientation du bâtiment

Un matériau de construction à faible transmission de chaleur permet de réduire de façon significative les besoins énergétiques des constructions. Il existe cependant d'autres facteurs (orientation, paramètres géométriques et rapport de certaines propriétés telles que la surface et le volume) qui influent sur les performances énergétiques de ces constructions.

Les besoins énergétiques d'un bâtiment dépendent de la forme et l'orientation de ce dernier. En effet l'orientation du bâtiment permet d'indiquer les surfaces exposées au rayonnement solaire (chauffage passif) et celles exposées au vent [115].

Parmi les critères utilisés pour caractériser un bâtiment le rapport de compacité qui permet d'indiquer la manière avec laquelle le bâtiment se réchauffe au cours de la journée et se refroidit pendant la nuit. Ce dernier est le rapport entre le volume du bâtiment et la surface extérieur. Le volume du bâtiment indique le stockage de la chaleur tandis que la surface est liée au gain ou perte de la chaleur [8].

Plusieurs rapports existent dans la littérature pour caractériser la proportion entre les éléments de la structure. Le tableau II.7 présente d'autres rapports utilisés dans la littérature [115].

Nom	Définition	Unité
Rapport d'aspect	$w/l$	-
Rapport de compacité	$A_{en}/V_{cn}$	$m^2/m^3$
Facteur de forme	$A_E/A_{cn}$	-
Rapport de la surface d'enveloppe transparente	$A_{tr}/A_{en}$	-
Rapport de la surface d'enveloppe transparente sur le plancher	$A_{tr}/A_{cn}$	-
Rapport de la surface d'enveloppe transparente sur les murs	$A_{tr}/A_{cn}$	-
Rapport de la surface d'enveloppe transparente sur le volume	$A_{tr}/V_{cn}$	$m^2/m^3$
Rapport de surface transparente sud sur le mur sud	$A_{str}/A_{sw}$	-
Rapport de surface transparente sud sur la surface du plancher	$A_{str}/A_{cn}$	-
Rapport de surface transparente sud sur le volume du bâtiment	$A_{str}/V_{cn}$	$m^2/m^3$
Rapport de surface transparente sud sur la surface transparente totale	$A_{str}/A_{tr}$	-

Indice: w: largeur; l: longueur, A: surface, V: volume.

Sous indices : en : enveloppe, cn : conditionné, tr : transparent (vitrage), w : mur, s : Sud

**Tableau II.7. Rapports utilisés pour l'optimisation des bâtiments [115]**

Avec :

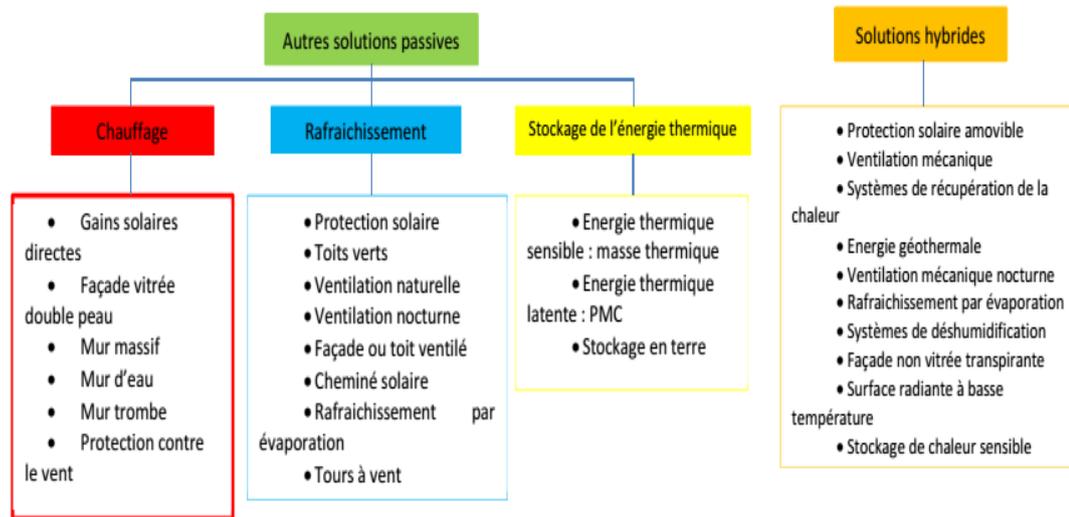
$A_{en}$  : Surface de l'enveloppe thermique.

$V_b$  : Volume du bâtiment.

$A_{Cn}$  : Surface du plancher du bâtiment climatisé.

P. Depecke et al. [181] ont étudié l'influence de la forme sur la consommation du chauffage des bâtiments. Quatorze bâtiments représentés sur la figure II.9 ont été





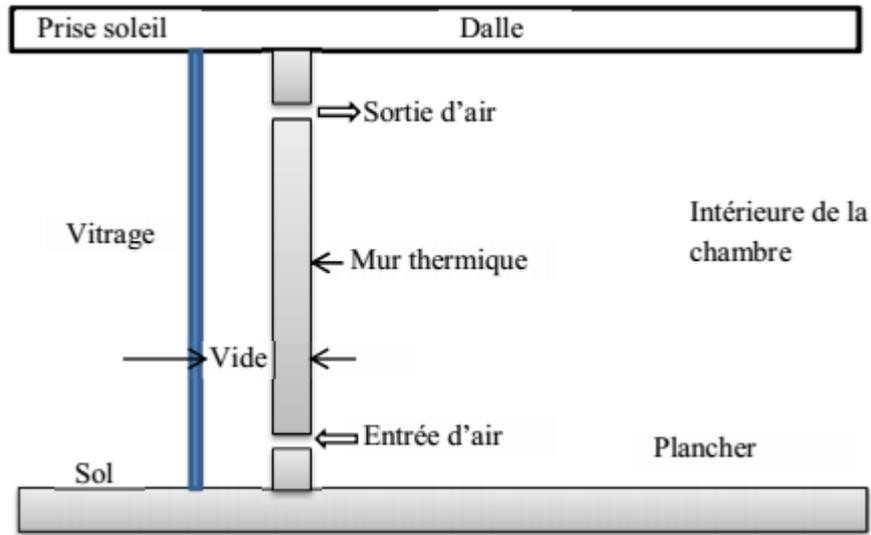
**Figure II.10. Solutions passives et hybrides pour les bâtiments [115].**

### II.5.1 Mur trombe

Ce type de murs (figure II.11) a été développé par E.S. Morse au 19<sup>ème</sup> siècle et redessiné plus tard par l'architecte Trombe. Il est composé d'une paroi en béton de 12 pouces d'épaisseur (30.48 cm) peinte en noir, orientée vers le Sud et couverte par une surface vitrée pour favoriser l'effet de serre et réduire les pertes de chaleur par convection et rayonnement thermique [169]. La chaleur est absorbée et stockée partiellement par le mur en béton, peint en noir, pour augmenter son absorption. Une quantité de la chaleur absorbée est transmise à l'intérieur du local par conduction à travers le mur. Lorsque l'air s'échauffe dans l'espace entre le mur et le vitrage, un mouvement se produit. La densité de l'air froid entrant dans la cavité en provenance de la chambre diminue avec l'augmentation de sa température. L'air chauffé augmente et entre dans la chambre par l'orifice supérieur. L'air froid de la chambre remplace l'air chauffé par l'orifice inférieur et le processus continu.

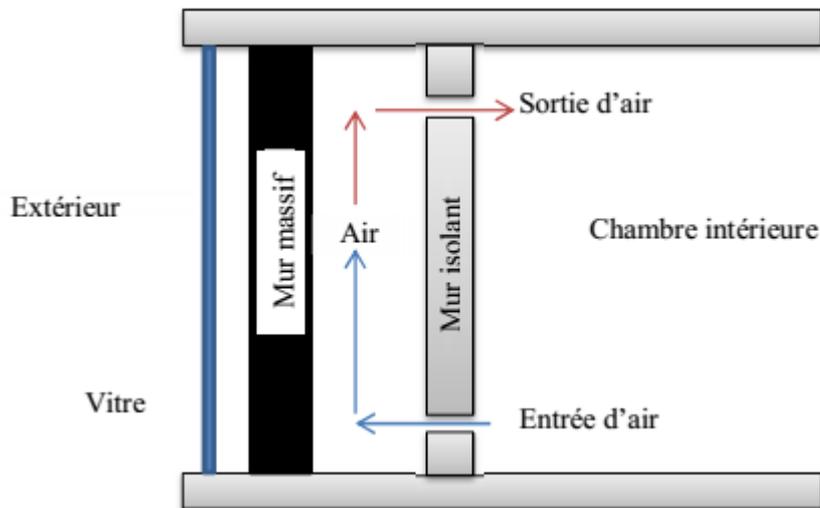
La contribution de ce système dans le chauffage des locaux est appréciable mais certains inconvénients peuvent se présenter [182]:

- Une résistance thermique faible.
- En hiver, des phénomènes de thermosiphon inverses peuvent se produire pendant la nuit ou les jours non ensoleillés (nécessité de fermer les orifices).
- L'intensité solaire étant variable conduit à des incertitudes du transfert de chaleur et cause des fluctuations de la température de la paroi et du local.
- La convection naturelle et le rendement global de chauffage peuvent être influencés par la géométrie du mur trombe (la largeur du canal et les dimensions des ouvertures d'entrée et de sortie).
- Faible esthétique de la paroi.



**Figure II.11. Schéma descriptif d'un mur trombe [182]**

Afin de réduire les pertes de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur, la paroi composite Trombe-Michel a été envisagée. Un mur isolé est ajouté à l'arrière du mur massif (figure II.12). Le rayonnement solaire est absorbé par le mur massif. La chaleur est ensuite transmise par conduction à la couche de l'air entre les murs massifs et l'isolant qui circule par différence de densité. Des orifices haut et bas permettent d'échanger l'air avec la chambre. Cette configuration permet de réduire les déperditions de la chaleur vers l'extérieur [182].



**Figure II.12. Schéma du mur Trombe-Michel [182]**

De nombreuses études ont été menées afin d'optimiser le fonctionnement et la conception du mur Trombe.

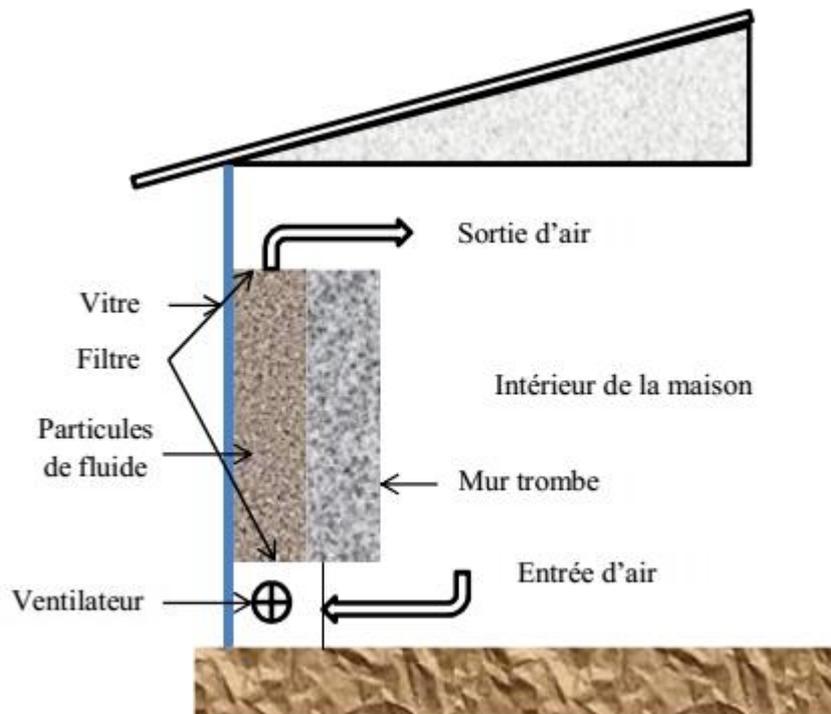
Ji Jie et al. [183] ont étudié expérimentalement et numériquement un mur Trombe équipé de cellules PV collées sur la face extérieure du vitrage. Un ventilateur

fonctionnant en courant direct est utilisé pour assurer la circulation de l'air dans le canal. Les résultats expérimentaux montrent que la température des cellules photovoltaïques diminue de 1.28 °C et la température moyenne intérieure augmente de 0.50 °C (la circulation de l'air par un ventilateur permet d'augmenter la température de l'air intérieur de la chambre et d'abaisser la température des cellules PV).

Une autre conception innovante du mur Trombe est l'utilisation des matériaux à changement de phase dans le mur de maçonnerie pour stocker la chaleur latente. Le mur de stockage est moins épais dans ce cas [184]. Nwachukwu et Okonkwo [185] ont montré qu'un revêtement hautement absorbant sur la paroi du mur avec une faible émissivité permet l'augmentation de la quantité d'énergie thermique transmise au local.

Une autre configuration proposée est le mur trombe fluidisé représenté sur la figure II.13. Le principe de fonctionnement est similaire à un mur trombe avec un remplissage de la cavité d'air par des particules hautement absorbantes. L'air chauffé est filtré par des filtres afin d'empêcher les particules de pénétrer dans le local ensuite injecté dans le local par des ventilateurs [169].

Murat Tunç et Mithat Uysal [186] ont modélisé mathématiquement et expérimentalement ce mur. Une comparaison des résultats obtenus pour le système du mur Trombe fluidisé avec ceux d'un mur Trombe classique montre que le premier présente une efficacité globale plus élevée.



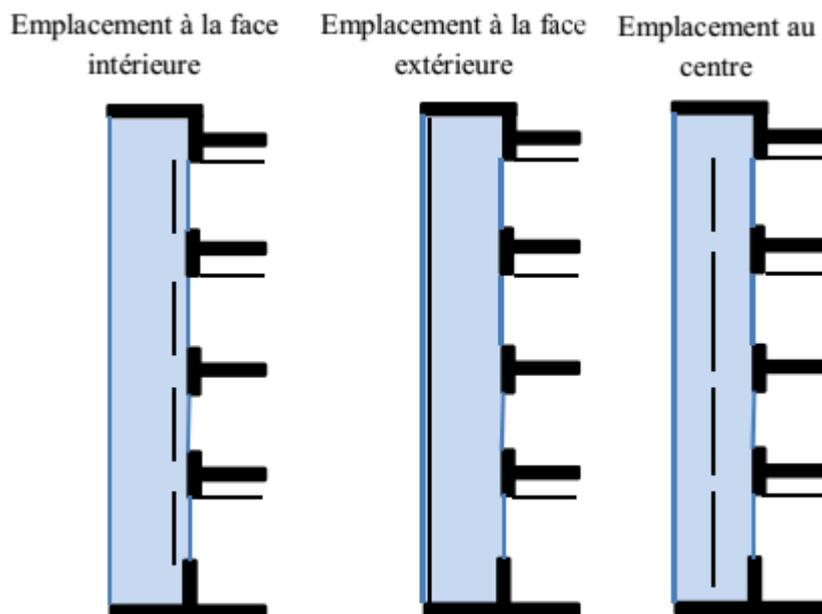
**Figure II.13. Coupe transversale d'un système fluidisé de mur Trombe [186]**

## II.5.2. Façade double peau

Ce type de façade a été introduit au début des années 1900 et connaît un succès à partir des années 1990. Le dispositif se compose d'une façade de deux couches (la couche extérieure est généralement en verre) séparées par une cavité d'air. Afin de protéger le local du rayonnement solaire pendant l'été, un système de protection solaire est souvent placé à l'intérieur de la cavité. Par effet de cheminée, l'air dans le canal (chaud) se déplace vers le haut, et l'air de la chambre, relativement froid, le remplace. La ventilation de la chambre est assurée par des fenêtres placées au côté opposé de la façade double peau [167].

Un intérêt particulier a été porté à la profondeur de la cavité, qui peut varier de 10 cm à plus de 2 m [167]. Des valeurs de 0.7 et 1.2 m ont été recommandées par Radhi et al. (meilleur équilibre entre le gain solaire et la transmission de la chaleur à l'intérieur)[187]. Pour une journée d'été typique, un gain d'énergie de rafraîchissement jusqu'à 20% est atteint.

Les recherches menées afin d'optimiser l'utilisation des protections solaires ont concerné la position du dispositif de protection solaire à l'intérieur de la cavité ainsi que la couleur (figure II.14). Les résultats obtenus montrent que la position du milieu des dispositifs de protection solaire avec une couleur claire permet de réduire 23.2 % des besoins en climatisation [188].



**Figure II.14. Différentes positions de la protection solaire [188].**

L'influence des propriétés optiques des vitrages (transmission, réflexion) sur la performance d'une façade double peau a été étudiée par Isabel Pérez-Grande et al. [189]. Les résultats obtenus montrent qu'une optimisation de ces paramètres permet la

réduction des charges thermiques du bâtiment de moitié. Par ailleurs, une vitesse de l'air dans le canal de 6 m/s diminue les charges thermiques du bâtiment de 1.5 fois par rapport au cas de la convection naturelle pendant l'été. L'auteur souligne que le flux d'air chaud peut être utilisé pour le chauffage pendant l'hiver.

Tous les résultats des différentes études pour optimiser l'intégration et le fonctionnement de ces dispositifs obtenus ont montré que ce type de solution passive peut contribuer à la réduction des besoins énergétiques des constructions.

### II.5.3. Mur d'eau

Un mur d'eau (figure II.15) est une paroi transparente composée d'un caisson métallique qui inclut deux plaques en verre enfermant de l'eau. Le rayonnement solaire est absorbé par l'eau et les plaques de verre semi-transparent, le reste de ce rayonnement solaire transmis provoque le chauffage et l'éclairage de l'espace intérieur [169]. La chaleur absorbée par l'eau est restituée à l'intérieur du local pendant la nuit.

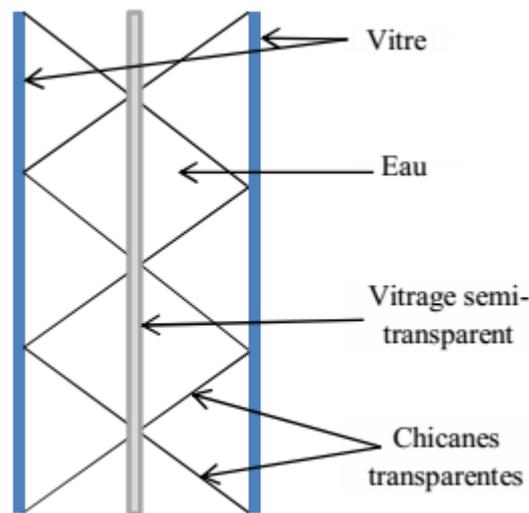
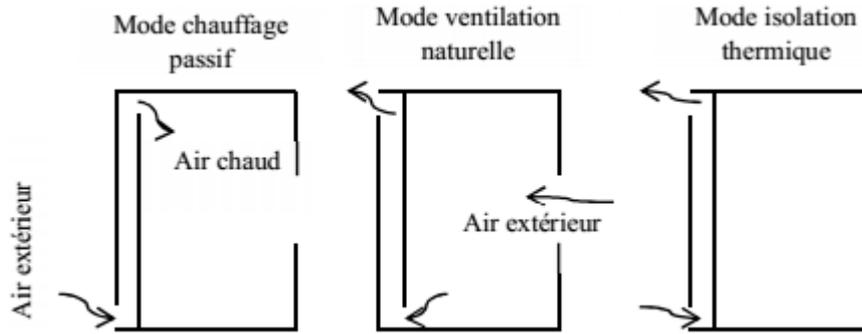


Figure II.15. Coupe transversale d'un mur d'eau.

### II.5.4. Cheminée solaire

Une cheminée solaire (figure II.16) fonctionne par la génération d'un flux d'air à travers un bâtiment par la différence de densité de l'air. Le chauffage des locaux peut être utilisé par ce procédé en cas d'emploi des ventilateurs. Un tel système assure également une isolation thermique dans un climat chaud ainsi que la ventilation des locaux [182].



**Figure II.16. Modes de fonctionnement d'une cheminée solaire [182]**

Afin d'optimiser le fonctionnement des cheminées solaires, D.J. Harris et N. Helwig [190] ont étudié à l'aide d'une modélisation CFD, l'influence de l'angle d'inclinaison, le double vitrage et le revêtement à faible émissivité sur le taux de ventilation dans la cheminée. Les résultats obtenus montrent qu'une cheminée orientée vers le Sud avec un angle d'inclinaison de  $67.5^\circ$  par rapport à l'horizontale présente de meilleures performances par rapport à une disposition verticale (le flux d'air est augmenté de 11%). L'utilisation d'un mur de faible émissivité permet une augmentation supplémentaire de 10% du flux d'air dans la cheminée.

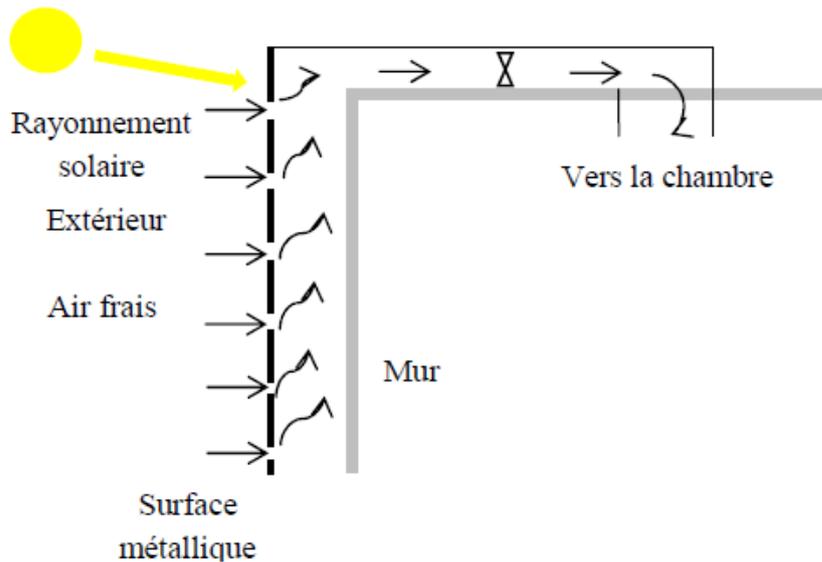
### II.5.5. Protection solaire

L'intensité du rayonnement solaire pendant l'été conduit souvent à des surchauffes indésirables des locaux d'habitation. Afin de concevoir un bâtiment à haute efficacité énergétique, l'éclairage naturel doit être optimisé sans pénaliser le confort thermique. Les protections solaires sont des dispositifs qui permettent la limitation des rayons solaires accédant au local. Les fenêtres doivent être correctement protégées pour éviter la surchauffe. Les dispositifs d'ombrage peuvent être classés en dispositifs intérieurs et extérieurs [191].

Les protections solaires externes pendant la période estivale permettent de mieux préserver le confort thermique que les protections solaires internes. L'optimisation de la protection solaire est réalisée selon la trajectoire solaire [191].

### II.5.6. Façade solaire non vitrée avec transpiration

Dans un tel système (figure II.17), la tôle métallique s'échauffe du fait de l'exposition du soleil. L'air extérieur aspiré par des ventilateurs est chauffé en passant sur la tôle métallique avant d'être injecté dans le bâtiment par des bouches de soufflage. L'élimination du vitrage rend ce type de système moins coûteux [182].



**Figure II.17. Schéma de principe d'une façade solaire transpirée non vitrée [182].**

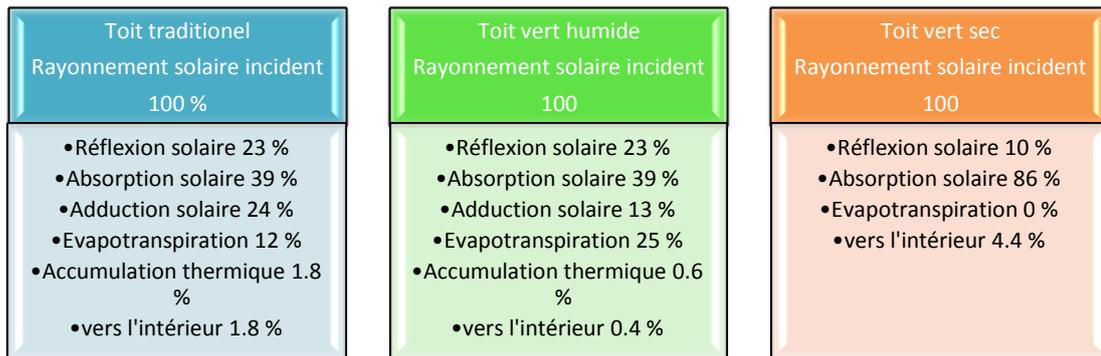
### II.5.7. Les toits végétalisés (verts)

Ce sont des toits couverts entièrement ou partiellement d'une couche de végétation. Ce principe comprend un dispositif d'étanchéité, un substrat et la couche de végétation. Il présente des propriétés d'isolation très élevées.

Les toits verts réfléchissent le rayonnement solaire mieux que les toits conventionnels, puisqu'ils possèdent un albédo entre 0.7 à 0.85 contre 0.1 à 0.2 pour un toit de bitume/goudron/gravier [169]. De plus, ils agissent comme isolant thermique [169].

Ces techniques agissent positivement sur l'environnement en assurant plusieurs privilèges à l'échelle de la ville à savoir la gestion des eaux pluviales, la qualité de l'air et l'image architecturale. Leur capacité à réfléchir le rayonnement solaire incident réduit significativement l'effet de l'îlot de chaleur urbain [169].

Renato M. Lazzarin et al. [192] ont conduit une série de mesures sur un toit vert installé à l'hôpital de Vicence en Italie. Un modèle numérique a été développé dans un logiciel de simulation du bâtiment (TRNSYS) pour calculer les performances thermiques et énergétiques d'un bâtiment avec un toit vert. La figure II.18 présente les résultats issus de cette étude.



**Figure II. 18. Comparaison des échanges d'énergie du toit vert sec ou humide avec un toit traditionnel pendant la saison estivale [192].**

### II.5.8. Refroidissement solaire passif par évaporation

Le refroidissement par évaporation est utilisé depuis plusieurs années et peut être appliqué dans les deux systèmes, actif et passif.

Emad H. Amer [193] présente une étude expérimentale sur différentes techniques de refroidissement passif dans les zones arides. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation d'un système de refroidissement par évaporation solaire ou une cheminée conduit à une baisse de température à l'intérieur de 9.6 et 8.5 °C respectivement par rapport à la température ambiante.

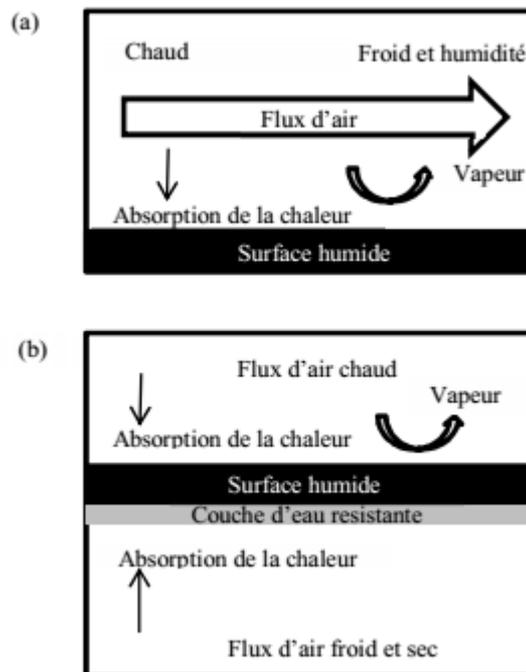
Le refroidissement par évaporation peut être classé en refroidissements direct et indirect.

#### a) Refroidissement par évaporation directe

Dans ce type de système, le refroidissement de l'eau est assuré par l'évaporation de l'eau. La conversion de la chaleur sensible en chaleur latente est utilisée. La technique est simple, et consiste à faire passer un courant d'air chaud sur un bassin d'eau (figure II.19a). Cette technique convient mieux pour les climats chauds et secs et constitue une solution élégante et permet d'économiser l'énergie [182].

#### b) Refroidissement par évaporation indirecte

Dans ce processus une paroi d'échange de chaleur sépare les deux flux d'air (figure II.19b), un côté l'un humide et l'autre sec sont utilisés. Le côté humide absorbe la chaleur du côté sec par évaporation de l'eau et refroidit donc ce dernier [182].



**Figure II.19. Processus d'évaporation pour (a) Refroidissement par évaporation directe (b) Refroidissement par évaporation indirecte [182].**

## II.6. Ventilation naturelle

Les conditions d'une vie saine et confortable dans un espace intérieur sont devenues une exigence de la vie contemporaine. Selon les standards américains, un individu passe environ 90% de son temps à l'intérieur de la maison (67% en moyenne pour la population française). Il est important d'assurer une ventilation appropriée dans le bâtiment pour permettre le rejet de toutes sortes de polluants, afin que l'air intérieur soit renouvelé et offre le maximum de bien-être pour les usagers [194].

Un autre avantage de la ventilation naturelle est le refroidissement de la structure des bâtiments pendant l'été. Cette technique appelée ventilation nocturne permet d'économiser 40% à 90% d'énergie [8]. Notons que l'objectif principal de la ventilation naturelle est de refroidir la structure du bâtiment. Pour une surface de la fenêtre de 10 % par rapport à la surface du plancher du bâtiment, un renouvellement d'air de 30 vol/ heure peut être atteint [8].

## II.7. Stockage de la chaleur dans la construction

Le stockage de l'énergie thermique dans la construction est nécessaire pour établir un équilibre entre la production et la consommation. Il permet de limiter et réduire le recours aux systèmes fossiles, avec une augmentation de l'efficacité des systèmes [195].

L'utilisation des matériaux à changement de phase permet d'économiser plus d'énergie comparée au système de stockage à énergie sensible avec une réduction du volume de stockage. Dans le stockage sensible, la température du matériau de stockage

change (chaleur sensible), alors que, pour le stockage latent, la température reste constante (chaleur latente) [195].

Lorsque ces matériaux sont exposés à la chaleur, la température augmente, une fusion se produit par absorption de la chaleur. Un changement de phase de l'état solide à l'état liquide (réaction endothermique) se produit, alors que lorsque cette température diminue, une solidification se produit, ces matériaux deviennent solides et libèrent la chaleur (réaction exothermique) [195].

L'intégration des matériaux à changement de phase aux éléments de construction permet d'augmenter la capacité de stockage de l'énergie [195].

Deux méthodes d'incorporation des matériaux à changement de phase dans les matériaux de construction sont utilisées. La première (simple et économique) consiste à mélanger le matériau à changement de phase à l'état liquide ou en poudre avec les matériaux de construction lors de l'élaboration de ces derniers, et la seconde se réduit à immerger le matériau de construction poreux dans un matériau à changement de phase fondu, qui sera absorbé par capillarité [195].

Les matériaux à changement de phase peuvent être aussi intégrés dans les bâtiments sous forme de plaques (figure II.20), par exemple, (meilleure solution).



**Figure II.20. Intégration des matériaux à changement de phase dans la brique [195].**

## **II.8. Description du village solaire**

Dans le cadre de cette étude, notre intérêt porte sur l'influence de certaines techniques passives sur le comportement énergétique du bâtiment.

Les trois maisons solaires étudiées ont été réalisés sous la direction de l'école nationale d'architecture et d'urbanisme (EPAU) [196]:

- Deux maisons (N°1, et N°3) à un seul niveau, l'une comportant 3 pièces et une cuisine, l'autre composée de 4 pièces et une cuisine.
- 1 maison (N°2) à 2 niveaux (RDC+1).

Une conception à plan compact, de faible surface d'enveloppe, spécifiquement celle exposée au soleil en été, et celles sujettes aux déperditions en hiver.

Une seule maison, celle intégrant une surface vitrée et deux murs trombes fera l'objet de notre travail.

### II.8.1. Description de la maison solaire

La maison est conçue avec un espace central orienté vers le sud et possédant une grande baie vitrée.

Le séjour familial avec la serre au centre et les chambres de part et d'autre avec leurs ouvertures et le mur trombe, sont situées au côté Sud (façade Sud). Sur la figure II.21 illustrant une vue du côté Sud, on peut voir une serre.



Figure II.21. Vue du côté Sud



Figure II.22. Plan de la maison solaire

Au côté Nord se situe la chambre des hôtes (séjour), qui est la partie la plus fraîche de l'habitation en été. Ses ouvertures sont situées en hauteur, en surélévation de la paroi Sud afin d'assurer une meilleure captation du soleil en hiver (éclairage zénithal) et une plus grande ventilation en été (figure II.23).



**Figure II.23. Ouvertures en hauteur (au séjour), pour capter le rayonnement solaire**

Deux chambres, l'une à l'Est et l'autre à l'Ouest, sont orientées vers le Sud et équipées de fenêtres et d'un mur Trombe. Ainsi chaque espace pourra assurer ses propres sources de chaleur et de ventilation.

La toiture (terrasse) accessible à partir du séchoir est équipée d'un espace pour installer les collecteurs solaires et le ballon de stockage. Les façades Est et Ouest sont entièrement opaques.

Les caractéristiques de la maison solaire sont présentées dans le tableau A1 de l'annexe A.

# *Chapitre III*

*Simulation des dispositifs solaires  
passifs*

## **Introduction**

L'utilisation de l'énergie solaire passive dans le bâtiment présente une grande opportunité pour atteindre un bâtiment durable. Les études réalisées dans ce sens et exposées dans le chapitre II montrent l'impact positif de ces dispositifs sur la consommation énergétique de la construction. Dans ce sens, nous allons, par la suite, étudier l'influence de certains dispositifs passifs sur la consommation énergétique de la maison solaire exposée dans le chapitre II. Trois climats différents sont choisis afin de tester la performance des dispositifs solaires sous plusieurs conditions climatiques.

### **III.1. Estimation du rayonnement solaire et des conditions climatiques**

Afin de comprendre l'importance de l'utilisation de l'énergie solaire dans le secteur bâtiment, l'estimation devra être réalisée pour différents types de climats en Algérie. De part sa situation géographique, notre pays compte une multitude de climats (du climat méditerranéen modéré au climat saharien sec et très chaud).

La réglementation thermique algérienne DTR 3.2 et 3.4 [197] divise l'Algérie en quatre zones climatiques A, B, C et D avec 2 sous-zones pour les besoins de calcul du chauffage (hiver) (tableau III.1) :

- La zone A : le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières,
- La zone B : la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien. Au sein de cette zone, on distingue une sous-zone B' qui comprend la vallée du Chlef
- La zone C : les hauts plateaux compris entre l'atlas tellien et l'atlas saharien ;
- La zone D : le sahara, au sein de laquelle on distingue une sous-zone D'.

Pour les besoins de calcul de la climatisation (tableau III.2), le partage est de 4 zones climatiques avec 4 sous-zones:

- La zone A : le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières
- La zone B: la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien ; au sein de cette zone, on distingue une sous-zone B' qui comprend la vallée du Chlef.
- La zone C : les hauts-plateaux compris entre les atlas tellien et saharien
- La zone D1 comprend le Nord du sahara, et le sahara central ; - la zone D2 comprend principalement la wilaya d'Adrar ; - la zone D3 comprend principalement le Tassili et le Hoggar.

Zone	Altitude (m)	T <sub>be</sub> (°C)	Zone	Altitude (m)	T <sub>be</sub> (°C)
A	< 300	6	C	500 à 1000	-2
	300 à 500	3		≥ 1000	-4
	500 à 1000	1			
	≥ 1000	-1			
B	< 500	2	D	< 1000	5
	500 à 1000	1		≥ 1000	4
	≥ 1000	-1			
B'	< 500	0	D'	< 1000	5
	≥ 500	Voir zone B			

**Tableau III.1. Zones climatiques en Algérie pour le calcul du chauffage (Hiver).**

Zone	Altitude (m)	T <sub>be</sub> (°C)	Zone	Altitude (m)	T <sub>be</sub> (°C)
A	< 500	34	C	500 à 1000	39
	500 à 1000	33.5		≥ 1000	36
	≥ 1000	30.5			
B	< 500	38	D1	-	44
	500 à 1000	37	D2	-	48
	≥ 1000	35			
B'	< 500	41	D3	-	39
	≥ 500	Voir zone B			

T<sub>be</sub> : Température de base extérieure calculée sur une période de 10 ans.

**Tableau III.2. Zones climatiques en Algérie pour le calcul de climatisation (Été).**

Pour les besoins de calcul, durant une année entière, trois villes, Alger, Constantine et Ouargla, appartenant respectivement aux zones climatiques A, B, et D1 ont été choisies. Leurs données climatiques sont présentées dans le tableau III.3.

Zone climatique	Ville	Rayonnement global mensuel horizontal (kWh/m <sup>2</sup> )	Rayonnement diffus mensuel horizontal (kWh/m <sup>2</sup> )	Rayonnement direct mensuel (kWh/m <sup>2</sup> )	Température de base (°C)
Zone A Alger	Alt: 25 m Long: 3.1E Lat: 36.4N	Max : 239 Min : 73 Total annuel : 1788	Max : 87 Min : 27 Total annuel : 699	Max : 236 Min : 100 Total annuel: 1819	T <sub>be</sub> hiver : 6 T <sub>be</sub> été : 34 Moy. annuelle 17.4
Zone B Constantine	Alt: 694 Long: 6.37 E Lat: 36.17 N	Max : 254 Min : 75 Total annuel:1875	Max : 76 Min : 26 Total annuel: 598	Max : 286 Min : 117 Total annuel: 2130	T <sub>be</sub> hiver : 01 T <sub>be</sub> été : 37 Moy. annuelle 15.4
Zone D1 Ouargla	Alt : 141 Long: 5.4 E Lat: 31.9 N	Max : 284 Min : 111 Total annuel:2223	Max : 60 Min : 18 Total annuel:498	Max : 268 Min : 175 Total annuel:2737	T <sub>be</sub> hiver : 05 T <sub>be</sub> été : 44 Moy. annuelle 23.7

**Tableau III.3. Caractéristiques géographiques et climatiques des différentes zones choisies pour le calcul.**

La variation des composantes du rayonnement solaire mensuel incident pour les trois villes étudiées est illustrée par les figures III.1.a, b et c.

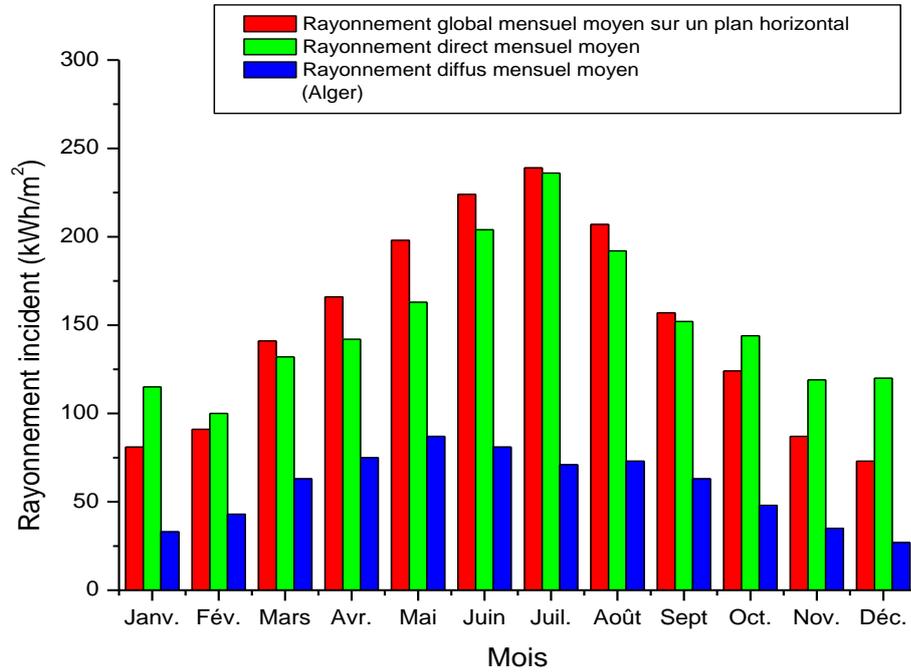


Figure III.1.a. Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Alger)

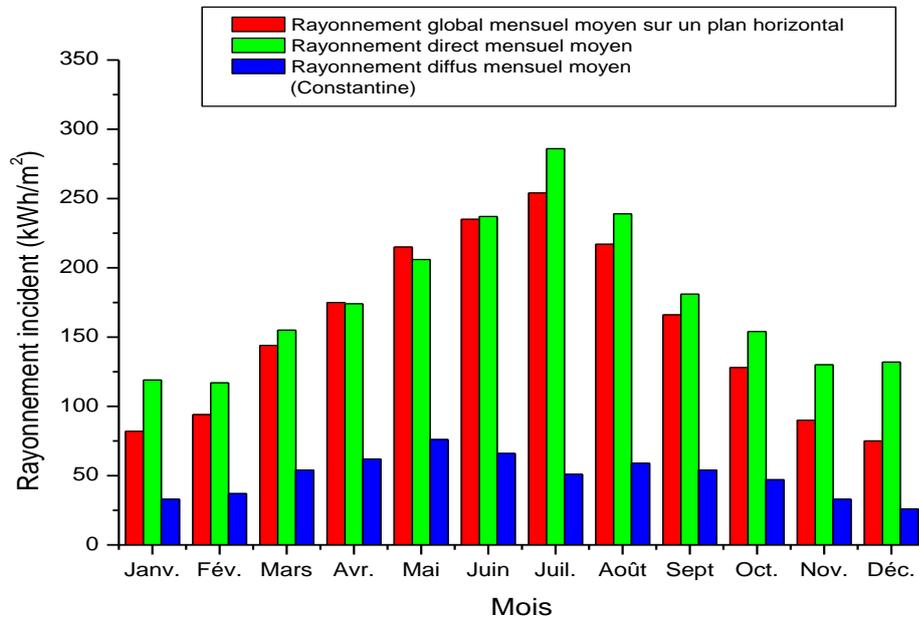
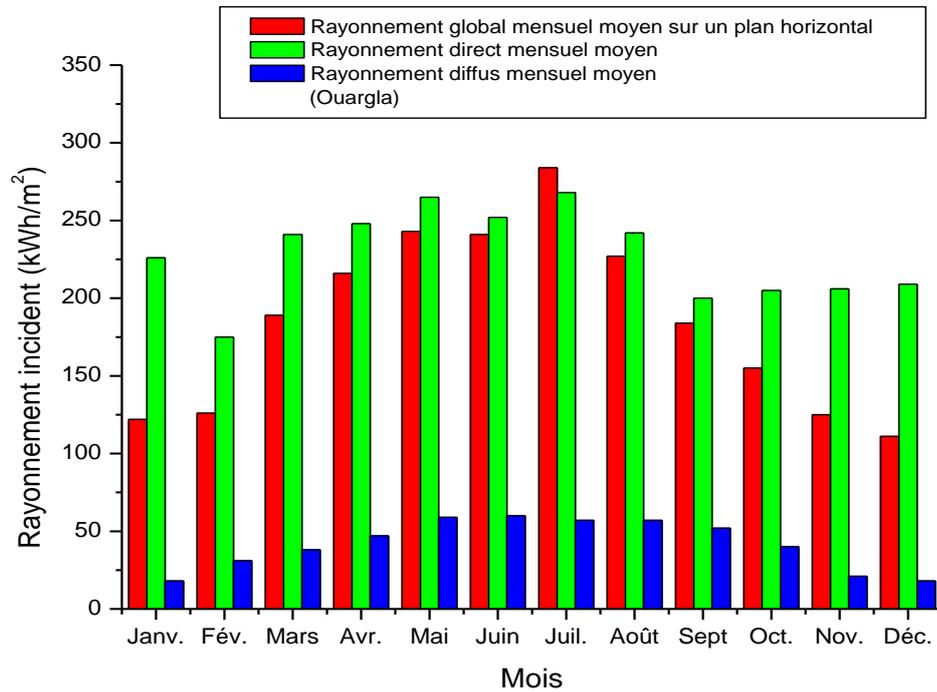


Figure III.1.b. Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Constantine)



**Figure III.1.c. Différentes composantes du rayonnement solaire incident (Ouargla)**

Il est aisé de remarquer que:

- Pour la ville d'Alger (figure III.1.a), les rayonnements solaires, global incident sur un plan horizontal et direct normal à la surface ont des valeurs maximales au mois de juillet respectivement de l'ordre de 239 et 236 kWh/m<sup>2</sup> et minimales de 73 kWh/m<sup>2</sup> au mois de décembre pour le global et de 100 kWh/m<sup>2</sup> au mois de février pour le direct.

Les rayonnements, global sur un plan horizontal et direct annuel ont pour valeurs respectives, 1788 et 1819 kWh/m<sup>2</sup>.

Pour le rayonnement diffus, la valeur maximale (87 kWh/m<sup>2</sup>), est enregistrée au mois de mai alors que la valeur minimale (27 kWh/m<sup>2</sup>) est au mois de décembre. La valeur annuelle est de 669 kWh/m<sup>2</sup>.

On peut noter que le rayonnement direct est dominant avec une différence par rapport au rayonnement diffus de 1120 kWh/m<sup>2</sup>. Ainsi, la production énergétique des collecteurs solaires est plus élevée en été (rayonnement solaire plus intense et disponible sur une plus grande période de la journée), qu'en hiver.

- Pour la ville de Constantine (zone B) (figure III.1.b), les valeurs maximales de 254 et 286 kWh/m<sup>2</sup> enregistrées respectivement pour les rayonnements solaires, global incident sur un plan horizontal et direct normal à la surface au mois de juillet sont plus élevés que celles de la zone climatique A. Des valeurs minimales sont obtenues au mois de décembre pour le rayonnement global (75 kWh/m<sup>2</sup>) et au mois de février pour le rayonnement direct (117 kWh/m<sup>2</sup>).

Les rayonnements, global sur un plan horizontal et direct annuel sont respectivement de 1875 et 2130 kWh/m<sup>2</sup>.

Pour le rayonnement diffus, les valeurs, maximale de 76 kWh/m<sup>2</sup> au mois de mai et minimale de 26 kWh/m<sup>2</sup> au mois de décembre enregistrées sont moindres que celles de la zone climatique A.

Le rayonnement diffus annuel incident est de 598 kWh/m<sup>2</sup>.

Le rayonnement direct est dominant avec une différence par rapport au rayonnement diffus de 1532 kWh/m<sup>2</sup>.

- Pour la ville de Ouargla (zone D1) (figure III.1.c), les valeurs maximales des rayonnements, global incident sur un plan horizontal et direct normal à la surface sont obtenues au mois de juillet (de l'ordre de 284 et 268 kWh/m<sup>2</sup> respectivement). Des valeurs minimales sont obtenues au mois de décembre pour le rayonnement global (111 kWh/m<sup>2</sup>) et le rayonnement direct (175 kWh/m<sup>2</sup>).

Les rayonnements, global sur un plan horizontal et direct annuel obtenus sont respectivement de 2223 et 2737 kWh/m<sup>2</sup> et sont plus élevés que les deux autres zones climatiques.

Pour le rayonnement diffus, la valeur maximale (60 kWh/m<sup>2</sup>), est enregistrée au mois de juin alors que la valeur minimale (18 kWh/m<sup>2</sup>) est au mois de décembre. La valeur annuelle est de 498 kWh/m<sup>2</sup>. Ces valeurs sont moindres que celles de la zone climatique A.

Le rayonnement direct est dominant pour cette zone climatique avec une différence par rapport au rayonnement diffus de 2239 kWh/m<sup>2</sup>.

L'analyse des histogrammes représentant la variation des composantes du rayonnement solaire pour les différentes villes montre que ce dernier devient plus intense pour les villes situées en régions aride ou semi-aride. Il apparaît également que le rayonnement direct est dominant pour toutes les villes étudiées et présente des différences significatives par rapport au rayonnement diffus. Les performances des équipements solaires installés dans les zones à fort rayonnement solaire sont évidemment plus élevées que celles dans les zones à faible intensité solaire. Néanmoins, les fractions solaires vont dépendre d'autres paramètres tels que les besoins en climatisation et en chauffage qui seront fonction de la ville choisie.

La variation de la température moyenne extérieure et de l'humidité relative pour les différentes zones climatiques étudiées est représentée sur les figures III.2.a, b et c. Nous pouvons remarquer que :

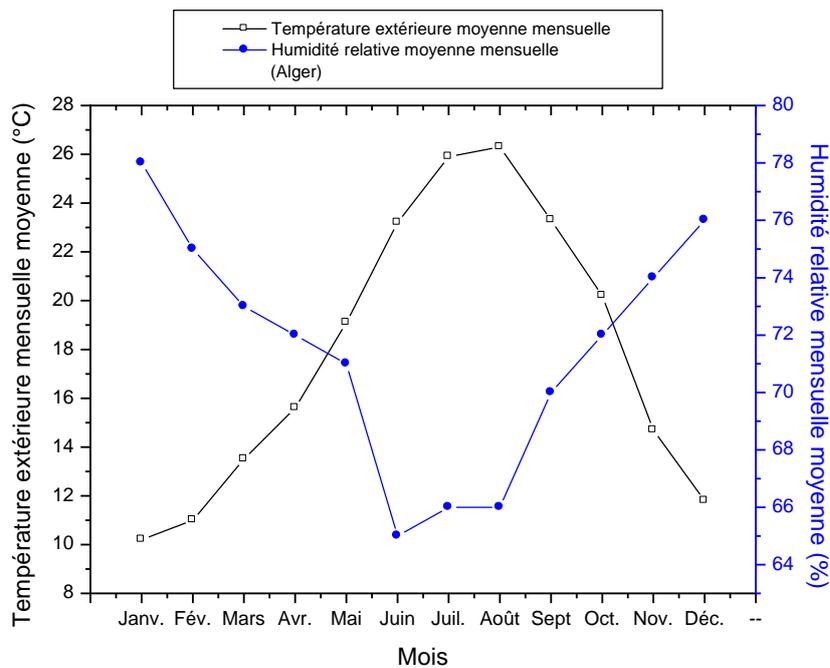
- Pour la ville d'Alger (figure III.2.a), les valeurs moyennes mensuelles, maximale de 26.3°C et minimale de 10.2°C sont obtenues respectivement aux mois d'août et de janvier.

- Pour la ville de Constantine (figure III.2.b), on enregistre des valeurs, maximale de 26.9°C au mois de juillet et minimale de 6.6°C au mois de janvier.

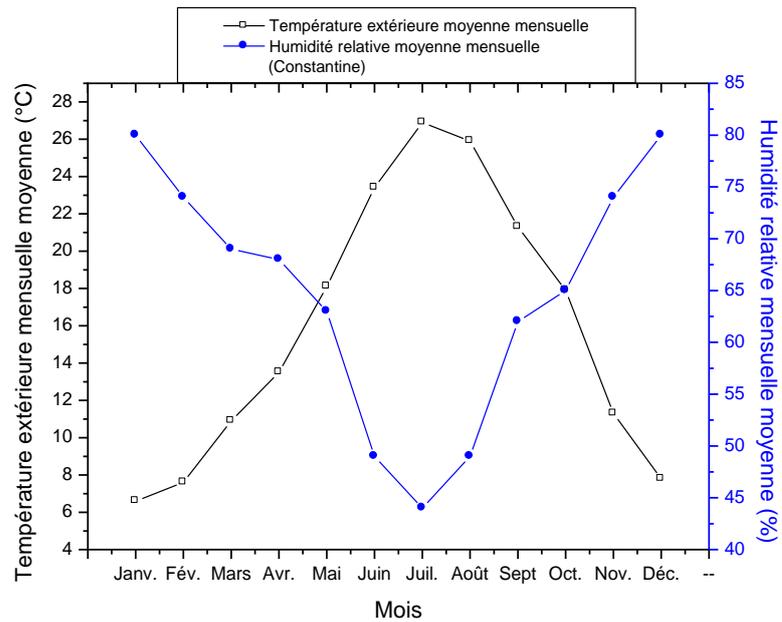
- Pour la ville d’Ouargla (figure III.2.c), la valeur maximale de la température extérieure moyenne mensuelle (de 36.7 °C) est obtenue au mois de juillet et la valeur minimale (de 10.9 °C) est enregistrée au mois de Janvier.

La performance des collecteurs thermiques est d’autant plus élevée que la température extérieure est importante, du fait de la diminution des déperditions thermiques. Néanmoins cette augmentation de température va engendrer un accroissement des besoins en climatisation. A l’opposé la diminution de la température extérieure conduit à l’augmentation des déperditions calorifiques et donc à des besoins en chauffage plus grands pour les mois les plus froids.

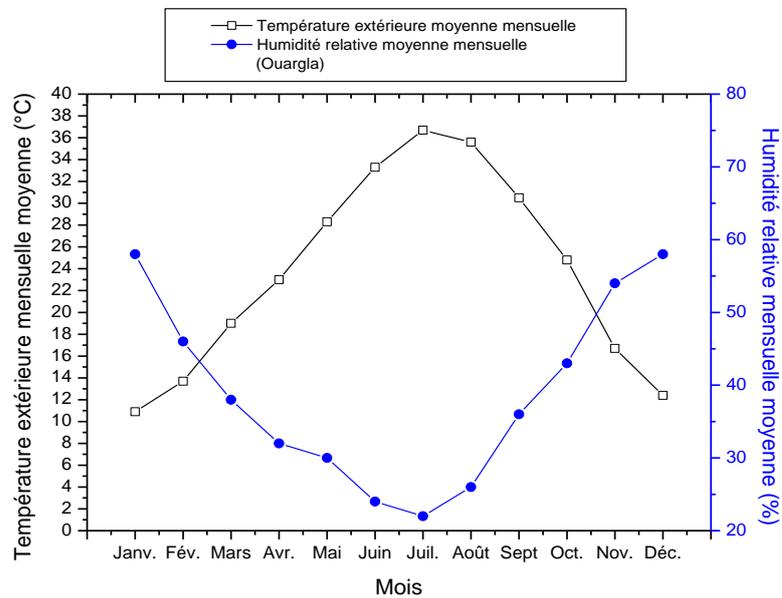
En outre, l’examen des courbes des figures III.2.a, b et c permet de noter que l’humidité relative moyenne mensuelle dont les valeurs maximales et minimales sont enregistrées respectivement en hiver et en été (les mois chauds) varie en sens inverse de la température extérieure.



