

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITÉ MOULOUD MAMMÈRI DE TIZI OUZOU  
FACULTÉ DE GÉNIE DE LA CONSTRUCTION  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



## THÈSE DE DOCTORAT EN SCIENCE

Filière : Génie Mécanique

Présentée par :

Mme MAOUEL Hafidha

Thème :

**Contribution à la Modélisation et à la Simulation des Performances d'une Machine Frigorifique Tritherme intégrant des Concentrateurs Solaires**

Soutenue publiquement le : 24/02/2025

Devant le jury d'examen composé de :

Mr. ZOUAOUI Salah	Professeur	UMMTO	Président
Mr. MOHAMMEDI Kamal	Professeur	UMBB	Rapporteur
Mr. BOUSRI Ali	Professeur	USTHB	Examineur
Mr. KHALI Samir	Professeur	USTHB	Examineur
Mr. AMOKRANE Mounir	MCA	UMMTO	Examineur

*Année universitaire : 2024/2025*

---

## Résumé :

Cette thèse porte sur un modèle d'étude d'une machine frigorifique à absorption tritherme, opérant au couple H<sub>2</sub>O/LiBr, alimentée par des capteurs solaires, une Alternative aux systèmes classiques, réalisée dans l'optique de la préservation de l'environnement et de la réduction des consommations énergétiques des bâtiments. Les modèles des composants de l'installation ont été développés puis implémentés dans l'environnement de simulation orienté objet TRNSYS. Le modèle mathématique est basé sur les principes et les lois de la thermodynamique ainsi que les équations de transfert de chaleur et de masse, exprimés pour le cycle frigorifique. Cependant, la variabilité des conditions aux limites (météorologiques notamment) et de ses influences temporelles sur le comportement global a introduit une nouvelle méthode de modélisation de ces machines, permettant la prédiction des performances en régime transitoire.

Les résultats de la simulation numérique complète de la machine en régime dynamique, développée dans le cadre de cette étude permettent de développer et de valider un outil complet d'analyse et d'optimisation des performances, c'est à dire depuis le champ de capteurs jusqu'à la distribution de froid.

*Mots clés : Modélisation, simulation, système à absorption, eau/ Bromure de lithium, performances, rafraîchissement solaire, TRNSYS.*

## Summary:

This thesis deals with a study model of a trithermic absorption refrigerator, operating at the H<sub>2</sub>O/LiBr torque, powered by solar sensors, an Alternative to conventional systems, realized in the perspective of the preservation of the environment and the reduction of energy consumption of buildings. The models of the components of the installation were developed and then implemented in the TRNSYS object-oriented simulation environment. The mathematical model is based on the principles and laws of thermodynamics as well as the heat and mass transfer equations, expressed for the cooling cycle. However, the variability of boundary conditions (especially weather) and their time influences on overall behavior introduced a new method of modeling these machines, allowing for prediction of transitional performance

The results of the complete digital simulation of the machine in dynamic mode, developed as part of this study, enable the development and validation of a comprehensive tool for performance analysis and optimization, i.e. from the sensor field to the cold distribution.

*Keywords: Modeling, simulation, absorption system, water/lithium bromide, performance, solar cooling, TRNSYS.*

## خلاصة:

يتناول هذا الدرس نموذج دراسي من آلة التبريد التي تستخدم قوة  $H_2O / LiBr$  ، التي تعمل من قبل محركات الشحن الشمسية ، بديلاً عن الأنظمة الكلاسيكية ، التي تم إنشاؤها في وجه الحفاظ على البيئة وتقليل استهلاك الطاقة في المباني. تم تطوير نموذج المكونات من المنشأة ثم تطويرها في بيئة التثبيت المتكاملة TRNSYS وتستخدم النماذج الرياضية على المبادئ والقوانين للطاقة الحرارية، بالإضافة إلى المعايير لتبادل الحرارة والمادة، والتي يتم التعبير عنها في دورة التبريد. ومع ذلك، فإن التغيرات في ظروف الحدود (على سبيل المثال الطقس) وتأثيراتها في الوقت على السلوك العام قدمت طريقة جديدة لتصميم هذه الآلات، مما يسمح بتوضيح الأداء في النظام الانتقالي .