**Figure III.2.a. Variation mensuelle de la température extérieure et de l’humidité relative moyenne pour la ville Alger**



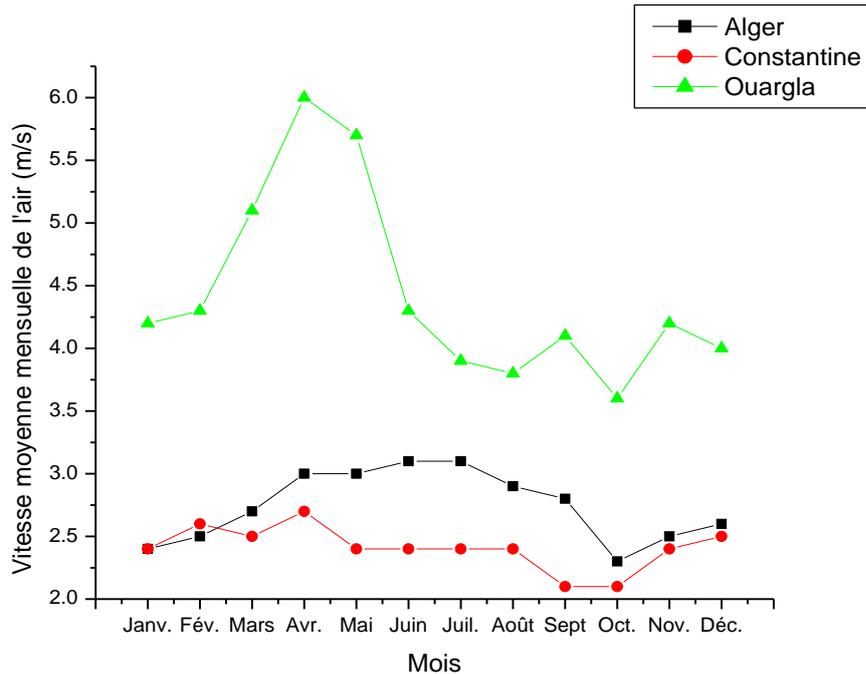
**Figure III.2.b** Variation mensuelle de la température extérieure et de l'humidité relative moyenne pour la ville Constantine



**Figure III.2.c** Variation mensuelle de la température extérieure et de l'humidité relative moyenne pour la ville Ouargla

Pour l'estimation de la performance énergétique des constructions et des équipements solaires, la vitesse du vent est un paramètre important. La figure III.3

illustre la variation mensuelle de la vitesse du vent pour les villes étudiées. Nous pouvons remarquer que les maxima (2.7 m/s) et minima (2.1 m/s) de vitesse moyenne mensuelle de vent enregistrés pour la ville de Constantine sont inférieurs à ceux de la ville d'Ouargla avec des valeurs maximale de 6 m/s au mois de Juin et minimale de 4.1 m/s en décembre, ce qui conduit à envisager des solutions hybrides avec le couplage des systèmes solaires avec des éoliennes pour la production de l'électricité dans cette dernière région.



**Figure III.3. Variation mensuelle de la vitesse moyenne du vent**

### III.2. Comportement énergétique de la maison solaire en mode passif

Le comportement thermique des bâtiments de même que le type d'énergie solaire (passive, active ou hybride) utilisé est étroitement lié au climat considéré. C'est dans ce sens que l'influence du climat sur le comportement énergétique de la maison solaire ainsi que la contribution de l'énergie solaire passive au bilan énergétique des constructions sera dans ce qui suit finement examinée.

#### III.2.1. Fonctionnement libre (free running)

Afin de comprendre l'effet des dispositifs solaires passifs dans le bâtiment, que ce soit la construction elle-même, l'isolation thermique, les fenêtres, ou l'utilisation des dispositifs solaires passifs tel que le mur trombe ou la serre solaire, nous avons dans une première étape effectué les calculs numériques en considérant que le bâtiment est en mode ventilation naturelle. Aucun dispositif de climatisation ni de chauffage n'est

appliqué. Les paramètres de calcul utilisés dans la simulation TRNSYS pour la maison solaire sont donnés dans le tableau III.4.

Paramètre	Valeur				
	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Séjour	Cuisine
Taux de ventilation naturelle (vol/h)	3 (été) 1 (hiver)	3 (été) 1 (hiver)	3 (été) 1 (hiver)	3 (été) 1 (hiver)	3 (été) 1 (hiver)
Nombre de personnes	2	1	1	3	1
Période d'occupation	19h- 8h Sauf weekend (17h – 8h)	19h- 8h Sauf weekend (17h – 8h)	19h- 8h Sauf weekend (17h – 8h)	8h-19h Sauf weekend (12h – 17h)	8h- 12h et de 17h-19h

**Tableau III.4. Paramètres de simulation de la maison solaire**

Afin de caractériser le confort thermique dans la maison solaire, la température de l'air opérative est simulée. L'utilisation de ce paramètre permet de prendre en compte la température de l'air ambiant et la température radiante moyenne des parois de la chambre. La norme ISO 7730 donne l'intervalle de la température opérative à prendre en considération dans les calculs, qui est entre 23-26°C pour l'été et de 20 à 24 °C en hiver. Les deux températures opératives moyennes sont 22 °C pour l'hiver et 24.5 °C pour l'été. La température opérative de chaque chambre de la maison solaire est simulée par le logiciel TRNSYS. L'étude se fera uniquement pour l'hiver et l'été.

### III.2.1.1. Comportement thermique de la maison solaire en hiver

Les figures III.4a, b et c illustrent la variation de la température opérative des différentes pièces occupées de la maison solaire pour les trois villes étudiées et sur la période de novembre à février. L'analyse des différentes courbes conduit aux observations suivantes :

- Concernant la ville d'Alger (figure III.4a), nous remarquerons que les températures les plus basses sont obtenues pour le séjour situé au Nord de la maison solaire avec des températures opérative maximale de 21.38 °C et minimale de 11.71°C, du fait de son orientation et de l'absence de l'isolation thermique sur la paroi Est. Sur les mois étudiés (novembre à février), 96 valeurs de températures opératives sont obtenues dans la zone de confort ce qui représente 3.32 %.

Pour le séjour familial situé côté Sud de la maison solaire, la grande surface vitrée exposée directement au soleil permet de chauffer le local offrant ainsi un niveau de confort thermique appréciable en hiver mais une surchauffe en été. Les températures opératives obtenues pour ce local varient entre 11.45 °C et 34.82 °C. Sur 2883 heures de simulation, 1241 valeurs de températures sont incluses dans le domaine de confort thermique ce que représente un taux de 43.04 % pendant laquelle la maison n'a besoin d'aucun appoint de chauffage. Ce pourcentage pourrait être amélioré par l'utilisation

d'autres types de vitrage plus sophistiqués que le simple vitrage qui malgré sa transmission élevée du rayonnement solaire, sa résistance thermique au passage de la chaleur pendant la nuit vers l'extérieur est faible, ce qui influe sur le confort thermique.

L'observation de la variation de la température opérative des deux chambres équipées de mur trombe permet de constater que pour la chambre située à l'Est de la maison, la température opérative varie entre 13.52 °C et 24.96 °C avec une température opérative moyenne de 18.60 °C. Sur 2883 heures de simulation, 700 heures sont incluses dans l'intervalle de confort thermique, (ce qui correspond à une situation de confort thermique de l'ordre de 24.28 %).

Pour la chambre située à l'Ouest de la maison solaire, les températures opératives obtenues varient entre 11.90°C et 28.79°C avec une température opérative moyenne de 19.18°C. Sur 2883 heures de simulation, 1071 valeurs sont obtenues dans l'intervalle de confort thermique, ce qui représente une situation de confort thermique de 37.14 %. C'est la meilleure orientation pour obtenir le confort thermique en hiver.

Le stockage de la chaleur dans la paroi Ouest permet d'augmenter la température opérative de ce local du fait que cette dernière est évaluée par la température de l'air et la température radiante des parois du local. Néanmoins, certaines améliorations peuvent être apportées aux murs Est et Ouest par l'ajout d'une isolation thermique. Ce point sera traité par la suite.

- Pour la ville de Constantine (figure III.4b), dont la température opérative du séjour Nord, varie entre 8.64°C et 19.8°C, avec une moyenne de 13.62°C, on note une baisse par rapport aux températures de la ville d'Alger. Aucune valeur de confort thermique n'est obtenue pour cette partie. Le recours aux systèmes actifs est nécessaire pour assurer le niveau de confort thermique souhaité. Pour le séjour Sud, les températures opératives varient entre 8.11°C et 34.55°C avec une moyenne 17.63°C et sont meilleures que celles du séjour Nord. Sur 2883 heures de simulation, 804 heures sont dans la zone de confort thermique ce qui représente 27.88 %. Les déperditions thermiques pendant la nuit, du fait de la température extérieure basse, influent considérablement sur la température opérative. Il est connu que la température radiante du vitrage en contact avec l'extérieur est moins élevée que celles des parois opaques ce qui influe considérablement sur la température opérative ainsi que sur le confort thermique.

La température opérative obtenue pour la chambre Est, équipée d'un mur trombe présente des valeurs comprises entre 10.32°C à 23.10°C, avec une moyenne de 16.04 °C. Sur 2883 heures de simulation, 178 valeurs sont obtenues dans l'intervalle de confort thermique, ce qui représente 6.17%.

Pour la chambre du côté Ouest, la température opérative est située entre 7.84°C et 27.86 °C avec une moyenne de 16.49°C. Sur 2882 heures de simulation, 505 valeurs sont dans la zone de confort thermique ce qui représente 17.51 %. Nous pouvons noter une différence par rapport à la chambre Est.

Les constats précédents mettent en évidence l'influence du climat sur la variation de la température opérative des locaux pour la ville de Constantine. L'écart diurne élevé engendre des fluctuations importantes de la température opérative intérieure. Il est évident que cette fluctuation rapide pourra être réduite par la diminution de la valeur du U des parois extérieures.

- L'analyse de la température opérative pour les locaux de la maison solaire pour la ville d'Ouargla (figure III.4c) montre que, pour le séjour Nord, la température opérative varie entre 12.48°C et 23.20°C avec une moyenne de 17.50°C. Sur 2883 heures de simulation, 388 valeurs sont dans la zone confort thermique.

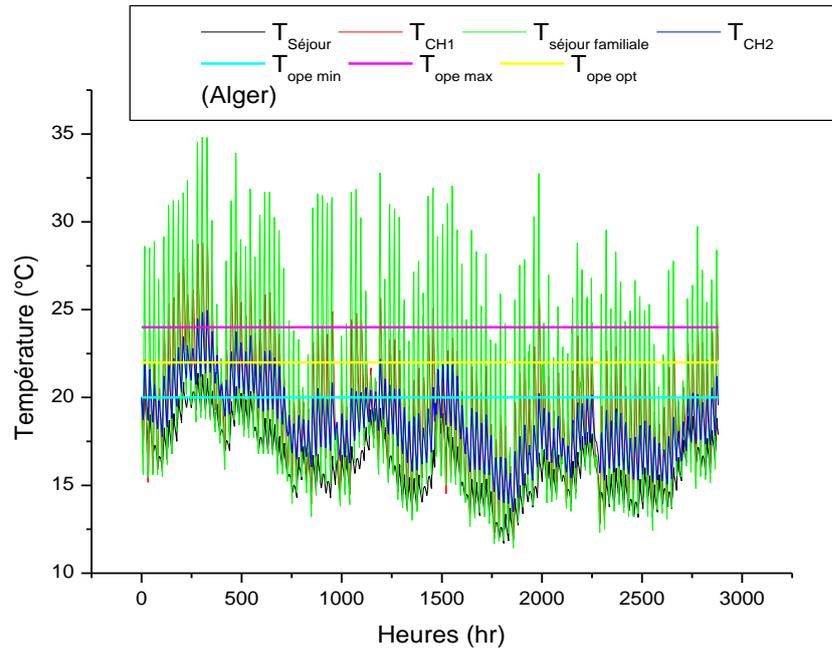
Pour le séjour familial, la température opérative varie entre 37.57°C et 12.8 °C avec une moyenne de 22.90°C. L'effet de la disponibilité du rayonnement solaire pour cette zone climatique est apparent sur l'amélioration du confort thermique pendant l'hiver. Sur 2883 valeurs de simulation, 1853 valeurs sont obtenues dans l'intervalle du confort thermique ce qui représente 64.27 %.

Pour la chambre Est, la température opérative varie entre 27.14°C et 15.25°C avec une moyenne de 20.71°C. Sur 2883 valeurs de simulation, 1686 valeurs sont dans l'intervalle du confort thermique ce qui représente 58.48 %. Bien qu'une amélioration importante soit obtenue par l'utilisation de la surface vitrée, elle ne permet pas une couverture totale des besoins en chauffage.

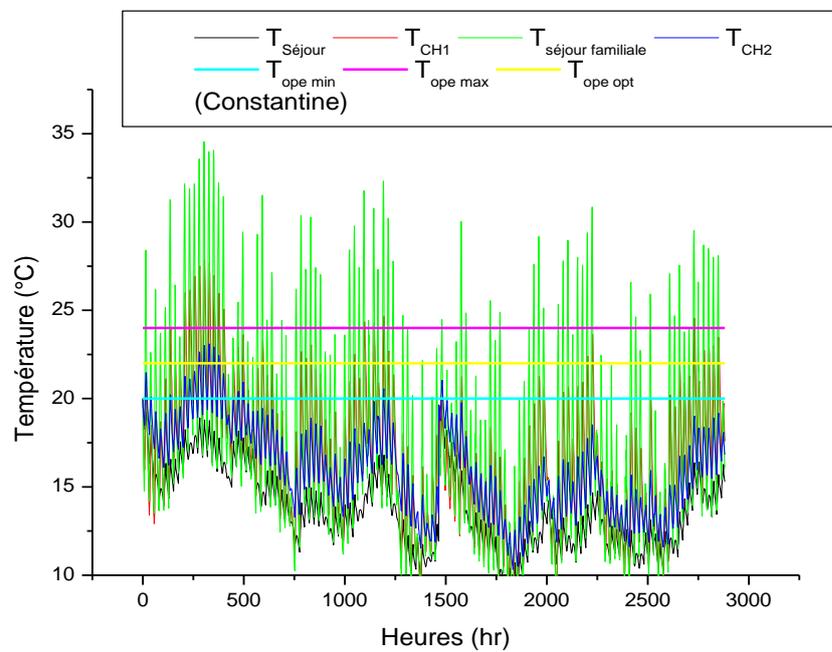
Pour la chambre Ouest, la température opérative obtenue varie entre 31.65°C et 13.94°C avec une moyenne de 21.89°C. Sur 2883 valeurs obtenues, 1991 valeurs sont incluses dans le domaine de confort thermique ce qui représente 69.06 %. Le climat de la ville d'Ouargla permet une grande utilisation de l'énergie solaire thermique passive.

L'analyse du comportement thermique de la maison solaire dans le mode fonctionnement libre pour les trois régions étudiées montre que le confort thermique, est atteint uniquement qu'avec les procédés passifs. Néanmoins, dans les régions semi-arides et arides, cet objectif peut être réalisé par une amélioration de la maison solaire.

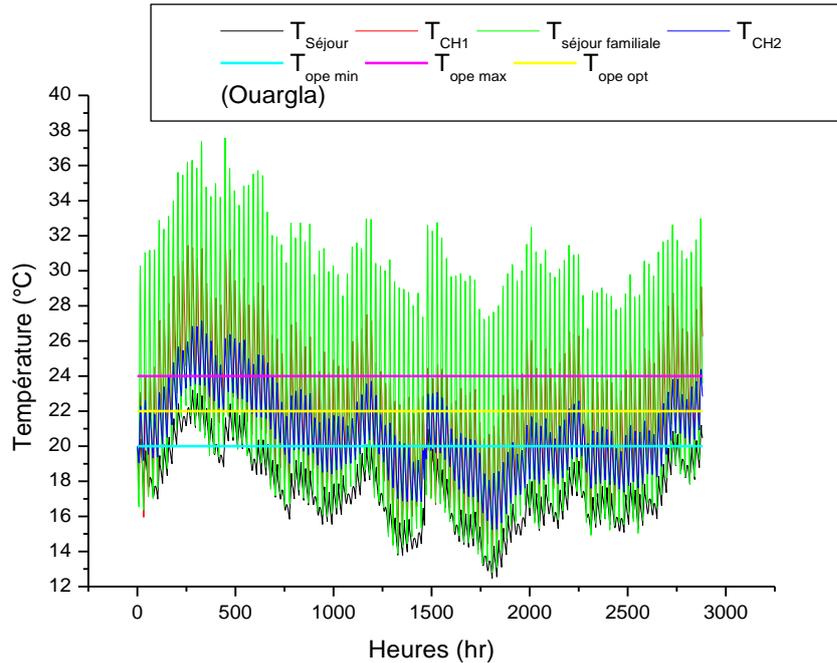
Ainsi, nous pouvons avancer que la disponibilité du rayonnement solaire et la température extérieure influent considérablement sur le confort intérieur. Les températures opératives pour l'hiver sont obtenues pour l'orientation Sud, pour le séjour familial équipé d'une grande surface vitrée, sauf qu'il est nécessaire, d'une part d'avoir des dispositifs de stockage de la chaleur pour être utilisé dans la période nocturne et d'autre part, d'améliorer l'isolation du vitrage afin de limiter les déperditions de la chaleur pendant la nuit. Les deux murs trombes assurent une grande partie des besoins thermiques des locaux Est et Ouest.



**Figure III.4a. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'hiver (Alger)**



**Figure III.4b. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'hiver (Constantine)**



**Figure III.4c. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'hiver (Ouargla)**

### III.2.1.2. Comportement thermique de la maison solaire en été

L'analyse des courbes des figures III.5.a, b et c conduit aux observations suivantes :

- Pour la ville d'Alger (figure III.5.a), les températures les plus élevées sont celles de la chambre Est en matinée et de la chambre Ouest dans l'après-midi, résultant de leur exposition au soleil. Pour la simulation, les fenêtres sont supposées fermées dans l'après-midi. La température opérative du séjour Nord varie entre 15.84 °C et 29.83 °C avec une moyenne de 24.02 °C. Sur 2954 heures de simulation, 2023 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 68.48 %. L'orientation Nord permet de réduire l'influence du rayonnement solaire sur le confort intérieur ce qui améliore ce dernier. Néanmoins cette orientation pose problème en hiver.

Les températures opératives du séjour familial varient entre 30.17 °C et 13.95 °C avec une moyenne de 22.83 °C. Sur la période de simulation, 2463 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 83.37 %.

Pour la chambre Est, la température opérative obtenue varie entre 29.50 °C et 15.91 °C avec une moyenne de 23.90 °C. Sur la période simulation, 2028 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 68.58 %, alors que pour la chambre Ouest, la température opérative varie entre 14.53 °C et 33.51 °C, avec une moyenne de 24.70 °C. Sur la période simulée, 1782 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 60.32 %. L'analyse des valeurs obtenues pour la maison sur la ville

d'Alger montre une bonne aptitude de ce dernier face aux conditions climatiques extérieures de cette ville.

-Pour la ville de Constantine (figure III.5b), nous pouvons noter que la température de la chambre Est comprise entre 13.59 °C et 30.92 °C avec une moyenne de 23.78 °C est la plus élevée. Sur la période simulée, 1869 heures est dans la zone de confort thermique, ce qui représente 63.27 %.

La température opérative du séjour Nord varie entre 13.33 °C et 31.41 °C avec une moyenne de 23.91 °C. Sur 2954 heures de simulation, 1879 valeurs sont enregistrées dans la zone de confort thermique, ce qui représente 63.60 %.

La température opérative du séjour familial varie entre 11.36 °C et 30.72°C avec une moyenne de 22.64 °C. Sur la période simulée, 2295 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 77.69 %.

La température opérative de la chambre Ouest varie entre 12.07 °C et 33.82 °C avec une moyenne de 24.52 °C. Sur la période simulée, 1743 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 59%. La maison solaire n'assure pas un rafraichissement passif total sur toute la période chaude mais le confort thermique est dominant. La maison solaire présente des faiblesses dans la structure du fait du manque d'isolation des deux parois Est et Ouest. L'amélioration de la structure et l'emploi des techniques passives de rafraichissement pourrait augmenter le confort thermique dans de la maison solaire.

- Concernant la ville d'Ouargla (figure III.5c), la température opérative du séjour Nord varie entre 19.53 °C et 37.76 °C avec une moyenne de 30.39 °C. Pour 2954 heures de simulation 381 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 12.89 %.

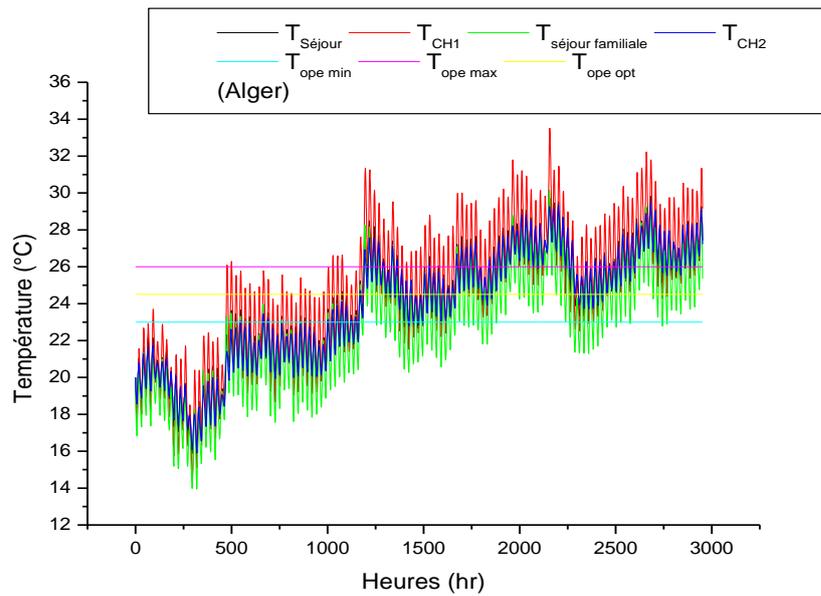
Les températures opératives du séjour familial varient entre 18.78 °C et 36.69 °C avec une moyenne de 29.40 °C. Sur la période de simulation, 544 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 18.41 %.

Pour la chambre Est, la température opérative obtenue varie entre 19.62 °C et 37.55 °C avec une moyenne de 31.05 °C. Sur la période simulation, 412 valeurs sont dans la zone de confort thermique, ce qui représente 13.94 %.

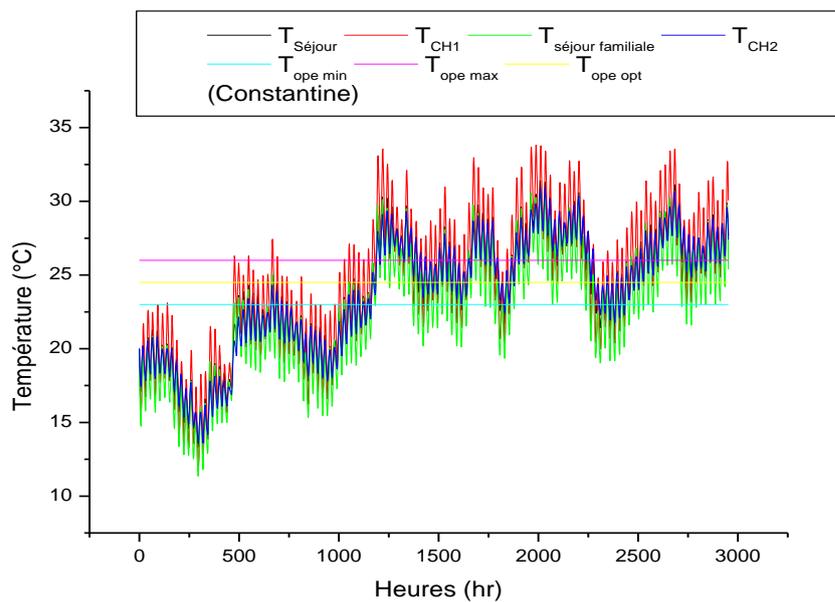
Alors que pour la chambre Ouest, la température opérative varie entre 19.10°C et 39.99 °C avec une moyenne de 31.70 °C. Sur la période simulée, 303 valeurs est dans la zone de confort thermique, ce qui représente 10.25 %.

L'analyse des valeurs obtenues pour la maison de la ville d'Ouargla montre que celle ci n'est pas adaptée à ce type de climat.

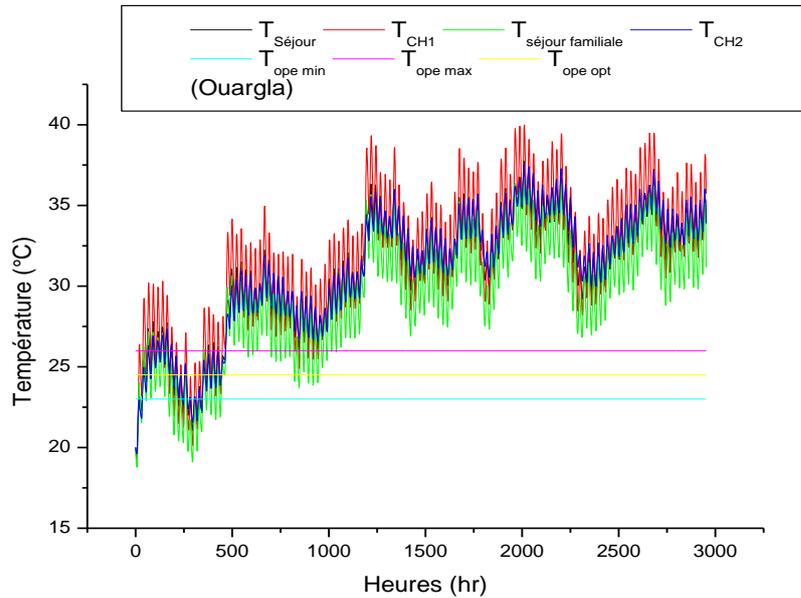
L'analyse du comportement thermique de la maison solaire sous différents climats montre que la maison solaire étudiée est bien adaptée pour les zones semi-arides et arides pendant l'hiver et pour les autres zones pour l'été.



**Figure III.5a. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Alger)**



**Figure III.5b. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Constantine)**



**Figure III.5c. Variation de la température opérative des différentes chambres de la maison solaire pendant l'été (Ouargla)**

### III.2.2. Détermination des besoins en chauffage et en climatisation

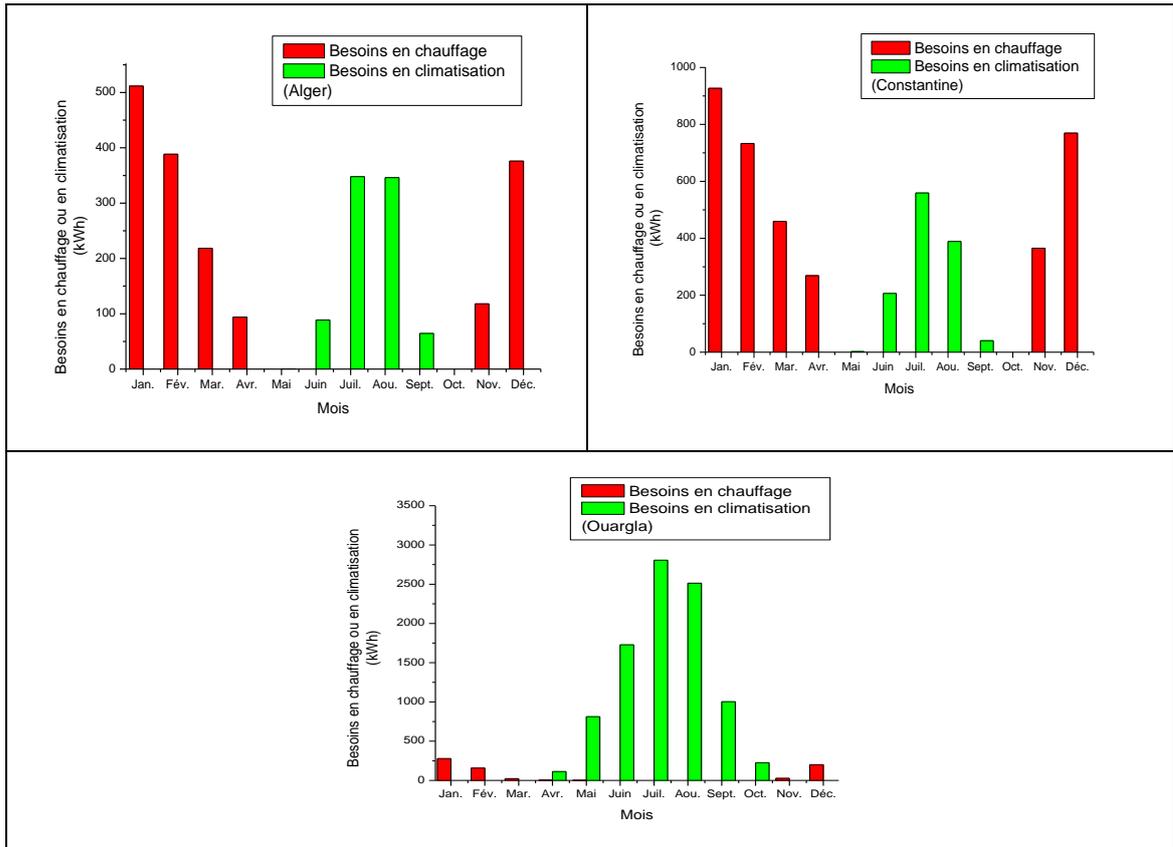
Les différents résultats de simulation du comportement thermique de la maison solaire en fonctionnement libre, ont montré que la couverture des charges en chauffage et en climatisation n'est assurée que partiellement par les dispositifs passifs. Dans certains cas, l'intervention de systèmes mécaniques est nécessaire pour obtenir et garder le niveau de confort souhaitable. Dans la partie qui suit, les besoins énergétiques de la maison solaire sous différents climats de l'Algérie seront déterminés. Les températures de consigne du chauffage et de la climatisation adoptées sont respectivement, 20 °C et 26 °C.

La figure III.6 illustre la variation des besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire sous différents climats des villes choisies. Concernant la ville d'Alger, les besoins en chauffage présentent des valeurs élevées avec un maximum en janvier, estimé à 511.61 kWh et un minimum en avril estimé à 93.97 kWh, avec un total annuel de 1706.47 kWh, la période du chauffage s'étale entre novembre et avril. Les dispositifs passifs ne permettent pas la couverture totale des besoins en chauffage. Il est nécessaire d'appliquer d'autres mesures afin de réduire la consommation en chauffage. Alors que pour la climatisation, les besoins s'étalent entre juin et septembre avec un maximum au mois de juillet, estimé à 347.84 kWh, un minimum au mois de septembre, estimé à 64.465 kWh et un total annuel estimé à 847.61 kWh. Les besoins en chauffage représentent 2.01 fois plus que les besoins en climatisation. Selon la norme passivhaus, un bâtiment est considéré comme passif si la consommation annuelle du chauffage et climatisation ne dépasse pas 15 kWh/m<sup>2</sup>.an. Pour une surface totale de la maison solaire

de  $87.75 \text{ m}^2$ , la consommation est de  $29.10 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$ . La réduction de cette consommation fera l'objet de simulations par la suite.

Concernant la ville de Constantine, les besoins en chauffage sont du mois de novembre au mois d'avril avec un maximum au mois de janvier, estimé à  $926.95 \text{ kWh}$  et un minimum au mois d'avril estimé à  $268.84 \text{ kWh}$  avec un total annuel de  $3522.17 \text{ kWh}$ . Une augmentation de 2.06 fois par rapport à la ville d'Alger. Alors que les besoins de climatisation s'étalent du mois de mai au mois de septembre, avec maximum au mois de juillet estimé à  $559.24 \text{ kWh}$ , un minimum au mois de mai estimé à  $2.33 \text{ kWh}$ , avec un total annuel de  $1197.33 \text{ kWh}$ . Une augmentation de 1.41 fois est obtenue par rapport à la ville d'Alger. La consommation annuelle est de  $4719.5 \text{ kWh}$ , ce qui représente  $53.78 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$ . Une augmentation considérable par rapport à la ville d'Alger est obtenue.

Pour la ville d'Ouargla, les besoins en chauffage s'étalent du mois de novembre au mois de mars, avec un maximum au mois de janvier, estimé à  $278.08 \text{ kWh}$ , un minimum au mois de mars, estimé à  $22.49 \text{ kWh}$  et un total annuel de  $684.85 \text{ kWh}$ . Comparés aux autres villes, les besoins en chauffage de la ville d'Ouargla sont plus bas, du fait de la disponibilité du rayonnement solaire, d'où un meilleur fonctionnement des dispositifs passifs, ainsi que la diminution des déperditions thermiques à travers les parois. Pour les besoins en climatisation, la période s'étale du mois d'avril au mois d'octobre, avec un maximum au mois de juillet estimé à  $2806.62 \text{ kWh}$  et un minimum au mois d'avril estimé à  $112.72 \text{ kWh}$ , avec un total annuel de climatisation de  $9207.51 \text{ kWh}$ . La consommation annuelle de la maison solaire est de  $9892.36 \text{ kWh}$ , ce qui représente  $112.73 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$ . Malgré la diminution des besoins en chauffage par rapport aux autres zones climatiques, les besoins en climatisation restent plus élevés. L'action d'amélioration de la maison solaire sera ciblée pour réduire ces derniers.



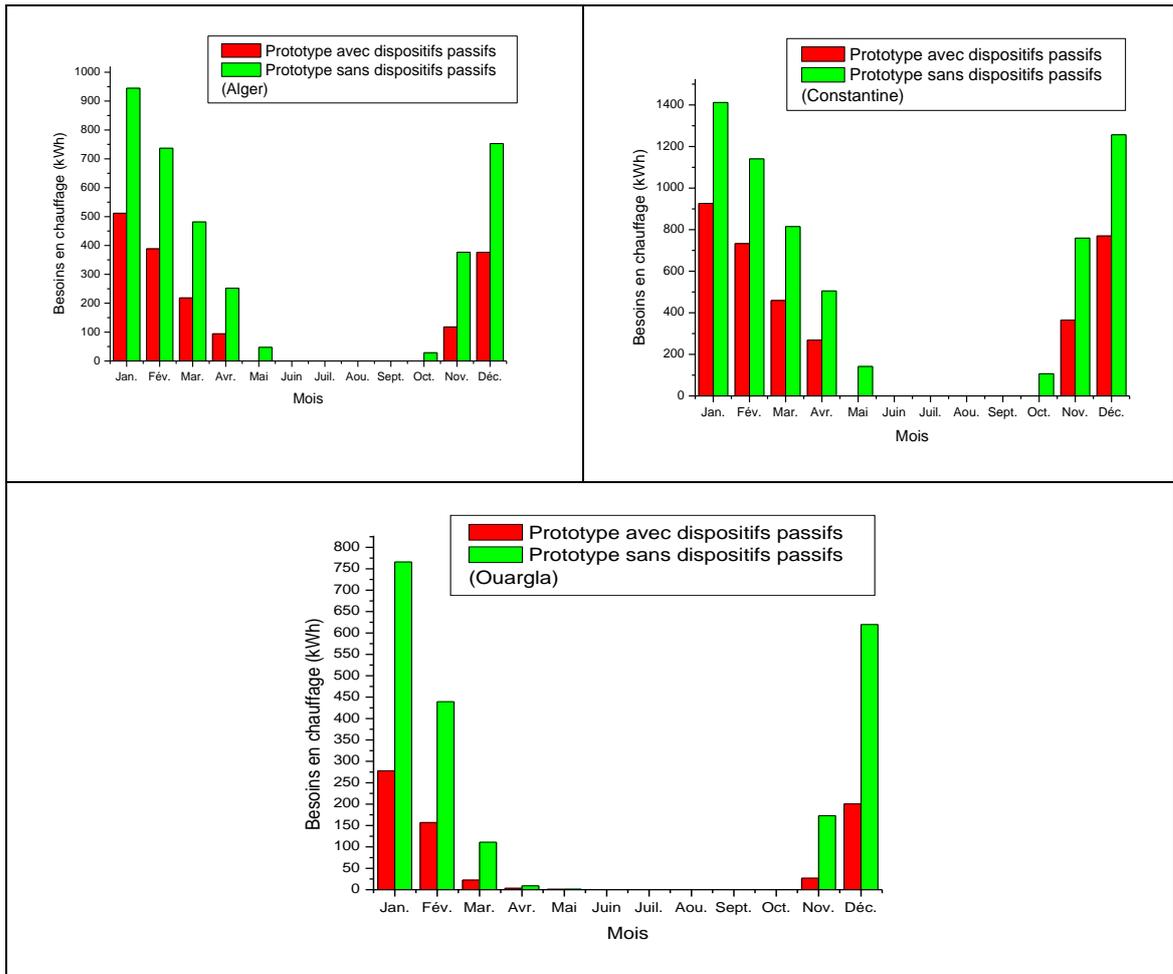
**Figure III.6. Besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire pour les différentes villes**

### III.2.3. Effet de l'ajout des murs Trombe et surfaces vitrées

Afin de montrer l'influence des dispositifs passifs sur les besoins en chauffage de la maison solaire, nous l'avons simulé sans les deux murs Trombe et avec une surface du vitrage du séjour Sud égale à 2 m<sup>2</sup>. La figure III.7 illustre la variation des besoins en chauffage de la maison solaire pour les deux cas avec et sans dispositifs solaires pour la ville d'Alger. Une augmentation des besoins en chauffage est obtenue pour le cas d'une maison sans dispositifs passifs. Les besoins en chauffage commencent du mois d'octobre au mois de mai avec un maximum au mois de janvier, estimé à 944.49 kWh et un minimum au mois de mai, estimé à 28.56 kWh. La période de chauffage est prolongée de deux mois supplémentaires (octobre et mai). Les besoins totaux annuels en chauffage sont 3619.82 kWh, soit une augmentation de 2.12 fois. Il est clair que les dispositifs solaires passifs réduisent les besoins en chauffage de façon significative.

Une augmentation des besoins en chauffage est obtenue aussi pour la ville de Constantine. La période de chauffage s'étale du mois d'octobre au mois de mai avec une prolongation de deux mois (octobre et mai). Un maximum est obtenu au mois de janvier avec une valeur de 1411.76 kWh, un minimum au mois d'octobre avec une valeur estimée à 106.59 kWh et un total annuel des besoins en chauffage de 6136.96 kWh. Une augmentation de 1.74 fois est obtenue.

Pour la ville d’Ouargla, les besoins en chauffage s’étalent du mois de novembre au mois de mars avec une valeur maximale au mois de janvier estimée à 765.98 kWh, une valeur minimale au mois de mars de 110.95 kWh. Les besoins annuels du chauffage pour la maison solaire sans dispositifs solaires est de 2119.39 kWh, avec une augmentation de 3.07 par rapport à une maison solaire avec dispositifs solaires, sous le même climat. L’intensité du rayonnement solaire de cette zone climatique influe considérablement sur le fonctionnement des murs Trombe et sur la surface vitrée. L’augmentation des besoins en chauffage est considérable.



**Figure III.7. Variation des besoins en chauffage de la maison solaire avec et sans dispositifs passifs**

Les résultats obtenus lors de la simulation précédente montrent l’influence de l’utilisation des dispositifs solaires passifs dans la couverture des besoins en chauffage. La variation obtenue varie entre 1.74 fois pour la ville de Constantine à 3.07 fois pour la ville d’Ouargla. L’intensité du rayonnement solaire et de la température ambiante extérieure influent sur l’apport de ces dispositifs solaires. Les gains en énergies passifs sont considérables surtout dans les zones arides où la disponibilité du rayonnement solaire est élevée.

### **III.3. Amélioration des performances énergétiques de la maison solaire**

#### **III.3.1. Amélioration de l'isolation thermique**

Dans ce qui a précédé nous avons estimé les besoins en chauffage et climatisation pour trois villes du climat algérien. Des améliorations de la structure et autres peuvent réduire ces besoins. Pour cela nous allons montrer l'influence de l'isolation thermique sur les besoins thermiques de la maison solaire.

L'examen des parois de la maison solaire montre que la paroi Nord est bien isolée, la paroi Sud présente une inertie thermique élevée qui permet de favoriser le stockage de la chaleur, alors que les deux parois Est et Ouest présentent des faiblesses pour la maison puisque aucune isolation n'est utilisée. La majeure partie du rayonnement solaire atteint la façade Sud au cours de la journée, mais une exposition des parois Est et Ouest va augmenter la chaleur transmise à l'intérieur qui va provoquer la surchauffe en été, et le refroidissement en hiver, du fait des déperditions thermiques élevées. Pour cela nous allons utiliser la même composition du mur Nord pour les deux murs Est et Ouest.

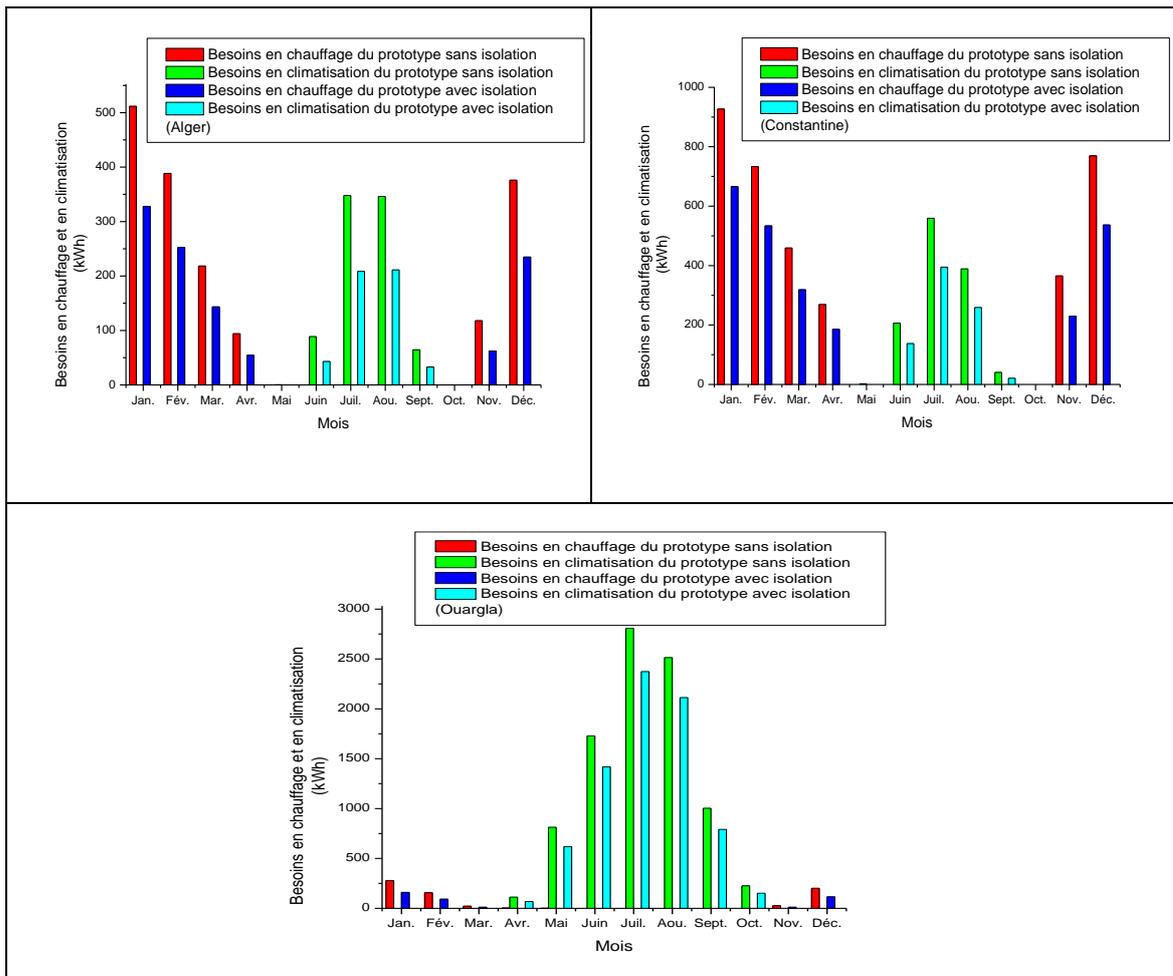
La figure III.8 illustre la variation des besoins du chauffage et de la climatisation avec et sans isolation thermique pour les différentes villes étudiées (les caractéristiques des parois sont similaires à celles du tableau A1 de l'annexe A avec rajout d'isolation thermique dans les parois Est et Ouest).

Une diminution des besoins en chauffage de la maison solaire dans la ville d'Alger est obtenue. La période du chauffage est du mois de novembre au mois d'avril avec un maximum au mois de janvier, estimé à 327.96 kWh et un minimum au mois d'avril estimé à 54.406 kWh. Les besoins annuels du chauffage de la maison avec isolation sont de 1075.31 kWh, soit une réduction de 36.98 %. Tandis que les besoins en climatisation commencent au mois de juin et se terminent au mois de septembre avec un maximum au mois d'aout, estimé à 211.26 kWh et un minimum au mois de septembre, estimé à 33.01 kWh. Les besoins annuels en climatisation pour la maison solaire avec isolation thermique sont estimés à 495.84 kWh, soit une diminution de 41.50 %. Les besoins totaux de la maison ont diminué de 38.48 % (soit 17.90 kWh/m<sup>2</sup>. an). L'influence de l'isolation thermique est importante et permet de réduire significativement les besoins thermiques de la maison solaire. Une maison à basse consommation d'énergie peut être obtenue.

Concernant la ville de Constantine, la simulation de la maison solaire montre que la période du chauffage s'étale du mois de novembre au mois d'avril avec un maximum au mois de janvier, estimé à 665.96 kWh et un minimum de 185.53 kWh au mois d'avril. Les besoins totaux du chauffage sont estimés à 2470.22 kWh, soit une diminution de 29.86 % par rapport à la même maison solaire sous le même climat mais sans isolation thermique. Pour la climatisation, les besoins de la maison avec isolation s'étalent du mois de juin au mois de septembre tandis que pour la même maison sans isolation, la période de climatisation est entre les mois de mai et de septembre. Un

maximum est obtenu au mois de juillet, estimé à 394.60 kWh et un minimum est au mois de septembre, estimé à 20.84 kWh, avec un total annuel des besoins en climatisation de 812.30 kWh. Une diminution de 32.15 % est obtenue par rapport à la même maison solaire sans isolation thermique. Les besoins annuels totaux de la maison solaire sont estimés à 3282.52 kWh, avec une diminution de 30.44 %. Les besoins annuels représentent 37.40 kWh/m<sup>2</sup>.an.

Concernant la ville d’Ouargla, la période du chauffage est du mois novembre jusqu’au mois de mars avec un maximum au mois de janvier, estimé à 160.14 kWh et un minimum au mois de mars égal à 10.91 kWh. Les besoins annuels du chauffage de la maison solaire avec isolation sont estimés à 389.05 kWh soit une réduction de 43.19 %. Tandis que les besoins en climatisation commencent au mois d’avril et durent jusqu’au mois d’octobre avec un maximum au mois de juillet, estimé à 2373.49 kWh et un minimum au mois d’avril, estimé à 68.31 kWh. Les besoins annuels en climatisation pour la maison solaire avec isolation thermique sont estimés à 7468.46 kWh, avec une diminution de 18.88 %. Les besoins totaux de la maison sans isolation sont estimés à 7765.68 kWh soit 88.49 kWh/m<sup>2</sup>.an (une diminution de 21.49 %).



**Figure III.8. Variation des besoins en chauffage et en climatisation pour la maison solaire avec et sans isolation**

L'ajout de l'isolation influence considérablement le comportement thermique de la maison solaire. Des diminutions jusqu'à 62.56 % des besoins thermiques sont obtenues. La consommation de la maison solaire sous le climat de la ville d'Alger s'approche de la basse consommation énergétique alors que de fortes consommations sont obtenues pour la ville d'Ouargla.

### **III.3.2. Effet du toit réfléchissant**

Après avoir démontré l'influence de l'isolation thermique sur le comportement thermique de la maison solaire, l'influence des propriétés optiques sur les besoins thermiques de la maison solaire sera étudiée. Trois coefficients d'absorption sont appliqués au toit de la maison solaire, à savoir 0.6 (cas sans modification), 0.4 et 0.2. La figure III.9 montre l'influence de la variation du coefficient d'absorption sur le comportement thermique des trois maisons solaires.

Concernant la ville d'Alger, nous constatons qu'une légère augmentation des besoins en chauffage est obtenue lors de la diminution du coefficient d'absorption. En effet, les besoins estimés à 1706.47 kWh pour un coefficient d'absorption de 0.6 ont atteint 1732.75 kWh et 1760.04 kWh respectivement pour les coefficients 0.4 et 0.2 soit une augmentation de 1.54 et 3.13 %. Cet accroissement des besoins en chauffage est dû à la diminution de la quantité de l'énergie solaire absorbée par le toit.

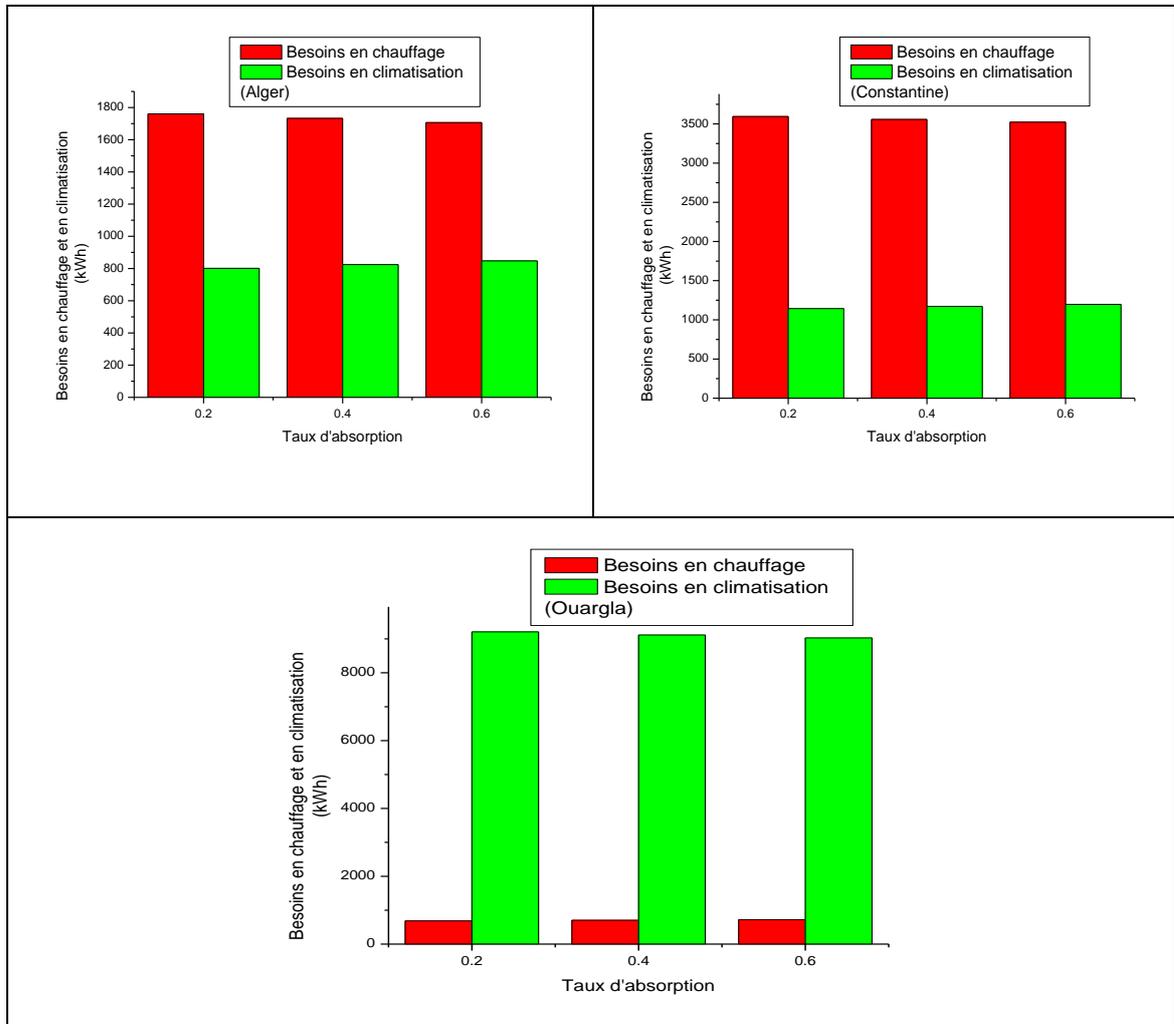
Par contre les besoins en climatisation de l'ordre de 847.61 kWh pour un coefficient d'absorption de 0.6 baissent à 824.36 et à 801.37 kWh respectivement pour des coefficients de 0.4 et 0.2 soit une réduction de l'ordre de 2.7 % et de 5.45%. Par ailleurs une légère augmentation des besoins annuels (3.03 kWh et 7.33 kWh respectivement pour les coefficients 0.4 et 0.2) est obtenue. L'influence des propriétés optiques de la toiture est minimale du fait de la composition de la toiture elle-même. L'isolation thermique de la toiture réduit l'influence de ces propriétés sur le comportement thermique de la maison solaire. La disponibilité du rayonnement solaire de cette zone climatique par rapport aux autres zones influe sur l'absorption de la chaleur et par conséquent sur le bilan thermique de la maison solaire.

Pour la ville de Constantine, nous pouvons noter que les besoins en chauffage augmentent légèrement avec la diminution du coefficient d'absorption. De 3522.17 kWh pour un coefficient de 0.6, ils atteignent les valeurs de 3557.65 kWh et 3593.89 kWh respectivement pour des coefficients de 0.4 et 0.2 soit un accroissement de 1.01 et 2.03 %. Quant'aux besoins en climatisation, ils diminuent de 1197.33 kWh (pour un coefficient de 0.6) à 1170.44 et 1143.65 kWh respectivement pour les coefficients d'absorption 0.4 et 0.2, soit une réduction de 2.24 % et 4.48 %.

Il apparaît une légère augmentation des besoins annuels, estimés à 8.59 kWh et à 18.04 kWh respectivement pour les deux coefficients d'absorption 0.4 et 0.2. Malgré l'accroissement des besoins thermiques annuels de la maison solaire, seule l'étude économique permettra de montrer s'il y a un gain ou une perte d'argent. En effet, selon

le type de l'énergie et le prix de cette dernière (électrique, gaz ou autre), la contribution des toits réfléchissants pourrait être évaluée.

Concernant la ville d'Ouargla, une légère augmentation des besoins en chauffage est obtenue lors de la diminution du coefficient d'absorption. Ces besoins ont augmenté de 684.85 kWh pour un coefficient de 0.6 à 702.46 kWh et 720.60 kWh respectivement pour les coefficients d'absorption 0.4 et 0.2, ce qui représente un accroissement de 2.57 et 5.22 %. Tandis qu'une diminution des besoins en climatisation de 9207.51 kWh (pour le cas initial) à 9115.55 et 9027.17 kWh respectivement pour les coefficients d'absorption de 0.4 et 0.2 est observée, soit une réduction de 0.99 % et 1.95 %. Nous pouvons également noter une diminution des besoins annuels de 74.33 kWh et de 144.04 kWh respectivement pour les coefficients d'absorption 0.4 et 0.2. L'influence de l'utilisation des toits réfléchissants est inversée par rapport aux zones climatiques précédentes du fait que les besoins en climatisation sont élevés (rayonnement important).



**Figure III.9. Effet du toit réfléchissant sur les besoins énergétiques de la maison solaire**

Les résultats obtenus montrent l'influence des propriétés optiques du toit sur le comportement thermique de la maison solaire. Pour les zones climatiques, avec un hiver froid et un été doux, les besoins annuels augmentent avec la diminution du coefficient d'absorption. Alors que pour les zones arides caractérisées par un hiver moins froid et un été plus chaud que les autres zones climatiques, les besoins annuels de la maison solaire diminuent, du fait de la réduction, des besoins en climatisation. Notons que la composition de la toiture joue un rôle important dans la diminution de l'influence du rayonnement solaire sur l'environnement intérieur de la maison solaire. Pour une structure mal isolée, l'influence des propriétés optiques du toit sera plus importante.

### **III.3.3.Effet des propriétés thermique et optiques du vitrage**

Un autre facteur qui peut influencer le comportement thermique de la maison solaire est la surface vitrée. Contrairement aux murs Trombe qui transmettent le rayonnement solaire indirectement au local, les surfaces vitrées sont classées dans la catégorie des systèmes solaires passifs directs. Le rayonnement solaire qui pénètre par la surface vitrée sera absorbé directement par l'intérieur du local. Cependant certaines contraintes peuvent se présenter lors de l'utilisation de ces surfaces. En effet, et afin de maximiser la pénétration du rayonnement solaire au local, la transmissivité de la vitre doit être la plus élevée que possible. Mais en contrepartie et afin de garder cette chaleur le plus longtemps possible, la résistance thermique de la vitre doit être la plus grande possible. Il est à noter que l'augmentation de la transmissivité du vitrage conduit à la réduction de la résistance thermique du vitrage. Un compromis doit être fait entre ces deux paramètres caractéristiques du vitrage.

Pour cela, le comportement thermique de la maison solaire pour différents types de vitrages sera étudié. Le séjour Sud est l'unique seule pièce qui possède un vitrage de surface importante. Trois vitrages sont utilisés dans cette simulation, un vitrage simple (cas initial) ( $U = 5.74 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ,  $\tau_{\text{sol}} = 0.85$ ), un vitrage double transparent ( $U = 2.95 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ,  $\tau_{\text{sol}} = 0.72$ ) et un vitrage double peu émissif ( $U = 1.76 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ,  $\tau_{\text{sol}} = 0.54$ ). La figure III.10 illustre la variation des besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire pour différents types de vitrage et sous différentes zones climatiques.

Concernant la ville d'Alger (figure III.10), nous constatons une diminution des besoins en chauffage lors de l'utilisation du vitrage double. Les besoins ont diminué de 1706.47 kWh (pour l'état initial) à 1560.74 kWh ce qui représente 8.53 % de réduction. Alors que pour le vitrage double peu émissif, la diminution est moins importante que pour le vitrage double. En effet les besoins du chauffage sont estimés à 1589.58 kWh soit 6.86 % de réduction. Le vitrage double est plus performant puisque son coefficient de transmissivité solaire est plus élevé, malgré que le vitrage double, peu émissif, possède une grande résistance thermique. Ce résultat explique l'influence de la transmission directe du rayonnement solaire dans les locaux et son effet sur le comportement thermique du local. Pour les besoins en climatisation, une diminution est également obtenue. Ils sont pour le cas initial de 847.61 kWh et pour le cas du double

vitrage de 808.44 kWh, soit une réduction de 4.62 %. Pour le vitrage double peu émissif, la réduction est plus conséquente. Les besoins obtenus sont estimés à 788.07 kWh soit une réduction de 7.02 %. La transmission basse du rayonnement solaire réduit les apports directs par transmission et la résistance thermique élevée permet de réduire les gains de chaleur par transmission de l'extérieur vers l'intérieur. Une diminution des besoins annuels de 7.23 et 6.90 % respectivement pour les deux vitrages double et double peu émissif est obtenue. L'influence des propriétés optiques et thermiques joue un rôle dans la réduction des besoins thermiques de la maison solaire. Malgré que le simple vitrage possède une transmissivité élevée du rayonnement solaire, le vitrage double permet un équilibre entre la transmission de la chaleur et du rayonnement solaire.

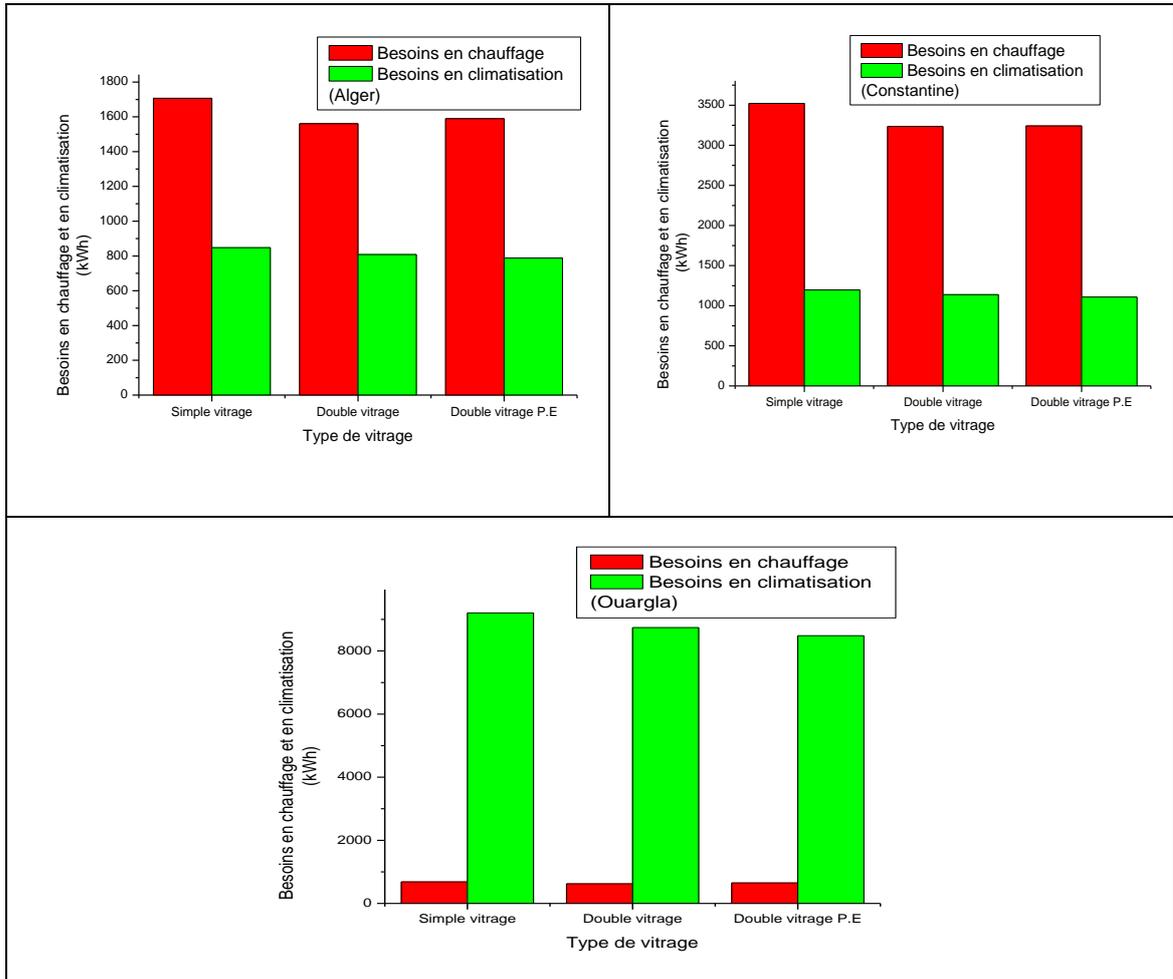
Pour la ville de Constantine, une diminution des besoins en chauffage est également obtenue, de 3522.17 kWh pour l'état initial à 3234.55 kWh pour le vitrage double ce qui représente, 8.16 % de réduction. Nous pouvons noter que pour le vitrage double peu émissif, la diminution est moins élevée que pour le vitrage double. En effet, les besoins du chauffage obtenus dans ce dernier cas sont estimés à 3242.35 kWh soit 7.94 % de réduction.

Concernant les besoins en climatisation, une diminution est également obtenue. En effet, les besoins en climatisation pour le cas initial sont de 1197.33 kWh alors que pour le cas du double vitrage ils ne sont que de 1138.82 kWh soit une réduction de 4.88%. Pour le vitrage double peu émissif, les besoins sont estimés à 1107.94 kWh, soit une réduction de 7.46 % (plus élevée que celle du double vitrage). Une diminution des besoins annuels de 7.33 et 7.82 % est enregistrée respectivement pour les deux types de vitrages (double et double peu émissive). Le vitrage double peu émissif est plus performant pour cette zone climatique puisque les déperditions de la chaleur en hiver et les apports de la chaleur par transmission en été sont plus élevées. Les propriétés thermiques jouent donc un rôle très important dans la réduction des besoins thermiques pour cette ville.

Pour la ville d'Ouargla, une diminution des besoins en chauffage est également obtenue. En effet, ces derniers passent de 684.85 kWh pour l'état initial à 621.98 kWh dans le cas de l'utilisation du vitrage double, (soit, 9.18 % de réduction), et à 650.55 kWh (soit 5 % de réduction) pour le vitrage double peu émissif, (la diminution est moins élevée que dans le cas du vitrage double).

Pour les besoins en climatisation, une diminution est également obtenue. De l'ordre de 9207.51 kWh pour le cas initial, ils ne sont plus que de 8739.76 kWh pour le cas du double vitrage, soit une réduction de 5.08 %, et de 8483.79 kWh pour le vitrage double peu émissif, soit une réduction de 7.86 %. La réduction est plus élevée que pour le cas du double vitrage; La diminution des besoins en climatisation est considérable pour cette zone climatique. Une diminution des besoins annuels de 5.36 et de 7.66 % respectivement pour les deux vitrages double et double peu émissif est observée, ce qui démontre que le dernier vitrage est plus performant pour cette zone climatique, du fait qu'il permet de réduire la pénétration du rayonnement solaire intensive en été, alors que

pour l'hiver les déperditions thermiques ne sont pas assez élevées. L'utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage passif est moins importante que pour les autres villes.



**Figure III.10. Effet du type de vitrage sur les besoins thermiques de la maison solaire**

L'analyse de l'influence du type de vitrage sur le comportement thermique de la maison solaire révèle que le vitrage double est plus adéquat dans les zones caractérisées par un hiver froid et un été moins chaud. Les caractéristiques optiques élevées de ce vitrage permettent de favoriser la pénétration du rayonnement solaire dans le local, tandis que ses caractéristiques thermiques limitent les déperditions thermiques en hiver et les gains de chaleur en été. Le vitrage double peu émissif est le plus adapté à un climat caractérisé par un hiver moins froid et un été plus chaud. Pour le vitrage simple, il a été constaté que pour toutes les zones climatiques, son utilisation menait à des besoins thermiques en chauffage et en climatisation les plus élevés.

### III.3.4. Effet de l'orientation de la maison solaire

Un autre facteur très important dans le captage et l'utilisation de l'énergie solaire, est l'orientation de la surface. La maison solaire est conçue selon un axe Est-Ouest produisant ainsi une grande surface Sud.

Pour cela nous allons examiner le comportement thermique de la maison solaire pour 3 orientations différentes, Sud (cas initial), Sud-Est et Sud-Ouest.

La figure III.11 montre la variation des besoins thermiques de la maison solaire sous différents climats de l'Algérie et pour les trois orientations mentionnées auparavant.

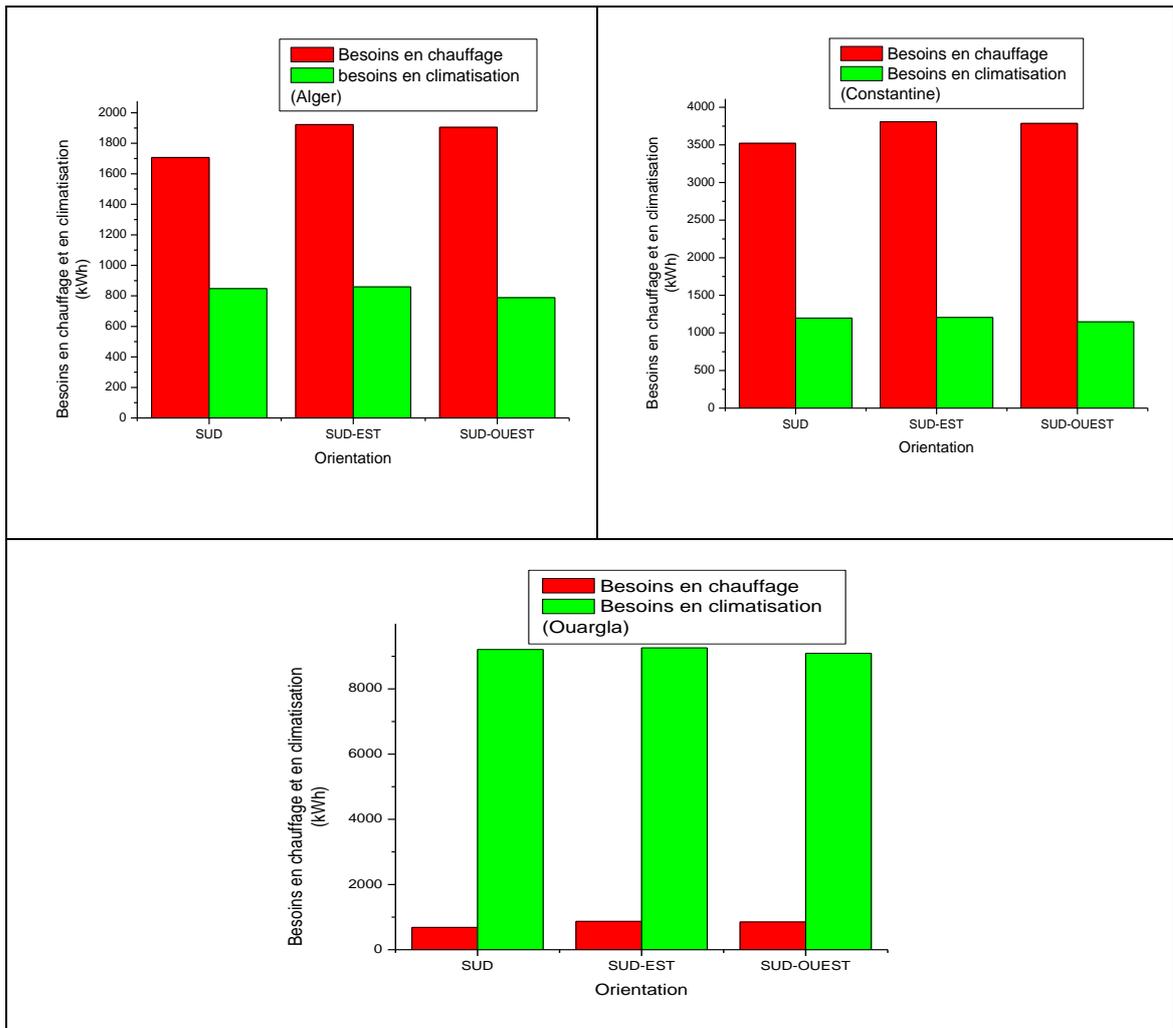
Concernant la ville d'Alger, nous constatons une augmentation des besoins en chauffage pour les deux orientations, Sud-Est et Sud-Ouest. Les besoins ont augmenté de 1706.47 kWh pour l'état initial (Sud) à 1922.30 kWh pour l'orientation Sud-Est, ce qui représente un accroissement de 12.64 %. Pour la seconde orientation, l'augmentation est légèrement moins forte. En effet les besoins en chauffage obtenus pour cette dernière sont estimés à 1904.77 kWh, soit une augmentation de 11.62 %. Concernant les besoins en climatisation, si une augmentation de 847.61 kWh pour le cas initial, à 859.01 kWh (soit un accroissement de 1.34 %) est observée pour l'orientation Sud-Est. Pour l'orientation Sud-Ouest, les besoins obtenus sont estimés à 787.92 kWh, soit une réduction de 7.04 %. Par ailleurs, une augmentation des besoins annuels de 8.89 et de 5.42 % respectivement pour les deux orientations Sud-Est et Sud-Ouest est enregistrée. Il apparaît ainsi que malgré la diminution des besoins en climatisation pour l'orientation Sud-Ouest, l'augmentation des besoins en chauffage est considérable pour les deux cas étudiés, ce qui influe sur les besoins annuels. La diminution des besoins en climatisation pour l'orientation Sud-Ouest est due, d'une part, à la résistance thermique élevée du mur Sud, et d'autre part, au rayonnement solaire incident sur cette orientation qui est moins intense que dans le cas de l'orientation Sud. Cette dernière est par conséquent la mieux adaptée pour cette zone climatique.

Pour la ville de Constantine, une augmentation des besoins en chauffage est également obtenue pour les deux orientations. En effet, ces besoins ont augmenté de 3522.17 kWh pour l'état initial à 3807.48 kWh pour l'orientation Sud-Est soit une augmentation de 8.10 %. Pour l'orientation Sud-Ouest, les besoins en chauffage obtenus sont estimés à 3785.07 kWh, (soit une augmentation de 7.46 %, et donc légèrement moindre que pour l'orientation Sud-Est).

Pour les besoins en climatisation, une augmentation est obtenue pour l'orientation Sud-Est. En effet de l'ordre de 1197.33 kWh pour le cas initial ils atteignent 1206.25 kWh pour l'orientation Sud-Est, soit une augmentation de 0.74 %. Pour l'orientation Sud-Ouest, les besoins obtenus sont estimés à 1147.68 kWh soit par conséquent une réduction de 4.14 %. Une augmentation des besoins annuels de 6.23 et 4.51 % respectivement pour les deux orientations Sud-Est et Sud-Ouest est enregistrée. L'orientation Sud est donc la plus adaptée pour cette zone climatique.

Pour la ville d'Ouargla, les besoins en chauffage passent de 684.85 kWh pour l'état initial à 870.08 kWh pour l'orientation Sud-Est (soit 27.04 % d'augmentation) et à 851.12 kWh pour l'orientation Sud-Ouest, (soit un accroissement légèrement moins élevé que dans le cas précédent de 24.27 %).

Concernant la climatisation les besoins qui sont de 9207.51 kWh, pour le cas initial s'élèvent à 9259.09 kWh pour l'orientation Sud-Est (soit une augmentation de 0.56 %) mais baissent par contre pour l'orientation Sud-Ouest à 9094.18 kWh soit une réduction de 1.23 %. Une augmentation des besoins annuels est estimée à 2.39 et 0.53% respectivement pour les deux orientations Sud-Est et Sud-Ouest. Néanmoins, seule une étude économique basée sur le prix de l'énergie consommée permettra de montrer si cette orientation est la mieux adaptée ou non.



**Figure III.11. Variation des besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire en fonction de l'orientation**

L'influence de l'orientation de la maison solaire sur son comportement thermique a été également simulée. Les résultats montrent que pour une utilisation optimale de l'énergie solaire, les dispositifs solaires doivent être dirigés vers le Sud. L'orientation Sud-Ouest diminue les besoins en climatisation pour toutes les zones climatiques, mais l'augmentation des besoins en chauffage résultante conduit à l'augmentation des besoins thermiques annuels.

### III.4. Amélioration de la maison solaire

L'analyse des résultats précédents a montré que l'isolation thermique, l'utilisation du vitrage de bonnes qualités optique et thermique, et l'augmentation de la réflexion de la toiture peuvent améliorer le comportement thermique de la maison solaire et permettre d'optimiser le confort thermique. Dans ce qui suit, et afin d'atteindre une consommation proche du zéro énergie par des techniques passives, nous allons rapporter ces améliorations de la maison solaire existant.

Selon la norme Passivhaus énoncée par l'institut Passivhaus de Darmstadt en Allemagne, la consommation annuelle du bâtiment en chauffage et en climatisation doit être inférieure à  $15 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$ . Pour atteindre ce niveau, le bâtiment doit être construit de façon que la valeur de  $U$  pour l'enveloppe ne dépasse pas  $0.15 \text{ W/m}^2.\text{K}$  et pour les portes et les fenêtres elle doit être inférieure (ou égale) à  $0.85 \text{ W/m}^2.\text{K}$ . Appliquons cette norme de la maison solaire. En plus, nous allons réduire le taux de ventilation naturelle, augmenter la valeur de la température de consigne en été à  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  et diminuer la température en hiver à  $19 \text{ }^\circ\text{C}$ . Les recherches montrent qu'une augmentation ou une diminution de la température de consigne pour l'été et l'hiver respectivement permet d'économiser l'énergie.

Afin de diminuer la valeur  $U$  des parois et des fenestrations de la maison solaire, il est nécessaire d'augmenter l'isolation thermique pour toutes les parois, le plafond et le sol et d'utiliser un vitrage thermiquement plus performant pour le séjour familial. Les caractéristiques des parois et des fenestrations pour la maison modifiée sont exposées dans le tableau A.2 de l'annexe A.

La variation des besoins thermiques de la maison solaire sous différents climats de l'Algérie et pour les deux cas sans et avec modifications sont illustrés par la figure III.12.

Concernant la ville d'Alger, une diminution conséquente des besoins en chauffage est obtenue pour le cas de l'amélioration Passivhaus. Ces besoins ont diminué de  $1706.47 \text{ kWh}$  pour l'état initial à  $87.93 \text{ kWh}$  pour le cas modifié et par conséquent l'utilisation du chauffage pour cette zone climatique ne devient plus réellement nécessaire. Il en est de même pour les besoins en climatisation, qui baissent de  $847.61 \text{ kWh}$  pour le cas initial à  $394.27 \text{ kWh}$  (soit une diminution de  $53.48 \%$ ). Quant'aux besoins annuels, ils diminuent jusqu'à  $482.2 \text{ kWh}$ , soit une réduction de  $81.12 \%$ . Une diminution importante (de  $29.10 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$  à  $5.49 \text{ kWh/m}^2.\text{an}$ ) de la consommation annuelle est obtenue par l'utilisation de la norme Passivhaus, Une maison à basse consommation d'énergie est ainsi obtenue par l'utilisation de moyens passifs pour la ville d'Alger.

Pour la ville de Constantine, les besoins en chauffage ont diminué de  $3522.17 \text{ kWh}$  pour l'état initial à  $519.80 \text{ kWh}$  pour le cas modifié, soit  $85.24 \%$  de réduction pour le cas de l'amélioration Passivhaus. De même que pour les besoins en climatisation, qui baissent de  $1197.33 \text{ kWh}$  pour le cas initial jusqu'à  $491.83 \text{ kWh}$  (soit

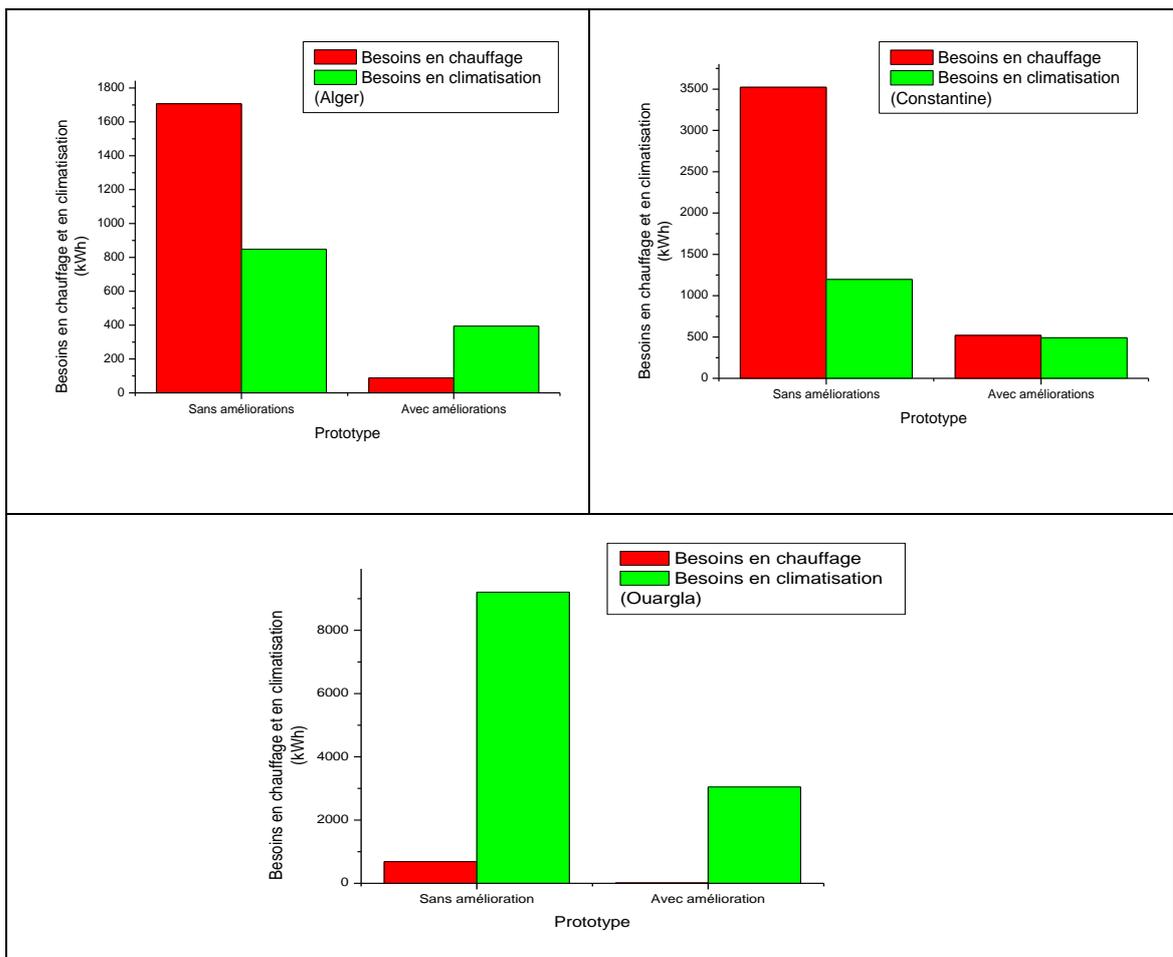
une diminution de 58.92 %). Une réduction des besoins annuels jusqu'à 1011.63 kWh soit de 78.56 % est également obtenue par l'utilisation de cette norme. La consommation annuelle diminue également passant de 53.78 kWh/m<sup>2</sup>.an à 11.52 kWh/m<sup>2</sup>.an.

Ainsi, pour la ville de Constantine une maison à basse consommation d'énergie est obtenue par l'utilisation de moyens passifs.

Pour la ville d'Ouargla, une diminution très importante des besoins en chauffage est également obtenue pour le cas de l'amélioration Passivhaus. Les besoins ont diminué de 684.85 kWh pour l'état initial à 9.95 kWh pour le cas modifié soit 98.54 % de réduction.

Pour les besoins en climatisation, ils passent de 9207.51 kWh pour le cas initial à 3045.25 kWh soit une diminution de 66.92 %. Il faut noter également une réduction des besoins annuel jusqu'à 3055.21 kWh (soit de 69.11 %). La consommation annuelle diminue quant à elle de 112.73 kWh/m<sup>2</sup>.an à 34.81 kWh/m<sup>2</sup>.an.

Ainsi et bien que pour cette zone climatique, la maison à basse consommation d'énergie n'a pas été obtenue par l'utilisation de dispositifs passifs, des économies importantes d'énergie néanmoins sont réalisées.



**Figure III.12. Besoins en chauffage et en climatisation pour la maison solaire avec et sans amélioration**

# *Chapitre IV*

## *Systèmes solaires actifs*

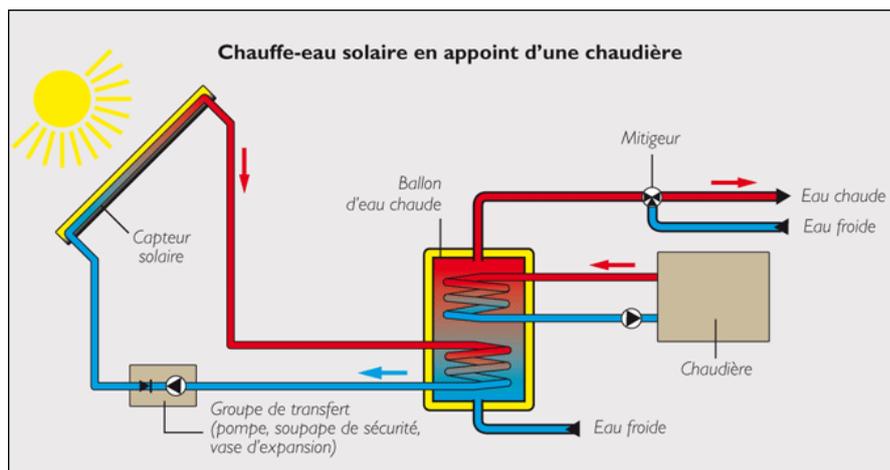
## Introduction

Après avoir examiné la contribution des dispositifs solaires passifs dans le bilan énergétique des constructions, notre attention portera dans ce qui suit sur les systèmes solaires actifs et leurs utilisations dans le bâtiment, notamment pour le chauffage, la climatisation, la production d'électricité et l'eau chaude sanitaire.

L'énergie solaire thermique est utilisée pour couvrir les besoins énergétiques des bâtiments (ESC, chauffage et climatisation). Dans les pays froids, le chauffage solaire présente une solution durable pour assurer le confort thermique, alors que l'eau chaude sanitaire est utilisée pour les applications ménagères et ce dans tous les pays du monde [199].

La production industrielle mondiale des chauffe-eau solaires est principalement destinée à l'utilisation domestique. Les systèmes d'énergie solaire peuvent se classer en deux types, passif et actif. Dans les systèmes passifs, l'énergie solaire est absorbée et utilisée sans l'emploi d'un système mécanique (pompe ou ventilateur). Alors que pour les systèmes actifs, l'énergie thermique solaire est absorbée par le fluide caloporteur généralement de l'eau ou de l'air, puis évacuée par un système mécanique pour l'utilisation ou le stockage, le système solaire est dit actif [199].

Les composantes principales d'un système solaire sont un dispositif de collecte de l'énergie solaire (collecteurs solaires), un réservoir de stockage, des pompes ou ventilateurs, et la charge (figure IV.1). Des dispositifs de régulation et de contrôle ainsi que les soupapes sont nécessaires pour un bon fonctionnement des installations solaires [6].



**Figure IV.1. Schéma général d'un système solaire thermique [200]**

Les installations solaires thermiques utilisées pour la production de l'eau chaude peuvent être classées en deux catégories [8]:

- Les systèmes à boucle directe ou ouverte, dans laquelle l'eau est chauffée directement dans le collecteur puis injectée dans le réservoir de stockage (sans utilisation d'échangeur de chaleur).
- Les systèmes indirects ou à boucle fermée, dans lesquels, l'eau potable est chauffée indirectement par un échangeur de chaleur placée dans le ballon de stockage ou à l'extérieur du ballon solaire entre les circuits solaire (circuit primaire) et de stockage (circuit secondaire).

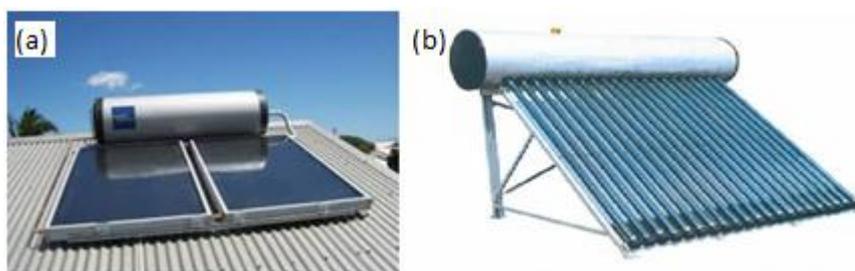
#### IV.1. Les systèmes passifs de chauffage de l'eau

Les systèmes solaires passifs sont considérés comme une solution élégante et performante. Ils comprennent deux types, les systèmes solaires à thermosiphon et les systèmes solaires à stockage intégré [8]-[6].

##### IV.1.1. Systèmes solaires à thermosiphon

Les systèmes solaires à thermosiphon sont des installations destinées au chauffage de l'eau par l'effet thermosiphon (figure IV.2). Lorsque le collecteur solaire absorbe l'énergie thermique apportée par le rayonnement solaire, la température du fluide caloporteur (eau) augmente et sa densité diminue. L'eau à une température élevée remonte par effet thermosiphon jusqu'au ballon de stockage placé généralement au-dessus de collecteur solaire et remplace l'eau froide contenue dans ce réservoir qui retourne vers le collecteur solaire pour être chauffée et le cycle recommence [8]. Parmi les avantages de ce système on cite l'absence de la pompe de circulation. Par contre l'inconvénient de ce type de système est la dépendance du fonctionnement de la température du fluide, ainsi que la taille du système qui le rend esthétiquement moins attractif [8].

Il existe deux types de ce système solaire, les systèmes à collecteur plan et les systèmes à tube sous vide (figure IV.2).



**Figure IV.2. Chauffe-eau solaire : (a) à collecteur solaire plan [201], (b) à tubes sous vide [202]**

Beaucoup de recherches ont été menées afin d'optimiser et d'améliorer les systèmes solaires à thermosiphon.

Paul M. E. Koffi et al. [203] se proposent d'identifier les performances thermiques d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon localement fabriqué. L'étude a été réalisée sous le climat de la Côte d'Ivoire et pour deux jours ensoleillé et nuageux. Les résultats obtenus montrent que pour un rayonnement solaire maximal de  $1233 \text{ W/m}^2$  et une température de l'air extérieur de  $33 \text{ }^\circ\text{C}$  (journée ensoleillée), un rendement maximal de 68.33% et une température de l'eau de  $88 \text{ }^\circ\text{C}$  sont obtenus. Alors que pour une journée nuageuse (rayonnement solaire de  $300 \text{ W/m}^2$  et une température ambiante de  $27 \text{ }^\circ\text{C}$ ), un rendement maximal de 50 % et une température de l'eau de  $58 \text{ }^\circ\text{C}$  sont obtenus.

Une étude expérimentale et théorique est réalisée par Runsheng Tang et al. [204]. L'effet de la température de l'eau dans le ballon de stockage et la hauteur des connections (tubes) entre le collecteur et le ballon de stockage sur la protection antigel du collecteur solaire et sur l'écoulement inverse pendant la nuit pour un ciel clair est examiné. Les résultats obtenus montrent que la circulation inverse augmente avec l'accroissement de la température du ballon de stockage, du fait de l'élévation de la température de la circulation inverse. Par contre, l'augmentation de la longueur des connexions est favorable pour l'utilisation de la protection antigel. Les réservoirs verticaux sont mieux adaptés que les réservoirs horizontaux. De plus l'utilisation d'un absorbeur avec une couche sélective augmente les performances du système solaire et protège mieux ce dernier du risque de gel.

Soteris Kalogirou [205] a analysé les performances thermiques, économiques et environnementales d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon utilisé pour satisfaire les besoins en eau chaude sanitaire d'une famille composée de 4 personnes. Les résultats obtenus montrent que la couverture annuelle des besoins en eau chaude sanitaire est élevée et atteint jusqu'à 79 %. L'influence du type d'appoint est aussi étudiée. Pour un appoint électrique un amortissement de 2.7 ans est obtenu, alors que pour l'utilisation d'un appoint fonctionnant avec le diesel, l'amortissement du système augmente (4.5 ans). Quant à l'impact environnemental, une réduction de 70 % des gaz à effet de serre est observée.

Une étude théorique et expérimentale sur le comportement thermique d'un chauffe-eau solaire thermosiphon à échangeur de chaleur interne est réalisée par P.M.E. Koffi et al. [206]. Un échangeur de chaleur en cuivre laminé est placé dans le réservoir de stockage pour assurer un grand balayage du volume de stockage. Les auteurs ont noté que la température à la sortie du collecteur peut atteindre  $85.5 \text{ }^\circ\text{C}$  avec un rendement thermique de 58%.

A. Zerrouki et al. [207] ont conduit une étude expérimentale selon les lignes directrices de la norme CSTG, afin d'évaluer les conditions de test et les performances à longue durée d'un chauffe-eau solaire thermosiphon. L'étude expérimentale est menée au CDER sous les conditions de la ville d'Alger. L'objectif de cette étude est

d'introduire les bases de la procédure des tests pour les fabricants algériens de ce type d'équipement solaire.

Soteris A Kalogirou et al. [208] ont utilisé la méthode des réseaux des neurones artificiels pour déterminer les performances thermiques d'un chauffe-eau solaire thermosiphon. Pour modéliser ce comportement, les données de quatre chauffe-eau solaires équipés de collecteurs solaires identiques sous différentes conditions climatiques sont utilisées. Les résultats obtenus montrent que le modèle obtenu peut être utilisé avec précision pour l'estimation des performances des chauffe-eau solaires étudiés.

G.L. Harding et al. [209] ont étudié un chauffe-eau solaire thermosiphon à tubes sous vide. L'écoulement thermosiphon est mesuré pour un certain nombre de configurations de systèmes et une large gamme de conditions de fonctionnement.

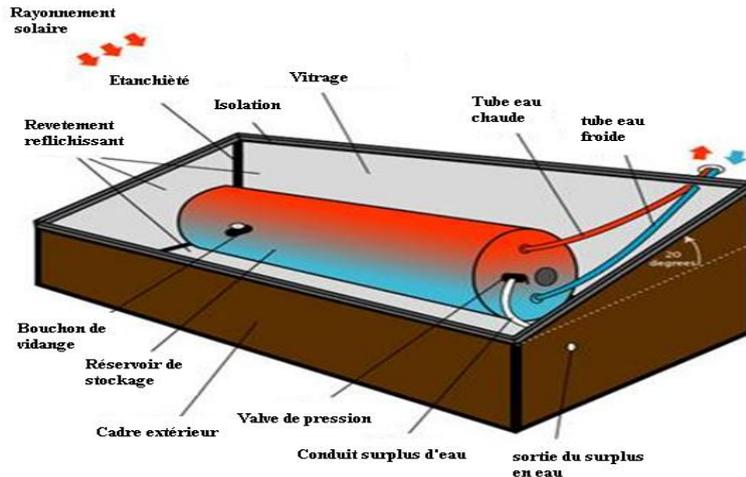
Soteris A Kalogirou et Sofia Panteliou [210] ont porté leur attention sur la prédiction à long terme des performances d'un chauffe-eau solaire thermosiphon avec la méthode des neurones artificiels. Trente chauffe eau solaires ont été testés et modélisés selon la norme ISO 9459-2 en trois endroits différents de la Grèce. Les résultats montrent que, pour un volume soutiré égal à celui du réservoir ainsi que la quantité moyenne de l'eau chaude mensuelle, le modèle obtenu peut prédire l'énergie utile solaire produite avec une grande précision.

R. Uhlemann et N.K. Bansal [211] ont comparé expérimentalement et théoriquement les performances de deux chauffe-eau solaires thermosiphon, le premier sous pression et le deuxième à pression normale. Les mesures montrent que ce dernier est plus performant que le premier. L'énergie utile produite à partir des deux systèmes est respectivement de 3.06 kWh et 3.83 kWh par mètre carré de surface avec une efficacité moyenne quotidienne de 41 % et 47 % pour un rayonnement journalier incident de 6.75 kWh/m<sup>2</sup>. L'efficacité à long terme des deux systèmes est de 40 %.

D.E. Prapas et al. [212] ont examiné l'effet du couplage de plusieurs chauffe-eau solaires. Les résultats obtenus montrent l'influence du couplage sur l'augmentation de la température de la stratification dans les réservoirs de stockage ainsi que sur la quantité de chaleur délivrée aux utilisateurs.

#### **IV.1.2. Collecteur solaire à stockage intégré**

Dans ce type de système, la surface du réservoir de stockage est utilisée pour capter l'énergie solaire absorbée. Cette dernière est couverte d'une couche sélective afin d'augmenter l'absorption du rayonnement solaire. L'eau chaude est récupérée par la partie haute et l'eau froide est injectée dans la partie basse du ballon de stockage (maximisation de la stratification thermique) (figure IV.3) [8].



**Figure IV.3. Schéma d'un chauffe-eau solaire à stockage intégré [213]**

Différentes recherches ont été conduites afin d'améliorer et d'optimiser le comportement thermique de ces systèmes.

K. Devanarayanan et al. [214] présentent dans leur étude les différents paramètres qui influent sur le comportement d'un chauffe-eau solaire à collecteur parabolique utilisant le stockage intégré. Les auteurs montrent que ces systèmes peuvent répondre aux besoins énergétiques des applications thermiques.

Monia Chaabane et al. [215] proposent d'utiliser les matériaux à changement de phase dans le ballon de stockage. Une évaluation par une modélisation CFD est réalisée. Deux modèles numériques ont été proposés, le premier traite le stockage à chaleur sensible et le second porte sur le stockage à chaleur latente. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation des matériaux à changement de phase améliore le comportement des ballons de stockage (augmentation du stockage de la chaleur et réduction des pertes thermiques).

Behrooz M. Ziapour et Azad Aghamiri [216] proposent une simulation numérique d'un chauffe-eau solaire à stockage intégré afin d'augmenter les performances thermiques de ce dernier.

L'effet de la position de l'appoint dans le ballon de stockage sur la stratification thermique est étudié par Marie Swiatek et al. [217]. Les résultats obtenus montrent qu'une stratification optimale est obtenue par un chauffage du ballon au milieu avec l'utilisation des plateaux de stratification plus courts. L'augmentation de la stratification est proportionnelle à celle du flux de chaleur et à la diminution de l'angle d'inclinaison du système.

Rakesh Kumar et Marc A. Rosen [218] ont étudié la possibilité d'augmenter les performances de ces systèmes particulièrement pendant la nuit. Un deuxième réservoir de stockage (non exposé au rayonnement solaire) est couplé avec celui exposé au soleil. Les résultats montrent qu'un rapport de volume de 7/3 entre les deux réservoirs est

optimal. La température maximale de l'eau et l'efficacité sont élevées comparativement à un chauffe-eau solaire conventionnel (équipé d'un seul réservoir de stockage).

C. Garnier et al. [219] ont étudié la température de stratification dans les chauffe-eau solaires à stockage intégré. Un système de forme rectangulaire comportant le collecteur solaire et le réservoir de stockage a été optimisé. Le modèle proposé permet de calculer la variation de température de l'eau dans différentes positions (température de stratification). Une bonne concordance est obtenue entre les résultats de simulation et les données expérimentales.

## IV.2. Systèmes solaire actifs de chauffage de l'eau

Contrairement aux systèmes passifs étudiés dans la section précédente, les systèmes solaires actifs utilisent une pompe ou un ventilateur pour la circulation de l'eau ou de l'air et l'évacuation de la chaleur extraite des collecteurs solaires vers le réservoir de stockage. Ces systèmes présentent un coût d'installation plus élevé que les systèmes passifs et ils sont moins efficaces en cas d'utilisation d'antigel. Un autre inconvénient de ces systèmes est l'exigence d'un espace pour placer les ballons de stockage [8]. Il existe différents systèmes solaires actifs à savoir les systèmes à circulation directe et les systèmes à circulation indirecte, les pompes à chaleur, les systèmes de chauffage de l'air et les systèmes de chauffage des piscines [8].

### IV.2.1. Systèmes à circulations directe et à circulations indirecte

Les systèmes à circulation directe (figure IV.4) utilisent une pompe pour faire circuler l'eau entre le réservoir de stockage et les collecteurs solaires. La pompe est souvent actionnée par un système de régulation qui fonctionne par la différence de température entre le réservoir de stockage et la sortie du collecteur solaire. L'eau est injectée directement dans le réservoir de stockage. En cas d'insuffisance ou absence du rayonnement solaire, un appoint thermique ou électrique placé à la partie supérieure du réservoir de stockage est utilisé. Ces systèmes sont utilisés dans les climats à température positive, l'emploi d'antigel est difficile [8].

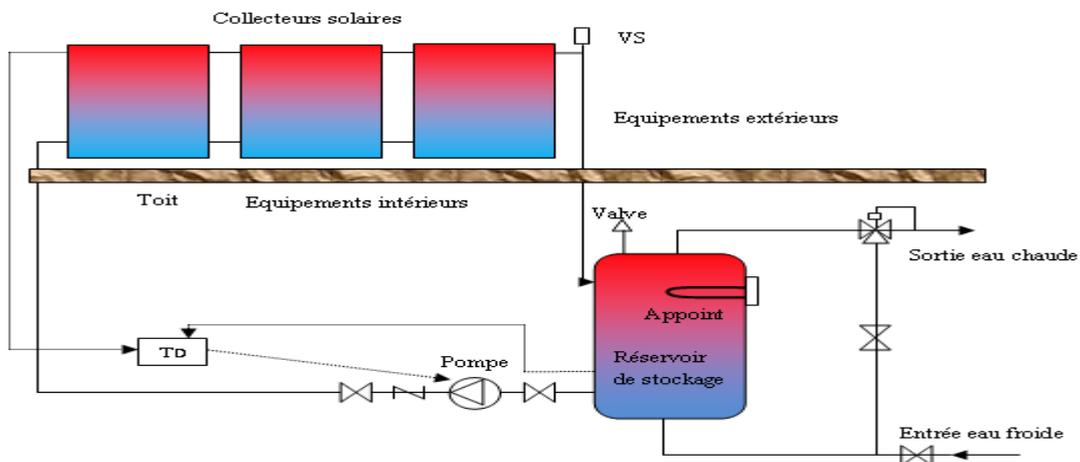
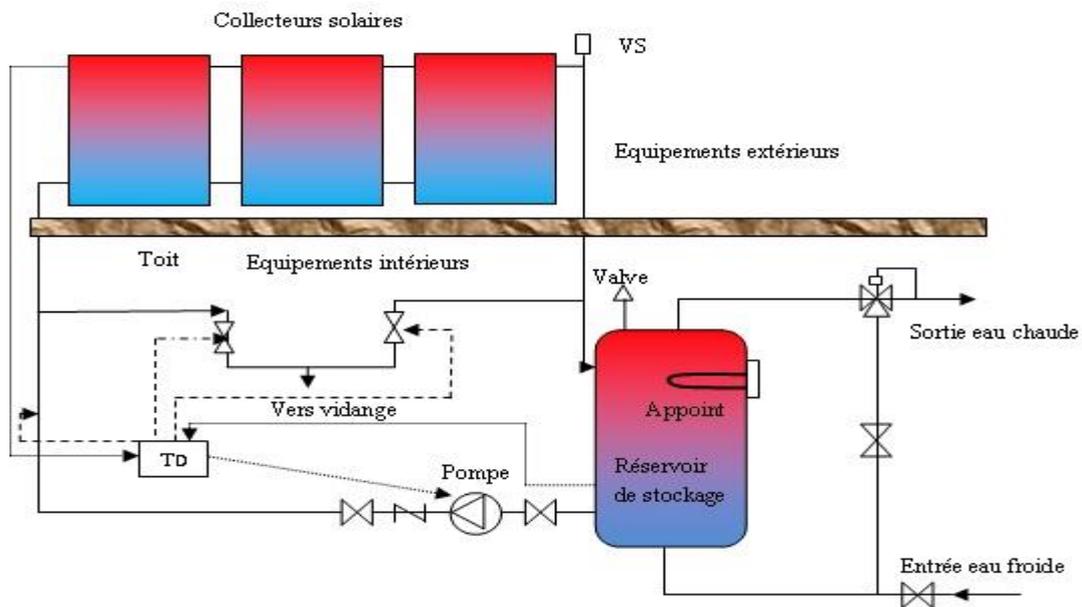


Figure IV.4. Système de chauffage d'eau solaire à circulation directe [8]

Dans un système à circulation indirecte (figure IV.5), l'échange de chaleur entre l'eau en provenance du collecteur et celle du réservoir de stockage se fait par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Ces systèmes offrent la possibilité de l'utilisation d'un antigel pour protéger le circuit ainsi que l'emploi des fluides à capacité thermique élevée (autre que l'eau) dans les circuits primaires afin d'augmenter la récupération de la chaleur. Leurs inconvénients sont l'augmentation de la perte de chaleur au niveau de l'échangeur de chaleur ce qui pénalise le rendement ainsi que l'utilisation de plusieurs pompes de circulations de l'eau (pompes circuits primaires et secondaires).



**Figure IV.5. Système de chauffe-eau solaire à circulation indirecte**

Kévin Johannes [73] dans son étude a classifié les systèmes d'eau chaude sanitaire en trois catégories, les installations solaires collectives centralisées, à production solaire centralisée avec appoint individualisé et les installations solaires collectives décentralisées.

L'amélioration des performances de ces systèmes solaires a fait l'objet de plusieurs études.

Mohammad Ali Fazilati et Ali Akbar Alemrajabi [220] ont expérimentalement étudié l'influence de l'utilisation des matériaux à changement de phase sur un chauffe-eau solaire à eau. Les résultats obtenus montrent une augmentation de la densité de stockage de 39 % par rapport au cas conventionnel. Le rendement exergetique est augmenté jusqu'à 16% avec un supplément de fourniture de l'eau de 25% aux conditions désirées (température de l'eau de 80°C). Une amélioration de la stratification thermique a également été observée dans le réservoir de stockage.

Christopher J. Koroneos et Evanthia A. Nanaki [221] ont étudié l'impact du cycle de vie environnemental sur l'évaluation d'un chauffe-eau solaire de 4 m<sup>2</sup> et un ballon de stockage de 200 l sous le climat de la ville Thessaloniki située au Nord de la Grèce. Les résultats montrent que ce système peut fournir 1702 kWh par an avec une fraction solaire de 58.5%. L'étude économique du système montre que des économies estimées à 4280.0 € sont atteintes pendant le cycle de vie de ce système avec un temps d'amortissement de 5 ans.

Kamyar Tanha et al. [222] ont étudié les performances énergétiques de deux chauffe-eau solaires alimentant deux maisons. Le premier système est équipé d'un collecteur solaire thermique plan couplé avec une chaudière à gaz et une unité de récupération de la chaleur. Le second est équipé d'un collecteur solaire à tubes sous vide, un réservoir électrique et une unité de récupération. Les deux chauffe-eau solaires à collecteur plan et à tubes sous vide produisent respectivement une énergie thermique annuelle de 2038 kWh et de 1383 kWh. Les résultats expérimentaux ont montré qu'il est possible d'obtenir une récupération de chaleur annuelle de 789 kWh avec une efficacité globale d'environ 50%. Cette efficacité diminue avec la diminution du rayonnement solaire et de la température de l'air extérieur.

Kaichun Li et al. [223] ont étudié numériquement la performance d'un système solaire équipé de tubes éclipiques. Le débit et la performance du transfert de chaleur sont optimisés pour différents niveaux de températures initiales. Les résultats obtenus indiquent que la distribution de la température est identique sur l'axe transversal du tuyau, alors que les profils de vitesse changent.

Un nouveau système solaire est étudié expérimentalement par Yuechao Deng et al. [224]. Les rendements thermiques journaliers obtenus sont plus élevés que ceux des systèmes conventionnels.

#### **IV.2.2. Chauffes-eau solaires à air**

Dans ces systèmes, l'air circule dans les collecteurs solaires pour récupérer la chaleur absorbée. Un échangeur de chaleur air/eau est utilisé pour transférer la chaleur de l'air vers l'eau qui sera stockée dans le réservoir de stockage (figure IV.6) [8].

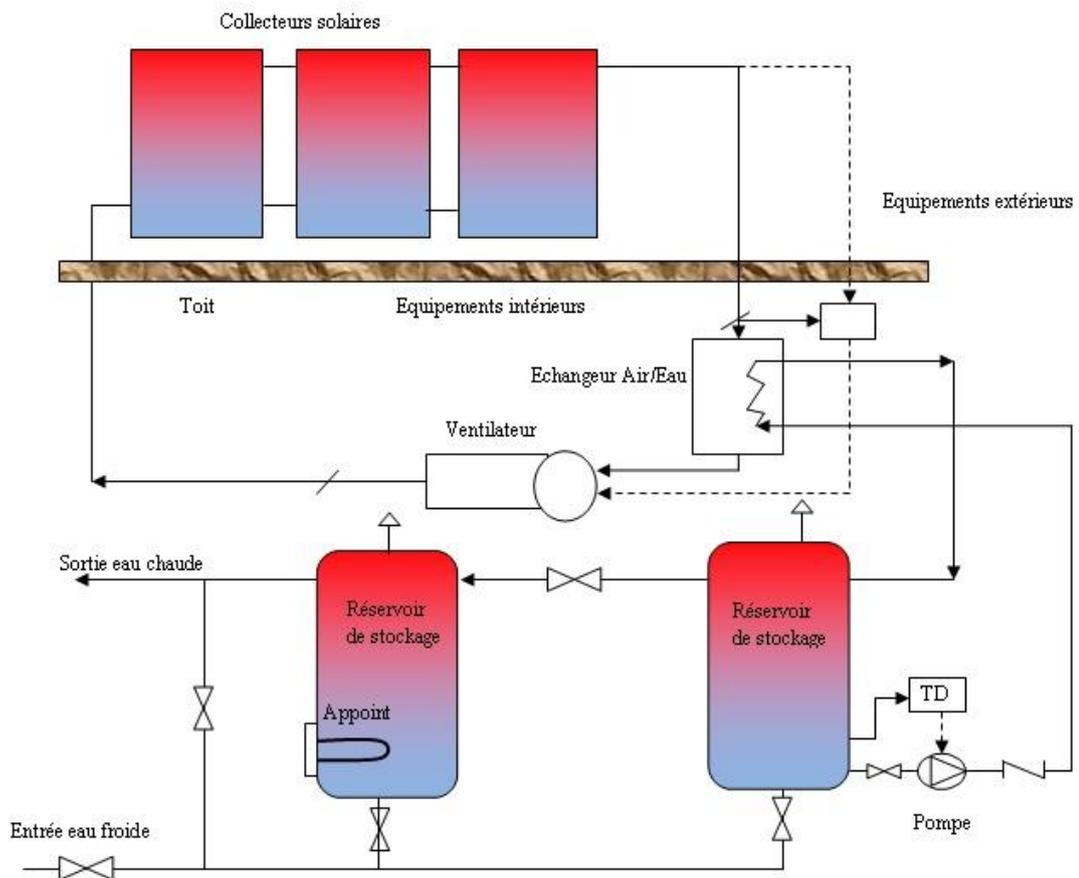
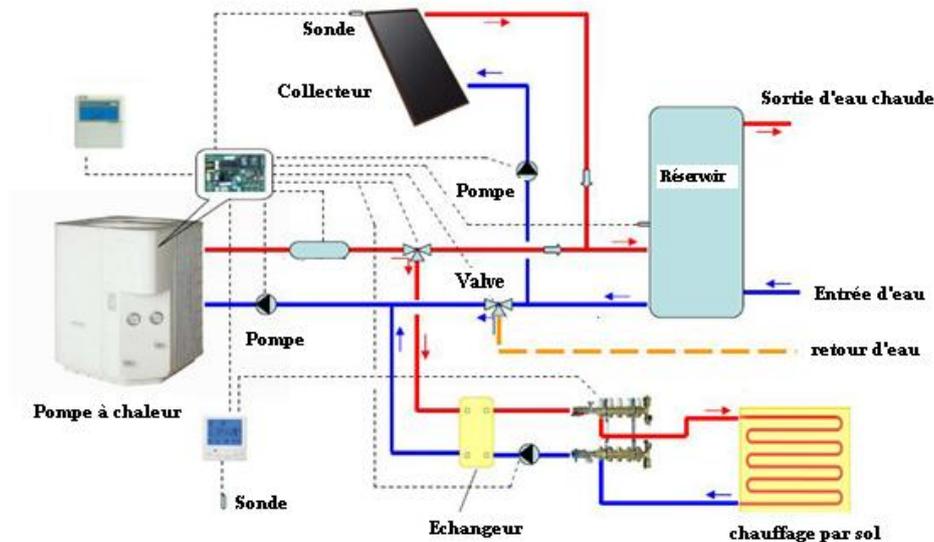


Figure IV.6. Système de chauffe-eau solaire à air [8]

### IV.2.3. Chauffe-eau solaire à pompe à chaleur solaire

Une pompe à chaleur (PAC) est une installation qui permet de transférer une quantité de chaleur d'une source froide vers une autre source chaude [8]. Selon le sens du flux, deux utilisations sont possibles, soit pour augmenter la température d'une source chaude, la pompe a alors le rôle d'un système de chauffage, ou bien pour abaisser la température d'une source froide, la pompe dans ce cas a le rôle d'un système frigorifique.