وقد تم تطوير نتائج التثبيت الرقمي الكامل للكاميرا في نظام ديناميكي في إطار هذه الدراسة لتطوير وتقييم أداة شاملة لتقييم ورفع الأداء، أي من مجالات الذاكرة إلى توزيع الثلجة .

**الكلمات المفتاحية:** نموذج، التثبيت، نظام التخزين، المياه / البروميوماليتي، الأداء، التبريد الشمسي، TRNSYS.

---

## *Remerciements*

*J'exprime d'abord mes remerciements et ma reconnaissance envers la vice doyenne **Pr KHELOUI Fatma** pour ses conseils, son suivi et également pour tout ce qu'elle est pour l'université Mouloud MAMMERI de TIZI OUZOU.*

*J'exprime aussi mes vifs remerciements pour le professeur **MOHAMMEDI KAMAL**, mon directeur de Thèse qui m'a d'abord fait confiance en me confiant ce sujet de recherche. Ses conseils et son expérience m'ont été d'une grande utilité.*

*Je tiens également à exprimer toute ma gratitude envers le président du jury, le professeur **ZOUAOUI. S**, ainsi qu'à tous les membres du jury : professeur **KHALI. S**, professeur **BOUSRI A** et le maître de conférences **AMOKRANE. M** qui ont bien voulu consacrer du temps à la lecture de ce manuscrit et contribuer à l'amélioration de sa qualité.*

*Mes sincères remerciements vont également à mes collègues de l'USTHB, particulièrement à Mme **DERBAL Halima** et Mr **KIBOUA Rachid**.*

*Je n'oublie pas mes collègues de L'UMMTO, Mr **YAMANI Noureddine**, mes collègues du laboratoire thermodynamique et systèmes énergétiques de l'USTHB, Mme **MOKHTARI Faiza** et Mlle **ABDELLAHOUM** à la tutelle, merci à vous tous !*

---

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail ;*

*A mes très chers parents, qui sont toujours derrière mes exploits.*

*« Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime et le respect que j'ai toujours eu pour vous.  
Que le bon dieu le tout puissant, vous accorde une bonne santé et une vie longue et heureuse ».*

*A mes très chers enfants.*

*A mes chères sœurs.*

*A mes chers frères.*

*A ma belle-sœur.*

*A toutes mes nièces et à tous mes neveux,*

*A toute la famille et tous ceux qui me sont chers.*

# *Sommaire*

Résumé	
Remerciements	
Sommaire	
Nomenclature	
Liste des tableaux et figures	
Introduction générale .....	1
<b>Chapitre I :</b>	
<b>Etat de l'art sur le froid solaire</b>	
I.1. Introduction : .....	3
I.2.Contexte général :.....	3
I.3.But et objectifs :.....	6
I.4.Description des technologies de climatisation solaire :.....	6
I.4.1. Procédés électriques : .....	8
I.4.1.1. Machine à compression de vapeur : .....	8
I.4.1.2. Machine à effet PELTIER : .....	9
I.4.2. Procédés thermiques :.....	10
I.4.2.1. Le cycle à jet de vapeur : .....	10
I.4.2.2. La technologie de sorption et les systèmes à dessiccation : .....	11
I.4.2.2.a. Le cycle à absorption : .....	13
I.4.2.2.b. Le cycle à adsorption :.....	17
I.4.2.2. c. Les systèmes à dessiccation :.....	17
I.5.Comparaison entre les systèmes de production de froid : .....	19
I.6.Synthèse bibliographiques des travaux de recherche réalisés : .....	19
I.6.1.Analyse énergétique et exérgétique des machines à absorption :.....	20
I.7.Etat de l'art des fluides de travail, avantages et inconvénients : .....	27
I.8. Marché du froid solaire dans le monde: .....	31
Conclusion du chapitre .....	34
<b>Chapitre II :</b>	
<b>Etat de l'art des capteurs solaires et modélisation</b>	
II.1. Introduction :.....	35
II.2. Potentiel Solaire de L'Algérie :.....	35
II.3. Les capteurs solaires : .....	35
II.3.1.Types des capteurs solaires :.....	36
II.3.1.1.Les capteurs statiques :.....	36
II.3.1.1.a. Capteurs plans non vitrés : .....	36
II. 3.1.1.b.Capteurs plans vitrés (air et eau) :.....	37
II. 3.1.1.c. Capteurs sous vide (circulation ou caloduc) :.....	42