Les pompes à chaleur sont utilisées dans de nombreuses installations telles que les réfrigérateurs, les climatiseurs et les systèmes de chauffage d'habitation. La figure IV.7 illustre un couplage d'une pompe à chaleur avec une installation de collecteur solaire. La pompe à chaleur extrait la chaleur du réservoir de stockage qui sera utilisée pour le chauffage.



**Figure IV.7. Système solaire avec pompe à chaleur [225]**

Différentes recherches ont été conduites pour améliorer l'intégration et l'utilisation des pompes à chaleur.

M. Shan et al. [226] ont étudié une maison passive qui intègre un système solaire actif et une pompe à chaleur air-eau pour le chauffage de l'eau. Les résultats obtenus montrent que ces systèmes présentent un bon fonctionnement en hiver et permettent de satisfaire les besoins en chauffage et de préserver le confort thermique.

ShilinQu et al. [227] ont conçu et étudié une pompe à chaleur solaire couplée avec deux réservoirs à stockage latent. Les résultats obtenus montrent que l'efficacité du système a augmenté jusqu'à 50% avec l'utilisation du stockage latent avec un COP estimé à 10.03 et supérieur d'environ 3.5 fois comparé à un système qui utilise le stockage sensible. Le rendement de l'installation a augmenté de 0.64 à 0.96.

Xiaolin Sun et al. [228] ont comparé les performances de deux pompes à chaleur, une avec détente directe et l'autre conventionnelle pour la production de l'eau chaude sanitaire. L'influence des conditions de fonctionnement sur les performances des deux systèmes a été analysée. Les résultats montrent que la pompe à chaleur à détente directe est plus performante que la conventionnelle.

John Rekstad et al. [229] ont comparé les performances de deux maisons passives, la première est équipée d'un système de chauffage solaire et la seconde est dotée d'une pompe à chaleur air-eau. Les résultats montrent qu'un supplément d'énergie de 15-20% est nécessaire pour couvrir les besoins en eau chaude sanitaire et le chauffage dans le cas de l'utilisation d'une pompe à chaleur.

Wei He et al. [230] ont étudié expérimentalement et théoriquement les performances d'un système solaire à pompe à chaleur intégrée dans une façade. Le modèle élaboré permet de déterminer les performances du système avec une précision acceptable. Le rendement thermique estimé à 71 % est obtenu avec un coefficient de performance de 6.14 (valeur moyenne de 4.93).

Xiaolin Sun et al. [231] ont étudié expérimentalement un nouveau concept de collecteur/évaporateur avec un canal optimisé utilisé dans les pompes à chaleur solaires à détente directe pour le chauffage de l'eau. De meilleures propriétés thermiques sont obtenues et la performance du système est améliorée par l'utilisation de ce dispositif. De plus des augmentations de 14.6 % des performances du système et de 17.3 % de la capacité de chauffage sont obtenues.

G. Panaras et al. [232] proposent une méthode pour l'évaluation de la performance des systèmes d'eau chaude solaire combinés à une pompe à chaleur, basée sur la méthode du système du test dynamique (STD) pour les systèmes solaires thermiques.

#### **IV.2.4. Système solaire de chauffage des piscines**

Dans ces systèmes, la piscine constitue le réservoir de stockage. Les collecteurs solaires sont servis par la pompe de la piscine lorsque l'énergie solaire est disponible actionnée par un système de régulation (figure IV.8) [8].



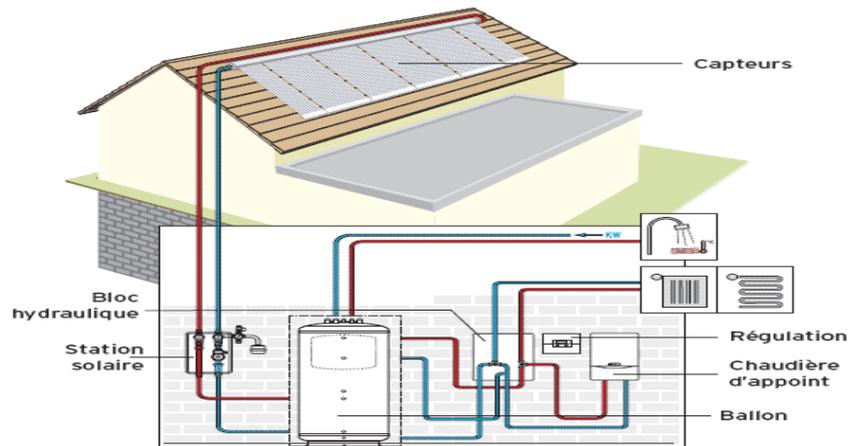
**Figure IV.8. Piscine chauffée par l'énergie solaire [233]**

#### **IV.3. Chauffage et climatisation solaire**

Ces systèmes utilisent le même principe que les installations solaires décrites précédemment. Dans certains cas, ces installations peuvent satisfaire simultanément les besoins en eau chaude sanitaire, la climatisation et le chauffage. Les fluides qui véhiculent l'énergie solaire thermique, couramment utilisés, sont l'eau (avec parfois de l'antigel) et l'air. Un système d'appoint est souvent nécessaire pour satisfaire les besoins variables des bâtiments à chauffer ou à climatiser [8].

### IV.3.1. Systèmes solaires pour le chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire

Connus sous le nom de systèmes combinés, ils utilisent l'énergie solaire pour satisfaire les besoins en chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire. Le réservoir de stockage (réservoir de stockage combiné) est utilisé pour couvrir les demandes en eau chaude sanitaire et en chauffage. Ce dernier est équipé d'un échangeur de chaleur immergé dans le ballon de stockage (figure IV.9).



**Figure IV.9. Système solaire combiné pour le chauffage et la production d'eau sanitaire [234]**

Dans le but d'améliorer la production et la performance de ces systèmes solaires, différentes recherches ont été conduites.

Magdalena Lundh et al. [235] ont étudié l'influence des dimensions du réservoir de stockage et du volume auxiliaire sur les performances d'un système solaire combiné. Les simulations sont réalisées par le logiciel TRNSYS. Les résultats obtenus montrent qu'un réservoir de stockage de  $4 \text{ m}^3$  et une surface de captage de  $30 \text{ m}^2$  peuvent satisfaire les besoins de chauffage. Les auteurs montrent qu'un rapport de hauteur-diamètre de 2 à 4 est optimal pour un maximum d'énergie stockée.

P.D. Lund [236] a étudié le dimensionnement et l'application optimale d'un système solaire combiné. Un modèle d'analyse quotidienne pour prédire la performance moyenne annuelle du système est utilisé avec une précision acceptable ( $\pm 10\%$ ). Les résultats montrent que pour les vieilles constructions, la surface des collecteurs solaires peut être augmentée pour obtenir des fractions solaires plus élevées de 20 à 30 % (augmentation justifiée économiquement), alors que pour les nouveaux bâtiments à basse consommation d'énergie, une augmentation du réservoir de stockage et de la surface des collecteurs au-delà des normes utilisées, n'est pas justifiée économiquement.

S. Rasoul Asaee et V. Ismet Ugursal [237] ont effectué une étude préliminaire sur le potentiel de la production des systèmes solaires combinés installés dans les maisons

canadiennes. Un système combiné est étudié sous le logiciel TRNSYS 17.1 pour quatre climats canadiens. Il a été noté que les systèmes solaires combinés peuvent fournir une fraction satisfaisante pour les applications résidentielles (chauffage, climatisation, eau chaude sanitaire). Pour une augmentation de la fraction solaire, ils proposent un accroissement de la surface des collecteurs solaires et une optimisation du volume de stockage.

Chris Bales et Thomas Persson [238] ont étudié un système solaire combiné sous différents modes de contrôle afin de déterminer le mieux adapté. Sept systèmes ont été étudiés par le logiciel PRESIM/TRNSYS.

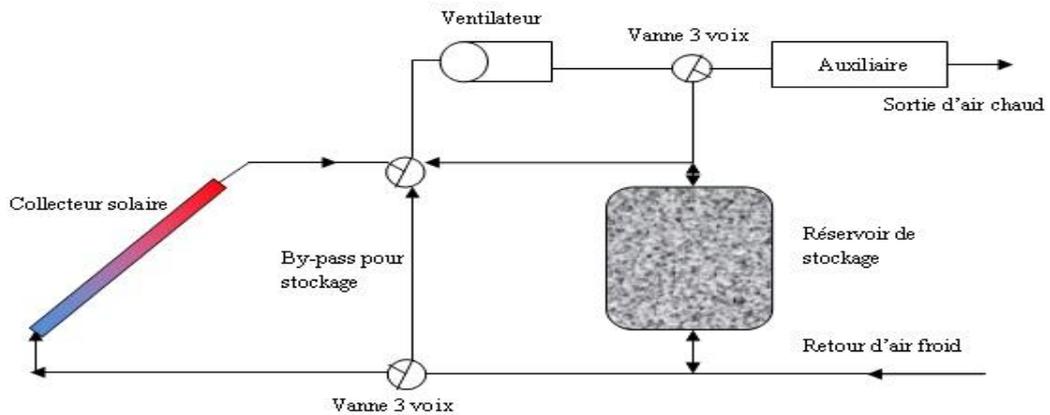
M. Missoum et al. [239] ont étudié avec le logiciel TRNSYS les performances énergétiques d'un système solaire combiné intégré pour produire l'eau chaude sanitaire et alimenter le circuit de chauffage dans une maison rurale à Chlef. L'étude est menée sur deux maisons une conventionnelle et l'autre dotée d'une isolation renforcée et équipée d'un double vitrage. Les résultats obtenus montrent qu'une fraction solaire supérieure à 52 % est obtenue pour le second cas.

L'optimisation d'un système solaire combiné pour minimiser le coût du cycle de vie, l'énergie utilisée et l'exergie détruite est abordée par J. Hin et R. Zmeureanu [240]. Une réduction de 19 %, 34 %, et de 33 % respectivement pour le cycle de vie, la consommation énergétique et l'exergie est obtenue. L'amortissement reste élevé (entre 5.8 à 6.6 ans).

Ulrike Jordan et Klaus Vajen [241] ont étudié à l'aide du logiciel TRNSYS l'influence du profil de la consommation de l'eau chaude sanitaire sur la fraction énergétique du système solaire combiné. Les auteurs ont montré que le profil et la durée de soutirage influent considérablement sur le choix du réservoir de stockage et sur la stratification thermique.

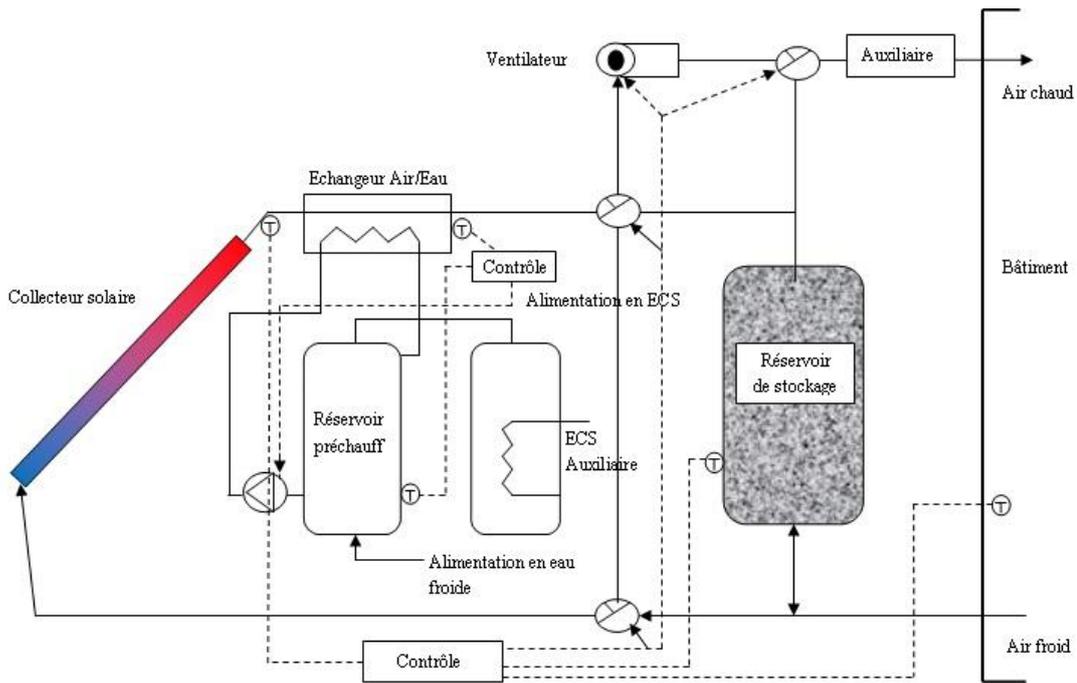
### **IV.3.2. Système de chauffage à air**

L'air utilisé comme fluide caloporteur est chauffé dans le collecteur solaire puis transféré par des ventilateurs vers un réservoir de stockage rempli de cailloux. Dans ces systèmes (figure IV.10), le stockage et l'extraction de la chaleur n'est pas possible simultanément. Un système de chauffage auxiliaire doit être prévu pour couvrir les besoins en chauffage dans le cas d'insuffisance de production d'énergie par voie solaire. Pendant la matinée et pour une production thermique élevée des collecteurs solaires, une partie de l'air chauffé est utilisée directement et l'autre est stockée. Pendant la nuit, le réservoir de stockage assure le chauffage des locaux [8].



**Figure IV.10. Schéma descriptif d'un système solaire à air [8]**

Une autre configuration de ces systèmes peut être envisagée (figure IV.11). Avant son injection dans le ballon de stockage, l'air passe dans un échangeur de chaleur air-eau. La chaleur extraite par l'eau est stockée dans un réservoir de stockage à eau, puis utilisée pour les besoins sanitaires.



**Figure IV.11. Schéma d'un système solaire à air avec production de l'eau sanitaire**

De nombreuses recherches ont été réalisées pour améliorer ces systèmes.

Zhi Yu et al. [242] ont étudié expérimentalement et théoriquement un système de chauffage à air hybride passif et actif, en Chine. Les résultats montrent que les meilleures stratégies sont l'utilisation d'un chauffage solaire passif pour les espaces Sud et d'un chauffage solaire actif pour les espaces Nord (efficacité moyenne de 50 % avec un COP électrique de 21.6). Les fractions solaires des systèmes solaires obtenues par

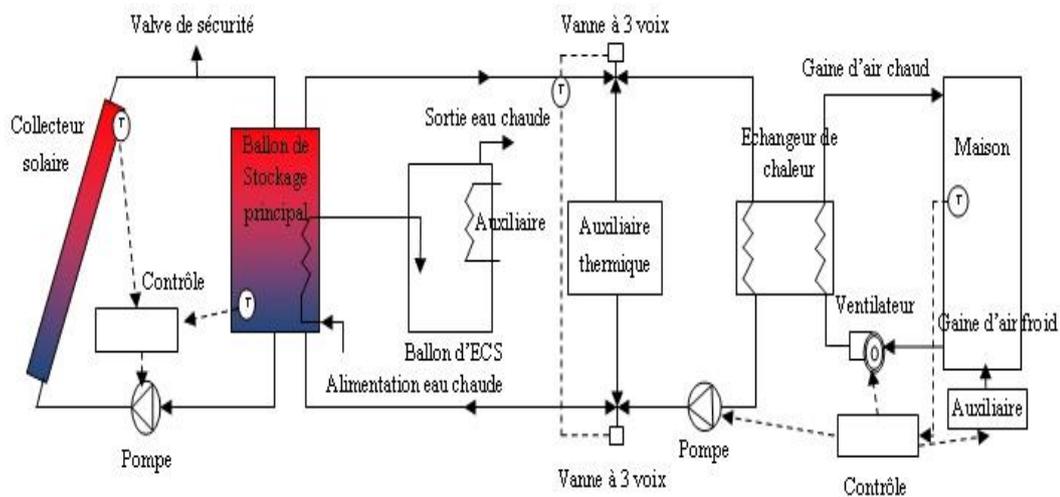
L'utilisation du logiciel TRNSYS sont de 39.5% et 69% respectivement pour les villes Hefei et Nyingchi (caractérisée par un niveau élevé d'ensoleillement).

L'utilisation de matériaux à changement de phase dans les unités de stockage d'un système de chauffage a été examinée par Karthikeyan et al. [243]. L'étude paramétrique réalisée par les auteurs montre que le transfert de chaleur dans le ballon de stockage est influencé par la taille de la capsule du matériau à changement de phase, la température d'entrée du fluide et le débit massique du fluide caloporteur. L'augmentation de ces paramètres réduit la taille du ballon de stockage.

Silvina Mariana González et al. [244] ont mené une étude théorique et expérimentale sur un collecteur à air by-pass. Le prototype étudié se compose d'un collecteur solaire de 2 m<sup>2</sup> de surface et une hauteur du canal de 0.025 m. Un modèle numérique est proposé et validé par les résultats expérimentaux.

### IV.3.3. Systèmes solaires de chauffage utilisant l'eau

Les collecteurs thermiques à eau peuvent être utilisés pour le chauffage des habitations. Deux configurations sont possibles, soit l'utilisation d'un ballon de stockage ou bien l'emploi de pompes de chaleur (figure IV.12, IV.13). Ces systèmes utilisent le même principe que les systèmes solaires combinés [8].



**Figure IV.12. Système solaire à eau employé pour le chauffage des bâtiments et la production de l'eau chaude sanitaire [8].**

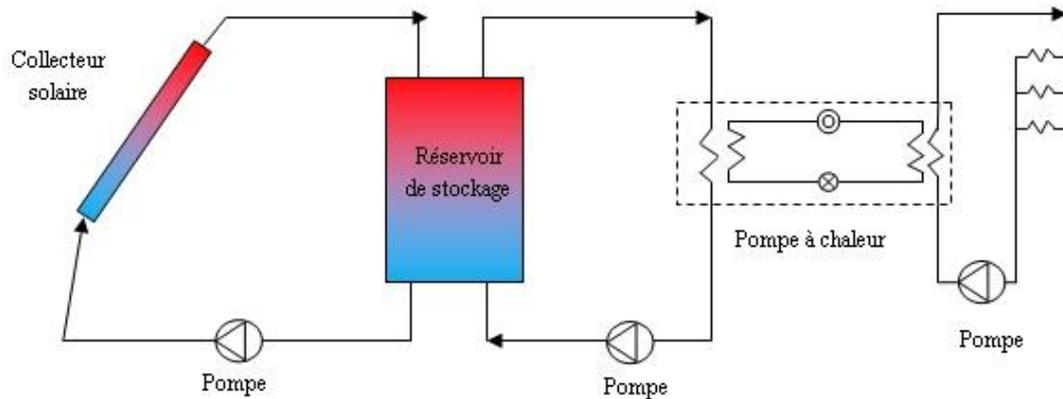


Figure IV.13. Système solaire de chauffage avec pompe à chaleur [8].

#### IV.3.4. Rafrâichissement solaire

Lorsque les systèmes solaires de rafraîchissement passif ne peuvent pas satisfaire les besoins de rafraîchissement, les systèmes solaires actifs sont une alternative intéressante. Les systèmes à compression mécanique sont largement utilisés pour la production du froid, (près de 90% du marché mondial). Ils permettent d'atteindre un coefficient de performance de 5. Néanmoins ils présentent l'inconvénient majeur d'utiliser l'énergie électrique. Une alternative très intéressante à ces systèmes est les systèmes à compression thermique. L'idée est de remplacer le compresseur mécanique de l'installation frigorifique par un compresseur thermique alimenté par une source thermique. Il peut s'agir d'un rejet de chaleur, d'un générateur thermique ou de l'énergie solaire [245].

Parmi les systèmes employés dans le rafraîchissement solaire actif on retrouve, les machines à absorption, les machines à adsorption et la dessiccation solaire.

##### IV.3.4.1. Systèmes solaires à absorption

Les systèmes à absorption ont été développés pour la première fois par Ferdinand Carré en 1859 [245]. Ils fonctionnent avec un couple, un absorbant et un fluide frigorigène. L'auteur [245] a utilisé pour son installation le couple  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  (fluide frigorigène/ absorbant). Par la suite, beaucoup de couples ont été utilisés tels que le couple  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  souvent employé dans la climatisation des bâtiments. En 1945, la compagnie Américaine Carré a introduit la première installation à absorption à simple effet à l'échelle commerciale. Cette technologie a été adaptée et développée au Japon, qui en 1964 introduit la machine à absorption à double effets par la compagnie Kawasaki Heavy Industry Co. [245].

Le principe de fonctionnement d'une installation à absorption à simple effet est identique à celui d'une installation à compression mécanique à l'exception du remplacement du compresseur électrique par un compresseur thermique. Les composants principaux sont, un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur thermique, un détendeur et une pompe (figure IV.14) [8]. La solution à basse

pression (1) quitte l'absorbeur avec une concentration en fluide frigorigène élevée appelée solution riche, vers le générateur où elle passe par une pompe afin d'augmenter sa pression (2). Cette solution traverse un échangeur de chaleur (3) afin de récupérer la chaleur de la solution pauvre qui retourne au générateur thermique (5). Dans ce dernier, la solution riche est chauffée par une source thermique externe  $Q_G$  où se produit la séparation entre le fluide frigorigène et l'absorbeur (réaction endothermique). La solution pauvre en fluide frigorigène à la sortie du générateur (4) est passée par un échangeur de chaleur afin de restituer une partie de sa chaleur à la solution riche ensuite à travers un détendeur pour abaisser sa pression (5-6) pour être injectée dans l'absorbeur (6). Le fluide frigorigène libéré par la solution riche est condensé dans le condenseur (7-8) puis détendu dans le détendeur (8-9) ensuite évaporé dans l'évaporateur où il absorbe la quantité de chaleur ( $Q_E$ ) du milieu à refroidir. Selon le taux d'évaporation dans l'évaporateur, une quantité du fluide frigorigène quitte ce dernier, sous forme de vapeur (10) et une quantité sous forme de liquide (11). Dans l'absorbeur, le fluide frigorigène venant de l'évaporateur est absorbé par la solution pauvre par une réaction exothermique ( $Q_A$ ) [8].

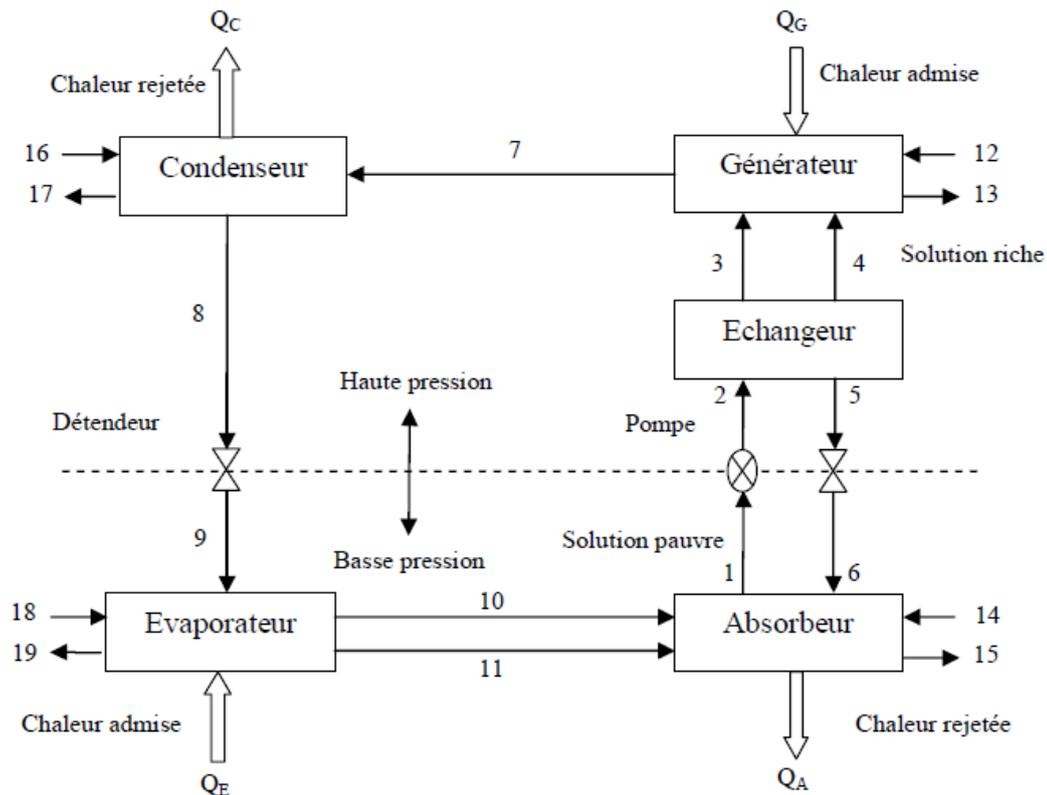
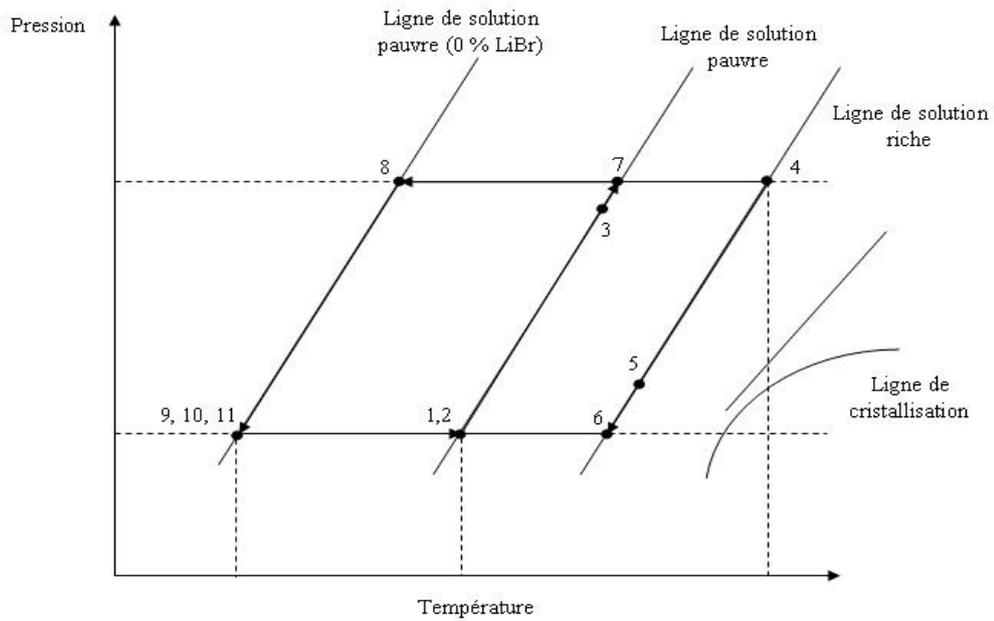


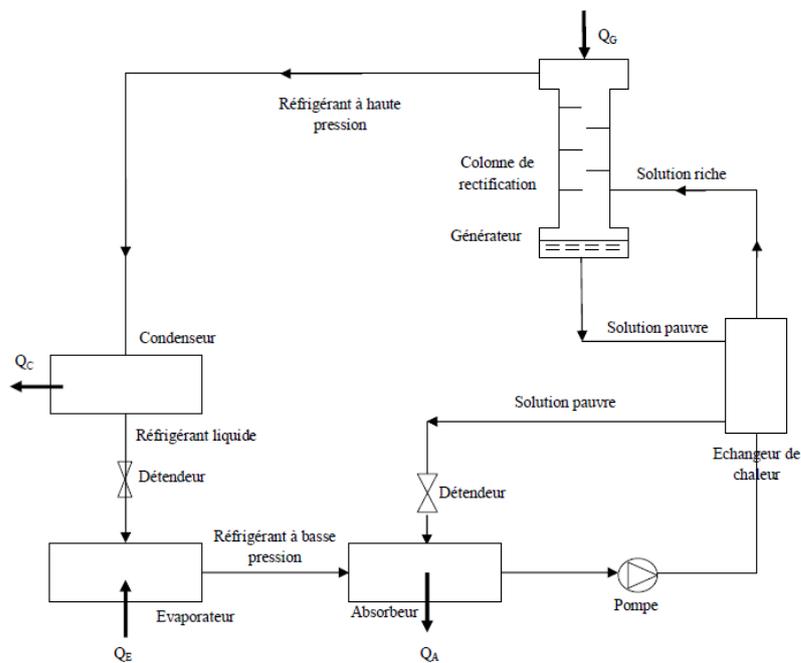
Figure IV.14. Schéma descriptif d'un système à absorption à simple effet [8]

Le cycle à absorption à simple effet (LiBr/H<sub>2</sub>O) est représenté sur la figure IV.15.



**Figure IV.15. Diagramme pression- température du cycle frigorifique à simple effet [8].**

Une colonne de rectification est montée à la sortie du générateur dans les installations à absorption afin de récupérer la quantité d'eau qui s'évapore avec le fluide frigorigène (figure IV.16).



**Figure IV.16. Machine à absorption équipée d'une colonne de rectification [8]**

Afin d'établir le bilan de l'installation à absorption, les principes de la conservation de la masse, les premier et second principes de la thermodynamique sont appliqués [8].

Les équations de conservation de la masse donnent [8]:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_0 = 0 \quad (\text{IV.1})$$

$$\sum (\dot{m} \cdot X)_i - \sum (\dot{m} \cdot X)_0 = 0 \quad (\text{IV.2})$$

Avec :

$\dot{m}$  : Débit massique,

$X$ : Concentration massique de la solution.

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à cette installation donne [8]:

$$\sum (\dot{m} \cdot E)_i - \sum (\dot{m} \cdot E)_0 + [\sum Q_i - \sum Q_0] + W = 0 \quad (\text{IV.3})$$

L'application des deux principes conduit à [8]:

1- pompe

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, X_1 = X_2 \text{ et } W = \dot{m}_2 E_2 - \dot{m}_1 E_1 \quad (\text{IV.4})$$

2- dans l'échangeur de chaleur

$$\begin{cases} \dot{m}_2 = \dot{m}_3, X_2 = X_3 \\ \dot{m}_4 = \dot{m}_5, X_4 = X_5 \end{cases} \text{ et } \dot{m}_2 E_2 + \dot{m}_4 E_4 = \dot{m}_3 E_3 + \dot{m}_5 E_5 \quad (\text{IV.5})$$

3- détenteur côté générateur

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6, X_5 = X_6 \text{ et } E_5 = E_6 \quad (\text{IV.6})$$

4- absorbeur

$$\begin{cases} \dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \\ \dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{10} X_{10} + \dot{m}_{11} X_{11} \end{cases} \text{ et } Q_A = \dot{m}_6 E_6 + \dot{m}_{10} E_{10} + \dot{m}_{11} E_{11} - \dot{m}_1 E_1 \quad (\text{IV.7})$$

5- générateur

$$\begin{cases} \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \\ \dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_7 X_7 \end{cases} \text{ et } Q_G = \dot{m}_4 E_4 + \dot{m}_7 E_7 - \dot{m}_3 E_3 \quad (\text{IV.8})$$

6- condenseur

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, X_7 = X_8 \text{ et } Q_C = \dot{m}_7 E_7 - \dot{m}_8 E_8 \quad (\text{IV.9})$$

7- détenteur côté réfrigérant

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, X_8 = X_9 \text{ et } E_8 = E_9 \quad (\text{IV.10})$$

8- évaporateur

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}, X_9 = X_{10} \text{ et } Q_E = \dot{m}_{10}E_{10} + \dot{m}_{11}E_{11} - \dot{m}_9E_9 \quad (\text{IV.11})$$

Les performances énergétiques de l'installation sont évaluées par le coefficient de performance  $COP_{\text{froid}}$ , donné par la relation [8]:

$$COP_{\text{froid}} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{\dot{m}_{10}E_{10} + \dot{m}_{11}E_{11} - \dot{m}_9E_9}{\dot{m}_4E_4 + \dot{m}_7E_7 - \dot{m}_3E_3} = \frac{\dot{m}_{18}(E_{18} - E_{19})}{\dot{m}_{12}(E_{12} - E_{13})} \quad (\text{IV.12})$$

Un autre coefficient de performance appelé coefficient de performance du chauffage  $COP_{\text{chauff}}$  peut être utilisé [8]:

$$\begin{aligned} COP_{\text{chauff}} &= \frac{Q_c + Q_A}{Q_G} = \frac{(\dot{m}_7E_7 - \dot{m}_8E_8) + (\dot{m}_6E_6 + \dot{m}_{10}E_{10} + \dot{m}_{11}E_{11} - \dot{m}_1E_1)}{\dot{m}_4E_4 + \dot{m}_7E_7 - \dot{m}_3E_3} \\ &= \frac{\dot{m}_{16}(E_{17} - E_{16}) + \dot{m}_{14}(E_{15} - E_{14})}{\dot{m}_{12}(E_{12} - E_{13})} \end{aligned} \quad (\text{IV.13})$$

Les deux coefficients de performances sont reliés selon [8]:

$$COP_{\text{chauff}} = 1 + COP_{\text{froid}} \quad (\text{IV.14})$$

Pour avoir des températures d'évaporation trop basses, les installations à absorption à double effets sont employées (figure IV.17). Trois niveaux de compressions, deux générateurs et deux condenseurs sont utilisés.

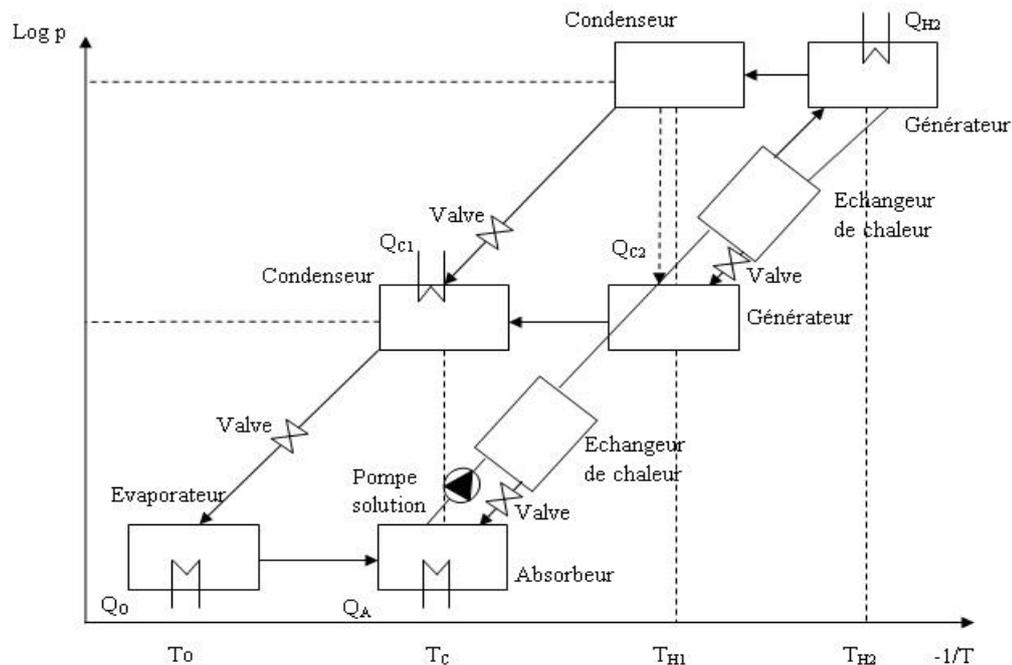


Figure IV.17. Installations frigorifiques à absorption à double effet [245].

Dans notre étude, nous nous limiterons aux installations frigorifiques à absorption simple effet utilisées pour le conditionnement de l'air (figure IV.18) [8].

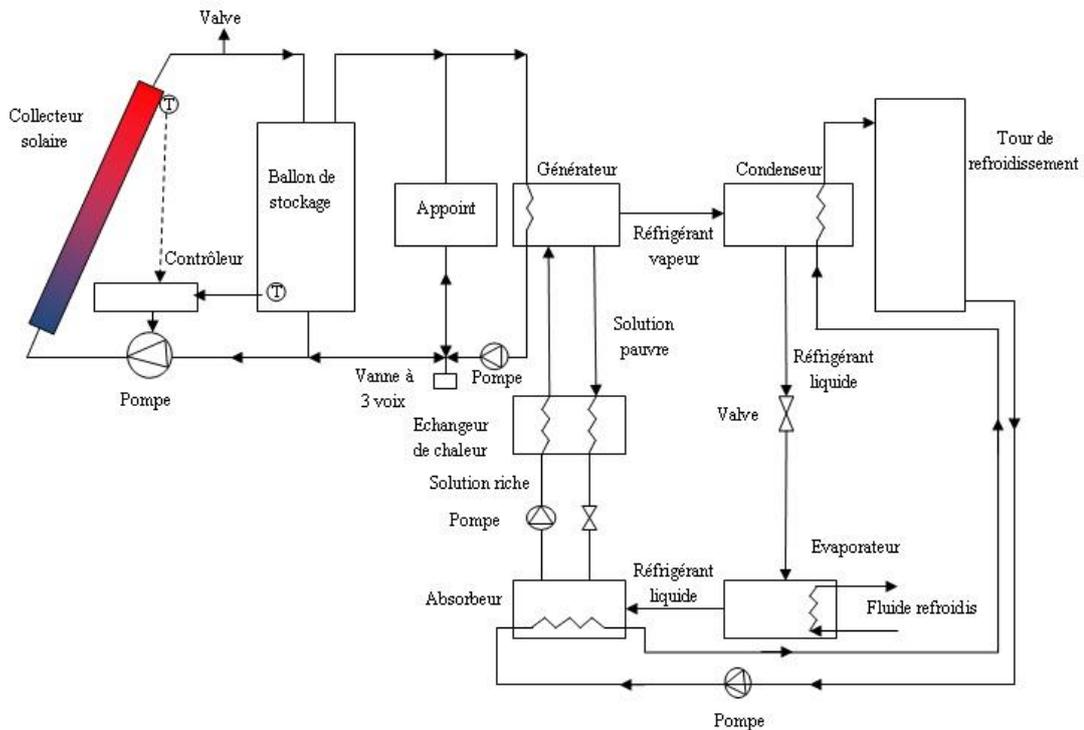


Figure IV.18. Installation frigorifique solaire à absorption [8]

#### IV.3.4.2. Systèmes frigorifiques à adsorption

Ces machines frigorifiques utilisent un adsorbant solide d'où le nom adsorption. L'installation est composée de deux compartiments. L'adsorbant solide (le silica gel) adsorbe le fluide frigorigène (eau) évaporé dans l'évaporateur à température basse (20 à 30°C) et le résorbe à une température plus élevée (50 à 80 °C). L'inconvénient de ces est le coefficient de performance moins élevé comparé aux systèmes à adsorption (COP entre 0.5 et 0.6), néanmoins l'utilisation de l'eau à des températures moins élevées permet l'utilisation de collecteurs solaires à basse température. L'absence de la pompe de la solution réduit la consommation électrique de ces systèmes par rapport aux installations frigorifiques à absorption. Notons cependant que ces systèmes sont employés pour couvrir uniquement les basses puissances frigorifiques.

#### IV.3.4.3. Systèmes frigorifiques à dessiccation

Les machines frigorifiques à dessiccation représentent une solution intéressante pour la construction durable, du fait que l'énergie utilisée nécessite une basse température (l'air est refroidi à une température entre 16 et 19 °C). Le concept de l'installation à dessiccation a été développé durant les années 1930 par Pennington puis a été par la suite amélioré par Munters durant les années 1960 [245].

Le principe de fonctionnement de la roue de dessiccation (figure IV.19) peut se résumer comme suit [246]:

(1>2) L'air extérieur ou air pulsé (appelé « air de processus ») est aspiré et filtré, puis il traverse la « roue dessicante » ou « roue à dessiccation ». Cet échangeur rotatif contient un produit de sorption solide. L'air est déshumidifié, par conséquent sa température augmente alors que son humidité et sa teneur en eau diminuent.

(2>3) L'air de processus traverse un échangeur de chaleur pour restituer une partie de sa chaleur à l'air aspiré de la chambre (appelé « air de régénération ») relativement froid sans aucun échange d'humidité.

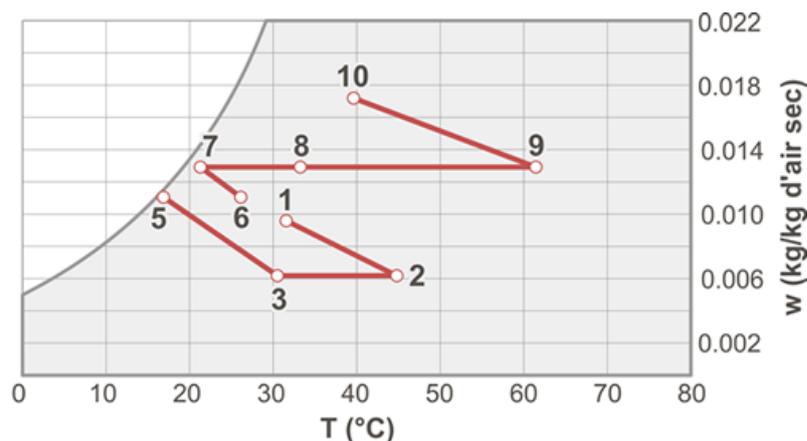
(3>5) L'air de processus est ensuite refroidi par pulvérisation de l'eau et injecté dans la chambre.

(6>7) L'air de régénération est humidifié à la saturation pour augmenter sa capacité à absorber la chaleur.

(7>8) Cet air passe ensuite par un échangeur de chaleur pour refroidir l'air extérieur (2>3).

(8>9) Afin d'augmenter la capacité de l'air de régénération à évaporer l'eau dans la roue, celui-ci est chauffé dans un collecteur solaire à air.

(9>10) Il passe ensuite par la roue et vaporise l'eau extraite de l'air extérieur pour permettre au processus de recommencer.

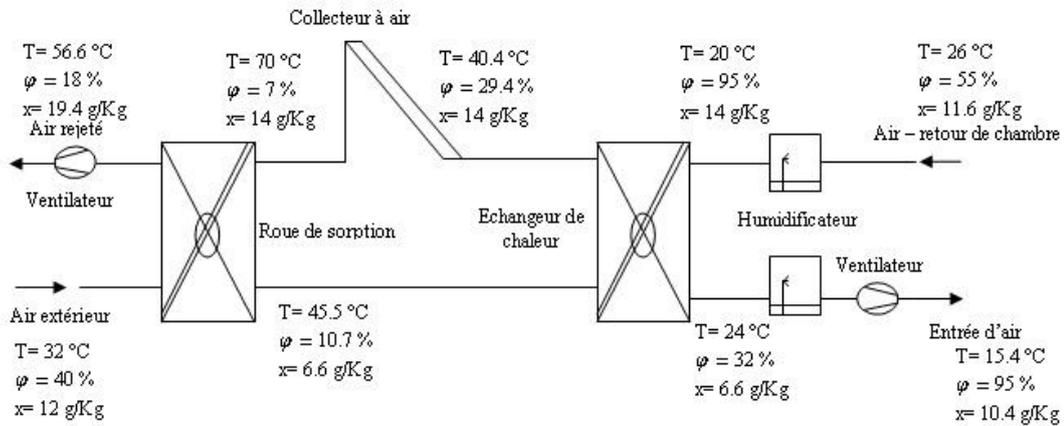


**Figure IV.19.Principe de fonctionnement du refroidissement par dessiccation [246]**

Le COP thermique de l'installation frigorifique à dessiccation est défini par la quantité de froid produite sur la chaleur nécessaire au processus [245]:

$$COP_{thermique} = \frac{q_{froid}}{q_{chaleur}} = \frac{E_{(1)} - E_{(4)}}{E_{(9)} - E_{(8)}} \quad (IV.15)$$

Une installation frigorifique à dessiccation solaire avec différents paramètres de l'air est représentée sur la figure IV.20 [245].



**Figure IV.20. Installation frigorifique à dessiccation solaire avec différents paramètres de l'air**

#### IV.3.4.4. Avancés de la climatisation solaire

Le rafraîchissement solaire a suscité l'intérêt de plusieurs chercheurs. Le principal objectif visé est de remplacer les systèmes conventionnels de production de froid par des systèmes solaires qui offrent la possibilité de produire le froid avec des sources propres et renouvelables. Néanmoins leurs performances sont moindres que celles des systèmes conventionnels.

Mehdi Zeyghami et al. [247] proposent un état de l'art des systèmes de production de froid solaire et des méthodes de rafraîchissement.

Mahmut Sami Buker et al. [248] donnent les développements récents dans les systèmes solaires à dessiccation.

Zhong Bing Liu et al. [249] ont étudié l'utilisation des installations solaires thermomécaniques dans les bâtiments à zéro consommation d'énergie.

Alexandros Arsalis et al. [250] proposent une étude paramétrique et l'analyse du coût d'un système solaire pour le chauffage et le rafraîchissement d'une maison individuelle sous un climat chaud. L'installation proposée (collecteur de surface 70 m<sup>2</sup> et un ballon de stockage de 2000 L) assure l'alimentation d'une maison en eau chaude sanitaire, le chauffage et le refroidissement par un système à absorption à simple effet (LiBr/H<sub>2</sub>O). La fraction solaire mensuelle minimale obtenue est de 0.76.

Xiaoqiang Zhai et al. [251] ont étudié expérimentalement une installation solaire à absorption d'une puissance de 8 kW (4.5 kW de capacité atteinte après 8 h de fonctionnement) alimentée avec des collecteurs solaires sous le climat de Shanghai. Deux modes de refroidissement sont utilisés, par des ventilo-convecteur et une surface radiante. Les résultats montrent que l'utilisation de cette dernière augmente la

production de froid de 23.5 %. L'étude du confort thermique révèle qu'une sensation de confort thermique peut être atteinte par ce type d'installation frigorifique (PMV et PPD respectivement de 0.22 et 5.89).

Corey Blackman et al. [252] ont réalisé une analyse technico-économique de trois installations solaires à Madrid pour le chauffage et le rafraîchissement. La première utilise des panneaux photovoltaïques pour faire fonctionner une installation à compression mécanique et un générateur à gaz pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, la seconde est équipée de panneaux photothermiques avec la fonction d'adsorption intégrée pour la production du froid et la troisième une combinaison des deux systèmes. Il a été observé que la première installation est mieux adaptée au climat chaud, cependant les deuxième et troisième installations conviennent mieux au climat froid.

HaiQuan Sun et al. [253] ont étudié un système hybride solaire/gaz pour le chauffage et un refroidissement à absorption à simple et à double effet d'un bâtiment commercial. Les résultats obtenus montrent que le système hybride permet une économie d'énergie de 49.7% par rapport à un système alimenté par le gaz. En revanche ces systèmes peuvent assurer le chauffage, la climatisation et l'approvisionnement en eau chaude sanitaire pour le cas étudié (hôtel).

Ursula Eicker et al. [254] ont analysé des systèmes solaires de rafraîchissement sous différents climats. L'analyse effectuée sur différentes installations montre que les systèmes à absorption solaire à simple effet peuvent atteindre une fraction solaire de climatisation de 80 % avec un taux d'économie d'énergie primaire entre 30 et 79 % sous tous les climats (sauf le climat humide où la fraction solaire est de 50 %). Les auteurs constatent qu'une augmentation de la surface des collecteurs solaires permet d'atteindre des fractions solaires de 80%.

B. Tashtoush et al. [255] ont étudié à l'aide du logiciel TRNSYS une optimisation du fonctionnement d'un système à éjection solaire (fluide frigorigène utilisé le R134a). Une comparaison entre différents types de collecteurs solaires (plans, sous vide) sous différents paramètres de fonctionnement (angle d'inclinaison, surface, débit du fluide caloporteur) démontre que le collecteur sous vide est le plus performant. Ces derniers peuvent satisfaire les besoins d'une installation solaire à rafraîchissement d'une puissance de 7 kW. Une fraction solaire entre 52 % et 54.2 % est obtenue avec une efficacité supérieure à 32 %. Le COP maximal de l'installation atteint est de 0.547 avec une efficacité du collecteur solaire de 52 % à 92 %.

Sepehr Sanaye et Ahmadreza Sarrafi [256] ont comparé les performances de trois installations solaires, photovoltaïque, hybride PV/T à concentration et avec tubes sous vide pour le chauffage, la climatisation et la production de l'électricité. Il apparaît que l'utilisation de batteries de stockage n'est pas justifiée économiquement du fait que les prix de la vente et de l'achat de l'électricité solaire sont proches. Les collecteurs PV/T à concentration sont les mieux adaptés.

Sorin Bolocan et al. [257] ont développé une installation solaire à absorption à capacité réduite fonctionnant avec le couple  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  en utilisant des micros canaux alimentés en température basse. La simulation numérique est effectuée par l'environnement EES.

Z.Y. Xu et al. [258] ont étudié expérimentalement une machine à absorption à effet variable d'une puissance de 50 kW et utilisant le couple  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  pour la climatisation solaire. Les résultats montrent que le COP de cette installation augmente de 0.69 à 1.08 pour une augmentation de la température de générateur de 95 °C à 120 °C. L'augmentation de la température du circuit de chauffage du générateur et la diminution de celle de refroidissement de l'absorbeur améliorent les performances de l'installation.

Ursula Eicker et al. [259] ont comparé la possibilité de fonctionnement de deux systèmes de rafraîchissement solaire soit, par un système photovoltaïque, soit par un système solaire photothermique. Il a été observé que le gain en énergie primaire pour le rafraîchissement et le chauffage solaire est similaire pour les deux systèmes. Les systèmes solaires thermiques peuvent offrir néanmoins des fractions solaires élevées et des économies d'énergie meilleures sauf si les systèmes solaires photovoltaïques sont raccordés au réseau électrique externe.

#### IV.4. Performances des installations solaires actives

Pour caractériser les performances des installations solaires actives, plusieurs critères sont utilisés. Kévy Johannes [73] proposent:

##### - Le taux de couverture solaire

Le taux de couverture solaire  $f$  caractérise la fraction de l'énergie utile fournie par le système solaire par rapport à la consommation totale.

$$f = \frac{\text{Energie solaire utile}}{\text{Besoins thermiques}} = \frac{\text{Energie solaire utile}}{\text{Energie solaire utile} + \text{Energie d'appoint}} \quad (\%) \quad (\text{IV.16})$$

Le taux de couverture solaire (fraction solaire) doit être corrigé pour prendre en compte la consommation des pompes et organes de régulation. Un autre critère proposé par l'auteur est le taux de couverture corrigé  $f_{\text{corrigé}}$ .

$$f_{\text{corrigé}} = \frac{\text{Energie solaire utile}}{\text{Energie solaire utile} + \text{Energie d'appoint} + \text{Energie des auxiliaires}} \quad (\%) \quad (\text{IV.17})$$

##### - Le taux d'économie

Le taux d'économie  $\tau_{\text{économie}}$  caractérise le pourcentage de l'énergie gagnée par l'utilisation de l'énergie solaire.

$$\tau_{\text{économie}} = \left(1 - \frac{\text{Energie d'appoint avec solaire}}{\text{Energie d'appoint sans solaire}}\right) \times 100 \quad (\%) \quad (\text{IV.18})$$

Similaire au taux de couverture solaire et afin de prendre en compte l'effet de consommations parasites, le taux d'économie étendu est défini par:

$$\tau_{\text{économie étendu}} = \left(1 - \frac{\text{Energie (appoint+auxiliaires) avec solaire}}{\text{Energie (appoint+auxiliaires) sans solaire}}\right) \times 100 \quad (\%) \quad (\text{IV.19})$$

#### - Critère environnemental

Il caractérise la quantité de CO<sub>2</sub> dégagée par l'utilisation de l'appoint. Cette dernière varie en fonction de l'énergie utilisée (tableau IV.1).

Type de combustible	Quantité de CO <sub>2</sub> dégagée kg/kWh consommé
Fioul domestique	0.27
Gaz naturel	0.20
Gasoil	0.26
Electricité	0.68

**Tableau IV.1. Différentes quantités de CO<sub>2</sub> dégagées pour les combustibles utilisés**

### IV.5. Dimensionnement des installations solaires photothermiques et photovoltaïques

Afin de dimensionner les installations photothermiques pour les applications du chauffage, rafraîchissement et production de l'eau chaude sanitaire, des méthodes sont développées, telles que celles basées sur les corrélations et comprennent la méthode de  $\Phi$ , la méthode de  $\Phi$  généralisée, la méthode  $\bar{\Phi}$ , la méthode f-chart. D'autre part, un certain nombre de programmes de simulation détaillés tels que MIN-SUN, SOLCHIPS, WATSUN et TRNSYS largement utilisés pour la conception et l'optimisation des systèmes d'eau chaude solaire est disponible sur le marché. La plupart des études d'optimisation précédentes ont été réalisées grâce à l'optimisation de certains critères comme l'efficacité annuelle, la fraction solaire, le coût du cycle de vie et la période d'amortissement [260].

Dans notre étude, le logiciel TRNSYS sera utilisé pour la simulation et l'optimisation des installations solaires actives.

Les besoins en chauffage et climatisation sont calculés selon la méthode exposée au chapitre II. Les besoins en eau chaude sanitaire sont calculés selon un profil journalier. Nous avons pour notre étude considéré une famille composée de 5 personnes à raison d'une consommation journalière de 45 litres/ personne à une température de 45°C. La température de l'eau chaude sanitaire est gardée à une valeur de 60°C afin d'éliminer tout risque de formation de la légionnelle.

Les besoins en chaleur d'eau chaude sanitaire journalière sont estimés par la relation [8]:

$$D = V \cdot \rho \cdot Cp \cdot (T_{ec} - T_{ep}) \quad (IV.20)$$

Avec :

$D$  : Besoins en eau chaude sanitaire,

$\rho$  : Masse volumique de l'eau,

$T_{ec}$  : Température d'eau chaude sanitaire,

$T_{ep}$  : Température de l'eau du réservoir,

$V$  : Volume d'eau chaude sanitaire nécessaire estimé selon la période de calcul. Sur une période d'un mois,  $V$  est donné par la relation suivante :

$$V = N_{jour} N_{personnes} V_{personne} \quad (IV.21)$$

Avec :

$N_{jour}$  : Nombre de jours,

$N_{personnes}$  : Nombre de personnes,

$V_{personne}$  : Volume pour chaque personne.

Pour le dimensionnement des panneaux photovoltaïques, A. Al-Salaymeh et al. [84] proposent la méthode suivante :

Pour un besoin électrique journalier, 20% de charges sont ajoutées pour couvrir les pertes de stockage et de conversion. Les besoins électriques journaliers réels sont :

$$\text{besoins électriques réels} = \text{besoins journalières} \times 1.2 \quad (IV.22)$$

Pour une durée d'ensoleillement journalière de 5 heures, l'énergie électrique produite par un panneau solaire est:

$$\text{charge d'un panneau} = \frac{\text{besoins électriques réels}}{5} \quad (IV.23)$$

Pour tenir compte des pics de courant, 10 % de charges sont ajoutées.

$$\text{pic de consommation} = \text{charge d'un panneau} \times 1.1 \quad (V.24)$$

Le nombre de panneaux nécessaire pour couvrir cette charge est:

$$\text{nombre de panneau} = \frac{\text{pic de consommation}}{\text{production d'un seul panneau}} \quad (IV.25)$$

Dans le tableau IV.2 les besoins en électricité pour l'éclairage et les appareils ménagers (à l'exception du système de la climatisation et de chauffage, l'appoint, et les pompes du système solaire) de la maison solaire sont consignés. Les lampes considérées sont à basse énergie (15W), le réfrigérateur est alimenté par un courant continu et consomme 70 W [84].

Application	Nombre	Puissance	Durée d'utilisation	Consommation mensuelle totale (kWh/mois)
Eclairage	10	15 W	8 h / jour (1/3 parallèle)	12
Réfrigérateur	1	70 W	24 h/jour	50.4
Télévision	2	80 w	3 h/jour	14.4
Ordinateur	1	300 w	3 h/jour	27
fer à repasser	1	1500 w	2 h/semaine	12
Machine à laver	1	400	5h/semaine	8
Autres	-	2000	6h/semaine	48
Total				171.2

**Tableau IV.2. Besoins mensuels en électricité pour les différents équipements ménagers et éclairage.**

## IV.6. Distillation solaire

### IV.6.1. Introduction

L'Algérie fait encore face aujourd'hui à des difficultés en matière d'alimentation en eau potable et d'assainissement en particulier dans les régions importantes à forte densité de population et ce malgré les investissements consentis. La situation critique de l'Algérie en matière d'eau est exprimée par le ratio établi entre les ressources renouvelables et la consommation ( $500 \text{ m}^3/\text{hab}/\text{an}$ ). Les spécialistes estiment que si la ressource naturelle en eau chute à moins de  $1000 \text{ m}^3/\text{hab}$  par année, elle devient une ressource rare. Les spécialistes prévoient que ce ratio serait de  $430 \text{ m}^3/\text{hab}/\text{an}$  en 2020 [261] et atteindrait dangereusement  $300 \text{ m}^3/\text{hab}/\text{an}$  en 2025, voire  $200 \text{ m}^3/\text{hab}/\text{an}$ , si on ne compte que les eaux de surface. Cette tendance résulte du fait que l'Algérie est un pays semi-aride, et s'appuie sur des données liées à la croissance démographique et au développement économique et social du pays.

Il est plus judicieux de penser à intégrer et utiliser l'énergie solaire pour les applications résidentielles ainsi que pour le dessalement des eaux salées.

En Algérie, le problème des eaux salées en région du Sahara est souvent constaté. L'évaporation intense de l'eau surfacique causée par l'intensité du rayonnement solaire élevée ainsi que la température ambiante ont une conséquence sur le degré de salinité et la présence des minéraux dans les eaux souterraines. L'utilisation de l'énergie solaire via des distillateurs solaires pour épurer ces eaux constitue une véritable solution économique et simple.

Beaucoup de travaux ont été effectués au cours de ces dernières années afin d'améliorer la production du distillateur. Différentes techniques sont élaborées, certains chercheurs ont étudié l'influence de la forme et le type ainsi que les paramètres de fonctionnement sur la production d'un distillateur solaire [262-267].

L'amélioration de la production du distillateur solaire peut être atteinte par un préchauffage de la saumure avant son introduction dans le distillateur solaire. L'augmentation de la température de la saumure conduit à l'accroissement de la différence de température entre l'eau distillée et le vitrage (surface de condensation), d'où celle de la production. Pour cela, un couplage avec un collecteur solaire thermique est utilisé. Différentes recherches ont été effectuées dans ce sens [268-281].

Il est certain que le facteur économique joue un rôle dans le choix du type d'installation de distillateur solaire actif ou passif. Cette étude a pour but d'utiliser une installation PV/T pour couvrir les besoins énergétiques d'une construction d'une part et alimenter une installation de distillation solaire avec de la saumure préchauffée d'autre part.

Pour cela, la possibilité d'utiliser une installation solaire existante pour l'alimentation d'un distillateur solaire sera examinée.

#### IV.6.2. Principe de fonctionnement et modélisation d'un distillateur solaire

Un distillateur solaire plan (figure IV.21) est essentiellement constitué d'une capacité étanche surmontée d'une vitre. La partie inférieure est recouverte d'un plan d'eau (eau saumâtre ou eau de mer). Sous l'action du flux solaire, transmis par la couverture transparente, l'eau s'échauffe et une partie de celle-ci s'évapore. La vapeur produite se condense sur la face intérieure de la vitre et le condensât est récupéré par un récepteur. Un appoint d'eau compense le débit de distillat. Afin de réduire les pertes de chaleur vers l'extérieur, les parois latérales et inférieures sont isolées.

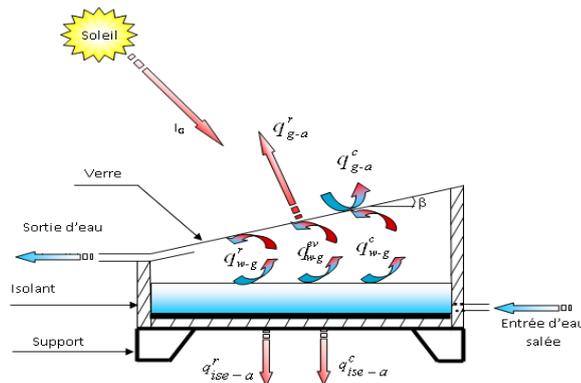


Figure IV.21. Distillateur solaire avec les échanges produises.

Afin d'élaborer le modèle thermique du distillateur solaire connecté à un nombre de collecteurs PV/T en série, certaines hypothèses sont adoptées [277]:

- Pas de fuite de vapeur dans le distillateur solaire.
- Le gradient de température entre la couverture vitrée et la nappe d'eau sont négligeables.

- Le collecteur solaire est déconnecté du distillateur en l'absence du rayonnement solaire afin d'éliminer tous les risques de circulation inverse.
- Le régime est transitoire.
- La capacité thermique du matériel absorbant et de l'isolant sont négligeables.
- La surface latérale est plus petite comparée à la surface du bassin.

Le modèle adopté a été élaboré par M.K. Gaur et G.N.Tiwari [277] :

➤ Au niveau de la surface vitrée

- Surface intérieure :

$$\alpha'_v I_g A_v + h_{1,w-v}(T_w - T_{vi})A_{abs} = \frac{\lambda_v}{e_v}(T_{vi} - T_{vo})A_v \quad (IV.26)$$

Avec :

$$h_{1,w-v} = h_{c,w-v} + h_{ev,w-v} + h_{r,w-v} \quad (IV.27)$$

$h_{c,w-v}$  : Coefficient de convection entre les surfaces d'eau et de la vitre intérieure donné par la relation de Dunkle's:

$$h_{c,w-v} = 0.884(\Delta T)^{1/3} \quad (IV.28)$$

$$\Delta T = [T_w - T_{vi} + (PR_w - PR_{vi})(T_w + 273) \times (268.9 \times 10^3 - PR_w)^{-1}]^{1/3} \quad (IV.29)$$

$PR_w$  et  $PR_{vi}$  : Pressions de la vapeur respectivement pour les températures  $T_w$  et  $T_{vi}$  et peuvent être déterminées par la relation suivante :

$$PR_w = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_w + 273}\right) \text{ et } PR_{vi} = \exp\left(25.317 - \frac{5144}{T_{vi} + 273}\right) \quad (IV.30)$$

$h_{ev,w-v}$  : Coefficient d'échange par évaporation entre la nappe d'eau et la face intérieure du vitrage exprimé par :

$$h_{ev,w-v} = 0.01623 \times h_{c,w-v} \times (PR_w - PR_{vi}) \times (T_w - T_{vi})^{-1} \quad (IV.31)$$

$h_{r,w-v}$  : Coefficient d'échange par rayonnement entre la nappe d'eau et la face intérieure du vitrage donné par la relation :

$$h_{r,w-v} = \varepsilon \times 5.67 \times 10^{-8} [\{(T_w + 273)^4 - (T_{vi} + 273)^4\} \times (T_w - T_{vi})^{-1}] \quad (IV.32)$$

- Surface extérieure du vitrage

$$\frac{\lambda_v}{e_v}(T_{vi} - T_{vo}) = h_{1v}(T_{vo} - T_a) \quad (IV.33)$$

$h_{1v}$  : Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air extérieur donné par la relation de Swinbank[277]:

$$h_{1v} = 5.7 + 3.8 V_o \quad (IV.34)$$

Avec :

$V_o$  : Vitesse du vent obtenue des relevées météorologiques.

➤ Au niveau de la masse d'eau

$$\dot{Q}_{u,N} + A_{abs}\alpha'_w I_g + h_{abs-w}(T_{abs} - T_w)A_{abs} = M_w c_w \frac{dT_w}{dt} + h_{1,w}(T_w - T_{vi})A_{abs} \quad (IV.35)$$

Avec :

$\dot{Q}_{u,N}$ : Energie utile fournie par N collecteurs solaires PV/T montés en série donnée par l'expression :

$$\dot{Q}_{u,N} = A_{c,N} [(\alpha\tau)_{eff,N} \cdot I'(t) - U_{L,N}(T_{fi} - T_a)] \quad (IV.36)$$

$h_{abs-w}$  : Coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et la saumure, estimé à 250 w/m<sup>2</sup>.k pour l'été et 200 W/m<sup>2</sup>.K pour l'hiver.

➤ Au niveau du bassin

$$A_{abs}\alpha'_{abs} I_g = h_{abs-w}(T_{abs} - T_w)A_{abs} + h_{abs-a}(T_{abs} - T_a)A_{abs} \quad (IV.37)$$

$h_{abs-a}$ : Coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur:

$$h_{abs-a} = \left[ \frac{e_{abs}}{\lambda_{abs}} + \frac{1}{2.8} \right]^{-1} \quad (IV.38)$$

Les propriétés du distillateur solaire sont représentées sur le tableau IV.3.

Paramètres	Valeurs
$c_w$	4190
L	$2.25 \times 10^5$
$\alpha'_g$	0.05
$\alpha'_w$	0.34
$\alpha'_{abs}$	0.36
$\lambda_v$	0.78
$e_v$	0.005
$\lambda_{abs}$	49
$e_{abs}$	0.002

**Tableau IV.3. Caractéristiques de construction et thermophysiques du distillateur solaire.**

La quantité d'eau produite par le distillateur est :

$$\dot{m}_{ew} = \frac{\dot{q}_{ew}}{L_v} \quad (IV.39)$$

$\dot{q}_{ew}$  : Perte par évaporation obtenue par :

$$\dot{q}_{ew} = h_{ew} \cdot (T_w - T_{vi}) \quad (IV.40)$$

La surface, la masse d'eau dans le distillateur solaire et le débit d'injection seront déterminés par la suite.

La résolution de ces équations est réalisée par un programme Matlab couplé avec le logiciel TRNSYS pour la simulation de la partie collecteurs PV/T. Les données météorologiques sont obtenues du fichier météo de la ville d'Ouargla.

### IV.7. Exemples d'intégration architecturale des systèmes solaires dans les bâtiments

Les collecteurs solaires peuvent être intégrés de plusieurs façons. Dans ce qui suit des exemples d'intégration architecturale sont présentés.

#### - Intégration brise soleil



Figure IV.22a. Intégration de type brise soleil

#### - Intégration type véranda



Figure IV.22b. Intégration type véranda

**- Intégration en double peaux**



**Figure IV.22c. Intégration en double peaux**

**- Intégration en toiture**



**Figure IV.22d. Intégration en toiture**

**- Intégration en façade**



**Figure IV.22e. Intégration en façade**

**- Intégration en allège des fenêtres**



**Figure IV.22f. Intégration en allège de la fenêtre**

# *Chapitre V*

## *Performance des installations solaires actives*

## **Introduction**

Les résultats de simulation des performances thermiques des installations solaires passives (chapitre III) montrent que le recours aux systèmes solaires actifs est nécessaire pour augmenter l'efficacité énergétique des constructions et réduire le recours à l'énergie fossile. En effet si les équipements solaires passifs réduisent les besoins en chauffage et en climatisation, les besoins électriques et thermiques (eau chaude sanitaire) ne peuvent être satisfaits que par l'utilisation des installations solaires actives. Dans ce dernier chapitre, une étude des performances des installations solaires actives est menée avec une optimisation du fonctionnement de ces dernières.

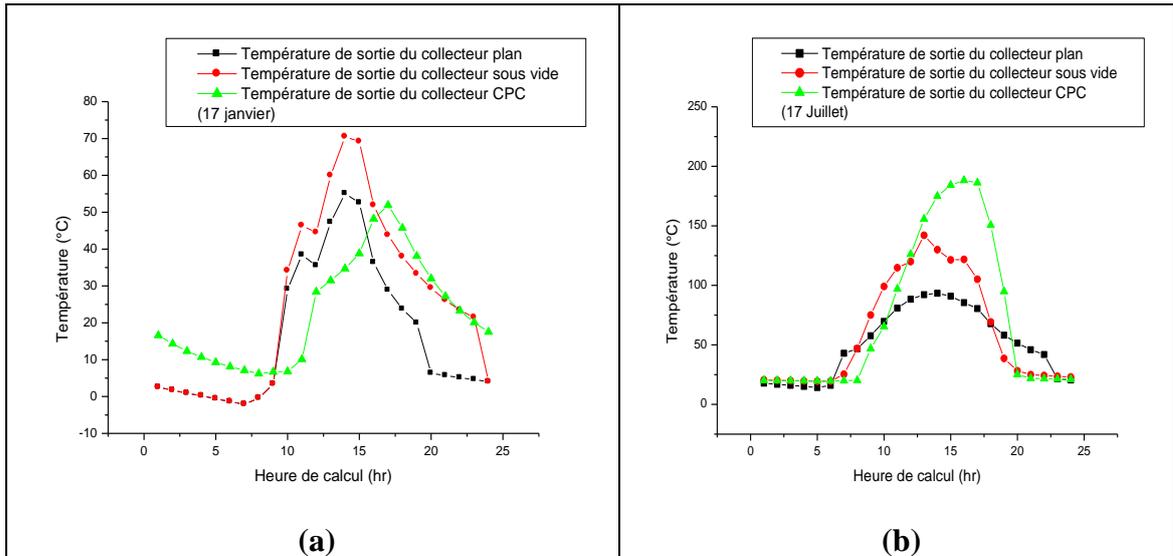
### **V.1. Optimisation du fonctionnement des composants de l'installation solaire**

#### **V.1.1. Collecteurs solaires et pompes**

Avant d'étudier les performances des installations solaires sous les différents climats choisis, l'optimisation des différents composants de ces installations est entreprise.

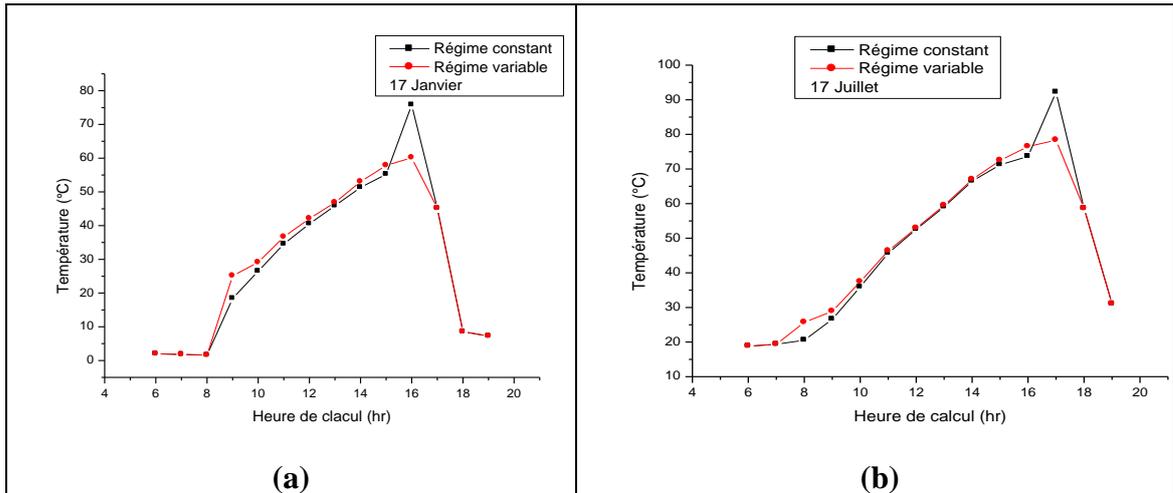
L'évolution de la température à la sortie du collecteur solaire à eau pour deux jours représentatifs, 17 janvier et 17 juillet est illustrée respectivement par les figures V.1a et b. Le schéma descriptif et les caractéristiques de l'installation sont exposés dans l'annexe B. Sur la figure V.1a, nous pouvons constater pour la journée du 17 janvier que le collecteur sous vide possède les températures de sortie les plus élevées avec une différence de 15°C et de 35°C par rapport, respectivement à celles du collecteur plan et du collecteur CPC, ce qui permet pour ce collecteur de limiter le recours à l'appoint thermique. Néanmoins, et comme nous le verrons pour la journée du 17 juillet, ce n'est pas toujours le cas. En effet, bien que le collecteur CPC possède des caractéristiques optiques très élevées qui lui permettent d'obtenir des températures importantes les conditions atmosphériques lors de cette journée étaient défavorables (rayonnement solaire direct faible).

L'examen de la figure V.1b permet d'observer que pour la journée du 17 juillet, le collecteur CPC possède les températures les plus élevées avec des différences de plus de 81°C et de 105°C par rapport respectivement au collecteur sous vide et au collecteur plan.



**Figure V.1 Variation de la température de sortie des trois collecteurs solaires pour ; (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet**

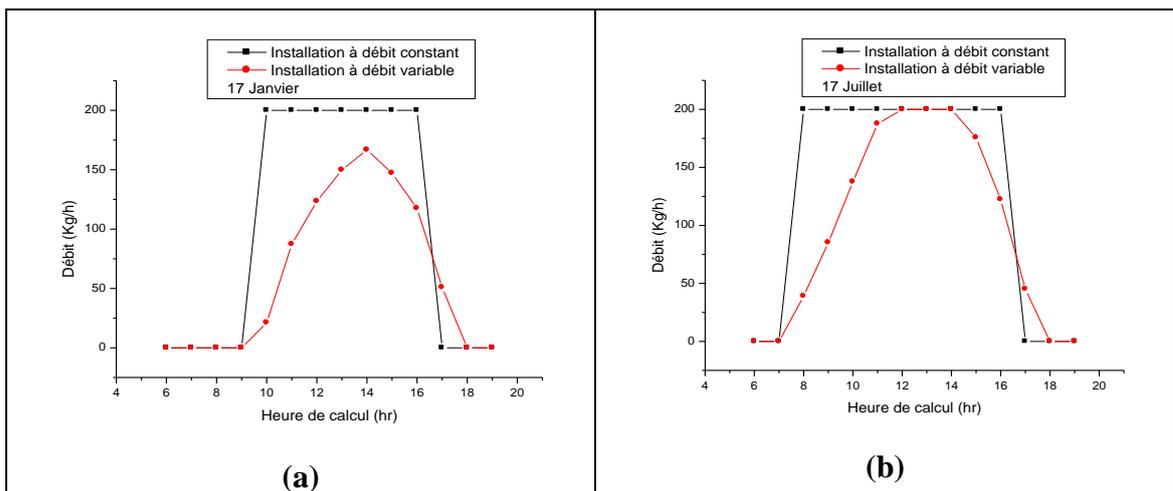
Une autre possibilité d'optimiser le fonctionnement de ces installations est l'emploi des installations solaires à pompe qui fonctionnent avec un débit variable. Bien que ces dernières sont coûteuses et nécessitent un système de régulation complexe comparativement aux installations avec des pompes à régime constant, leurs performances sont meilleures du fait que la puissance électrique consommée par la pompe est moins élevée que pour l'installation à débit constant. Les figures V.2a et V.2b illustrent deux installations solaires équipées de collecteur solaire plan fonctionnant soit avec une pompe à régime variable ou à régime constant. Sur la figure V.2a, on remarque que toutes les températures à la sortie du collecteur fonctionnant avec un débit variable sont plus élevées que celles obtenues pour le collecteur à débit constant (la variation est de 0.96 à 6.7°C), sauf pour la valeur enregistrée à 14 h où la température à la sortie du collecteur pour le cas du régime constant est plus élevée, avec une différence de 15.66°C. Cela est dû au système de régulation de la pompe à débit variable qui est programmé pour fonctionner pour une différence de température de 10 °C entre la sortie du collecteur solaire et le bas du ballon solaire. Cette régulation permet d'optimiser le fonctionnement du collecteur solaire du fait que l'installation solaire fonctionne uniquement pour une énergie utile conséquente. Par ailleurs, il apparaît sur la figure V.2b, que pour toute la journée du 17 juillet, les températures obtenues pour le cas de la pompe à régime variable sont plus élevées que celles obtenues dans le cas d'un régime constant, excepté à 17h où la température à la sortie du collecteur équipé de pompe à régime constant est plus élevée. Il est à noter qu'à partir de 16h, la pompe du collecteur à régime constant cesse de fonctionner et que cette température est celle du collecteur solaire. Cette augmentation excessive de la température du collecteur solaire conduit à sa détérioration rapide dans le temps. Quant à la pompe à régime variable, elle continue à fonctionner normalement.



**Figure V.2 Variation de la température de la sortie du collecteur solaire plan pour les cas à régimes constant et variable (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet**

La figure V.3a montre la variation du débit à la sortie du collecteur pour les deux cas envisagés (une pompe à régime variable ou à régime constant). Pour la journée du 17 janvier, la différence entre les deux cas est apparente. La puissance consommée par les pompes varie selon les besoins et le débit à véhiculer. Pour un débit réduit, la pompe consomme moins d'énergie, alors que pour la pompe à régime constant, la puissance consommée reste constante durant la durée de fonctionnement et le débit véhiculé est constant.

Des résultats similaires sont obtenus pour le 17 juillet excepté que les puissances consommées pour l'installation à débit variable sont plus élevées que celles pour le 17 janvier, du fait que le rayonnement solaire est plus intense.

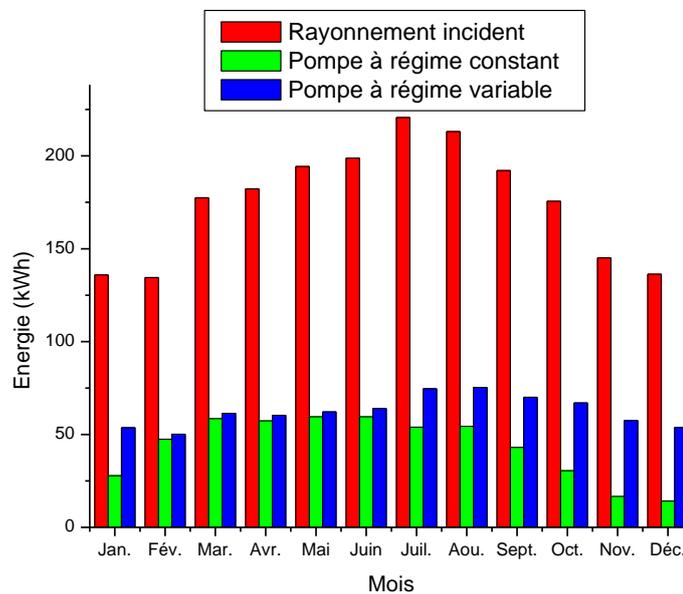


**Figure V.3 Variation du débit à la sortie du collecteur solaire ; (a) le 17 janvier, (b) le 17 juillet**

La variation des températures ou du débit à la sortie du collecteur pour les deux cas étudiés, donne une idée sur les différentes techniques que l'on peut, ou que l'on doit

utiliser, afin d'optimiser le fonctionnement des installations solaires actives. La réduction du débit qui circule dans les collecteurs solaires va engendrer une diminution de l'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (diminution du rendement du collecteur solaire) qui sera cependant compensé par une préservation de la stratification thermique dans les ballons de stockage solaires (augmentation du rendement global de l'installation solaire).

La variation mensuelle de la puissance utile délivrée au fluide caloporteur, et le rayonnement solaire incident sur le collecteur solaire des deux cas étudiés sont illustrés par la figure V.4. Il est aisé d'observer que la puissance utile véhiculée par le fluide caloporteur dans le cas d'une installation avec une pompe à régime variable est nettement supérieure à celle apportée par le fluide caloporteur dans le cas d'une pompe à régime constant. Cette variation s'étale de 4.17 % au mois de mai à 73.56 % au mois de décembre avec une différence annuelle de près de 226.87 kWh. Cette énorme différence permet de conclure que, pour les mêmes caractéristiques de l'installation solaire, le fonctionnement de la pompe permet d'atteindre des gains en énergie thermique considérables. Il est à noter aussi que le fonctionnement des deux pompes est pratiquement similaire en été où le rayonnement solaire est intense. Alors que, pour le cas de l'hiver, l'installation équipée de collecteur avec une pompe à régime variable a un fonctionnement optimal. Une différence est remarquée comparée au cas avec le régime constant.



**Figure V.4. Variation mensuelle du rayonnement solaire incident et de l'énergie utile pour les deux cas étudiés**

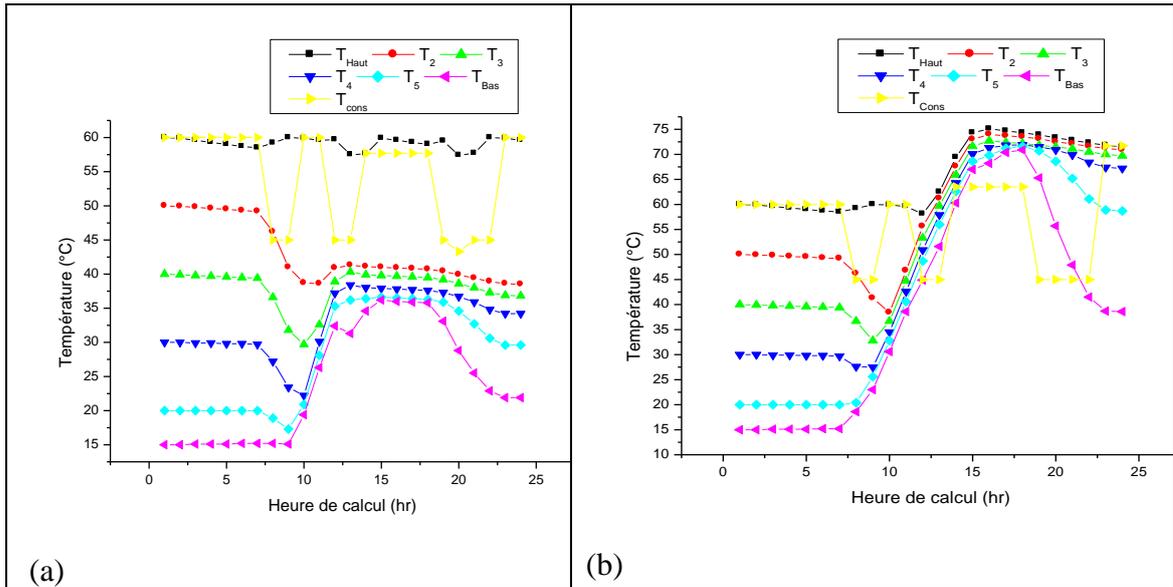
### V.1.2. Ballon de stockage thermique

Après avoir examiné le comportement thermique de l'installation solaire équipée de différents collecteurs solaires et sous différents modes de fonctionnement, une étude de la stratification thermique dont la préservation permet d'atteindre des gains considérables en performance thermique de l'installation solaire est menée.

Dans le cadre de notre étude, une analyse dynamique avec la méthode des volumes variables et une étude CFD avec le logiciel Fluent sont utilisées.

L'observation de la variation de la température à l'intérieur du ballon solaire dans le cas de l'utilisation d'une pompe à débit constant, pour la journée du 17 janvier (figure V.5a) permet de remarquer un gradient de température dans le ballon solaire, ce qui indique la présence d'une stratification thermique dans ce dernier. La température du haut du ballon, qui est la plus élevée, est maintenue à 60°C afin de limiter tout risque de contamination à la légionnelle. Le système d'appoint thermique du ballon est programmé à une température de consigne de 60°C. Afin d'éviter tout risque de brûlure, la température de la consommation estimée à 45°C, est obtenue par un mélange avec de l'eau froide. Les températures des nœuds dans le ballon solaire,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  et  $T_5$  prises à des distances de 0.3 m du bas de ballon sont représentées dans cette figure. La perte de la stratification dans le ballon solaire est due à deux facteurs, l'injection de l'eau venant du collecteur solaire et celle du remplacement de l'eau de la consommation (eau froide injectée dans le bas du ballon). Une diminution de ces températures au cours de la journée comparée au cas initial (ballon stratifié) est constatée dans le ballon solaire. La température du haut du ballon reste pratiquement constante du fait de la présence de l'appoint thermique.

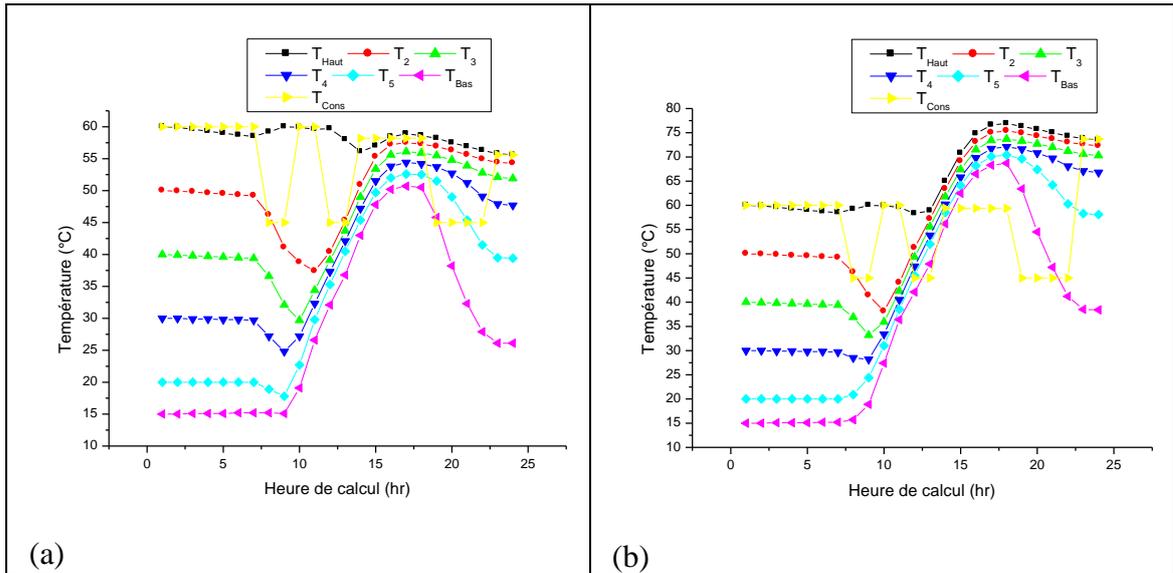
A l'opposé de la journée du 17 janvier (hiver), la simulation du comportement du ballon solaire pendant une journée d'été (17 juillet), représentée sur la figure V.5b montre que la stratification thermique est perturbée dans le ballon solaire sur pratiquement toute la journée. La température d'injection venant du collecteur solaire étant élevée avec un débit de 200 kg/h, influe sur le comportement de tout le ballon solaire. Cette perte de stratification va engendrer une diminution des performances du collecteur solaire. L'eau sortant du ballon solaire vers le collecteur solaire à une température élevée diminuera la puissance utile récupérée par le fluide lors de son passage dans le collecteur solaire, ce qui pénalise le rendement total de l'installation solaire. Une baisse de la température du bas du ballon solaire est obtenue à partir de 18h au moment où le rayonnement solaire est faible ou absent, le ballon solaire tend alors vers la stratification.



**Figure V.5. Variation temporelle de la température à l'intérieur du ballon solaire pour un débit d'injection constant ; (a) pour le 17 janvier, (b) pour le 17 juillet**

Pour le cas de débit d'injection variable (figure V.6a) et pour le jour de simulation du 17 janvier, le comportement du ballon est différent de celui avec un débit d'injection constant. La température du haut du ballon est inférieure à 60°C pratiquement tout au long de la journée. Cela est dû à la régulation de la boucle (5°C de différence), l'appoint n'est pratiquement pas envisagé pour toute la journée. La partie haute est gardée à la température souhaitée. Dans le cas d'un débit d'injection constant, les températures à l'intérieur du ballon solaire diminuent au cours de la journée par rapport à l'état initial alors que pour le cas d'injection variable, une augmentation des températures est obtenue. L'énergie thermique véhiculée pour ce cas est nettement supérieure à celle pour le cas du débit constant.

La figure V.6b montre la variation de la température dans le ballon solaire pour la journée du 17 juillet avec une injection à débit variable. La stratification thermique à l'intérieur du ballon est maintenue pendant cette journée.



**Figure V.6. Variation temporelle de la température à l'intérieur du ballon solaire pour un débit d'injection variable ; (a) pour le 17 janvier, (b) pour le 17 juillet**

L'étude de la stratification dans les deux cas a montré que le débit d'injection influe considérablement sur la stratification dans les ballons solaires. Une injection à haut débit conduit à la perte de la stratification du ballon solaire, ce qui pénalise le rendement de l'installation solaire.

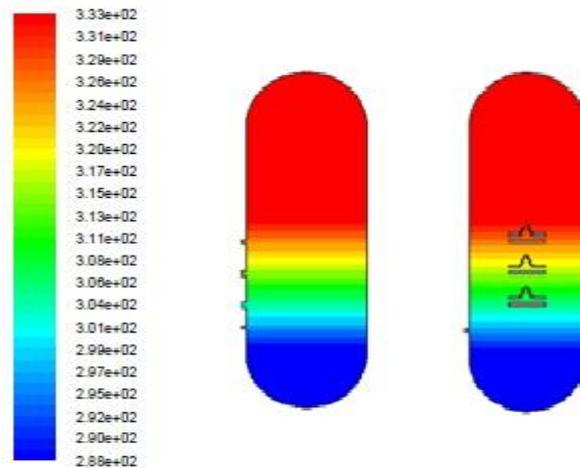
Une des solutions à ce problème consiste à utiliser dans les ballons solaires des injecteurs de diverses formes afin de favoriser la stratification thermique (ballons à stratification active). Dans ce qui suit, la stratification thermique sera étudiée par un code CFD et l'influence du débit d'injection sur la stratification thermique dans les ballons solaires sera mise en évidence.

Un ballon solaire stratifié est divisé en trois zones (figure V.7):

- La première zone de 0 - 25 cm (le bas du ballon), est chargée avec de l'eau froide à une température de 288 K.
- La deuxième zone de 25 - 85 cm (le centre du ballon), avec un profil de température linéaire.
- La troisième partie de 85 - 150 cm (la partie haute du ballon), est maintenue à une température de 333 K (pour éviter tout risque de légionellose).

La différence entre les deux températures crée les strates dans le milieu du ballon.

Afin d'étudier l'effet de l'injection du fluide sur la stratification du ballon solaire, cette configuration inspirée des travaux de Kevyn Johannes [73] est choisie.



**Figure V.7 Ballon solaire stratifié**

Dans le cadre de ce travail, les débits d'injection de 200 kg/h correspondant au débit injecté par la première pompe et le débit maximal injecté par la deuxième pompe, de 10.59 kg/h, correspondant au débit minimal injecté par la deuxième pompe, de 93.95 kg/h, le débit moyen injecté par la deuxième pompe, et de 20 kg/h correspondant à une injection à faible débit pour la première pompe sont adoptés. La dernière valeur de débit correspond à un débit de 10 fois moins que la valeur normale. Cette technique qui commence à être employée dans les installations solaires consiste à faire circuler le fluide dans le capteur à un débit faible. Le rendement du capteur solaire chute du fait de la réduction du coefficient d'échange par convection, cette perte d'efficacité est compensée par l'utilisation d'un ballon à stratification active. En outre, la température à l'entrée du ballon sera proche de la température de consigne, ce qui limite le recours à l'appoint. La température d'injection qui sera étudiée est de 40°C.

L'examen de la répartition de la température à l'intérieur du ballon conventionnel et du profil de la température le long du plan médian du ballon solaire, pour les quatre débits d'injection choisis et pour des durées d'injection de 1, 5, 10 et 20 minutes, (figures V.8a, b, c et d) conduit aux principales observations suivantes :

- Pour le débit de 200 kg/h (figure V.8a), on remarque qu'après 1 min d'injection, le fluide atteint la partie opposée de l'injecteur, ce qui provoque un jet conduisant à la perte de la stratification du ballon. Une grande quantité du fluide se dirige vers la partie basse du fait de la reprise du fluide vers le collecteur solaire tandis que le reste se dirige vers la partie haute. Trois zones de température sont toujours présentes.

Après 5 min d'injection on note l'absence de la condition initiale (ballon totalement stratifié). Le ballon est divisé en deux parties, la partie basse avec une température égale à celle de l'injection et la partie haute avec une température supérieure à celle de l'injection. Il est en outre, aisé de constater que le jet formé est intense dans la partie inférieure du fait de la reprise vers le collecteur solaire alors que, pour la partie

supérieure, le fluide circule à proximité de la paroi, ce qui laisse la partie centre avec une vitesse quasi nulle engendrant une zone morte.

Après 10 et 20 min d'injection, la zone morte est totalement développée conduisant à la non homogénéité de la partie haute du ballon solaire.

Le profil de température au plan médian du ballon solaire illustre la tendance du ballon solaire à s'homogénéiser (en température) rapidement. Après 1 min d'injection la température de l'eau est différente de la condition initiale, alors que pour 5, 10 et 20 minutes, la température le long du plan médian se stabilise autour de la valeur 313 K, qui est la température d'injection.

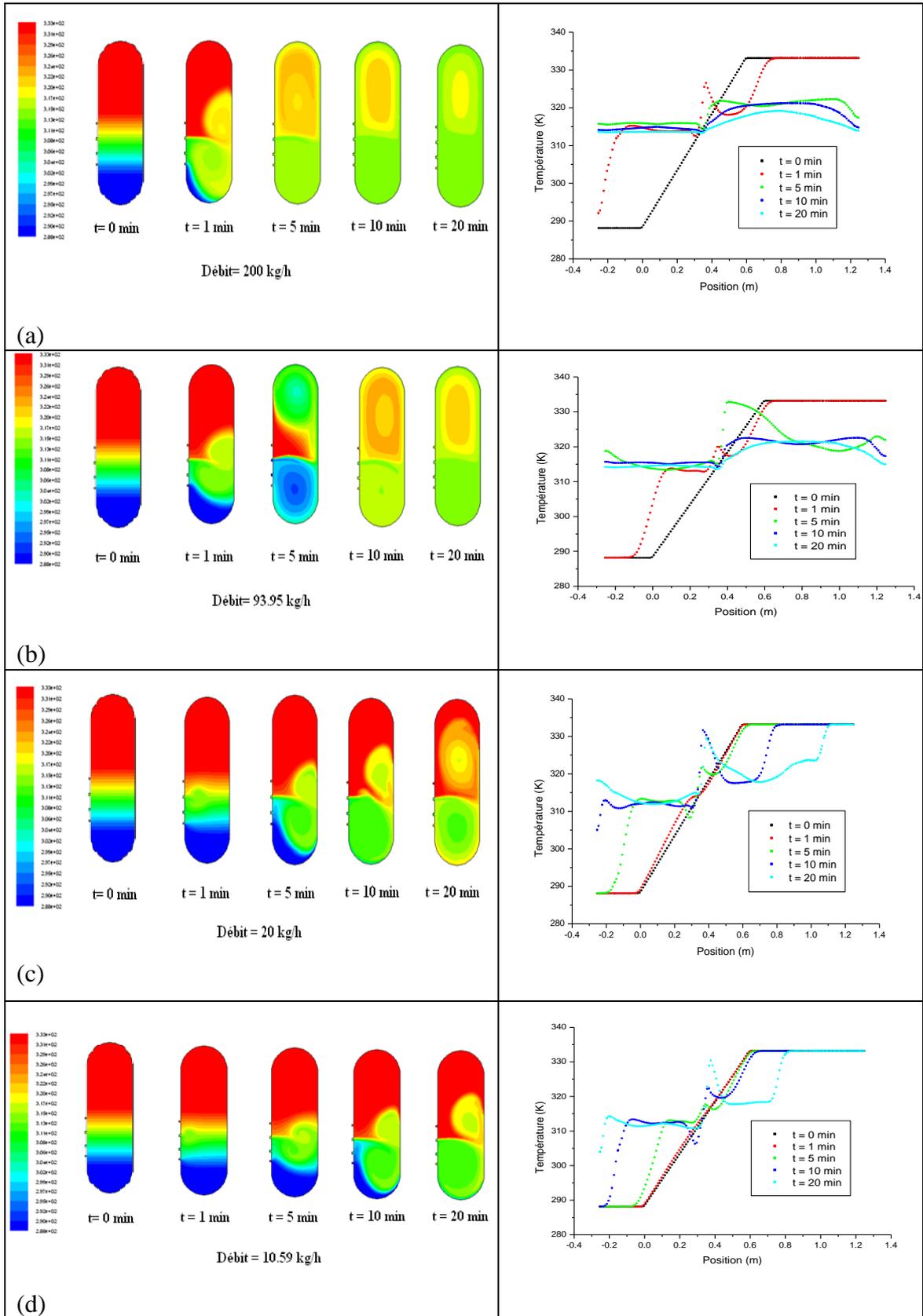
- Pour un débit d'injection de 93.95 kg/h (figure V.8b), on remarque la formation d'un jet moins intense que pour le débit de 200 kg/h, sur la paroi opposée à l'injection, ce qui conduit à la perte de la stratification du ballon solaire. Le jet est formé le long de la paroi haute favorisant la formation d'une zone morte plus grande que celle formée par le débit de 200 Kg/h. Il est à noter que cette zone de température plus élevée que celle de l'injection représente un point positif, puisque elle limite la puissance de l'appoint thermique. Il apparaît en outre, qu'après 1 min d'injection, le profil de température au plan médian du ballon est similaire à celui de la condition initiale alors que pour les autres temps de simulation le profil se stabilise à la valeur de la température d'injection.

- Pour un débit de 20 kg/h (figure V.8c), on remarque une formation de jet après 5 min d'injection du fluide. Une grande partie du fluide se dirige vers le bas du fait de la reprise vers le collecteur solaire. Après 20 min d'injection la partie haute garde pratiquement la température initiale à savoir 333 K.

Le profile de température varie par rapport à la condition initiale qu'après 10 min d'injection.

- Pour le débit d'injection de 10.59 kg/h (figure V.8d), la stratification est préservée jusqu'à 5 min d'injection. Après cela un léger jet se forme conduisant à la perte de la stratification de la partie haute. Après 20 min d'injection, la partie haute reste pratiquement intacte.

En comparant le profil de température pour les différents temps de simulation, nous remarquons qu'après 5 min, la température garde le même profil comparé à l'état initial (ballon stratifié). La variation commence à être considérable qu'après 20 min d'injection.



**Figure V.8. Répartition de la température à l'intérieur du ballon traditionnel et profil de la température le long du plan médian dans le ballon traditionnel pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h**

La répartition de la température à l'intérieur du ballon à stratification active et le profil de température le long du plan médian du ballon solaire pour les quatre débits d'injection et pour des durées d'injection de 1, 5, 10 et 20 minutes sont illustrées par les figures V.9a, b, c et d.

- Pour un débit d'injection de 200 kg/h (figure V.9a), la formation de deux jets sur les parois gauche et droite du ballon est observée. Ces deux jets conduisent à la perte de la stratification du ballon plus rapidement que pour le cas d'un ballon sans stratification actif. Le retour du fluide ascendant se produit au centre de la partie haute contrairement au cas du ballon traditionnel pour lequel le fluide retourne le long de la paroi conduisant à la formation de la zone morte.

Le profil de la température au niveau du plan médian du ballon solaire montre la rapidité du ballon à s'homogénéiser en température.

- Pour un débit d'injection de 93.95 kg/h (figure V.9b), les deux jets formés atteignent la partie haute moins rapidement que pour le débit de 200 kg/h. Après 20 min d'injection deux zones se forment, la première à une température de 320 K et la seconde à la température d'injection de 313 K.

Le profil de température représenté sur la figure V.9b, montre que la partie basse du ballon tend à s'homogénéiser en température plus rapidement que la partie haute.

- Pour un débit d'injection de 20 kg/h (figure V.9c), et après 5 min d'injection, le ballon préserve son stratification. Après 20 min d'injection la partie haute reste à la température initiale.

Par ailleurs nous pouvons voir sur la figure du profil de température, au plan médian dans le ballon, que pratiquement toutes les courbes suivent la même allure de la condition initiale.

Pour un débit d'injection de 10.59 kg/h (figure V.9d) et après 10 min d'injection, la stratification du ballon est préservée. Après 20 min d'injection une légère modification de la condition initiale est observée dans la partie basse du ballon alors que la partie haute garde toujours la condition initiale.

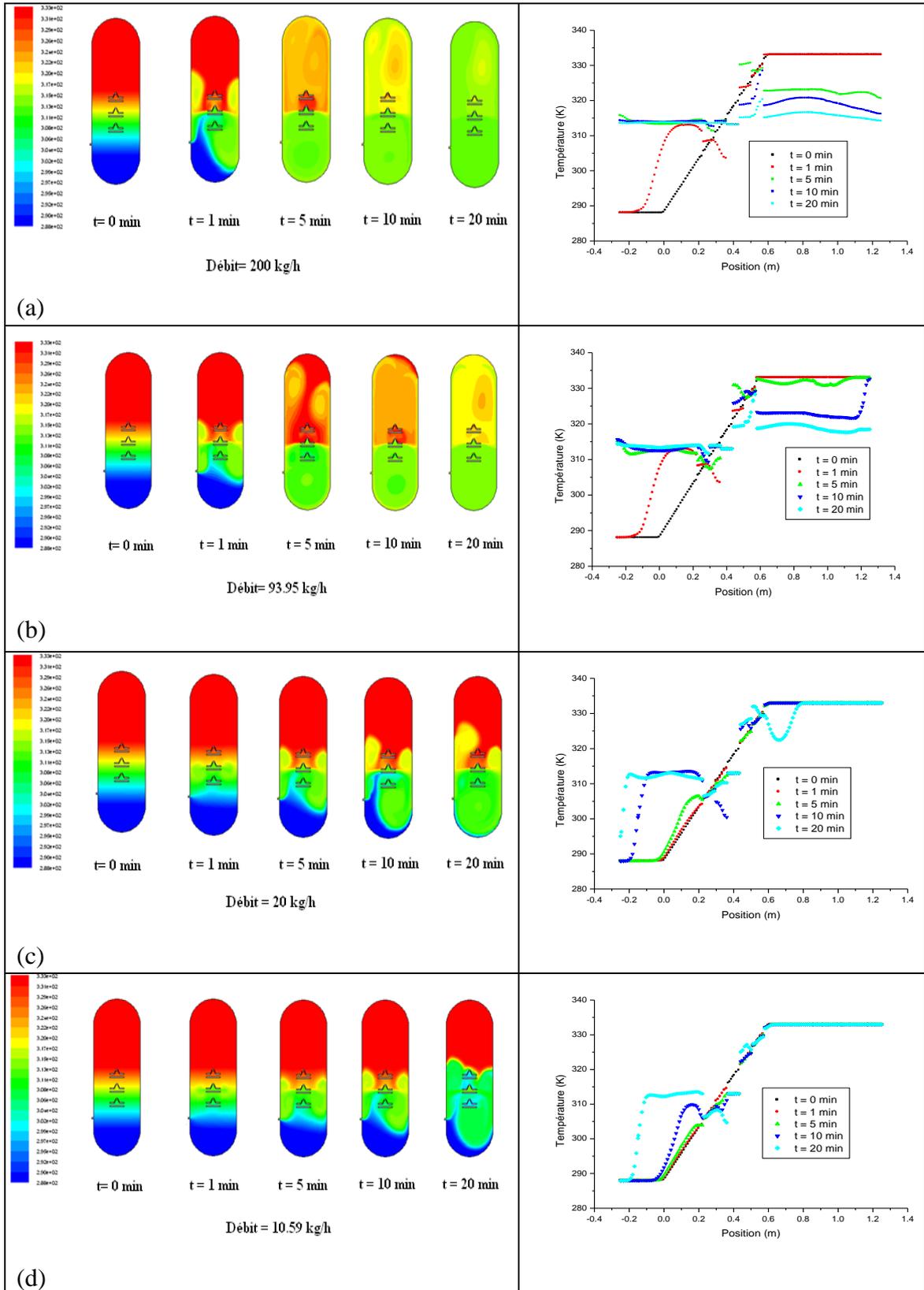
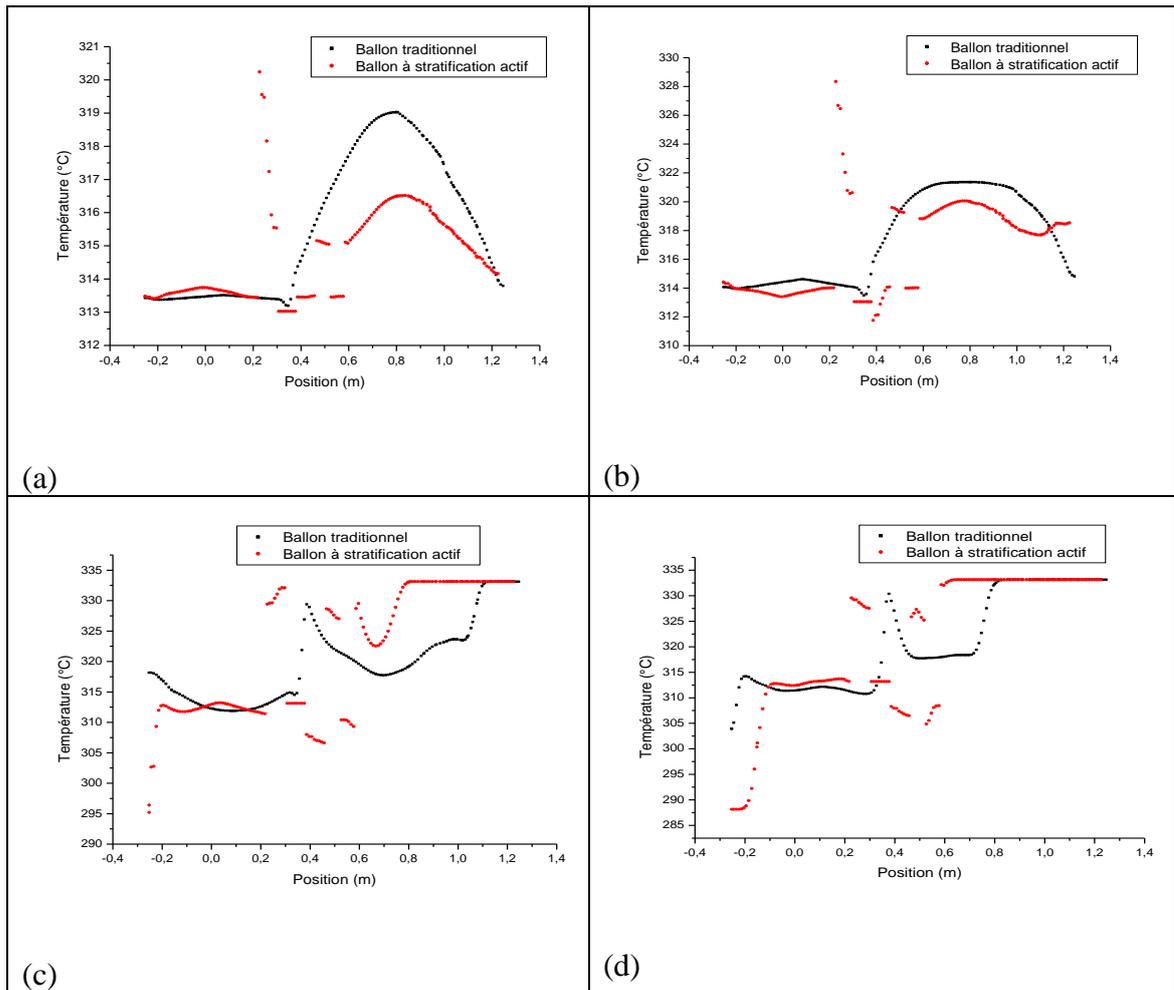


Figure V.9 Répartition de la température à l'intérieur du ballon à stratification et profil de la température le long du plan médian dans le ballon traditionnel pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h

La variation de la température le long plan médian des deux ballons solaires après 20 min d'injection, pour différents débits est illustrée par les figures V.10a, b, c et d. Nous pouvons remarquer :

- Pour un débit de 200 kg/h (figure V.10a), la stratification dans le ballon traditionnel est mieux préservée. Cela est dû à la zone morte présente dans la partie supérieure du ballon. La température dans le bas du ballon traditionnel est légèrement inférieure à celle du ballon avec stratification active, ce qui présente un gain d'efficacité pour le ballon traditionnel du fait que le capteur soit plus efficace dans la mesure où la température à l'entrée soit moins élevée.
- Pour un débit d'injection de 93.95 kg/h (figures V.10 b), les deux courbes de variation de la température se rapprochent. Le jet dans le cas du ballon à stratification active n'atteint pas la totalité de la partie supérieure, ce qui explique que la température du second ballon est supérieure au premier ballon pour une hauteur supérieure à 1.2 m. La température de la partie basse du ballon traditionnel est plus élevée que celle du second ballon qui commence ainsi à être plus performant.
- Pour les débits de 20 kg/h (figures V.10 c) et de 10.59 kg/h (figures V.10 d), le ballon à stratification active est plus performant que le ballon traditionnel. La température de la partie haute de ce dernier est supérieure à celle du premier ballon et reste pratiquement stable et à une valeur égale à la température initiale, tandis que la température de la partie basse est inférieure à celle du ballon traditionnel.