II. 3.1.1.d. Capteurs plans vitrés ou sous vide avec miroir de concentration parabolique : .....	44
II.3.1.2. Les capteurs mobiles à grande concentration solaire : .....	47
II.3.1.2.a. Réflecteurs linéaires de Fresnel : (focalisation linéaire, récepteur fixe) .....	47
II.3.1.2.b. Tours d'alimentation (systèmes de réception centraux) : .....	48
II.3.1.2.c. Fosses paraboliques .....	49
II.3.1.2.d. Parabole : .....	51
II.4. Adaptation des capteurs solaires avec les systèmes frigorifiques : .....	52
II.5. Analyse thermique et modélisation d'un capteur cylindro-parabolique : .....	53
II.5.1. Hypothèses : .....	54
II.5.2. Taux de Concentration : .....	55
II.5.3. Le bilan énergétique du capteur : .....	56
Conclusion du chapitre : .....	61

**Chapitre III :**

**Etude thermodynamique et modélisation de l'installation du froid solaire**

III.1. Introduction : .....	62
III.2. Cycle de base et principe de fonctionnement de l'installation du rafraîchissement solaire : .....	62
III.3. Modélisation de l'installation du rafraîchissement solaire : .....	64
III.3.2. Modélisation des ballons de stockage thermique : .....	65
III.3.3 Etude thermodynamique du groupe à absorption : .....	67
III.3.3.1. Principe de l'absorption et cycle de base : .....	67
III.3.3.2. Variation du titre au cours du cycle : .....	69
III.3.3.3. Amélioration des performances du cycle par l'utilisation d'un échangeur intermédiaire : .....	70
III.3.3.4. Bilans massiques et énergétiques : .....	71
III.3.3.5. Le coefficient de performance de la machine à absorption : .....	73
III.3.4. Modèle de l'échangeur de chaleur : .....	82
III.3.5 Modèle de tour de refroidissement : .....	84
III.3.6. Modélisation Aéro-réfrigérant et Ventilconvecteurs : .....	85
III.3.7. Modélisation de la canalisation : .....	87
III.5. Conclusion du chapitre : .....	90

**Chapitre IV :**

**Environnement de simulation et les approches de la modélisation du système**

IV.1. Introduction : .....	92
IV.2. Environnement d'analyse du système et de simulation : .....	92
IV.2.1. Environnement de simulation TRNSYS : .....	93
Inconvénients : .....	95

IV.2.2. Utilisation du logiciel TRNSYS :.....	95
IV.3. Implémentation des composants de l'installation dans TRNSYS :.....	97
IV.3.1. Fichier Météo (TYPE 9a) :.....	97
IV.3.2. Modèle de capteur solaire :.....	97
IV.3.3. Modèle des réservoirs de stockage :.....	100
IV.3.4. Modèle de tuyauterie du réseau_ (TYPE 709) :.....	100
IV.3.5. Modèle de Pompe_ (TYPE 3d) :.....	101
IV.3.6. Modèle de Vanne de contrôle de flux influencée par la température (Type 11h) :.....	101
IV.3.7. Modèle de la tour de refroidissement (TYPE 51b):.....	101
IV.3.8. Modèle de la machine à absorption (TYPE 107) :.....	102
IV.3.9. Modèle de l'habitation :.....	105
IV.4. Récapitulatif des modèles choisis et configuration sur TRNSYS :.....	107
Conclusion du chapitre :.....	108