**Figure V.10 Profil de la température le long du plan médian pour les deux ballons après 20 min d'injection pour les débits : (a) 200 kg/h, (b) 93.95 kg/h, (c) 20 kg/h, (d) 10.59 kg/h**

## V.2. Production et performance des installations solaires actives

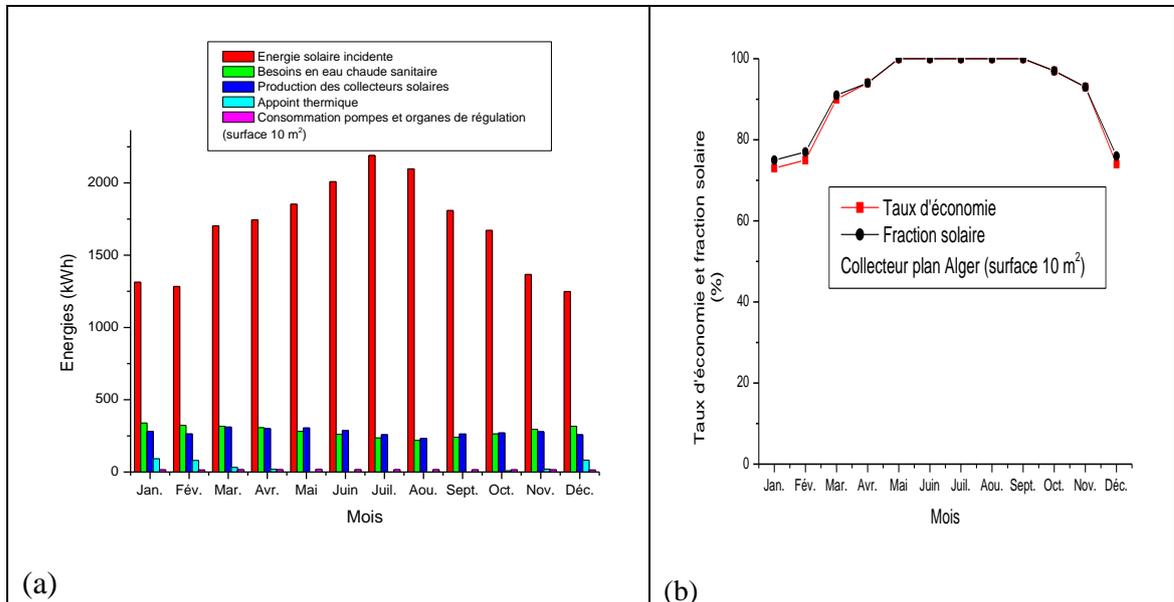
### V.2.1. Eau chaude sanitaire

La couverture des besoins en eau chaude sanitaire des constructions constitue un véritable challenge dans la réduction des besoins énergétiques, qui varient au cours de l'année selon plusieurs critères et constituent une grande partie de la consommation totale. L'utilisation de l'énergie solaire est une véritable clé pour la réduction de ces derniers. Dans ce qui suit, notre intérêt porte sur le comportement énergétique annuel de plusieurs installations solaires de production de l'eau chaude sanitaire pour différents types de collecteurs solaires et pour les trois zones climatiques choisies est menée. Dans l'annexe B, les caractéristiques des installations solaires étudiées sont regroupées.

La figure V.11a illustre la variation mensuelle des différentes énergies échangées dans l'installation solaire à collecteur plan d'une surface de 10 m<sup>2</sup> sous le climat de la ville d'Alger. Les besoins en eau chaude sanitaire varient au cours de l'année avec un maximum au mois de janvier estimé à 339 kWh, un minimum enregistré au mois d'août

de l'ordre de 219 kWh et un total annuel de 3400 kWh. La production des collecteurs solaires est maximale en mars avec une valeur de 311 kWh et minimale au mois d'août avec une valeur de 232 kWh. La consommation d'appoint est maximale au mois de janvier et estimée à 92 kWh avec un total annuel de 344 kWh. La consommation de l'appoint est nulle entre les mois de mai et de septembre. L'énergie consommée par les pompes et auxiliaires varie entre 15 kWh et 18 kWh.

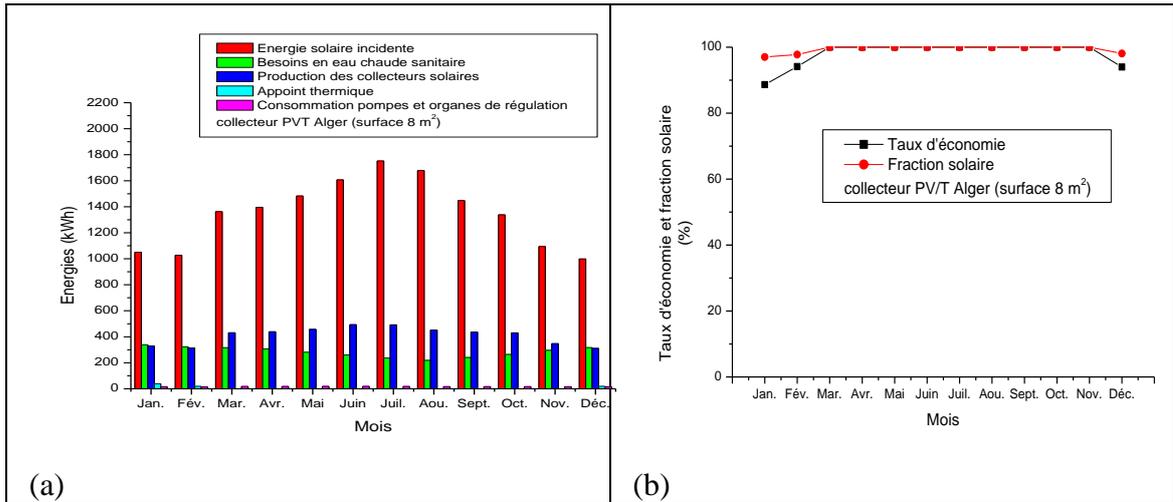
La figure V11b montre que l'installation solaire permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire du mois de mai jusqu'en septembre. Pour les autres mois de l'année une fraction solaire élevée entre 75 % et 97 % est obtenue avec une moyenne annuelle de 92 %. Un taux d'économie d'énergie entre 73 % pour le mois de janvier et 100 % pour les mois de mai jusqu'en septembre est obtenu, avec une moyenne annuelle de 91 %.



**Figure V.11. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de 10 m<sup>2</sup> sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Pour une installation solaire à collecteur PV/T d'une surface de 8 m<sup>2</sup> sous le climat d'Alger (figure V.12a), la production est maximale (493 kWh), au mois de juin et minimale (311 kWh) au mois de décembre. La consommation d'appoint est maximale au mois de janvier et estimée à 39 kWh avec un total annuel de 77 kWh. La consommation des pompes et organes de régulations varie entre 15 kWh et 19 kWh avec un total annuel de 203 kWh. Cette consommation peut être couverte par l'énergie électrique produit par les collecteurs PV/T.

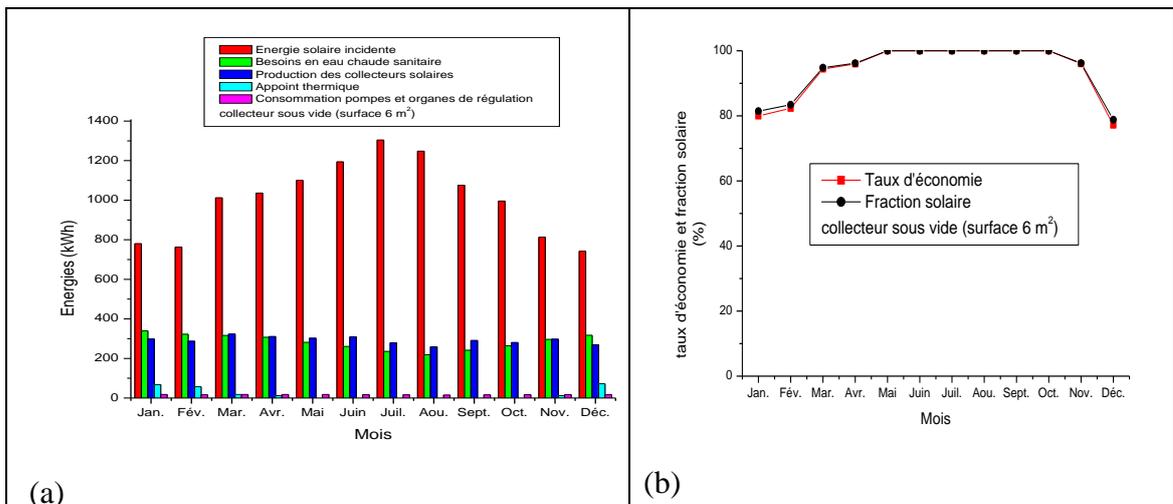
Il est aisé de remarquer sur la figure V.12b que l'installation solaire permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire entre les mois de mars et de novembre. Un taux d'économie d'énergie de 97 % pour le mois de janvier et 100 % pour les mois entre mars et novembre est obtenu avec une moyenne annuelle de 98 %.



**Figure V.12. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de 8 m<sup>2</sup> sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Pour l'utilisation des collecteurs sous vide (figure V.13a) d'une surface de 6 m<sup>2</sup>, une production thermique de l'installation solaire entre 258 et 323 kWh est obtenue avec un total annuel de 3507 kWh. La consommation de l'appoint varie entre 72 kWh pour le mois de décembre et 0 kWh entre les mois de mai et d'octobre avec un total annuel de 239 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation varie entre 15 kWh et 18 kWh avec un total annuel de 202 kWh.

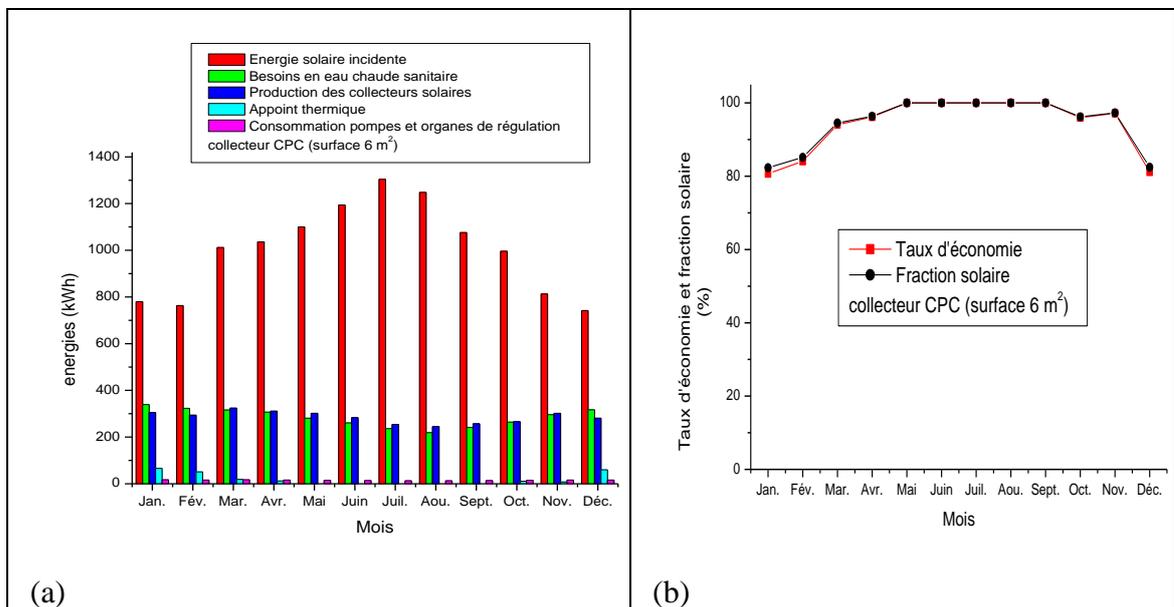
Par ailleurs nous pouvons noter sur la figure V.13b qui présente la fraction solaire et les économies d'énergie que cette installation permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire de mai jusqu'à octobre alors que pour les mois restant, une fraction solaire entre 78 % et 96 % est obtenue avec une moyenne annuelle de 94 %. Le taux d'économie réalisé est élevé et varie entre 77 % pour le mois de décembre et 100 % entre mai et octobre.



**Figure V.13. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur sous vide pour une surface de 6 m<sup>2</sup> sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire**

L'utilisation des collecteurs CPC, qu'à elle (figure V.14a) permet pour une surface de  $6 \text{ m}^2$ , une production thermique annuelle totale de l'installation solaire de 3424 kWh. La production mensuelle varie entre 245 kWh et 324 kWh. La consommation de l'appoint est maximale au mois de janvier et égale à zéro entre mai et septembre avec un total annuel de 226 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation varie entre 13 kWh et 17 kWh avec un total annuel de 183 kWh.

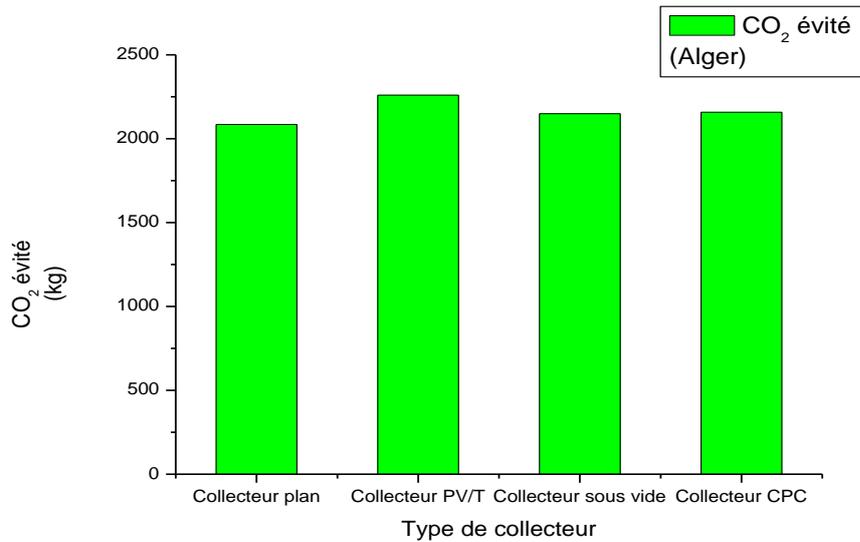
Concernant la fraction solaire un taux de 82 % pour le mois de janvier et de 100 % pour les mois entre mai et septembre, avec une moyenne annuelle de 94 % est obtenu (figure V.14b). Le taux d'économie atteint par cette installation varie de 80 % pour le mois de janvier à 100 % pour les mois de mai à septembre avec une moyenne annuelle de 94 %.



**Figure V.14. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de  $6 \text{ m}^2$  sous le climat d'Alger (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Il apparait ainsi, que pour couvrir la majorité des besoins en eau chaude sanitaire de la ville d'Alger, les collecteurs solaires plans sont moins performants que les collecteurs sous vide, les CPC et le collecteur hybride PV/T, ce dernier permet d'alimenter l'appoint thermique, les pompes et les organes de régulation avec un surplus de production durant les mois à rayonnement solaire intense. En fait, le collecteur solaire PV/T semble le mieux adapté. En outre, il a été constaté aussi que la variation des besoins en eau chaude sanitaire est inversement proportionnellement à celle du rayonnement solaire.

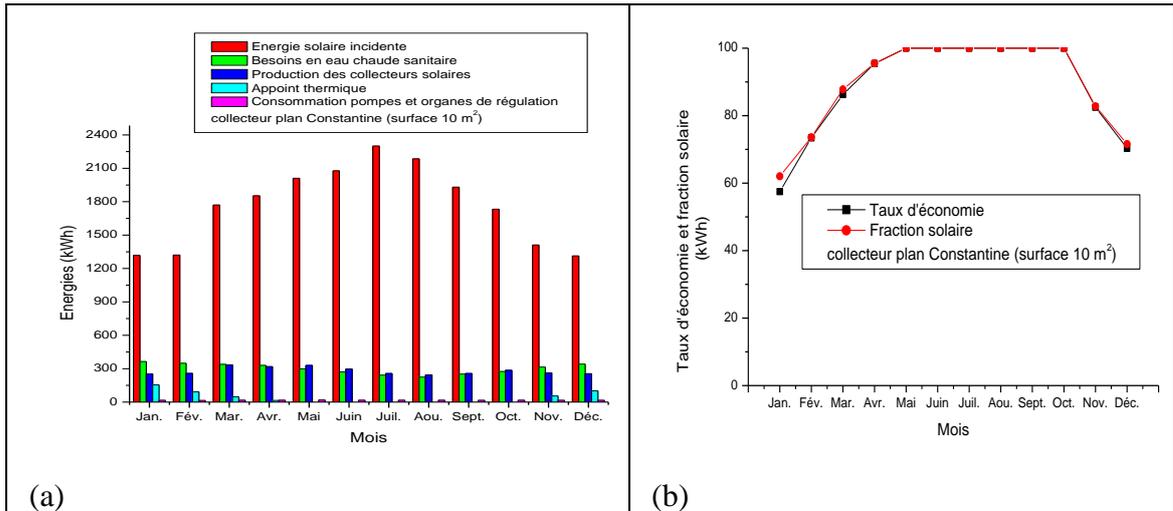
L'analyse du bilan environnemental des quatre installations solaires étudiées (figure V.15) permet de déduire que la quantité de  $\text{CO}_2$  évitée varie en fonction du type de collecteur. En effet, l'utilisation de collecteurs plan ou PV/T permet de réduire l'émission d'une quantité de  $\text{CO}_2$  estimée respectivement à 2084.52 kg et à 2259.7 kg.



**Figure V.15. Emission de CO<sub>2</sub> évitée pour différents collecteurs solaires (Alger)**

Pour la ville de Constantine la variation mensuelle des différentes énergies échangées dans l'installation solaire à collecteur plan d'une surface de 10 m<sup>2</sup> est illustrée par la figure V.16a. Les besoins en eau chaude sanitaire varient au cours de l'année avec un maximum au mois de janvier estimé à 364 kWh, un minimum enregistré au mois d'août de 224 kWh et un total annuel de 3598 kWh. On remarquera une augmentation par rapport à la ville d'Alger. La production des collecteurs solaires varie également au cours de l'année avec une valeur maximale égale à 335 kWh en mars, et une valeur minimale estimée à 244 kWh au mois d'août. La consommation d'appoint est maximale au mois de janvier (155 kWh) avec un total annuel de 465 kWh et donc une augmentation par rapport à la ville d'Alger. La consommation de l'appoint est nulle du mois de mai jusqu'au mois d'octobre. L'énergie consommée par les pompes et auxiliaires varie entre 15 kWh et 18 kWh.

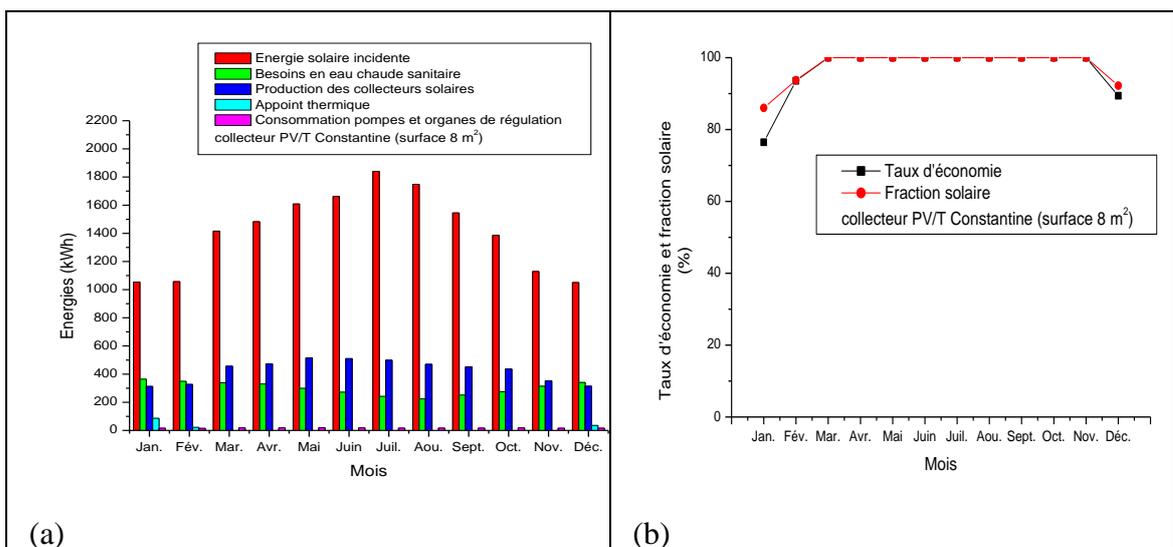
La couverture des besoins en eau chaude sanitaire est possible entre les mois de mai et d'octobre (figure V.16b). Pour les autres mois une fraction solaire relativement élevée entre 62 % et 95 % est obtenue, avec une moyenne annuelle de 89 %. Un taux d'économie d'énergie de 58 % pour le mois de janvier et de 100 % pour les mois de mai à octobre est obtenu avec une moyenne annuelle de 88 %.



**Figure V.16. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de 10 m<sup>2</sup> sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Pour les collecteurs hybrides PV/T et pour une surface de 8 m<sup>2</sup> sous le climat de Constantine, la production de l'installation (figure V.17a), est maximale au mois de mai avec une valeur estimée à 515 kWh et une valeur minimale au mois de janvier de 313 kWh. Pour la consommation d'appoint, trois valeurs sont enregistrées pour les mois de décembre à février avec un total de 144 kWh. La consommation de la pompe et les organes de régulation varie entre 15 kWh et 19 kWh avec un total annuel de 205 kWh.

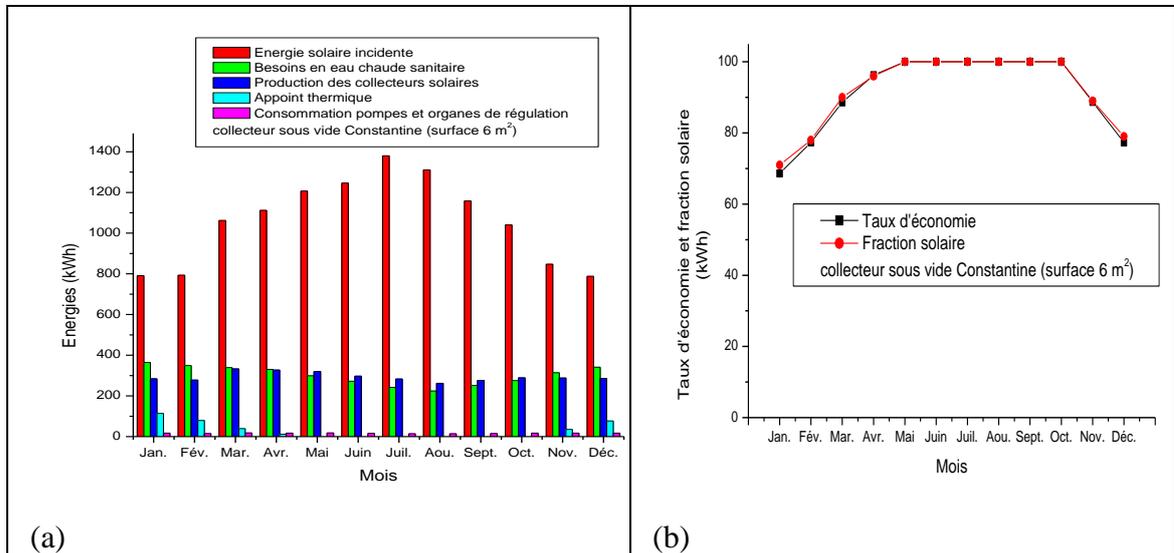
L'installation solaire permet ainsi de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire entre les mois de mars et d'octobre (figure V.17b). Pour les autres mois une fraction solaire élevée entre 86 % et 93 % est enregistrée. Un taux d'économie d'énergie de 77 % pour le mois de janvier et de 100 % pour les mois entre mars et octobre est obtenu avec une moyenne annuelle de 96 %.



**Figure V.17. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de 8 m<sup>2</sup> sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Pour l'utilisation des collecteurs sous vide d'une surface de  $6 \text{ m}^2$ , une production thermique de l'installation solaire entre 262 et 333 kWh est observée avec un total annuel de 3524 kWh (figure V.18a). La consommation de l'appoint est de 114 kWh pour le mois de janvier et de 0 kWh de mai et jusqu'en octobre, avec un total annuel de 357 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation est entre 14 kWh et 18 kWh, avec un total annuel de 196 kWh.

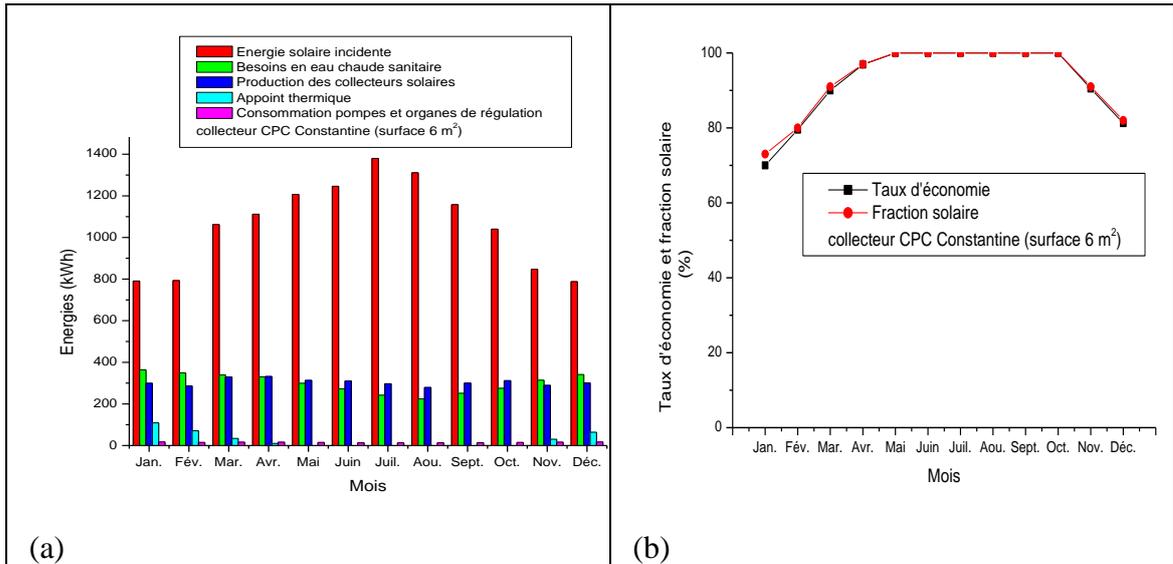
L'analyse des courbes de figure V.18b, illustrant la fraction solaire et les économies d'énergie montre que cette installation permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire pour les mois de mai à octobre alors que pour les mois restants, une fraction solaire comprise entre 71 % et 96 % est obtenue avec une moyenne annuelle de 92 %. Le taux d'économie réalisé est élevé et varie entre 69 % pour le mois de janvier et 100 % entre mai et octobre.



**Figure V.18. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteurs sous vide pour une surface de  $6 \text{ m}^2$  sous le climat de Constantine**  
**(b) Taux d'économie et fraction solaire**

L'utilisation des collecteurs CPC avec une surface de  $6 \text{ m}^2$ , (figure V.19a) conduit à une production thermique de l'installation solaire variant entre 279 kWh et 332 kWh, soit un total annuel de 3647 kWh. La consommation de l'appoint est maximale au mois de janvier et égale à zéro entre mai et octobre, avec un total annuel de 318 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation varie entre 13 kWh et 17 kWh avec un total annuel de 178 kWh.

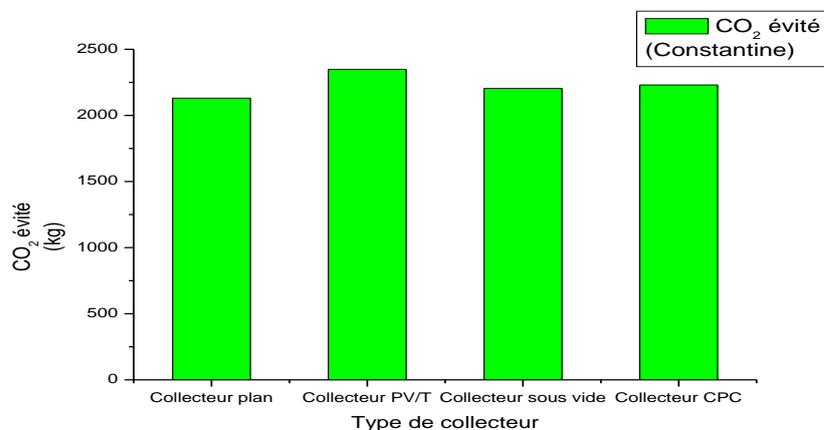
La fraction solaire est entre 73 % et 100 % avec une moyenne annuelle de 93 % (figure V.19b). Le taux d'économie atteint par cette installation varie entre 70 % et 100 %, avec une moyenne annuelle de 92 %.



**Figure V.19. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de 6 m<sup>2</sup> sous le climat de Constantine (b) Taux d'économie et fraction solaire**

L'analyse des courbes de la ville de Constantine montre que pour couvrir la majorité des besoins en eau chaude sanitaire, les collecteurs sous vide et le collecteur hybride PV/T qui permet en plus d'alimenter l'appoint thermique, les pompes et les organes de régulation avec un surplus de production dans les mois à rayonnement solaire intense, sont plus performants que les collecteurs solaires plans. Le collecteur CPC est moins performant comparativement à la ville d'Alger. Il apparaît donc que le collecteur PV/T soit le mieux adapté.

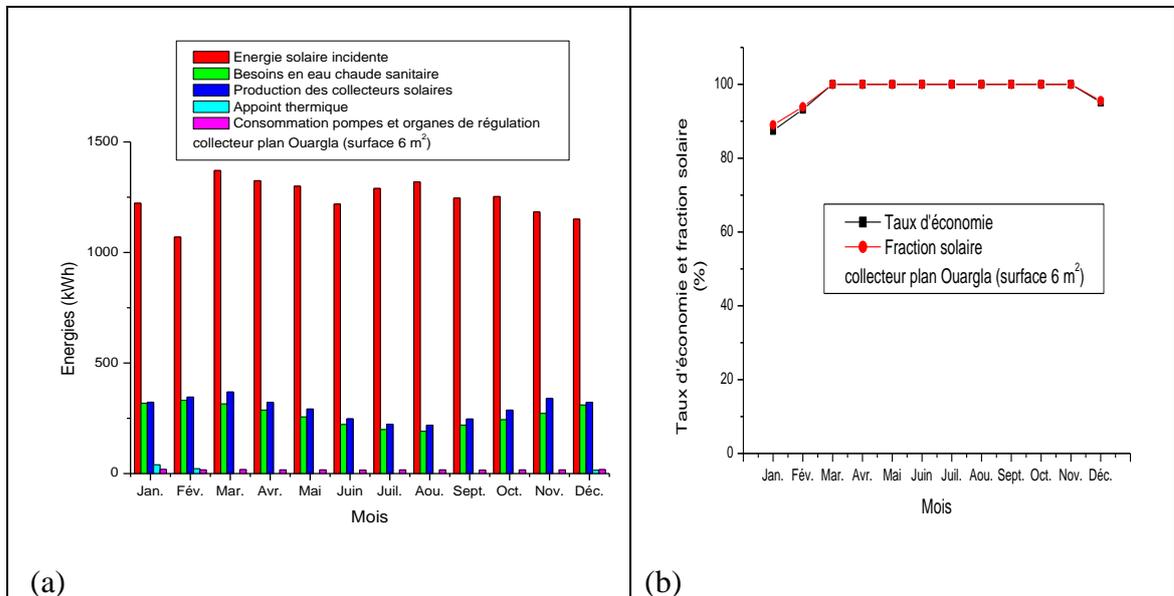
L'examen du bilan environnemental des quatre installations solaires étudiées pour la ville de Constantine (figure V.20) permet de noter que les quantités de 2348.81 kg et de 2130.66 kg de CO<sub>2</sub> pourront être évitées par l'utilisation respectivement de collecteurs PV/T et plan (le moins performant).



**Figure V.20. Quantité de CO<sub>2</sub> évitée pour différents collecteurs solaires (Constantine)**

Sous le climat de la ville d’Ouargla, les différentes énergies échangées dans l’installation solaire à collecteur plan d’une surface de 6 m<sup>2</sup> sont illustrées par la figure V.21a. Les besoins en eau chaude sanitaire varient au cours de l’année entre 331 kWh et 191 kWh et un total annuel de 3164 kWh. La production des collecteurs solaires varie au cours de l’année de 369 kWh à 219 kWh. Pour la consommation d’appoint, elle est maximale au mois de janvier (40 kWh), avec un total annuel de 77 kWh. La consommation de l’appoint est nulle entre les mois de mars et de novembre. L’énergie consommée par les pompes et auxiliaires varie entre 16 kWh et 19 kWh.

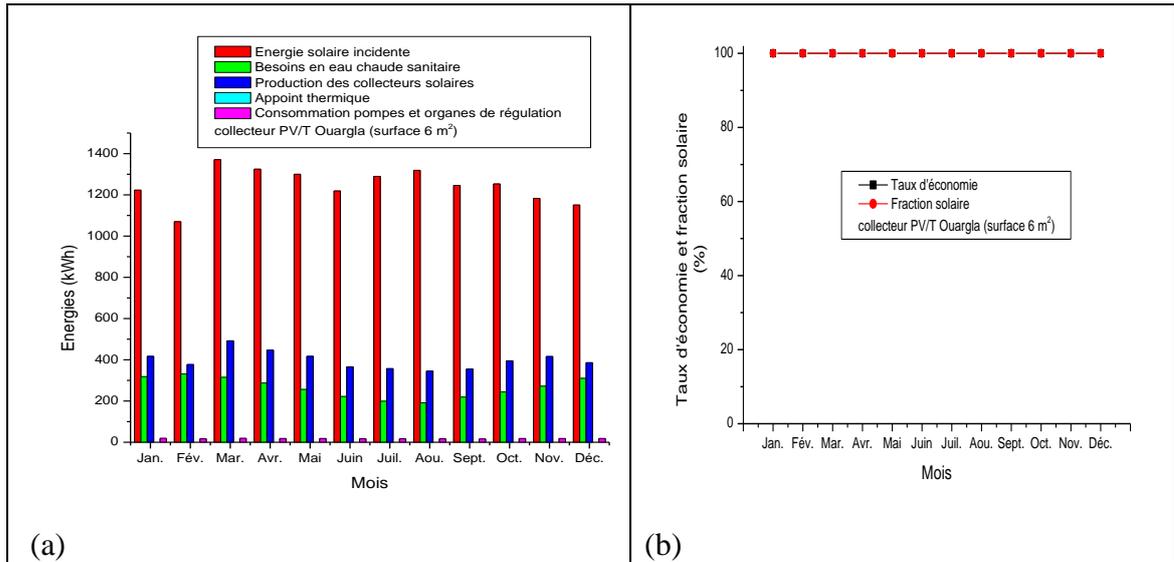
La couverture des besoins en eau chaude sanitaire est possible entre les mois de mars et novembre (figure V.21b). Pour les autres mois une fraction solaire entre 89 % et 95 % avec une moyenne annuelle de 98 %, est obtenue. Un taux d’économie d’énergie de 87 % pour le mois de janvier et de 100 % entre mars et novembre est obtenu avec une moyenne annuelle de 98 %.



**Figure V.21. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur plan pour une surface de 6 m<sup>2</sup> sous le climat d’Ouargla (b) Taux d’économie et fraction solaire de l’installation solaire**

Pour les collecteurs hybrides PV/T d’une surface de 6 m<sup>2</sup> (figure V.22a) la production thermique est maximale au mois de mars avec une valeur de 492 kWh et minimale au mois d’aout avec une valeur de 345 kWh. La consommation de l’appoint est nulle sur toute l’année. La consommation de la pompe et organes de régulation varie entre 16 kWh et 19 kWh avec un total annuel de 211 kWh.

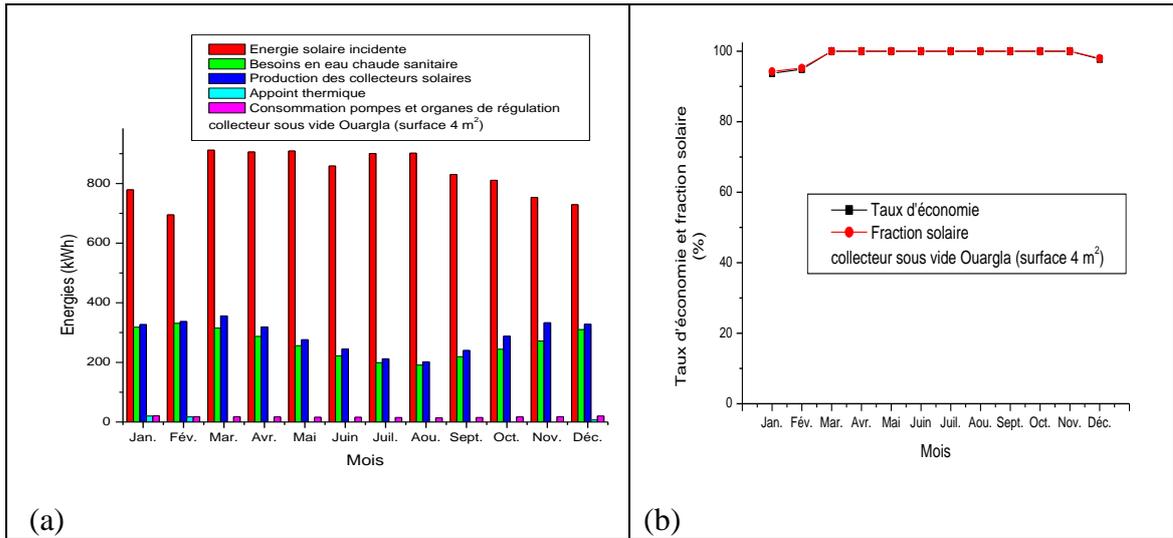
Il apparait ainsi que l’installation solaire permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire sur toute l’année (figure V.22b).



**Figure V.22. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur PV/T pour une surface de 6 m<sup>2</sup> sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire**

Pour l'utilisation d'un collecteur sous vide de surface 4 m<sup>2</sup> (figure V.23a), une production thermique de l'installation solaire entre 202 et 356 kWh est obtenue avec un total annuel de 3463 kWh. La consommation de l'appoint varie entre 20 kWh pour le mois de janvier et 0 kWh de mars jusqu'à novembre avec un total annuel de 44 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation est entre 14 kWh et 21 kWh avec un total annuel de 206 kWh.

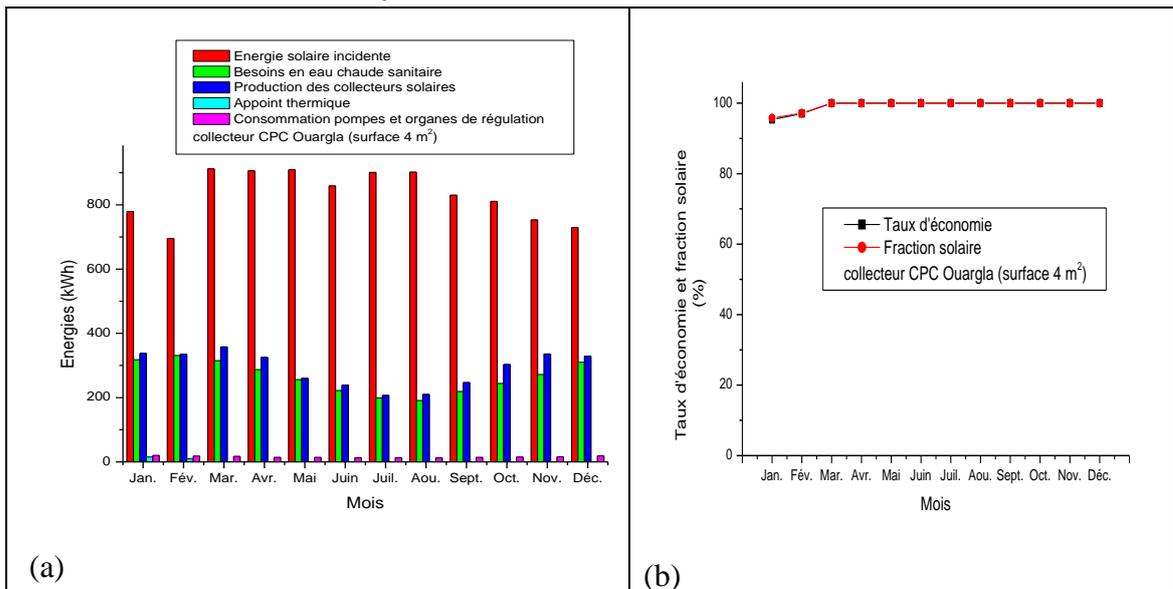
La figure V.23b représentant la fraction solaire et les économies d'énergie montre que cette installation permet de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire pour les mois de mars à novembre alors qu'une fraction solaire entre 94 % et 98 % pour les mois de décembre à février et de 100% pour le reste des mois avec une moyenne annuelle de 98% est obtenue. Le taux d'économie réalisé est élevé et varie entre 94 % pour le mois de janvier et 100 % entre mars et novembre.



**Figure V.23. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur sous vide pour une surface de 4 m<sup>2</sup> sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire**

L'utilisation des collecteurs CPC de surface 4 m<sup>2</sup> (figure V.24a) permet d'obtenir une production thermique annuelle de l'installation solaire de 3487 kWh. Cette production varie entre 207 kWh et 358 kWh. La consommation de l'appoint est maximale en mois de janvier et égale à zéro entre mars et décembre avec un total annuel de 25 kWh. La consommation des pompes et organes de régulation varie entre 13 kWh et 20 kWh avec un total annuel de 185 kWh.

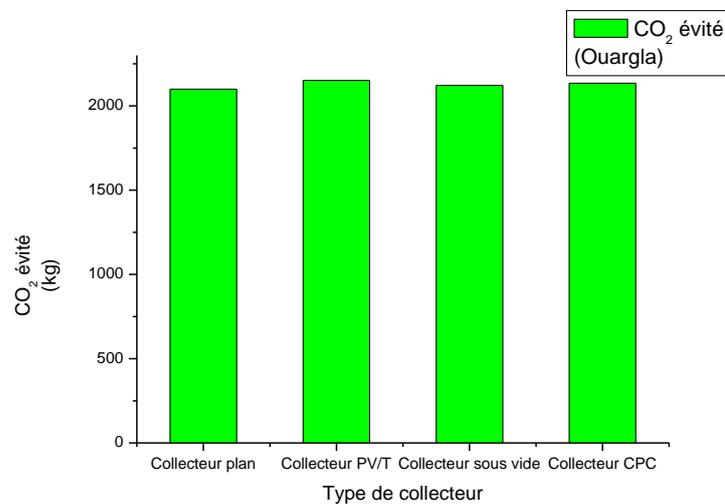
La figure V.24b illustre la fraction solaire entre 96 % et 100 % avec une moyenne annuelle de 99 %. Le taux d'économie atteint par cette installation varie entre 95 % et 100 % avec une moyenne annuelle de 99 %.



**Figure V.24. (a) Différentes énergies échangées par une installation solaire à collecteur CPC pour une surface de 4 m<sup>2</sup> sous le climat d'Ouargla (b) Taux d'économie et fraction solaire**

L'analyse des courbes précédentes de la ville d'Ouargla montre que pour couvrir la majorité des besoins en eau chaude sanitaire, le collecteur sous vide, le collecteur hybride PV/T et le collecteur CPC sont les mieux adaptés. Cependant le collecteur PV/T permet en plus de la production de l'eau chaude, l'alimentation de l'appoint thermique, les pompes et les organes de régulation. Les surfaces des collecteurs solaires utilisées comparées aux autres villes sont moins importantes.

L'examen du bilan environnemental des quatre installations solaires étudiées pour la ville d'Ouargla (figure V.25) permet de noter que les quantités de 2151.52 kg et de 2098.99 kg de CO<sub>2</sub> pourront être évitées par l'utilisation respectivement de collecteurs PV/T et du collecteur plan.



**Figure V.25. CO<sub>2</sub> évité pour différents collecteurs solaires (Ouargla)**

## V.2.2. Chauffage, climatisation et autres besoins énergétiques

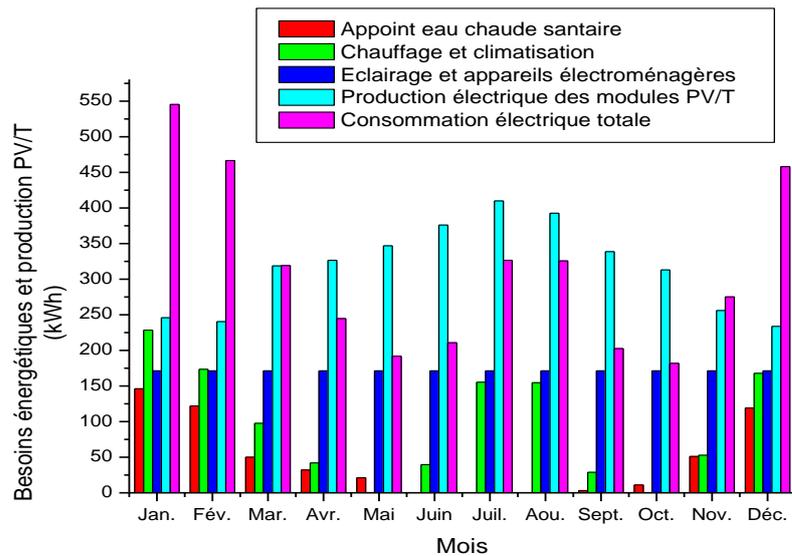
Ainsi et comme nous l'avons montré précédemment, l'utilisation des collecteurs solaires PV/T permet non seulement de couvrir les besoins en eau chaude sanitaire, mais conduit également à une production de l'énergie électrique qui pourra être utilisée pour les autres besoins énergétiques de la construction. Dans ce qui suit, l'étude de la production d'une installation solaire PV/T pour la couverture des besoins énergétiques totaux (eau chaude sanitaire, chauffage par eau chaude, climatisation par énergie électrique (modules PV) et par machine frigorifique à absorption et à adsorption de la maison solaire sera entreprise.

### a- Utilisation de l'énergie électrique

Le premier cas étudié est la possibilité de couvrir les besoins énergétiques de la construction par l'utilisation uniquement de collecteurs PV/T (sans l'emploi des installations frigorifiques à absorption/adsorption). Pour cela l'installation sera dimensionnée pour satisfaire les besoins en eau chaude sanitaire et du chauffage par

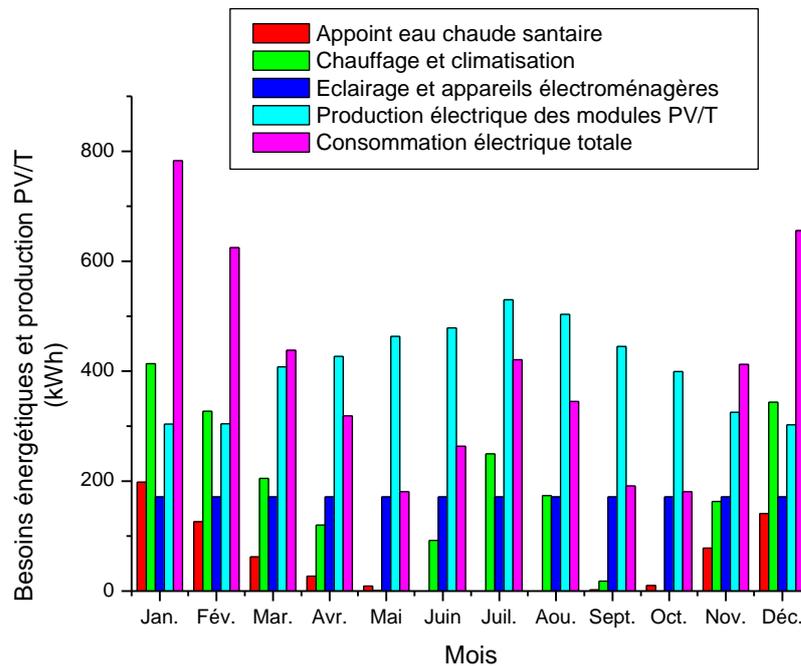
l'énergie thermique et l'énergie solaire électrique produite sera employée pour couvrir les besoins électrique des appareils électroménagers, de l'éclairage, de la climatisation par un système de climatisation à compression mécanique réversible (coefficient de performance 2.8 avec un rendement électrique de 80 %).

Pour une consommation annuelle totale d'électricité de la maison solaire sous le climat de la ville d'Alger estimée à 3701.60 kWh (appoint eau chaude sanitaire, chauffage, climatisation, éclairage et appareils électroménagers), la surface nécessaire des collecteurs PV/T pour couvrir cette consommation est de 12 m<sup>2</sup>. L'examen de la figure V.26 qui illustre les différents besoins en électricité et la production des collecteurs PV/T montre qu'après couverture d'une partie des besoins en eau chaude sanitaire par la production thermique des collecteurs PV/T, les besoins annuels qui restent à satisfaire par la production électrique des collecteurs PV/T est de 507 kWh. Les besoins en climatisation et en chauffage varient au cours de l'année avec un maximum de 228.39 kWh au mois janvier pour le chauffage et un total annuel de 1140.21 kWh. Les besoins électriques pour couvrir les appareils électroménagers restent les plus élevés avec un total annuel de 2054 kWh. La production électrique des collecteurs solaires PV/T varie au cours de l'année, avec un maximum au mois de juillet estimé à 416.25 kWh et un minimum de 237.32 au mois de décembre. La production annuelle électrique obtenue est de 3856.83 kWh. Nous constatons que la consommation mensuelle de la maison solaire est plus élevée que la production des collecteurs PV/T en hiver malgré la couverture des besoins en eau chaude sanitaire. Alors que pour les autres saisons, la production des collecteurs PV/T est plus élevée que la consommation. L'utilisation de l'électricité du réseau extérieur est nécessaire pour couvrir le reste des besoins en hiver alors que pour les autres mois le surplus de l'électricité sera injecté dans le réseau extérieur.



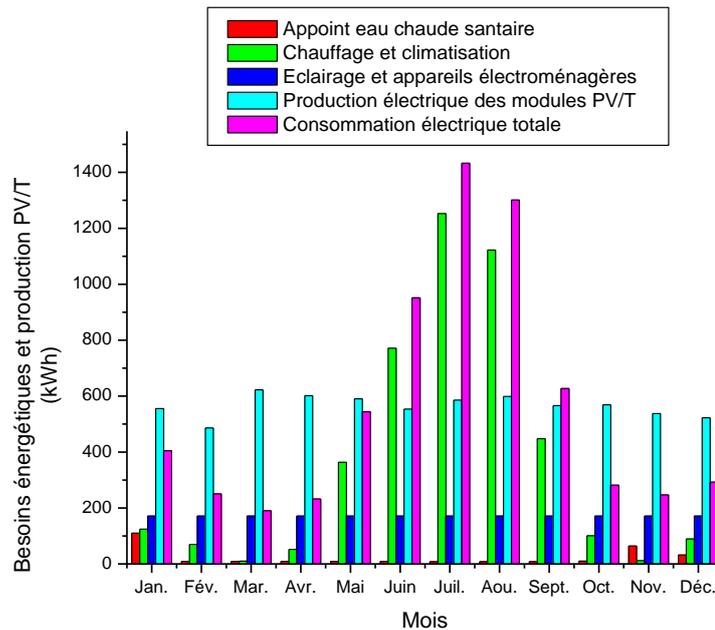
**Figure V.26. Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville d'Alger (surface 12 m<sup>2</sup>)**

Pour la ville de Constantine (figure V.27), les besoins énergétiques de la maison solaire sont élevés en hiver avec un maximum au mois de janvier, estimé à 782.87 kWh. Il est à noter que pour l'été, la consommation de la maison solaire est plus élevée contrairement au cas de la ville d'Alger. L'augmentation des besoins en climatisation influe sur le comportement énergétique de la maison solaire. La production des collecteurs solaire PV/T dépasse la consommation pour les mois de mai, juin, septembre et octobre. Pour les autres mois, l'utilisation de l'énergie électrique du réseau extérieur est nécessaire pour satisfaire les besoins énergétiques de la maison solaire. La production électrique annuelle des collecteurs PV/T est estimée à 4889.77 kWh.



**Figure V.27. Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville de Constantine (surface 14 m<sup>2</sup>)**

Les différents besoins énergétiques de la maison solaire sous le climat d'Ouargla et la production des collecteurs solaires PV/T sont illustrés par la figure V.28. L'influence du climat de la ville d'Ouargla est très importante. La production thermique élevée en hiver permet de couvrir la majorité des besoins en ECS et l'utilisation des dispositifs solaires passifs réduit significativement les besoins en chauffage. La production électrique des collecteurs PV/T est nettement élevée pour les mois d'octobre en mai. Pour l'été, l'augmentation des besoins énergétiques est due à ceux en climatisation qui sont beaucoup plus élevée que les autres deux villes, par conséquent, le recours au réseau électrique extérieur est nécessaire. La maison est énergétiquement indépendante pour 8 mois de l'année.



**Figure V.28. Besoins énergétiques mensuels de la maison solaire et production des collecteurs PV/T pour la ville d’Ouargla (surface 17.2 m<sup>2</sup>)**

Le dimensionnement des collecteurs PV/T montre qu’une différence de surface de l’ordre de 11.2 m<sup>2</sup> entre celle nécessaire pour couvrir les besoins d’ECS et les besoins électriques existe. Dans ce qui suit, nous allons envisager d’utiliser une partie de cette surface pour alimenter un distillateur solaire.

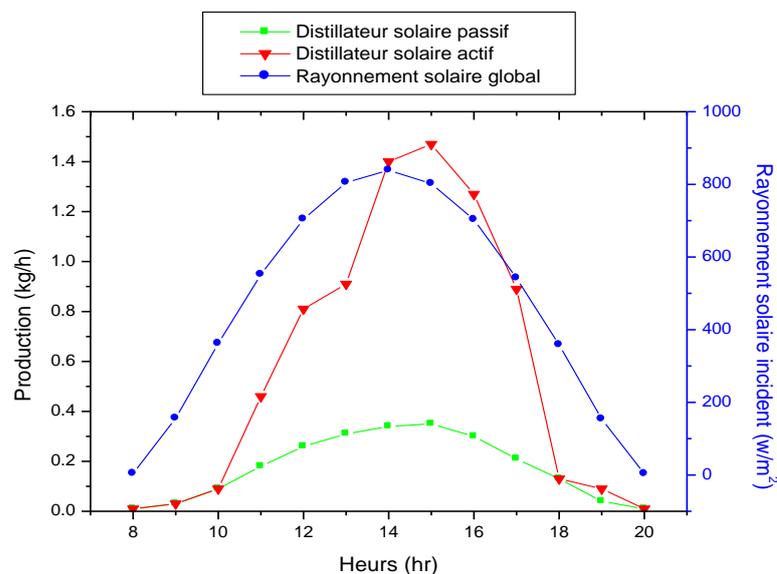
La région d’Ouargla connaît un problème de salination des eaux souterraines du fait de l’évaporation intense des eaux surfaciques. Des études réalisées auparavant sur cette région [264] montrent l’importance de l’utilisation de l’énergie solaire pour le dessalement des eaux saumâtres. De ce fait, et en se basant sur ces études nous allons étudier la possibilité d’alimenter un distillateur solaire type plan caractérisé par la simplicité et un prototype solaire par une installation hybride PV/T. L’alimentation en eau chaude du distillateur solaire proviendra directement des collecteurs solaires hybrides PV/T sans utilisation d’un ballon de stockage. Afin d’éliminer la circulation inverse pendant la nuit, le distillateur solaire sera déconnecté du collecteur PV/T

Une étude réalisée par M.K Guar et G.N Tiwari [277], montre qu’un maximum de production de l’eau distillée est obtenu pour un nombre de collecteur thermique égal à 4 et pour une masse d’eau de 50 kg. T.Kiatsiriroat et al [269] montre que pour un rapport entre la surface des collecteurs thermiques et la surface d’évaporation jusqu’à 5, une augmentation de la production est atteinte, au-delà elle devient insignifiante. Dans notre cas, un rapport de 4 sera utilisé. La circulation de l’eau est en mode actif avec un débit de 0.055 kg/s et une masse de 50 kg. Une surface de 4 m<sup>2</sup> est utilisée pour alimenter en eau saline un distillateur solaire de 1 m<sup>2</sup>. Aucun ballon de stockage n’est prévu et

l'installation est déconnectée des collecteurs solaires pendant la nuit afin d'éviter le phénomène de la circulation inverse.

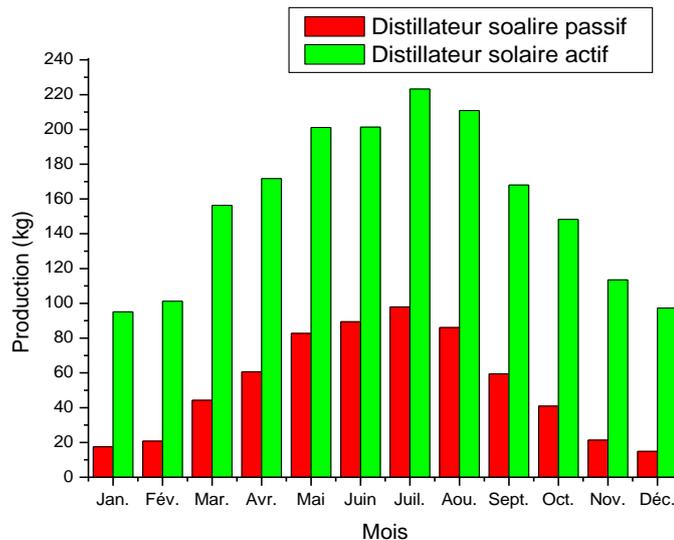
Afin de comparer nos résultats avec ceux issus de l'étude expérimentale de Shiv Kumar and Arvind Tiwari [276], la journée du 24 septembre (pratiquement les mêmes conditions climatiques que la journée du 14 avril 2006 de l'étude expérimentale [276]) est choisie. La figure V.29 qui illustre la variation de la production du distillateur solaire pour les deux cas, passif et actif permet de noter une production maximale du distillateur passif estimée à 0.35 kg à 15 h, légèrement différente de celle obtenue dans l'étude expérimentale de Shiv Kumar, (0.30 kg), résultant probablement au rayonnement solaire plus élevé dans notre cas. Une production journalière de 2.26 kg est obtenue pour le distillateur passif.

Concernant le distillateur actif, l'effet du couplage avec le collecteur solaire PV/T permet une augmentation de la production jusqu'à 327.66 % soit 4.27 fois plus. Un maximum de production de 1.47 kg est obtenu à 15 h alors que dans l'étude expérimentale (13 avril 2006), [276], il est de 1.35 kg à 14h. La production journalière du distillateur actif cas est de 6.97 kg alors qu'une valeur de 7.22 kg est obtenue dans l'étude expérimentale citée. Ces différences peuvent être expliquées par le fait que le collecteur PV/T utilisé dans cette dernière est plus performant que celui de notre étude du fait que seule une partie de la surface est couverte de cellule PV dans notre cas alors que dans étude de Shiv Kumar and Arvind Tiwari, toute la surface est couverte par les cellules PV ce qui réduit le rendement thermique du collecteur PV/T et explique la différence de la production journalière. Le réchauffement de l'eau avant son injection conduit à une augmentation de la production journalière.



**Figure V.29. Production des distillateurs solaire actif et passif (24 Septembre)**

L'effet du couplage du distillateur solaire avec le collecteur solaire PV/T sur la production mensuelle du distillateur solaire est illustré par la figure V.30. Nous pouvons remarquer qu'une augmentation comprise entre 125.32 % en juin et 553.83 % en décembre, soit 2.25 à 6.53 fois d'accroissement est obtenue. La production annuelle est de 635.71 kg pour le distillateur passif et de 1888.09 kg pour le distillateur actif soit 2.97 fois d'augmentation. Shiv Kumar and Arvind Tiwari [276] ont obtenu une augmentation journalière estivale et hivernale de la production de 3.2 et 5.5 fois respectivement pour des distillateurs solaires plan et couplé avec un collecteur PV/T.



**Figure V.30. Production mensuelle des distillateurs solaires passif et actif**

Cette étude montre la possibilité d'optimiser l'utilisation des collecteurs solaires PV/T. l'intégration d'un distillateur solaire permet de prendre avantage de la surface totale du collecteur PV/T d'une part et d'augmenter la rentabilité de l'installation de l'autre part. L'eau distillée produite peut être utilisée pour les applications domestiques ou vendue afin de réduire le temps d'amortissement de l'installation.

### **b. Installation solaire PV/T avec système à absorption et adsorption**

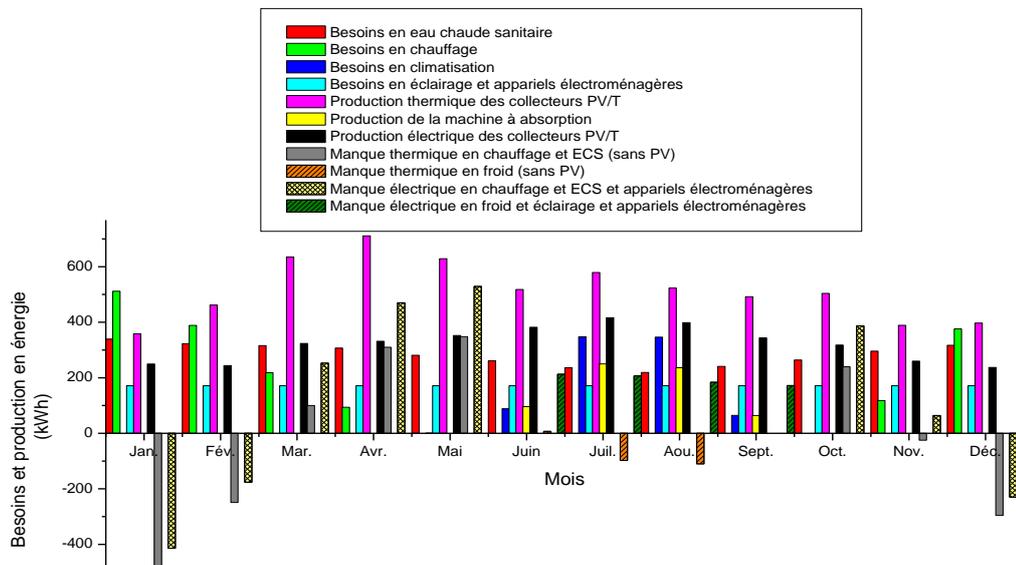
Après avoir étudié l'utilisation de l'énergie photovoltaïque pour satisfaire les besoins en chauffage et en climatisation par une machine frigorifique à compression mécanique, nous allons examiner dans ce qui suit la possibilité de satisfaire ces besoins par l'utilisation de l'eau chaude qui alimente un circuit de chauffage par plancher et un système de climatisation à absorption ou à adsorption.

La figure V.31 illustre les différentes énergies produites par le collecteur solaire PV/T et par l'installation frigorifique à absorption ainsi que les différents besoins de la maison solaire sous le climat d'Alger. Concernant le chauffage, l'installation avec une surface de collecteur de 12 m<sup>2</sup> peut couvrir la totalité des besoins de la maison pour les

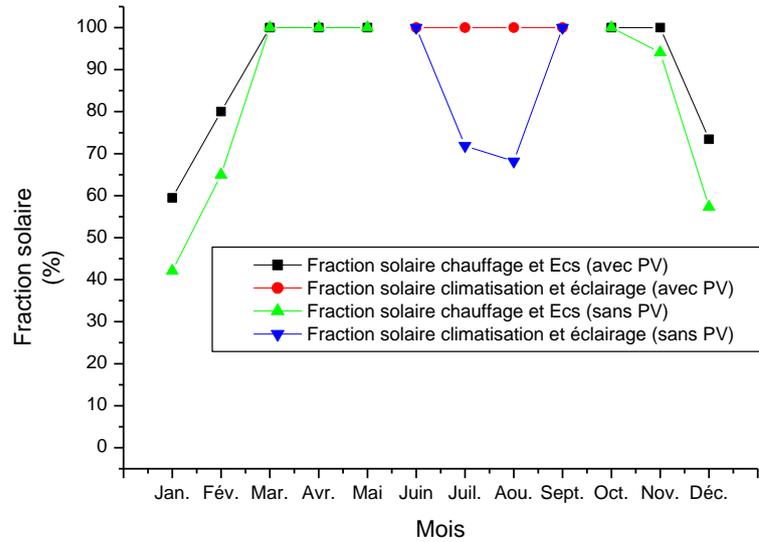
mois de mars, avril, mai et octobre caractérisés par une basse consommation de chauffage et de climatisation. Pour les mois de janvier, février et décembre, un déficit de production est enregistré. L'utilisation de l'eau chaude sanitaire et l'appoint électrique alimenté par la production des modules PV ne peuvent pas satisfaire les besoins énergétiques de la maison solaire. Pour la climatisation, l'utilisation de la machine à absorption, présente un déficit de production pour les mois de juin à septembre, qui pourrait être cependant satisfait sur toute la période avec un appoint électrique des modules PV.

L'utilisation de l'énergie électrique produite par les collecteurs solaires PV/T permet d'obtenir une fraction solaire entre 60% et 100% pour l'eau chaude sanitaire et le chauffage, cependant cette fraction solaire est de 42 % à 100 % dans le cas où l'énergie électrique n'est pas utilisée.

Cette augmentation est aussi obtenue pour la climatisation où la fraction solaire est de 100 % pour le cas où l'énergie électrique produite par les collecteurs solaires PV/T est utilisée, alors que cette dernière est entre 68 % et 100 % dans le cas où l'énergie électrique n'est pas utilisée.



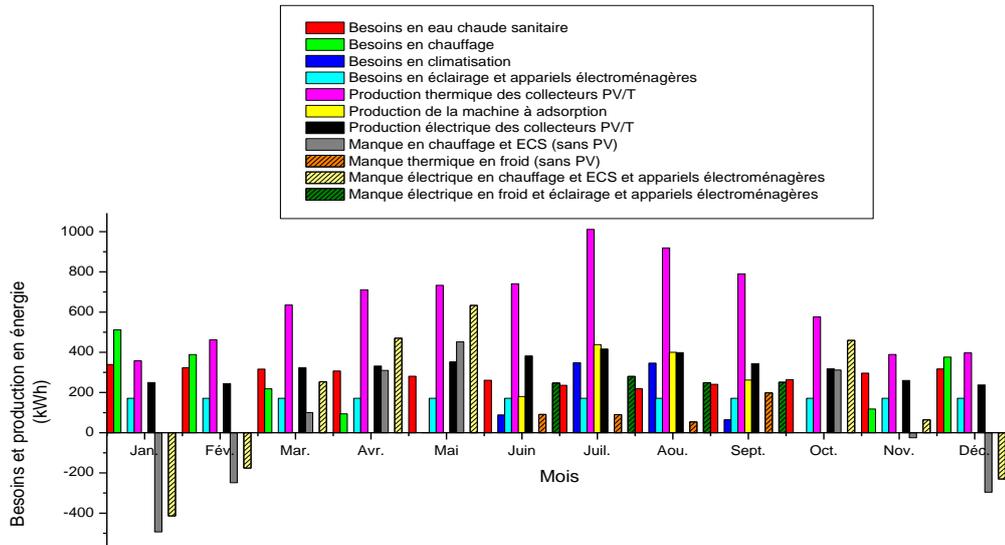
**Figure V.31. Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Alger)**



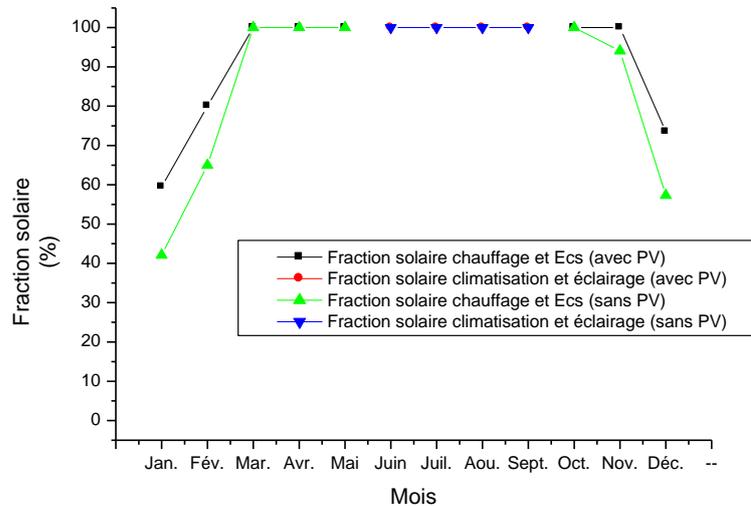
**Figure V.32. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Alger)**

Concernant l'utilisation de la machine à adsorption (figure V.33) et pour la même surface de captage, nous remarquons que la totalité des besoins en climatisation sont couverts par cette installation. Des fractions solaires de 100 % sur toute la période de climatisation sont obtenues.

L'utilisation des systèmes frigorifiques à absorption a l'avantage de permettre l'obtention de grandes puissances avec des températures d'évaporation plus basses, alors que pour des puissances faibles, les machines frigorifiques à adsorption présentent des performances plus élevées du fait que le compresseur thermique nécessite des puissances thermiques à des températures moyennes (65°C) comparativement à la machine à absorption où la température peut facilement atteindre 95 °C.



**Figure V.33. Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Alger)**



**Figure V.34. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Alger)**

Pour la ville de Constantine et pour une surface totale de collecteurs PV/T de 14 m<sup>2</sup> (figure V.35), nous constatons qu'un déficit de production est enregistré pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire pour les mois de janvier, février et décembre. Les productions thermique et électrique des modules PV/T ne peuvent donc pas satisfaire les besoins énergétiques de la maison solaire pour ces mois. Un déficit de production est également enregistré pour les mois de juin, juillet et août si l'énergie électrique produite

par la partie électrique des modules PV/T, n'est pas utilisée. Il apparaît donc que seule la production électrique de ces modules permettrait de couvrir les besoins énergétiques de la maison solaire.

Des fractions solaires des besoins en chauffage et l'eau chaude sanitaire entre 45 % et 100 % sont obtenues sans l'utilisation de l'énergie électrique des modules PV et entre 60 % et 100 % avec l'utilisation d'appoint électrique alimenté par les modules PV. Des fractions solaires entre 55 % et 100 % sont obtenues par l'utilisation de la machine à absorption et de 100 % avec appoint électrique des modules PV/T (figure V.36).

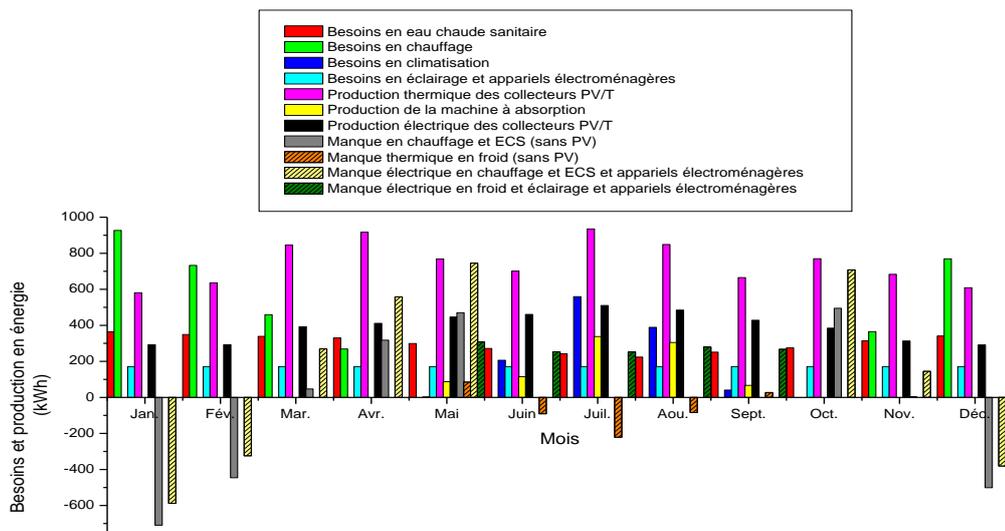


Figure V.35. Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Constantine)

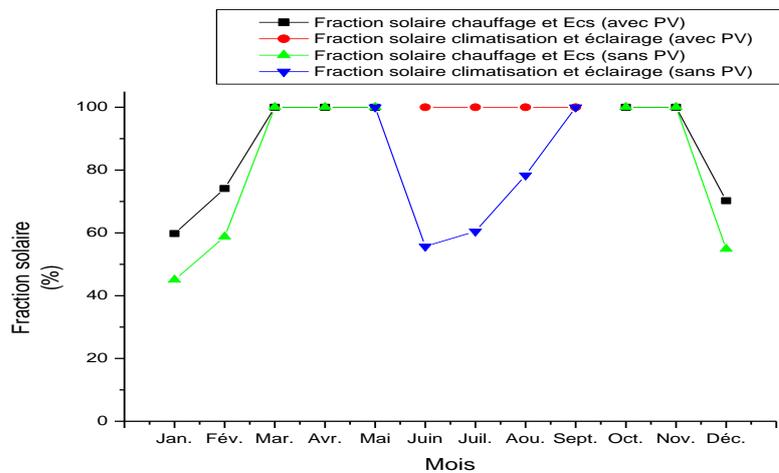


Figure V.36. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Constantine)

La production d'une installation à adsorption alimentée par un collecteur solaire PV/T d'une surface de 14 m<sup>2</sup> pour la ville de Constantine est représentée sur la figure V.37 qui montre que cette installation peut couvrir les besoins en climatisation sans utiliser la production électrique des modules PV. Des fractions solaires de 100 % sont obtenues pour cette installation sur la totalité de la période de climatisation (figure V.38).

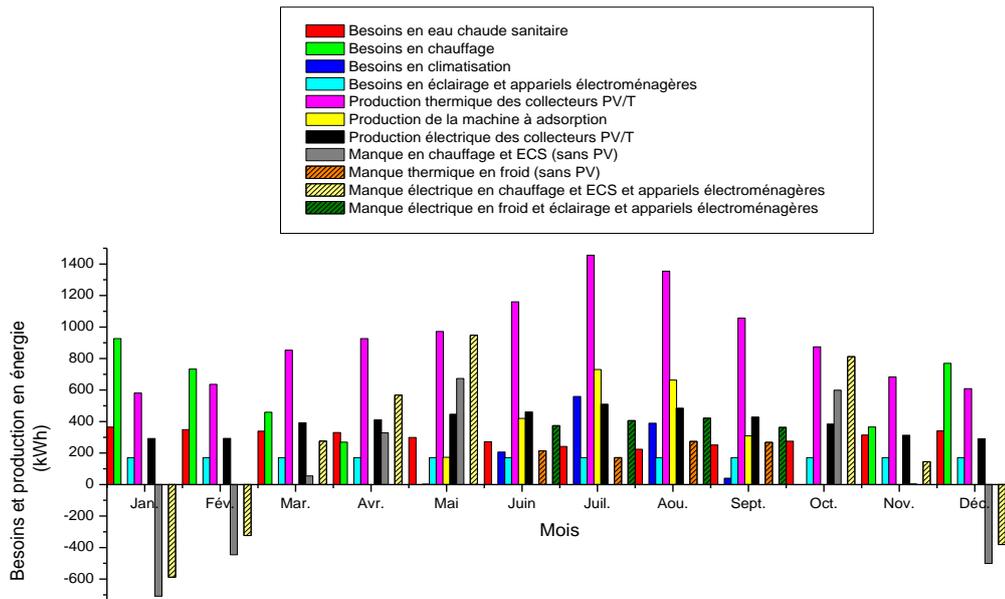


Figure V.37. Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Constantine)

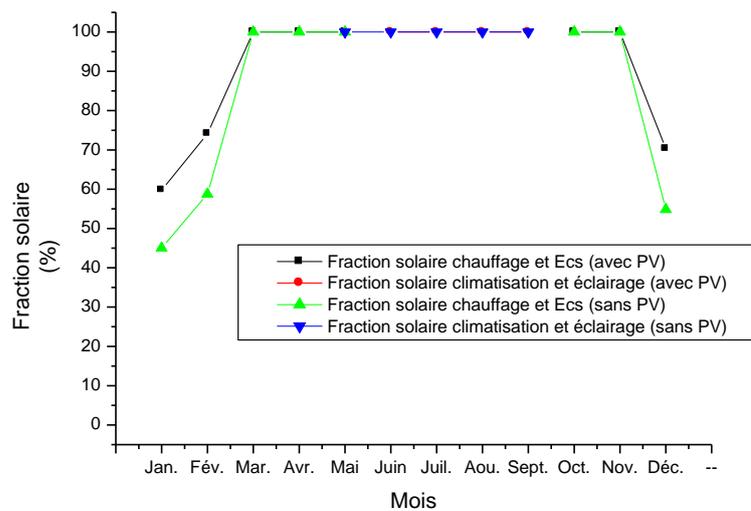
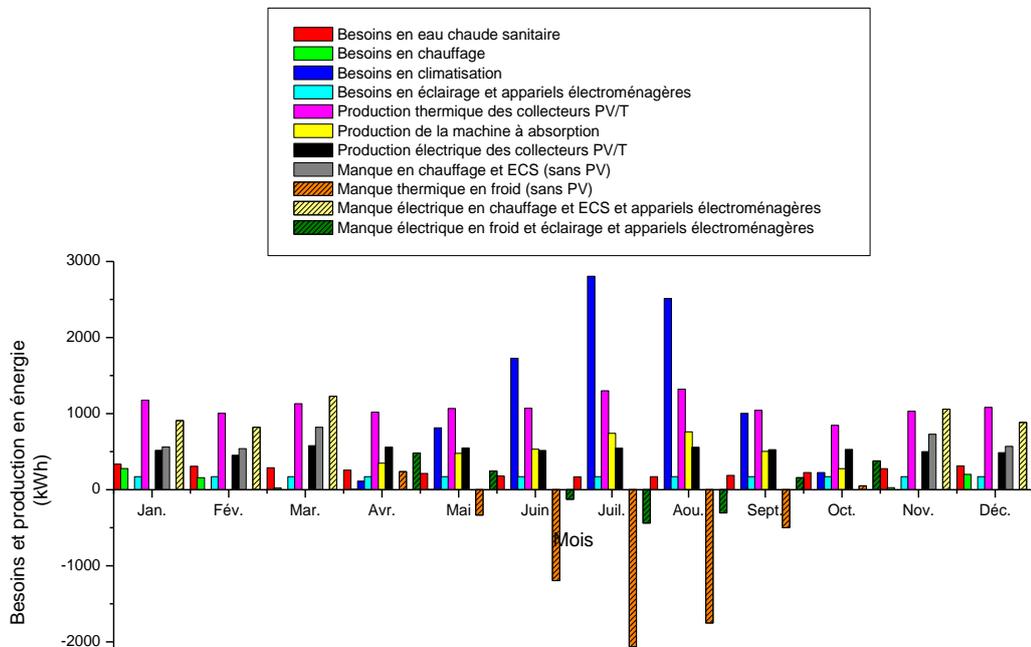


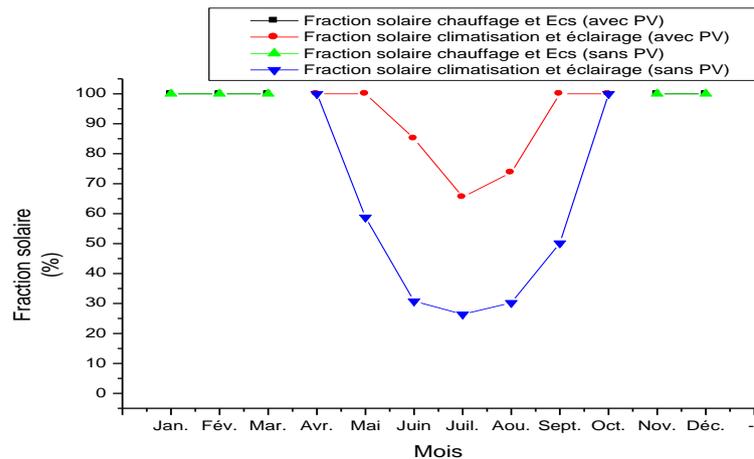
Figure V.38. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Constantine)

Pour la ville d’Ouargla, une installation solaire PV/T de 17.2 m<sup>2</sup> de surface est utilisée (figure V.39). Les résultats montrent qu’une couverture totale des besoins énergétiques en chauffage et en eau chaude sanitaire est obtenue. Ces derniers sont néanmoins moins importants que pour les deux autres zones climatiques. Concernant la climatisation, la couverture des besoins est assurée uniquement pour les mois d’avril et d’octobre. Pour les mois de mai et de septembre, l’utilisation de l’énergie électrique pour couvrir les besoins est nécessaire et pour les mois de juin, juillet et août, un déficit est observé.

Des fractions solaires de chauffage et d’eau chaude sanitaire de 100 % sont obtenues pour l’hiver, celles obtenues pour la climatisation varient entre 26 % et 100 % pour l’installation solaire sans appoint électrique et entre 65 % et 100 % pour le cas de l’utilisation de l’appoint électrique alimenté par les modules PV (figure V.40).



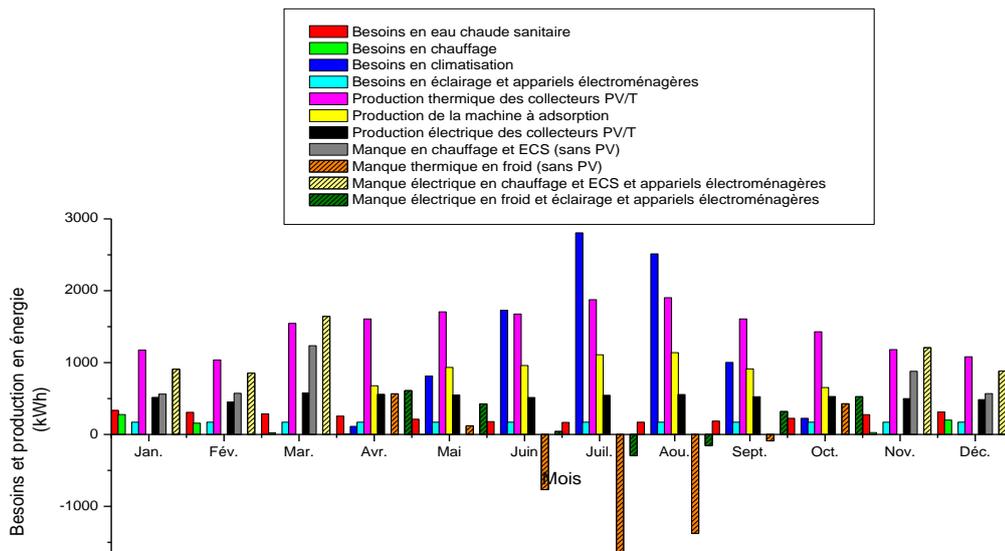
**Figure V.39. Différents besoins et énergies mises en jeu par l’installation solaire PV/T avec un système à absorption (Ouargla)**



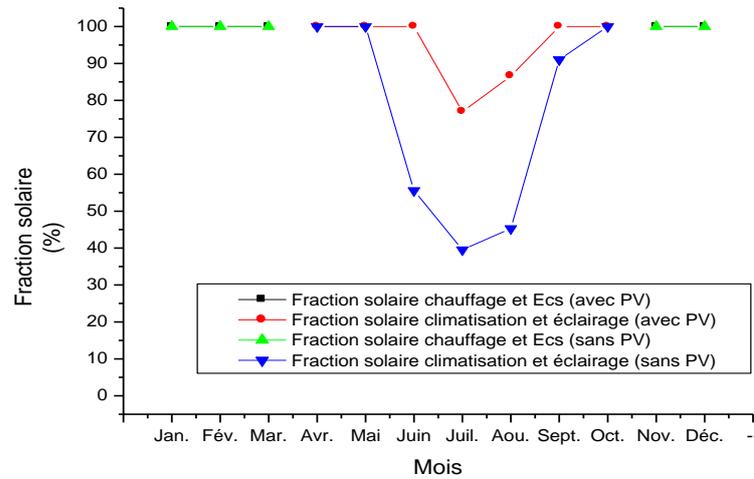
**Figure V.40. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à absorption (Ouargla)**

L'utilisation des installations frigorifiques à adsorption (au lieu de celles à absorption), permet d'augmenter la quantité frigorifique produite. Un déficit en froid est enregistré pour les mois de juin, juillet et août, alors que pour l'utilisation de l'appoint électrique, celui-ci est uniquement pour les mois de juillet et d'août (figure V.41).

Des fractions solaires, entre 40 % et 100 % sont obtenues pour le cas sans appoint électrique et entre 77 % et 100 % pour celui avec utilisation de l'appoint électrique (figure V.42).



**Figure V.41. Différents besoins et énergies mises en jeu par l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Ouargla)**



**Figure V.42. Fraction solaire de l'installation solaire PV/T avec un système à adsorption (Ouargla)**

Tous les résultats exposés précédemment montrent la possibilité de couvrir les besoins énergétiques de la maison solaire sous différents climats avec l'utilisation de collecteurs solaires PV/T qui offre l'avantage d'utiliser deux sources énergétiques différentes. Les machines à absorption caractérisées par un rendement élevé peuvent satisfaire une partie des demandes en climatisation alors que les machines frigorifiques à adsorption fonctionnent mieux avec des puissances demandées moins élevées (cas des maisons). Le bilan de l'installation est effectué sur les besoins annuels de la maison solaire. Une dépendance du réseau extérieur est nécessaire pour satisfaire les besoins énergétiques de la maison solaire dans les mois où les besoins excèdent la production, alors que pour le reste des mois, l'injection de l'énergie électrique dans le réseau extérieur est possible. Des bénéfices importants peuvent être réalisés par l'emploi de ce type d'installation solaire du fait que le prix d'achat de l'électricité est nettement moins élevé que celui de la vente de l'électricité de source renouvelable.

## *Conclusion et perspectives*

Intégrer l'énergie solaire dans le bâtiment pour alléger la consommation énergétique est un véritable challenge qui nécessite une compréhension et la maîtrise de plusieurs phénomènes et variables. Le bon choix du système et ou des procédés solaires adéquats influe sur la contribution et l'impact de ce système sur la balance énergétique du bâtiment. Trois aspects énergétique, environnemental et économique doivent être pris en considération, Dans ce contexte, l'objectif de notre travail est d'évaluer l'impact de l'intégration de l'énergie solaire sur le bilan énergétique des constructions.

Une étude bibliographique approfondie sur les systèmes solaires passifs et actifs existants et les avancées atteintes nous a permis de choisir les dispositifs et équipements solaires pour le calcul.

Une maison solaire construite au village solaire à Boussaâda intégrant deux murs Trombe et une grande surface vitrée est utilisée pour le calcul. L'influence du climat est examinée par le choix de trois villes différentes, Alger caractérisée par un climat méditerranéen doux, Constantine par un climat semi-aride et Ouargla par un climat aride. Une analyse des climats de ces trois villes est effectuée afin de valider notre choix.

Une étude du confort thermique de la maison solaire sous le climat des trois villes est réalisée avec l'analyse de la température opérative à l'aide du logiciel TRNSYS. Les résultats obtenus montrent que pour l'hiver la maison solaire telle qu'elle présentée est bien adapté uniquement pour un climat aride. Alors que pour l'été cette maison solaire est bien adaptée pour un climat méditerranéen, relativement adaptée pour un climat semi-aride, mais semble inadéquate pour un climat aride. L'analyse des besoins en chauffage et en climatisation de la maison solaire pour les trois villes montre que ces besoins en chauffage sont bas pour la ville d'Alger comparativement aux deux autres villes alors ceux en climatisation sont excessivement élevés pour la ville d'Ouargla.

L'évaluation de la contribution des dispositifs solaires passifs montre que ces derniers réduisent considérablement les charges en chauffage pour les trois climats choisis.

Pour la ville d'Alger, l'amélioration de l'isolation thermique de la maison solaire permet une réduction significative des besoins de chauffage et de climatisation annuels et d'atteindre ainsi une basse consommation. L'influence des toits réfléchissants n'est pas réellement déterminante. En effet, la diminution de l'absorption des toits engendre une augmentation des besoins en chauffage pour les villes d'Alger et de Constantine et une légère diminution des besoins en climatisation. Par contre pour la ville d'Ouargla, les besoins en chauffage sont minimaux du fait du climat relativement chaud en hiver et la diminution des besoins en climatisation influe sur les besoins annuels de la maison solaire sous ce climat.

Les caractéristiques optiques et thermiques du vitrage influent sur le comportement thermique de la maison solaire sous les différents climats. Il apparaît qu'une diminution de la transmission de ces vitrages augmente les performances thermiques de la maison solaire. Le vitrage double est plus adéquat dans les zones caractérisées par un hiver froid et un été moins chaud, alors que le vitrage peu émissif convient davantage au climat avec un hiver moins froid et un été plus chaud.

L'analyse de l'effet de l'orientation montre que la direction Sud est la mieux adaptée pour l'ensemble des zones climatiques étudiées.

Une amélioration de la maison solaire selon la norme passivhaus montre qu'une maison à basse consommation d'énergie est obtenue pour les deux villes d'Alger et de Constantine. Les besoins annuels de la maison solaire sous le climat de la ville d'Ouargla sont réduits significativement.

La réduction des besoins énergétiques (chauffage et climatisation) des constructions peut être obtenue par des techniques passives. En effet, l'amélioration des performances thermiques des parois de la construction et l'utilisation de parois vitrées avec des caractéristiques optiques et thermiques optimisées sont les moyens les plus efficaces pour atteindre cet objectif.

La simulation du comportement énergétique des installations solaires actives pour couvrir les différents besoins énergétiques de la maison solaire nous a permis de constater que les collecteurs solaires hybrides PV/T présentent des performances élevées. Si la comparaison ne concerne que les performances thermiques, les collecteurs solaires CPC présentent les meilleures performances, néanmoins, la production électrique des collecteurs PV/T permet une plus grande gamme d'utilisation. Ces collecteurs peuvent en effet couvrir une partie très importante des besoins thermiques pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire, la climatisation solaire et les besoins électriques pour les applications ménagères et l'éclairage. La comparaison entre différents procédés de rafraîchissement solaire montre qu'avec une utilisation de ces collecteurs solaires, l'alimentation des machines à compression mécanique est la solution la plus adéquate tant du point de vue énergétique qu'économique. Cependant et malgré les performances réduites des systèmes à adsorption, comparativement aux systèmes à absorption, l'utilisation de l'eau à moyenne température permet d'augmenter l'intervalle d'utilisation pour des besoins peu élevés. En revanche les systèmes à absorption sont plus adaptés pour les utilisations nécessitant des puissances importantes.

Une étude de la possibilité d'intégrer un système de distillation de l'eau a montré qu'une augmentation conséquente de la production de l'eau distillée (beaucoup plus élevée en hiver qu'en été) est atteinte par un couplage avec les collecteurs solaires PV/T.

L'étude de l'impact de l'utilisation des énergies solaires passive et active sur la balance énergétique d'une maison solaire existante dans le village de Boussaâda, sous

trois climats différents et par plusieurs techniques a montré une réduction significative de la consommation énergétique. D'autres voies, parois à double peau, cheminées solaires, utilisation de serres solaires etc., sont à explorer.

Par ailleurs et dans la perspective d'améliorer les performances des systèmes solaires actifs, d'autres configurations (combinaison collecteurs CPC et panneaux PV ou autres) peuvent être envisagées. L'amélioration de la stratification solaire est également une voie qui doit retenir l'attention.

## *Références bibliographiques*

## Références bibliographiques

- [1] Z. Sen, *Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques. Atmosphere, Environment, Climate Change and Renewable Energy*, Springer, 2008, ISBN 978-1-84800-133-6.
- [2] A. B. Stambouli, *Promotion of renewable energies in Algeria: Strategies and perspectives*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 15, 2011, pages 1169-118.
- [3] A. B. Stambouli, *Algerian renewable energy assessment: The challenge of sustainability*, Energy Policy, Volume 39, 2011, pages 4507-4519.
- [4] Ministère de l'Énergie Algérien  
<http://www.memalgeria.org/francais/index.php?page=potentiels>
- [5] Aprue « Consommation énergétique finale de l'Algérie : chiffres clés année 2005 » Ministère de l'énergie et des mines, agence nationale pour la promotion et la rationalisation de l'utilisation de l'énergie, édition 2007.
- [6] R. Froster, M. Ghassemi, A. Cota, *Solar energy, Renewable energy and the environment*, Taylor & Francis Group, 2005, ISBN 1420075667.
- [7] A. Rabl, *Active Solar Collectors and Their Applications 1st Edition*, Oxford University Press; 1 st edition, 1985, ISBN 978-0195035469
- [8] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*. Elsevier's Science & Technology, 2009, ISBN 978-0-12-374501-9.
- [9] S. A. Khalil, A. M. Shaffie, *A comparative study of total, direct and diffuse solar irradiance by using different models on horizontal and inclined surfaces for Cairo, Egypt*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 27, 2013, pages 853–863.
- [10] F. Besharat, A. A. Dehghan, A. R. Faghieh, *Empirical models for estimating global solar radiation: A review and case study*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 21, 2013, pages 798–821.
- [11] K. Bakirci, *Models of solar radiation with hours of bright sunshine: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 13, 2009, pages 2580–2588.
- [12] C. Ertekin, O. Yaldiz, *Estimation of monthly average daily global radiation on horizontal surface for Antalya, Turkey*. Renewable Energy, volume 17, 1999, pages 95–102.
- [13] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes, 4th Edition*, edition Willey, 2015, ISBN 978-0470873663.
- [14] J. Glover, J. DG. Mc Gulloch, *The empirical relation between solar radiation and hours of sunshine*. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, volume 84, 1958, pages 172–5.
- [15] H. Ogelman, A. Ecevit, E. Tasdemiroglu, *A new method for estimating solar radiation from bright sunshine data*, Solar Energy, volume 33, 1984, pages 619–625.
- [16] K. Zabara, *Estimation of the global solar radiation in Greece*, Solar and Wind Technology, volume 3, 1986, pages 267–272.

- [17] V. Bahel, H. Bakhsh, R. Srinivasan, *A correlation for estimation of global solar radiation*, Energy, volume 12, 1987, pages 131–135.
- [18] S. TDMA, *Estimation of global radiation for Sri Lanka*, Solar Energy, volume 47, 1991, pages 333–337.
- [19] S. Coppolino, *A new correlation between clearness index and relative sunshine*, Renewable Energy, volume 4, 1994, pages 417–423.
- [20] IT. Togrul, H. Togrul, D. Evin, *Estimation of global solar radiation under clear sky radiation in Turkey*, Renewable Energy, volume 21, 2000, pages 271–287.
- [21] V. Badescu, *Correlations to estimate monthly mean daily solar global irradiation: application to Romania*, Energy, volume 24, 1999, pages 883–893.
- [22] DG. Goodin, JMS. Hutchinson, RL. Vanderlip, MC. Knapp, *Estimating solar irradiance for crop modeling using daily air temperature data*, Agronomy Journal, volume 91, 1999, pages 845–851.
- [23] MG. Abraha, MJ. Savage, *Comparison of estimates of daily solar radiation from air temperature range for application in crop simulations*, Agricultural and Forest Meteorology, volume 148, 2008, pages 401–416.
- [24] AH. Maghrabi, *Parameterization of a simple model to estimate monthly global solar radiation based on meteorological variables, and evaluation of existing solar radiation models for Tabouk, Saudi Arabia*, Energy Conversion and Management, volume 50, 2009, pages 2754–2760.
- [25] B Hellstrom, M Adsten, P Nostell, B Karlsson, E Wackelgard, *The impact of optical and thermal properties on the performance of flat plate solar collectors*, Renewable Energy, volume 28, 2003, pages 331–344.
- [26] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, TH. Nousia, *solar collectors with colored absorbers*, Energy, Volume 68, 2000, pages 343–356.
- [27] A. Wazwaz, *Solar thermal performance of a nickel pigmented aluminium oxide selective absorber*, Renewable Energy, volume 27, 2002, pages 277–292.
- [28] A. Schüler, C. Roecker, J.-L. Scartezzini, J. Boudaden, I.R. Videnovic, R.S.-C. Ho, P. Oelhafen, *On the feasibility of colored glazed thermal solar collectors based on thin film interference filters*, Solar Energy Materials & Solar Cells, volume 84, 2004, pages 241–254.
- [29] S. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, *Performance of solar systems employing collectors with colored absorber*, Energy and Buildings, volume 37, 2005, pages 824–835.
- [30] A. Schuler et al., *Potential of quarter wave interference stacks for colored thermal solar collectors*, Solar Energy, volume 79, 2005, pages 122–130.
- [31] P. Bonhôte, Y. Eperon, P. Renaud, *unglazed coloured solar absorbers on facade: Modelling and performance evaluation*, Solar Energy, volume 83, 2009, pages 799–811.

- [32] T.N. Anderson, *The effect of colour on the thermal performance of building integrated solar collectors*, Solar Energy Materials & Solar Cells, volume 94, 2010, pages 350–354.
- [33] S. Mertin, V. Hody-Le Caër, M. Joly, I. Mack, P. Oelhafen, J.-L. Scartezzini, A. Schüller, *Reactively sputtered coatings on architectural glazing for coloured active solar thermal façades*, Energy and Buildings, volume 68, 2014, pages 764–770.
- [34] A.A. Lambert, S. Cuevas, J.A. del Río, *Enhanced heat transfer using oscillatory flows in solar collectors*, Solar Energy, volume 80, 2006, pages 1296–1302.
- [35] M. M. Alkilani, K. Sopian, M.A. Alghoul, M. Sohif, M.H. Ruslan, *Review of solar air collectors with thermal storage units*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 15, 2011, pages 1476–1490.
- [36] L. A. Tagliafico, F. Scarpa, M. De Rosa, *Dynamic thermal models and CFD analysis for flat plate thermal solar collectors—A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 30, 2014, pages 526–537.
- [37] D. J. Close. A, *Design Approach for Solar Processes*, Solar Energy, Volume 11, 1967, Pages 112-122.
- [38] N. E. Wijesunder, *Comparison of transient heat transfer models for flat plate collectors*, Solar Energy, Volume 21, 1978, Pages 517-521.
- [39] g. L. Morrison, d. B. J. Ranatunga, *Transient response of thermosyphon solar collectors*, Solar energy, volume 24, 1980, pages 55-61.
- [40] S. Klein, J. Duffie, W. Beckman, *Transient considerations of flat-plate solar collectors*. J Eng Power – Trans ASME, volume 96, 1974, pages 109–113.
- [41] A. De Ron, *Dynamic modelling and verification of a flat-solar collector*, Sol Energy volume 24, 1980, pages 117–128.
- [42] A. Oliva, M. Costa, C. D. Perezsegarra, *Numerical simulation of solar collectors: The effect of nonuniform and non-steady state of the boundary conditions*, Solar Energy, volume 47, 1991, Pages 359-373.
- [43] W. Zima, P. Dziwka, *Mathematical modelling of heat transfer in liquid flat plate solar collector tubes*. Archives Thermodynamique, volume 31, 2010, 31, pages 45–62.
- [44] S. A. Kalogirou, S. Panteliou, A. Dentsoras, *Modeling of solar domestic water heating systems using artificial neural networks*, Solar energy, volume 65, 1999, pages 335–342.
- [45] S. Lecoeuche, S. Lalot, *Prediction of the daily performance of solar collectors*, International Communications in Heat and Mass Transfer, volume 32, 2005, pages 603 – 611.
- [46] S. A. Kalogirou, *Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks*, Solar Energy, volume 80, 2006, pages 248–259.
- [47] J. Fan, L. J. Shah, S. Furbo, *Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips*, Solar Energy, volume 81, 2007, pages 1501-1511.

- [48] M. Selmi, M. J. Al-Khawaja, A. Marafia, *Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector*, *Renewable Energy*, volume 33, 2008, Pages 383-387.
- [49] O. Turgut , N. Onur, *Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface*, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 36, 2009, pages 274–279.
- [50] S. Harrison, C. A. Cruickshank, *A review of strategies for the control of high temperature stagnation in solar collectors and systems*, *Energy Procedia*, volume 30, 2012, pages 793 – 804.
- [51] C.D. Ho, H.M. Yeh, R.C. Wang, *Heat-transfer enhancement in double-pass flat-plate solar air heaters with recycle*, *Energy*, volume 30, 2005, pages 2796-2817.
- [52] K. Sopian, M.A. Alghoul, E. M. Alfegi, M.Y. Sulaiman, E.A. Musa, *Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media*, *Renewable Energy*, volume 34, 2009, pages 640-645.
- [53] G. Martinopoulos, D. Missirlis, G. Tsilingiridis, K. Yakinthos, N. Kyriakis, *CFD modeling of a polymer solar collector*, *Renewable Energy*, volume 35, 2010, pages 1499-1508.
- [54] Y. Tian, C.Y. Zhao, *A numerical investigation of heat transfer in phase change materials (PCMs) embedded in porous metals*, *Energy*, volume 36, 2011, pages 5539-5546.
- [55] S. K. Saha, D.K Mahanta, *Thermodynamic optimization of solar flat-plate collector*, *Renewable Energy*, volume 23, 2001, pages 181-193.
- [56] Y. Kim, T. Seo, *Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube*, *Renewable Energy*, volume 32, 2007, pages 772-795.
- [57] J. T. Kim, H. T. Ahn, H. Han, H. T. Kim, W. Chun, *The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit*, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 34, 2007, pages 587-597.
- [58] H. Han, J. T. Kim, H. T. Ahn, S. J. Lee, *A three-dimensional performance analysis of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit*, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 35, 2008, pages 589-596.
- [59] L.J. Shah, S. Furbo, *Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions*, *Applied Energy*, volume 78, 2004, pages 371-395.
- [60] L. J. Shah, S. Furbo, *Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector*, *Solar Energy*, volume 81, 2007, pages 822-828.
- [61] L. Ma, Z. Lu, J. Zhang, R. Liang, *Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube*, *Building and Environment*, volume 45, 2010, pages 1959-1967.
- [62] Y. M. Han, R. Z. Wang, Y.J. Dai, *Thermal stratification within the water tank*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 13, 2009, pages 1014– 1026.
- [63] C.W.J. Van Koppen, J.P.S. Thomas, W.R., Veltkamp, *The actual benefits of thermally stratified storage in a small and a medium size solar system*, *Proceedings of the Silver Jubilee*

Congress, Atlanta, GA, May 28-June 1, Pergamon Press Inc, Elmsford, NY, vol. 1, 1979, pages 576– 580.

[64] J. Rhee, A. Campbell, A. Mariadass, B. Morhous, *Temperature stratification from thermal diodes in solar hot water storage tank*, Solar Energy, volume 84, 2010, pages 507–511.

[65] J. D. Chung, S. H. Cho, Ch. S. Tae, H. Yoo, *The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank*, Renewable energy, volume 33, 2008, pages 2236-2245.

[66] U. Jordan, S. Furbo, *Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs*, Solar Energy, volume 78, 2005, pages 291–300.

[67] Z.F. Li, K. Sumathy, *Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system*, Applied Thermal Engineering, volume 22, 2002, pages 1207–1216.

[68] S. Furbo, E. Andersen, A. Thur, L. J. Shah, L., K. D. Andersen, *Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks*, Solar Energy, volume 79, 2005, pages 431–439.

[69] L.J. Shah, S. Furbo, *Entrance effects in solar storage tanks*. Solar energy, volume 75, 2003, pages 337-348.

[70] L.J. Shah, E. Andersen, *Theoretical and experimental investigations of inlet stratifiers for solar storage tanks*, Applied thermal engineering, volume 25, 2005, pages 2086-2099.

[71] N.M. Brown, F.C. Lai, *Enhanced thermal stratification in a liquid storage tank with a porous manifold*, Solar energy, volume 85, 2011, pages 1409-1417.

[72] E. Andersen, S. Furbo, J. Fan, *Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks*, Solar Energy, volume 81, 2007, pages 1219–1226.

[73] K. Johannes, *Optimisation des installations solaires collectives d'eau chaude sanitaire : application des techniques « des faibles débits » et « du stockage divisé »*, thèse de doctorat, université de Savoie, 2005.

[74] S. Levers, W. Lin, *Numerical simulation of three- dimensional flow dynamics in a hot water storage tank*, Applied energy, volume 86, 2009, pages 2604-2614.

[75] site web: <http://ines.solaire.free.fr/solpv/page3.html>

[76] site web: <http://www.photovoltaique.info/L-effet-photovoltaique.html>

[77] DOCUMENT TRNSYS

[78] S. Dubey, J. N. Sarvaiya, B. Seshadri, *Temperature Dependent Photovoltaic (PV) Efficiency and Its Effect on PV Production in the World – A Review*, Energy Procedia, volume 33, 2013, pages 311-321.

[79] T.T. Chow, J.W. Hand, P.A. Strachan, *Building-integrated photovoltaic and thermal applications in a subtropical hotel building*, Applied Thermal Engineering, volume 23, 2003, pages 2035-2049.

- [80] V. Sharma, S.S. Chandel, *Performance and degradation analysis for long term reliability of solar photovoltaic systems: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 27, 2013, pages 753-767.
- [81] G.K. Singh, *Solar power generation by PV (photovoltaic) technology: A review*, Energy, volume 53, 2013, pages 1-13.
- [82] A. Phinikarides, N. Kindyni, G. Makrides, G. E. Georghiou, *Review of photovoltaic degradation rate methodologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 40, 2014, pages 143-152.
- [83] A. Ndiaye, A. Charki, A. Kobi, C. M. F. Kébé, P. A. Ndiaye, V. Sambou, *Degradations of silicon photovoltaic modules: A literature review*, Solar Energy, volume 96, 2013, pages 140-151.
- [84] A. Al-Salaymeh, Z. Al-Hamamre, F. Sharaf, M.R. Abdelkader, *Technical and economical assessment of the utilization of photovoltaic systems in residential buildings: The case of Jordan*, Energy Conversion and Management, volume 51, 2010, pages 1719-1726.
- [85] B. Agrawal, G.N. Tiwari, *Life cycle cost assessment of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) systems*, Energy and Buildings, volume 42, 2010, pages 1472-1481.
- [86] B. Agrawal, G.N. Tiwari, *Optimizing the energy and exergy of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) systems under cold climatic conditions*, Applied Energy, volume 87, 2010, pages 417-426.
- [87] A. A. Hegazy, *Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors*, Energy Conversion and Management, volume 41, 2000, pages 861-881.
- [88] D. Infield, Li Mei, U. Eicker, *Thermal performance estimation for ventilated PV facades*, Solar Energy, volume 76, 2004, pages 93-98.
- [89] Y. Tripanagnostopoulos, Th. Nousia, M. Souliotis, P. Yianoulis, *Hybrid photovoltaic/thermal solar systems*, Solar Energy, volume 72, 2002, pages 217-234.
- [90] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, *The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector*, Solar Energy, volume 72, 2002, pages 113-128.
- [91] S. A. Kalogirou, Ch. Papamarcou, *Modelling of a thermosyphon solar water heating system and simple model validation*, Renewable Energy, volume 21, 2000, pages 471-493.
- [92] H.P. Garg, R.K. Agarwal, J.C. Joshi, *Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water heater and its performance predictions*, Energy Conversion and Management, volume 35, 1994, pages 621-633.
- [93] M. Nazari A. Bakar, M. Othman, M. Hj Din, N. A. Manaf, H. Jarimi, *Design concept and mathematical model of a bi-fluid photovoltaic/thermal (PV/T) solar collector* Renewable Energy, volume 67, 2014, pages 153-164.
- [94] C.H. Cox III, P. Raghuraman, *Design considerations for flat-plate-photovoltaic/thermal collectors*, Solar Energy, volume 35, 1985, pages 227-241.

- [95] A. K. Bhargava, H.P. Garg, R. K. Agarwal, *Study of a hybrid solar system-solar air Heater combined with solar cells*, Energy Conversion and Management, volume 31,1991, pages 471-479.
- [96] H.P. Garg, R.K. Agarwal, J.C. Joshi, *Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water heater and its performance predictions*, Energy Conversion and Management, volume 35, 1994, pages 621-633.
- [97] R. K. Agarwal, H.P. Garg, *Study of a photovoltaic-thermal system—Thermosyphonic solar water heater combined with solar cells*, Energy Conversion and Management, volume 35, 1994, pages 605-620.
- [98] K. Sopian, H.T. Liu, S Kakac, T.N. Veziroglu, *Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems*, Energy Conversion and Management, volume 41, 2000, pages 353-365.
- [99] S. Dubey, G.N. Tiwari, *Thermal modeling of a combined system of photovoltaic thermal (PV/T) solar water heater*, Solar Energy, volume 82, 2008, pages 602–612.
- [100] A.S. Joshi, A. Tiwari, G.N. Tiwari, I. Dincer, B.V. Reddy, *Performance evaluation of a hybrid photovoltaic thermal (PV/T) (glass-to-glass) system*, International Journal of Thermal Sciences, volume 48, 2009, pages 154–164.
- [101] T.T. Chow, G. Pei, K.F. Fong, Z. Lin, A.L.S. Chan, J. Ji, *Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover*, Applied Energy, volume 86, 2009, pages 310–316.
- [102] Y.B. Assoa, C. Menezo, G. Fraisse, R. Yezou, J. Brau, *Study of a new concept of photovoltaic–thermal hybrid collector*, Solar Energy, volume 81, 2007, pages 1132-1143.
- [103] J.I. Rosell, X. Vallverdú, M.A. Lechón, M. Ibáñez, *Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system*, Energy Conversion and Management, volume 46, 2005, pages 3034-3046.
- [104] M. Sandberg, B. Moshfegh, *Buoyancy-induced air flow in photovoltaic facades effect of geometry of the air gap and location of solar cell modules*, Building and Environment, volume 37, 2002, pages 211–218.
- [105] L. Mei, D. Infield, U. Eicker, V. Fux, *Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade*, Energy and Buildings, volume 35, 2003, pages 605–617.
- [106] R.H. Crawford, G.J. Treloar, R.J. Fuller, M. Bazilian, *Life-cycle energy analysis of building integrated photovoltaic systems (BiPVs) with heat recovery unit*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 10, 2006, pages 559–575.
- [107] A. Guiavarch, B. Peuportier, *Photovoltaic collectors efficiency according to their integration in buildings*, Solar Energy, volume 80, 2006, pages 65–77.
- [108] V. Kanchan, G.N. Tiwari, *Performance evaluation of a building integrated semitransparent photovoltaic–thermal system for roof and façade*, Energy and Buildings, volume 45, 2012, pages 211–218.

- [109] M. Arif Hasan, K. Sumathy, *Photovoltaic thermal module concepts and their performance analysis: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 14, 2010, pages 1845-1859.
- [110] A. Ibrahim, M. Y. Othman, M. H. Ruslan, S. Mat, K. Sopian, *Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 15, 2011, pages 352-365.
- [111] B.J. Huang, T.H. Lin, W.C. Hung, F.S. Sun, *Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems*, Solar Energy, volume 70, 2001, pages 443-448.
- [112] A. Tiwari, M.S. Sodha, *Performance evaluation of solar PV/T system: An experimental validation*, Solar Energy, volume 80, 2006, pages 751-759.
- [113] J. Jie, Y. Hua, H. Wei, P. Gang, L. Jianping, J. Bin, *Modeling of a novel Trombe wall with PV cells*, Building and Environment, volume 42, 2007, pages 1544-1552.
- [114] L. T. Kostic, T. M. Pavlovic, Z. T. Pavlovic, *Influence of reflectance from flat aluminum concentrators on energy efficiency of PV/Thermal collector*, Applied Energy, volume 87, 2010, pages 410-416.
- [115] E. Rodriguez-Ubinas, C. Montero, M. Porteros, S. Vega, I. Navarro, M. Castillo-Cagigal, E. Matallanas, A. Gutiérrez, *Passive design strategies and performance of Net Energy Plus Houses*, Energy and Buildings, volume 83, 2014, pages 10-22.
- [116] S. Stevanović, *Optimization of passive solar design strategies: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 25, 2013, pages 177-196.
- [117] N. Baker, K. Steemers, *Energy and Environment in Architecture: A Technical Design Guide*, Taylor & Francis Group, 2005, ISBN 0-203-27728-7.
- [118] ISO, international standard 7730, 1984, ISO Geneva : revised 1990.
- [119] N. Djongyang, R. Tchinda, D. Njomo, *Thermal comfort: A review paper*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 14, 2010, pages 2626-2640.
- [120] M. Taleghani, M. Tenpierik, S. Kurvers, A. van den Dobbelen, *A review into thermal comfort in buildings*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 26, 2013, pages 201-215.
- [121] J.A. Orosa, *Research on general thermal comfort models*, European Journal of Scientific Research, volume 27, 2009, pages 217-227.
- [122] J.F. Nicol, M.A. Humphreys, *Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings*, Energy and Buildings, volume 34, 2002, pages 563-572.
- [123] M. A. Humphreys, J. F. Nicol, *The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every-day thermal environments*, Energy and Buildings, volume 34, 2002, pages 667-684.
- [124] C. Croitoru, I. Nastase, F. Bode, A. Meslem, A. Dogeanu, *Thermal comfort models for indoor spaces and vehicles—Current capabilities and future perspectives*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 44, 2015, pages 304-318.

- [125] Y. Yang, B. Li, H. Liu, M. Tan, R. Yao, *A study of adaptive thermal comfort in a well-controlled climate chamber*, Applied Thermal Engineering, volume 76, 2015, pages 283-291.
- [126] M. K. Singh, S. Mahapatra, J. Teller, *Development of thermal comfort models for various climatic zones of North-East India*, Sustainable Cities and Society, volume 14, 2015, pages 133-145.
- [127] J. Guéritée, M. J. Tipton, *The relationship between radiant heat, air temperature and thermal comfort at rest and exercise*, Physiology & Behavior, volume 139, 2015, pages 378-385.
- [128] Dj. Harimi, C. C. Ming, S. Kumaresan, *A generalized thermal perception approach for indoor thermal comfort assessment in the humid tropics of Malaysia*, Energy and Buildings, volume 88, 2015, pages 276-287.
- [129] E. Johansson, S. Thorsson, R. Emmanuel, E. Krüger, *Instruments and methods in outdoor thermal comfort studies – The need for standardization*, Urban Climate, volume 10, 2014, pages 346-366.
- [130] M. Marzouk, A. Abdelaty, *Monitoring thermal comfort in subways using building information modeling*, Energy and Buildings, volume 84, 2014, pages 252-257.
- [131] M. Hajdukiewicz, M. Geron, M. M. Keane, *Calibrated CFD simulation to evaluate thermal comfort in a highly-glazed naturally ventilated room*, Building and Environment, volume 70, 2013, pages 73-89.
- [132] M. A. Bos, J. A. Love, *A field study of thermal comfort with underfloor air distribution*, Building and Environment, volume 69, 2013, pages 233-240.
- [133] M. K. Singh, S. Mahapatra, S.K. Atreya, *Adaptive thermal comfort model for different climatic zones of North-East India*, Applied Energy, volume 88, 2011, pages 2420-2428.
- [134] R. Yao, B. Li, J. Liu, *A theoretical adaptive model of thermal comfort – Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV)*, Building and Environment, volume 44, 2009, Pages 2089-2096.
- [135] G. Naadimuthu, D.M. Liu, E.S. Lee, *Application of an adaptive neural fuzzy inference system to thermal comfort and group technology problems*, Computers & Mathematics with Applications, volume 54, 2007, pages 1395-1402.
- [136] C. Huizenga, Zh. Hui, E. Arens, *A model of human physiology and comfort for assessing complex thermal environments*, Building and Environment, volume 36, 2001, pages 691-699.
- [137] M. K. Nematchoua, R. Tchinda, J. A. Orosa, *Thermal comfort and energy consumption in modern versus traditional buildings in Cameroon: A questionnaire-based statistical study*, Applied Energy, volume 114, 2014, pages 687-699.
- [138] A.S. Dili, M.A. Naseer, T. Z. Varghese, *Thermal comfort study of Kerala traditional residential buildings based on questionnaire survey among occupants of traditional and modern buildings*, Energy and Buildings, volume 42, 2010, pages 2139-2150.

- [139] A. F. Alajmi, F. A. Baddar, R. I. Bourisli, *Thermal comfort assessment of an office building served by under-floor air distribution (UFAD) system – A case study*, Building and Environment, volume 85, 2015, pages 153-159.
- [140] X. Du, R. Bokel, A. van den Dobbelen, *Building microclimate and summer thermal comfort in free-running buildings with diverse spaces: A Chinese vernacular house case*, Building and Environment, volume 82, 2014, pages 215-227.
- [141] L. Yang, H. Yan, J. C. Lam, *Thermal comfort and building energy consumption implications – A review*, Applied Energy, volume 115, 2014, pages 164-173.
- [142] S. Oxizidis, A. M. Papadopoulos, *Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort*, Energy and Buildings, volume 57, 2013, pages 199-209.
- [143] J. Ploennigs, A. Ahmed, B. Hensel, P. Stack, K. Menzel, *Virtual sensors for estimation of energy consumption and thermal comfort in buildings with under floor heating*, Advanced Engineering Informatics, volume 25, 2011, pages 688-698.
- [144] R. Salvalai, J. Pfafferott, M. M. Sesana, *Assessing energy and thermal comfort of different low-energy cooling concepts for non-residential buildings*, Energy Conversion and Management, volume 76, 2013, pages 332-341.
- [145] M. Veselý, W. Zeiler, *Personalized conditioning and its impact on thermal comfort and energy performance – A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 34, 2014, pages 401-408.
- [146] Zh. Wang, *A field study of the thermal comfort in residential buildings in Harbin*, Building and Environment, volume 41, 2006, pages 1034-1039.
- [147] Y. Shimazaki, A. Yoshida, T. Yamamoto, *Thermal responses and perceptions under distinct ambient temperature and wind conditions*, Journal of Thermal Biology, volumes 49–50, 2015, pages 1-8.
- [148] A. K. Mishra, M. Ramgopal, *Thermal comfort field study in undergraduate laboratories – An analysis of occupant perceptions*, Building and Environment, volume 76, 2014, pages 62-72.
- [149] M. A. Nico, S. Liuzzi, P. Stefanizzi, *Evaluation of thermal comfort in university classrooms through objective approach and subjective preference analysis*, Applied Ergonomics, volume 48, 2015, pages 111-120.
- [150] D. Teli, M. F. Jentsch, P. A.B. James, *The role of a building's thermal properties on pupils' thermal comfort in junior school classrooms as determined in field studies*, Building and Environment, volume 82, 2014, pages 640-654.
- [151] M. K. Nematchoua, R. Tchinda, J. A. Orosa, *Adaptation and comparative study of thermal comfort in naturally ventilated classrooms and buildings in the wet tropical zones*, Energy and Buildings, volume 85, 2014, pages 321-328.

- [152] L. D. Pereira, D. Raimondo, S. P. Corgnati, M. G. da Silva, *Assessment of indoor air quality and thermal comfort in Portuguese secondary classrooms: Methodology and results*, Building and Environment, volume 81, 2014, pages 69-80.
- [153] B. Moujalled, R. Cantin, G. Guarracino, *Comparison of thermal comfort algorithms in naturally ventilated office buildings*, Energy and Buildings, volume 40, 2008, pages 2215-2223.
- [154] F. Azizpour, S. Moghimi, E. Salleh, S. Mat, C.H. Lim, K. Sopian, *Thermal comfort assessment of large-scale hospitals in tropical climates: A case study of University Kebangsaan Malaysia Medical Centre (UKMMC)*, Energy and Buildings, volume 64, 2013, pages 317-322.
- [155] R. L. Hwang, T. P. Lin, M. J. Cheng, J. H. Chien, *Patient thermal comfort requirement for hospital environments in Taiwan*, Building and Environment, volume 42, 2007, pages 2980-2987.
- [156] M. A. Ruiz, E. N. Correa, *Adaptive model for outdoor thermal comfort assessment in an Oasis city of arid climate*, Building and Environment, volume 85, 2015, pages 40-51.
- [157] M. Taleghani, L. Kleerekoper, M. Tenpierik, A. van den Dobbelsteen, *Outdoor thermal comfort within five different urban forms in the Netherlands*, Building and Environment, volume 83, 2015, pages 65-78.
- [158] W. Klemm, B. G. Heusinkveld, S. Lenzholzer, M. H. Jacobs, B. Van Hove, *Psychological and physical impact of urban green spaces on outdoor thermal comfort during summertime in The Netherlands*, Building and Environment, volume 83, 2015, pages 120-128.
- [159] F. T. da Silva, C. E. de Alvarez, *An integrated approach for ventilation's assessment on outdoor thermal comfort*, Building and Environment, volume 87, 2015, pages 59-71.
- [160] E. Andreou, *Thermal comfort in outdoor spaces and urban canyon microclimate*, Renewable Energy, volume 55, 2013, pages 182-188.
- [161] N. Fumo, *A review on the basics of building energy estimation*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 31, 2014, pages 53-60.
- [162] H. X. Zhao, F. Magoulès, *A review on the prediction of building energy consumption*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 16, 2012, pages 3586-3592.
- [163] N. N. Abu Bakar, M. Y. Hassan, H. Abdullah, H. A. Rahman, M. P. Abdullah, F. Hussin, M. Bandi, *Energy efficiency index as an indicator for measuring building energy performance: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 44, 2015, pages 1-11.
- [164] H.W. Danny Li, L. Yang, J. C. Lam, *Zero energy buildings and sustainable development implications – A review*, Energy, volume 54, 2013, pages 1-10.
- [165] A.J. Marszal, P. Heiselberg, J.S. Bourrelle, E. Musall, K. Voss, I. Sartori, A. Napolitano, *Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies*, Energy and Buildings, volume 43, 2011, pages 971-979.
- [166] N. Artmann, H. Manz, P. Heiselberg, *Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe*, Applied Energy, volume 84, 2007, pages 187-201.

- [167] S. Barbosa, IP. Kenneth, *Perspectives of double skin façades for naturally ventilated buildings: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 40, 2014, pages 1019-1029.
- [168] R. V. Ralegaonkar, R. Gupta, *Review of intelligent building construction: A passive solar architecture approach*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 14, 2010, pages 2238-2242.
- [169] S. B. Sadineni, S. Madala, R. F. Boehm, *Passive building energy savings: A review of building envelope components*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 15, 2011, pages 3617-3631.
- [170] E. Cuce, S. B. Riffat, *A state-of-the-art review on innovative glazing technologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 41, 2015, pages 695-714.
- [171] B. De Qian, *A suggested international sunshine index for residential buildings*, Building and Environment, volume 30, 1995, pages 453-458.
- [172] J.W. Lee, H.J. Jung, J.Y. Park, J.B. Lee, Y. Yoon, *Optimization of building window system in Asian regions by analyzing solar heat gain and daylighting elements*, Renewable Energy, volume 50, 2013, pages 522-531.
- [173] B. P. Jelle, A. Hynd, A. Gustavsen, D. Arasteh, H. Goudey, R. Hart, *Fenestration of today and tomorrow: A state-of-the-art review and future research opportunities*, Solar Energy Materials and Solar Cells, volume 96, 2012, pages 1-28.
- [174] W.J. Hee, M.A. Alghoul, B. Bakhtyar, O. Elayeb, M.A. Shameri, M.S. Alrubaih, K. Sopian, *The role of window glazing on daylighting and energy saving in buildings*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 42, 2015, pages 323-343.
- [175] S. Jaber, S. Ajib, *Thermal and economic windows design for different climate zones*, Energy and Buildings, volume 43, 2011, pages 3208-3215.
- [176] K. Hassouneh, A. Alshboul, A. Al-Salaymeh, *Influence of windows on the energy balance of apartment buildings in Amman*, Energy Conversion and Management, volume 51, 2010, pages 1583-1591.
- [177] N. L. Sbar, L. Podbelski, H. M. Yang, B. Pease, *Electrochromic dynamic windows for office buildings*, International Journal of Sustainable Built Environment, volume 1, 2012, pages 125-139.
- [178] J. Yao, N. Zhu, *Evaluation of indoor thermal environmental, energy and daylighting performance of thermotropic windows*, Building and Environment, volume 49, 2012, pages 283-290.
- [179] L. Lu, K. M. Law, *Overall energy performance of semi-transparent single-glazed photovoltaic (PV) window for a typical office in Hong Kong*, Renewable Energy, volume 49, 2013, pages 250-254.
- [180] H. Manz, P.W. Egolf, P. Suter, A. Goetzberger, *TIM-PCM external wall system for solar space heating and daylighting*, Solar Energy, volume 61, 1997, pages 369-379.

- [181] P. Depecker, C. Menezo, J. Virgone, S. Lepers, *Design of buildings shape and energetic consumption*, Building and Environment, volume 36, 2001, pages 627-635.
- [182] H. Y. Chan, S. B. Riffat, J. Zhu, *Review of passive solar heating and cooling technologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 14, 2010, pages 781-789.
- [183] J. Jie, Y. Hua, P. Gang, J. Bin, H. Wei, *Study of PV-Trombe wall assisted with DC fan*, Building and Environment, volume 42, 2007, pages 3529-3539.
- [184] V. V. Tyagi, D. Buddhi, *PCM thermal storage in buildings: A state of art*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 11, 2007, pages 1146-1166.
- [185] N. P. Nwachukwu, W. I. Okonkwo, *Effect of an Absorptive Coating on Solar Energy Storage in a Trombe wall system*, Energy and Buildings, volume 40, 2008, pages 371-374.
- [186] M. Tunç, M. Uysal, *Passive solar heating of buildings using a fluidized bed plus Trombe wall system*, Applied Energy, volume 38, 1991, pages 199-213.
- [187] H. Radhi, S. Sharples, F. Fikiry, *Will multi-facade systems reduce cooling energy in fully glazed buildings? A scoping study of UAE buildings*, Energy and Buildings, volume 56, 2013, pages 179-188.
- [188] E. Gratia, A. De Herde, *The most efficient position of shading devices in a double-skin facade*, Energy and Buildings, volume 39, 2007, pages 364-373.
- [189] I. Pérez-Grande, J. Meseguer, G. Alonso, *Influence of glass properties on the performance of double-glazed facades*, Applied Thermal Engineering, volume 25, 2005, pages 3163-3175.
- [190] D.J. Harris, N. Helwig, *Solar chimney and building ventilation*, Applied Energy, volume 84, 2007, pages 135-146.
- [191] R. V. Ralegaonkar, R. Gupta, *Review of intelligent building construction: A passive solar architecture approach*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 14, 2010, pages 2238-2242.
- [192] R. M. Lazzarin, F. Castellotti, F. Busato, *Experimental measurements and numerical modelling of a green roof*, Energy and Buildings, volume 37, 2005, pages 1260-1267.
- [193] E. H. Amer, *Passive options for solar cooling of buildings in arid areas*, Energy, volume 31, 2006, pages 1332-1344.
- [194] W. Wei, O. Ramalho, C. Mandin, *Indoor air quality requirements in green building certifications*, Building and Environment, volume 92, pages 10-19.
- [195] N. Soares, J.J. Costa, A.R. Gaspar, P. Santos, *Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency*, Energy and Buildings, volume 59, pages 82-103
- [196] M. Boudiaf, M. Capderou, M. Janowski, *Étude thermique des trois prototypes du village solaire intégré*, – CRAU - Mars 1983).

- [197] Document Technique Réglementaire, D.T.R. C 3-4, Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments "CLIMATISATION" "fascicule 2 ", Centre National d'Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment. Ministère De L'habitat, Algérie, 2005.
- [198] O. Sotehi, A. Chaker, C. Maalouf, *Hybrid PV/T water solar collector for net zero energy building and fresh water production: A theoretical approach*, Desalination, Volume 385, 2016, pages 1-11,
- [199] J. Twidell, T. Weir, *Renewable Energy Resources, Second edition*, John Twidell and Tony Weir, 2006, Taylor & Francis.
- [200] site web: [www.qualiteconstruction.com](http://www.qualiteconstruction.com)
- [201] site web: [www.france-energies.com](http://www.france-energies.com)
- [202] site web: [www.chauffe-eau-solaire-individuel.e-monsite.com](http://www.chauffe-eau-solaire-individuel.e-monsite.com)
- [203] P. M. E. Koffi, B. K. Koua, P. Gbaha, S. Touré, *Thermal performance of a solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system in Côte d'Ivoire*, Energy, volume 64, 2014, pages 187-199.
- [204] R. Tang, Y. Cheng, M. Wu, Z. Li, Y. Yu, *Experimental and modeling studies on thermosiphon domestic solar water heaters with flat-plate collectors at clear nights*, Energy Conversion and Management, volume 51, 2010, pages 2548-2556.
- [205] S. Kalogirou, *Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters*, Solar Energy, volume 83, 2009, pages 39-48.
- [206] P.M.E. Koffi, H.Y. Andoh, P. Gbaha, S. Touré, G. Ado, *Theoretical and experimental study of solar water heater with internal exchanger using thermosiphon system*, Energy Conversion and Management, volume 49, 2008, pages 2279-2290.
- [207] A. Zerrouki, A. Boumedien, N. Said, B. Tedjiza, *Input/output test results and long-term performance prediction of a domestic thermosiphon solar water heater in Algiers, Algeria*, Renewable Energy, volume 25, 2002, pages 153-161.
- [208] S. A. Kalogirou, S. Panteliou, A. Dentsoras, *Artificial neural networks used for the performance prediction of a thermosiphon solar water heater*, Renewable Energy, volume 18, 1999, pages 87-99.
- [209] G.L. Harding, Yin Zhiqiang, *Thermosiphon circulation in solar water heaters incorporating evacuated tubular collectors and a novel water-in-glass manifold*, Solar Energy, volume 34, 1985, pages 13-18.
- [210] S. A. Kalogirou, S. Panteliou, *Thermosiphon solar domestic water heating systems: long-term performance prediction using artificial neural networks*, Solar Energy, volume 69, 2000, pages 163-174.
- [211] R. Uhlemann, N.K. Bansal, *Side-by-side comparison of a pressurized and a nonpressurized solar water heating thermosiphon system*, Solar Energy, volume 34, 1985, pages 317-328.

- [212] D.E. Prapas, S. Psimmenos, B.A. Sotiropoulos, *Beneficial interconnection of two thermosiphon DHW solar systems*, Applied Energy, volume 49, 1994, pages 47-60.
- [213] site web: [www.energygroove.net](http://www.energygroove.net)
- [214] K. Devanarayanan, K. Kalidasa Murugavel, *Integrated collector storage solar water heater with compound parabolic concentrator – development and progress*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 39, 2014, pages 51-64.
- [215] M. Chaabane, H. Mhiri, P. Bournot, *Thermal performance of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH) with phase change materials (PCM)*, Energy Conversion and Management, volume 78, 2014, pages 897-903.
- [216] B. M. Ziapour, A. Aghamiri, *Simulation of an enhanced integrated collector–storage solar water heater*, Energy Conversion and Management, volume 78, 2014, pages 193-203.
- [217] M. Swiatek, G. Fraisse, M. Pailha, *Stratification enhancement for an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH)*, Energy and Buildings, volume 106, 2015, pages 35-43.
- [218] R. Kumar, M. A. Rosen, *Integrated collector-storage solar water heater with extended storage unit*, Applied Thermal Engineering, volume 31, 2011, pages 348-354.
- [219] C. Garnier, J. Currie, T. Muneer, *Integrated collector storage solar water heater: Temperature stratification*, Applied Energy, volume 86, 2009, pages 1465-1469.
- [220] M. A. Fazilati, A. A. Alemrajabi, *Phase change material for enhancing solar water heater, an experimental approach*, Energy Conversion and Management, volume 71, 2013, pages 138-145.
- [221] C. J. Koroneos, E. A. Nanaki, *Life cycle environmental impact assessment of a solar water heater*, Journal of Cleaner Production, volume 37, 2012, pages 154-161.
- [222] K. Tanha, A. S. Fung, R. Kumar, *Performance of two domestic solar water heaters with drain water heat recovery units: Simulation and experimental investigation*, Applied Thermal Engineering, volume 90, 2015, pages 444-459.
- [223] K. Li, T. Li, H. Tao, Y. Pan, J. Zhang, *Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Performance of Solar Water Heater with Elliptical Collector Tube*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 285-292.
- [224] Y. Deng, Y. Zhao, Z. Quan, T. Zhu, *Experimental Study of the Thermal Performance for the Novel Flat Plate Solar Water Heater with Micro Heat Pipe Array Absorber*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 41-48.
- [225] site web: [www.heat-pump-industry.info](http://www.heat-pump-industry.info)
- [226] M. Shan, T. Yu, X. Yang, *Assessment of an integrated active solar and air-source heat pump water heating system operated within a passive house in a cold climate zone*, Renewable Energy, volume 87, 2016, pages 1059-1066.

- [227] S. Qu, F. Ma, R. Ji, D. Wang, L. Yang, *System design and energy performance of a solar heat pump heating system with dual-tank latent heat storage*, Energy and Buildings, volume 105, 2015, pages 294-301.
- [228] X. Sun, Y. Dai, V. Novakovic, J. Wu, R. Wang, *Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 394-401.
- [229] J. Rekstad, M. Meir, E. Murtnes, A. Dursun, *A comparison of the energy consumption in two passive houses, one with a solar heating system and one with an air–water heat pump*, Energy and Buildings, volume 96, 2015, pages 149-161.
- [230] W. He, X. Hong, X. Zhao, X. Zhang, J. Shen, J. Ji, *Operational performance of a novel heat pump assisted solar façade loop-heat-pipe water heating system*, Applied Energy, volume 146, 2015, pages 371-382.
- [231] X. Sun, J. Wu, Y. Dai, R. Wang, *Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized-channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system*, Applied Thermal Engineering, volume 66, 2014, pages 571-579.
- [232] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, *A method for the dynamic testing and evaluation of the performance of combined solar thermal heat pump hot water systems*, Applied Energy, volume 114, 2014, pages 124-134.
- [233] site web: [www.portail-solaire.com](http://www.portail-solaire.com)
- [234] site web: [www.portail-artisans.com](http://www.portail-artisans.com)
- [235] M. Lundh, K. Zass, C. Wilhelms, K. Vajen, U. Jordan, *Influence of store dimensions and auxiliary volume configuration on the performance of medium-sized solar combisystems*, Solar Energy, volume 84, 2010, pages 1095-1102.
- [236] P.D. Lund, *Sizing and applicability considerations of solar combisystems*, Solar Energy, volume 78, 2005, pages 59-71.
- [237] S. R. Asaee, V. I. Ugursal, I. Beausoleil-Morrison, N. Ben-Abdallah, *Preliminary study for solar combisystem potential in Canadian houses*, Applied Energy, volume 130, , pages 510-518.
- [238] C. Bales, T. Persson, *External DHW units for solar combisystems*, Solar Energy, volume 74, 2003, pages 193-204.
- [239] M. Missoum, A. Hamidat, L. Loukarfi, *Energetic Performance Analysis of a Solar Combisystem. Application to a Rural House in Chlef Region (Algeria)*, Energy Procedia, volume 50, 2014, pages 512-519.
- [240] J. N. Cheng Hin, R. Zmeureanu, *Optimization of a residential solar combisystem for minimum life cycle cost, energy use and exergy destroyed*, Solar Energy, volume 100, 2014, pages 102-113.

- [241] U. Jordan, K. Vajen, *Influence Of The DHW Load Profile On The Fractional Energy Savings:: A Case Study Of A Solar Combi-System With TRNSYS Simulations*, Solar Energy, volume 69, 2001, pages 197-208.
- [242] Z. Yu, J. Ji, W. Sun, W. Wang, Guiqiang Li, Jingyong Cai, Haifei Chen, *Experiment and prediction of hybrid solar air heating system applied on a solar demonstration building*, Energy and Buildings, volume 78, 2014, pages 59-65.
- [243] S. Karthikeyan, G. Ravikumar Solomon, V. Kumaresan, R. Velraj, *Parametric studies on packed bed storage unit filled with PCM encapsulated spherical containers for low temperature solar air heating applications*, Energy Conversion and Management, volume 78, 2014, pages 74-80.
- [244] S. M. González, S. F. Larsen, A. Hernández, G. Lesino, *Thermal Evaluation and Modeling of a Double-pass Solar Collector for Air Heating*, Energy Procedia, volume 57, 2014, pages 2275-2284.
- [245] U. Eicker, *Low Energy Cooling for Sustainable Buildings*, 1ère édition, Wiley & Sons, 2009, ISBN 978-0-470-69744-3.
- [246] site web: <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=18243>
- [247] M. Zeyghami, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, *A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 51, 2015, pages 1428-1445.
- [248] M. S. Buker, S. B. Riffat, *Recent developments in solar assisted liquid desiccant evaporative cooling technology—A review*, Energy and Buildings, volume 96, 2015, pages 95-108.
- [249] Z. B. Liu, L. Zhang, G. C. Gong, H. X. Li, G. F. Tang, *Review of solar thermoelectric cooling technologies for use in zero energy buildings*, Energy and Buildings, volume 102, 2015, pages 207-216.
- [250] A. Arsalis, A. N. Alexandrou, *Parametric study and cost analysis of a solar-heating-and-cooling system for detached single-family households in hot climates*, Solar Energy, volume 117, 2015, pages 59-73.
- [251] X. Zhai, Y. Li, X. Cheng, R. Wang, *Experimental Investigation on a Solar-powered Absorption Radiant Cooling System*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 552-559.
- [252] C. Blackman, C. Bales, E. Thorin, *Techno-economic Evaluation of Solar-assisted Heating and Cooling Systems with Sorption Module Integrated Solar Collectors*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 409-417.
- [253] H. Sun, Z. Y. Xu, H. B. Wang, R. Z. Wang, *A Solar/gas Fired Absorption System for Cooling and Heating in a Commercial Building*, Energy Procedia, volume 70, 2015, pages 518-528.
- [254] U. Eicker, D. Pietruschka, M. Haag, A. Schmitt, *Systematic design and analysis of solar thermal cooling systems in different climates*, Renewable Energy, volume 80, 2015, pages 827-836.

- [255] B. Tashtoush, A. Alshare, S. Al-Rifai, *Hourly dynamic simulation of solar ejector cooling system using TRNSYS for Jordanian climate*, Energy Conversion and Management, volume 100, 2015, pages 288-299.
- [256] S. Sanaye, A. Sarrafi, *Optimization of combined cooling, heating and power generation by a solar system*, Renewable Energy, volume 80, 2015, pages 699-712.
- [257] S. Bolocan, F. Chiriac, A. Serban, G. Dragomir, G. Nastase, *Development of a Small Capacity Solar Cooling Absorption Plant*, Energy Procedia, volume 74, 2015, pages 624-632.
- [258] Z.Y. Xu, R.Z. Wang, H.B. Wang, Experimental evaluation of a variable effect LiBr-water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system, International Journal of Refrigeration, volume 59, 2015, pages 135-143.
- [259] U. Eicker, D. Pietruschka, A. Schmitt, M. Haag, *Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates*, Solar Energy, volume 118, 2015, pages 243-255.
- [260] Y. D. Kim, K. Thu, H. K. Bhatia, C. S. Bhatia, K. Choon Ng, *Thermal analysis and performance optimization of a solar hot water plant with economic evaluation*, Solar Energy, volume 86, 2012, pages 1378-1395.
- [261] A. Kettab, *Les ressources en eau en Algérie: stratégies, enjeux et vision*, Desalination, volume 136, 2001, pages 25-33.
- [262] M.S. Sodha, J.K. Nayak, G.N. Tiwari, Ashvini Kumar, *Double basin solar still*, Energy Conversion and Management, volume 20, 1980, pages 23-32.
- [263] S. Nafey, M. Abdelkader, A. Abdelmotalip, A.A. Mabrouk, *Parameters affecting solar still productivity*, Energy Conversion and Management, volume 41, 2000, pages 1797-1809.
- [264] B. Bouchekima, B. Gros, R. Ouahes, M. Diboun, *The performance of the capillary film solar still installed in South Algeria*, Desalination, volume 137, 2001, pages 31-38
- [265] V. Velmurugan, M. Gopalakrishnan, R. Raghu, K. Srithar, *Single basin solar still with fin for enhancing productivity*, Energy Conversion and Management, volume 49, 2008, pages 2602-2608.
- [266] A.A. El-Sebaili, A.A. Al-Ghamdi, F.S. Al-Hazmi, Adel S. Faidah, *Thermal performance of a single basin solar still with PCM as a storage medium*, Applied Energy, volume 86, 2009, pages 1187-1195.
- [267] R. Dev, G.N. Tiwari, *Characteristic equation of a passive solar still*, Desalination, volume 245, 2009, pages 246-265.
- [268] Y.P. Yadav, L.K. Jha, *A double-basin solar still coupled to a collector and operating in the thermosiphon mode*, Energy, volume 14, 1989, pages 653-659.
- [269] T. Kiatsiriroat, S.C. Bhattacharya, P. Wibulswas, *Performance analysis of multiple effect vertical still with a flat plate solar collector*, Solar & Wind Technology, volume 4, 1987, pages 451-457.

- [270] ] M. Boukar, A. Harmim, *Effect of climatic conditions on the performance of a simple basin solar still: a comparative study*, Desalination, volume 137, 2001, pages 15-22.
- [271] A. A. Badran, I. A. Al-Hallaq, I. A. Eyal Salman, M. Z. Odat, *A solar still augmented with a flat-plate collector*, Desalination, volume 172, 2005, pages 227-234.
- [272] S. Kumar, G.N. Tiwari, *Life cycle cost analysis of single slope hybrid (PV/T) active solar still*, Applied Energy, volume 86, 2009, pages 1995-2004.
- [273] R. Dev, G.N. Tiwari, *Characteristic equation of a hybrid (PV-T) active solar still*, Desalination, volume 254, 2010, pages 126-137.
- [274] S. Kumar, G.N. Tiwari, M.K. Gaur, *Development of empirical relation to evaluate the heat transfer coefficients and fractional energy in basin type hybrid (PV/T) active solar still*, Desalination, volume 250, 2010, pages 214-221.
- [275] M. I.M. Shatat, K. Mahkamov, *Determination of rational design parameters of a multi-stage solar water desalination still using transient mathematical modelling*, Renewable Energy, volume 35, 2010, pages 52-61.
- [276] S. Kumar, A. Tiwari, *Design, fabrication and performance of a hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) active solar still*, Energy Conversion and Management, volume 51, 2010, pages 1219-1229.
- [277] M.K. Gaur, G.N. Tiwari, *Optimization of number of collectors for integrated PV/T hybrid active solar still*, Applied Energy, volume 87, 2010, pages 1763-1772.
- [278] G. Singh, S. Kumar, G.N. Tiwari, *Design, fabrication and performance evaluation of a hybrid photovoltaic thermal (PVT) double slope active solar still*, Desalination, volume 277, 2011, pages 399-406.
- [279] K. Sampath kumar, P. Senthil kumar, *Utilization of solar water heater in a single basin solar still—An experimental study*, Desalination, volume 297, 2012, pages 8-19.
- [280] R. V. Singh, S. Kumar, M.M. Hasan, M. Emran Khan, G.N. Tiwari, *Performance of a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode*, Desalination, volume 318, 2013, pages 25-33.
- [281] H. N. Panchal, *Enhancement of distillate output of double basin solar still with vacuum tubes*, Journal of King Saud University - Engineering Sciences, volume 27, 2015, pages 170-175.

## *Annexes*

**A.1. Caractéristiques des parois/portes et fenêtres de la maison solaire**

Paroi/ fenêtre/ porte	Composition	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Surface (m <sup>2</sup> )
Paroi Nord	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 25 cm Isolation en liège expansé, 5 cm Parpaing, 10 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.583	29.40
Paroi Est	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 40 cm Enduit intérieur, 2 cm	1.51	23.80
Paroi Sud	Enduit extérieur, 2 cm Pierre, 40 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.668	20.10
Paroi Ouest	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 40 cm Enduit intérieur, 2 cm	1.51	28.20
Plancher sur terre-plein	Carrelage, 2 cm Mortier ciment, 4 cm Sable sec, 5 cm Papier goudronné, 0.5 cm Béton plein, 16 cm Pierre lourde, 20 cm	0.303	87.75
Toiture	Mortier ciment, 4 cm Terre d'argile, 20 cm Béton plein, 2.5 cm Sable sec, 2 cm Etanchéité multicouche, 1 cm Forme de pente en béton de granulats lourde, 10 cm Sable sec, 2 cm Isolation (liège compensée), 4 cm Hourdis en béton, 20 cm Enduit intérieur, 2 cm	1.46	87.75
Fenêtre	Simple vitrage	5.74	-
Porte	Bois	2.58	-

**Tableau A.1. Caractéristiques de la maison solaire**

### A.2. Caractéristiques des parois/portes et fenêtres de la maison solaire selon la norme Passivhauss

Paroi/ fenêtre/ porte	Composition	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Surface (m <sup>2</sup> )
Paroi Nord	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 25 cm Isolation en polyester expansé, 20 cm Parpaing, 10 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.151	29.40
Paroi Est	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 30 cm Isolation en polyptère expansé, 20 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.133	23.80
Paroi Sud	Enduit extérieur, 2 cm Isolation en polyester expansé, 15 cm Pierre, 30 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.155	20.10
Paroi Ouest	Enduit extérieur, 2 cm Parpaing, 30 cm Isolation en polyester expansé, 20 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.133	28.20
Plancher sur terre-plein	Carrelage, 2 cm Mortier ciment, 4 cm Sable sec, 5 cm Papier goudronné, 0.5 cm Béton plein, 16 cm Pierre lourde, 20 cm	0.303	87.75
Toiture	Mortier ciment, 4 cm Terre d'argile, 20 cm Béton plein, 2.5 cm Sable sec, 2 cm Etanchéité multicouche, 1 cm Forme de pente en béton de granulats lourde, 10 cm Sable sec, 2 cm Isolation (polyester expansé), 10 cm Hourdis en béton, 20 cm Enduit intérieur, 2 cm	0.13	87.75
Fenêtre	Type ASH.A17.47B	0.71	-
Porte	Bois	2.58	-

**Tableau A.2. Caractéristiques de la construction de la maison solaire selon la norme Passivhauss**

## B.1. Schéma descriptif des installations solaires étudiées

### B.1.1. Installations à collecteur plan

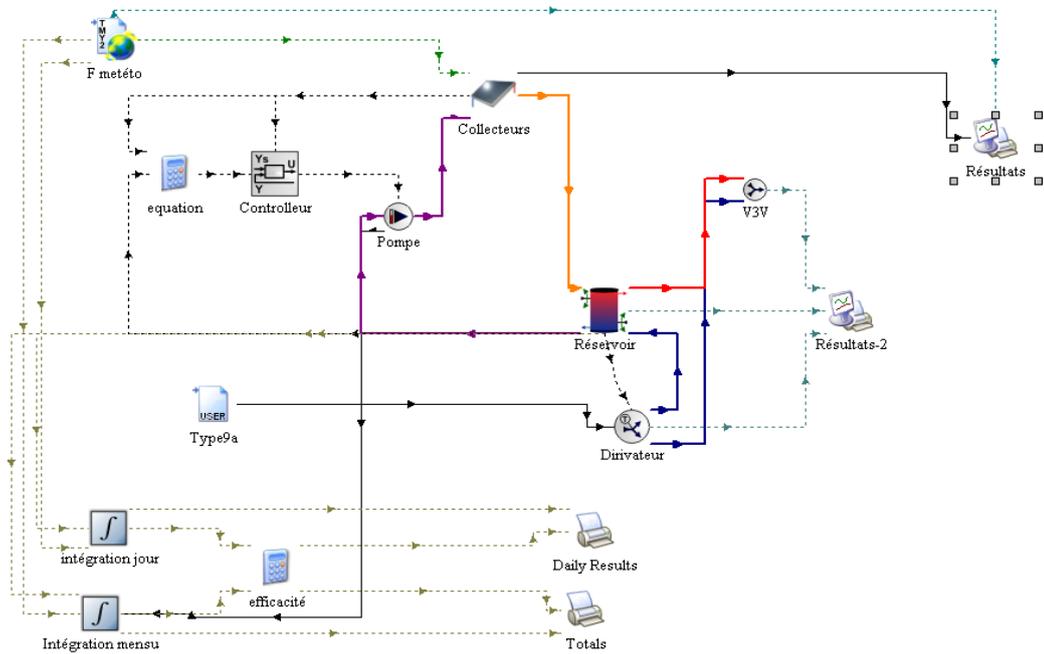


Figure B.1. Installation solaire avec collecteur plan

### B.1.2. Installation à collecteur sous vide

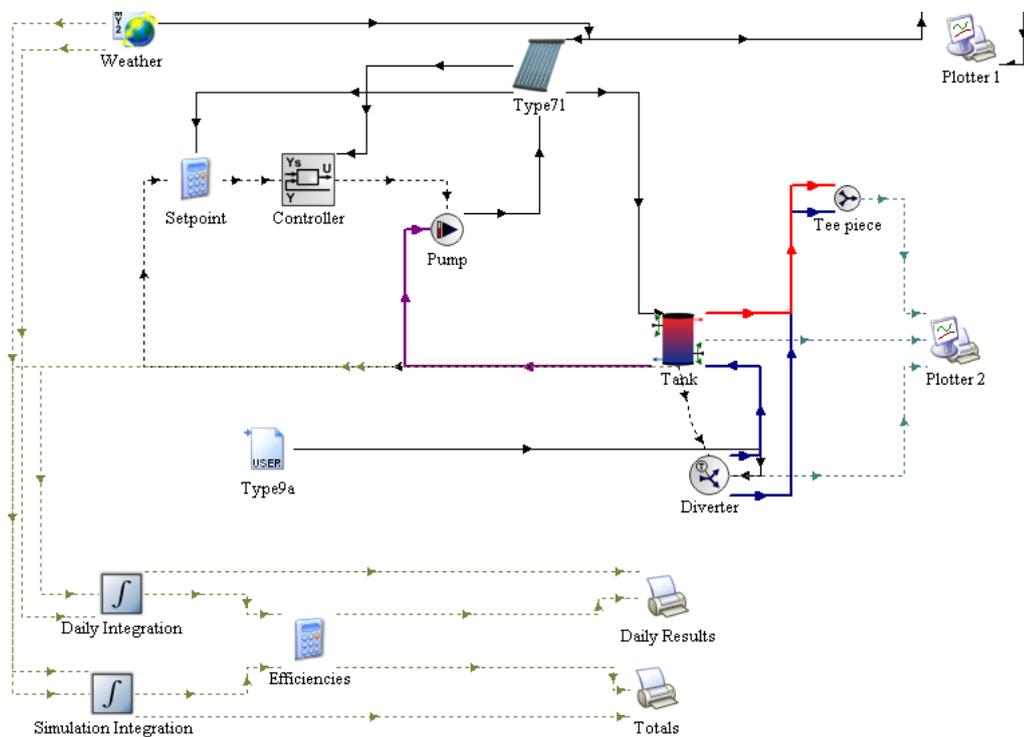


Figure B.2. Installation solaire avec collecteur sous vide

### B.1.3. Installations à collecteur CPC

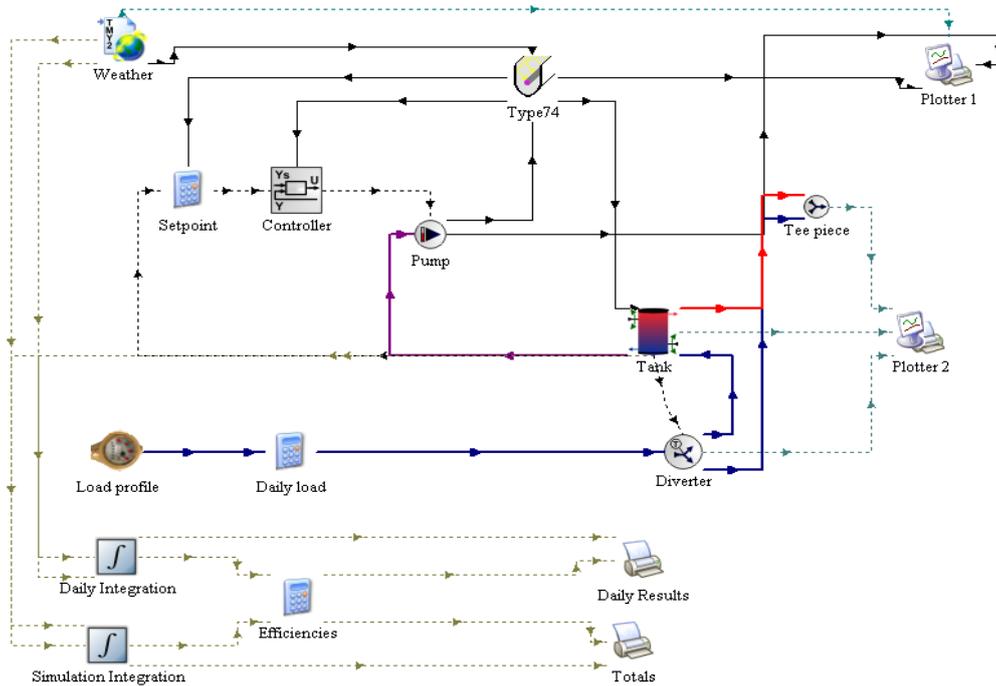


Figure B.3. Installation solaire avec collecteur CPC

## B.2. Caractéristiques des installations solaires étudiées

### B.2.1. Caractéristiques de l'installation solaire à collecteur plan

Composant	Caractéristiques	Valeur	Unité
Collecteur plan	Chaleur spécifique du fluide	4.19	kJ/kg.K
	Efficacité	0.8	-
	Modificateur d'angle d'incidence	0.2	-
Réservoir de stockage	Volume	0.225	m <sup>3</sup>
	Coefficient de perte thermique	1.62	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Appoint (électrique)	2.82	kW
Pompe	Puissance maximale	25	W
	Dédit nominal	200	kg/h

Tableau B.1 Caractéristiques de l'installation solaire à collecteur plan

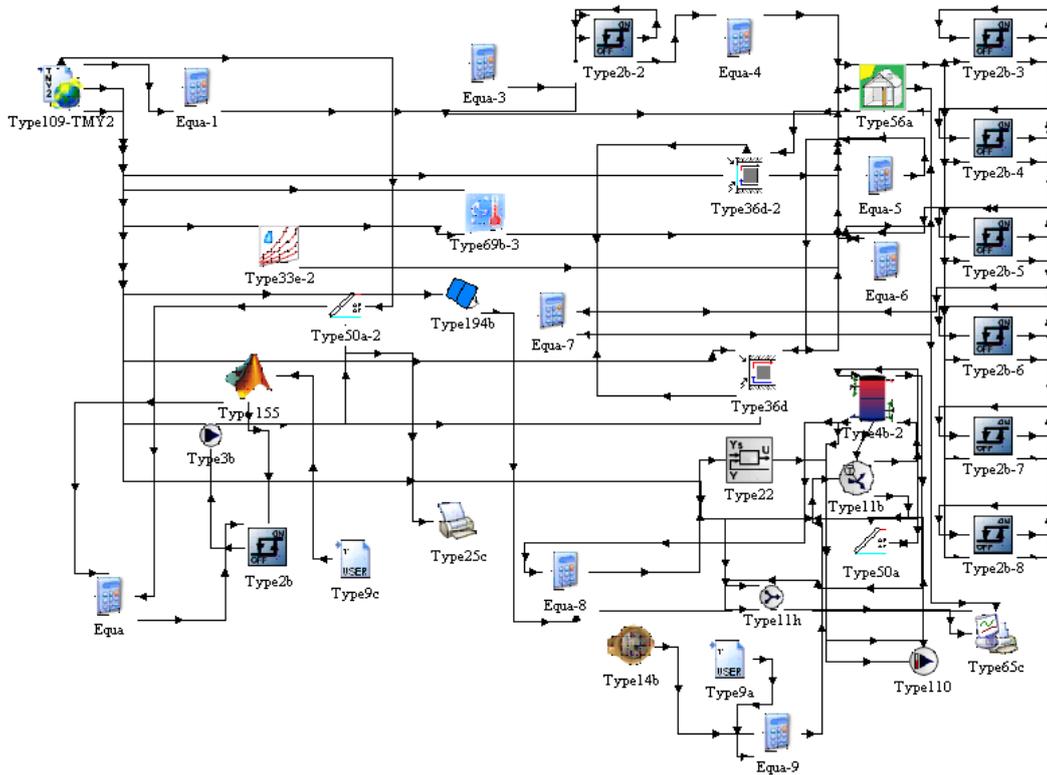
**B.1.2. Caractéristique de l'installation sous vide**

Composant	Caractéristiques	Valeur	Unité
Collecteur sous vide	Chaleur spécifique du fluide	4.19	kJ/kg.K
	Efficacité	0.7	-
	Négative du premier ordre du coeff d'efficacité	10	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Négative du deuxième ordre du coeff d'efficacité	0.03	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
Réservoir de stockage	Volume	0.225	m <sup>3</sup>
	Coefficient de perte thermique	1.62	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Appoint (électrique)	2.82	kW
Pompe	Puissance maximale	25	W
	Débit nominal	200	kg/h

**Tableau B.2 Caractéristiques de l'installation solaire sous vide****B.2.3. Caractéristiques de l'installation CPC**

Composant	Caractéristiques	Valeur	Unité
Collecteur CPC	Chaleur spécifique du fluide	4.19	kJ/kg.K
	Efficacité	0.7	-
	Pertes vers l'avant	3	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Réfectance des parois	0.9	-
	Demi-angle d'acceptance	45	°
	Taux de troncation	0.7	-
	Absorptance de l'absorbeur	0.8	-
	Index de réfraction de la vitre	1.526	-
Réservoir de stockage	Volume	0.225	m <sup>3</sup>
	Coefficient de perte thermique	1.62	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Appoint (électrique)	2.82	kW
Pompe	Puissance maximale	25	W
	Débit nominal	200	kg/h

**Tableau B.3 Caractéristiques de l'installation solaire CPC****B.3. Modélisation de la maison solaire avec installation solaire PV/T et un couplage avec un distillateur solaire****B.3.1. Schéma sur TRNSYS**



**Figure B.4. Schéma de la maison solaire avec un collecteur PV/T et couplage avec un distillateur solaire**

### B.3.2. Caractéristiques de l'installation

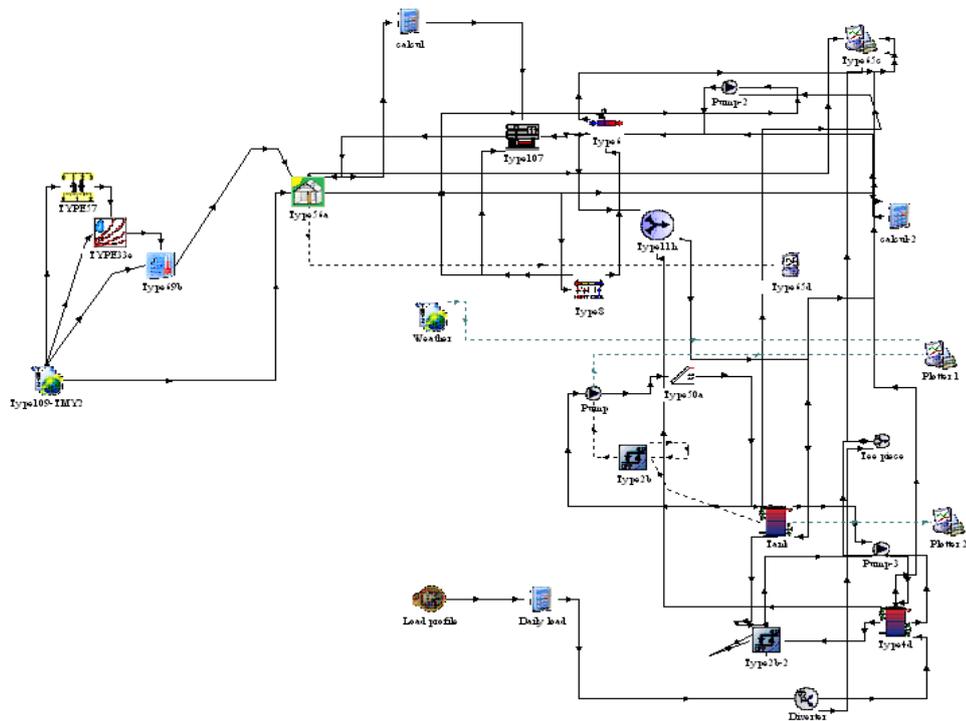
Composant	Caractéristiques	Valeur	Unité
Collecteur PV/T	Surface d'une cellule	0.33	m <sup>2</sup>
	Efficacité du transfert du collecteur Fr	0.96	-
	Chaleur spécifique du fluide	4.19	kJ/kg.K
	Coefficient d'absorption	0.92	-
	Emission du collecteur	0.09	-
	Coeff de pertes vers l'arrière et les coté	1.1	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Produit transmittance absorptance	0.9	-
	Coeff d'efficacité de température	0.0032	K
	Température pour les conditions de tests	25	°C
	Coefficient de remplissage	0.8	-
Distillateur solaire	Chaleur spécifique	4190	J/kg.°C
	Chaleur latente de vaporisation	2.25×10 <sup>5</sup>	J/kg
	Absorption du vitrage	0.05	Fraction
	Absorption de l'eau	0.34	Fraction
	Absorption de l'absorbeur	0.36	Fraction
	Conductivité thermique de l'eau	0.78	W/m.K
	Epaisseur du vitrage	0.005	m
	Conductivité thermique du vitrage	49	W/m.K
	Epaisseur du vitrage	0.002	m

Réservoir de stockage	Volume	0.225	m <sup>3</sup>
	Coefficient de perte thermique	1.62	kJ/h.m <sup>2</sup> .K
	Appoint (électrique)	2.82	kW
Pompe	Puissance maximale	25	W
	Débit nominal	216	kg/h

**Tableau B.4** Caractéristiques de l'installation solaire PV/T avec couplage distillateur solaire

#### B.4. Modélisation de la maison solaire avec installation solaire PV/T et un installation de refroidissement

##### B.4.1. Schéma sur TRNSYS



**Figure B.5.** Schéma de la maison solaire avec un collecteur PV/T et une installation de refroidissement