## Chapitre V :

### Analyse des résultats de simulation et validation

V.1. Introduction :.....	110
V.2. Températures intérieures, extérieures et besoins en climatisation :.....	110
V.3. Influence de l'isolation thermique des parois :.....	112
V.4. Analyse des performances de la machine frigorifique alimentée par des capteurs plans : .....	113
V.4.1. Températures des différents composants de la machine à absorption :.....	113
V.4.2. Les Températures du ballon chaud et du ballon froid :.....	114
V.4.3. Le COP de la machine :.....	114
V.4.4. Effet de la surface du capteur sur la température sortie capteur et celle du générateur. .	115
V.4.5. Effet du coefficient de pente du capteur sur la température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage :.....	117
V.4.6. Effet du volume de stockage (ballon chaud) sur la température du générateur :.....	118
V.4.7. Validation du modèle :.....	120
V.4.7.1. Puissances des composants de la machine à absorption :.....	120
V.4.7.2. La variation du COP :.....	121
V.5. Analyse des performances de la machine frigorifique alimentée par un capteur cylindro parabolique :.....	123
V.5.1. Températures des différents composants de la machine à absorption :.....	126
V.5.2. Températures du capteur cylindro parabolique, température du ballon chaud et du ballon froid :.....	127
V.5.3. Prépondérances entre températures capteur cylindro parabolique, ballon de stockage chaud et générateur :.....	127
V.5.4. Représentation de la puissance utile du capteur en fonction de TSV :.....	128

Conclusion du chapitre : .....	130
Conclusion générale et perspectives : .....	131
Références bibliographiques .....	134

<b>Symbole</b>	<b>Description</b>	<b>Unité</b>
<i>a</i>	Ouverture du capteur	m <sup>2</sup>
<i>A</i>	Surface	m <sup>2</sup>
<i>AIM</i>	Angle d'incidence modifié	°
<i>Ar</i>	Surface absorbante du capteur	m <sup>2</sup>
<i>B</i>	Coefficient de transfert de masse	m·s <sup>-1</sup>
<i>C</i>	Coefficient de concentration du capteur	–
<i>ċ</i>	Débit massique de la solution concentrée	kg/s
<i>C<sub>indice</sub></i>	Capacité calorifique	kJ/kg.K
<i>COP</i>	Coefficient de performance	–
<i>ḍ</i>	Débit massique de la solution diluée	kg/s
<i>D</i>	Diamètre	m
<i>E</i>	Ensoleillement reçu	kWh/m <sup>2</sup>
<i>Ė<sub>x</sub></i>	Flux exergetique	kW
<i>Ė<sub>xD</sub></i>	Taux de destruction d'exergie	kW
<i>f</i>	Distance focale du capteur	m
<i>fr</i>	Facteur de conductance	–
<i>h</i>	Coefficient d'échange convectif	W/m <sup>2</sup> .K
<i>h</i>	Enthalpie spécifique massique	kJ/kg
<i>I</i>	Le rayonnement	W/m <sup>2</sup>
<i>İ</i>	Flux dissipatif	kW
<i>I<sub>0</sub></i>	Le rayonnement extra-terrestre	W/m <sup>2</sup>
<i>k</i>	Conductivité thermique	W/m.K
<i>m</i>	Débit massique	kg/s
<i>M</i>	Masse	kg
<i>NUT</i>	Nombre d'unité de transfert	–
<i>P</i>	Pression	kPa

$Pr$	Nombre de Prandtl	–
$Q$	Chaleur spécifique	kJ/kg
$\dot{Q}$	Puissance	W
$r$	Rayon	m
$r_r$	Rayon d'ouverture du capteur	m
$R$	Coefficient de réflectivité	–
$Re$	Nombre de Reynolds	–
$S$	Entropie massique	kJ/kg.K
$\dot{S}$	Flux entropique	W/K
$T$	Température	K
TSV	Temps solaire vrai	h TSV
$U$	Coefficient global de transmission thermique	W/m <sup>2</sup> .K
<b><i>Symboles Grecques</i></b>		
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosité dynamique	kg/m.s
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\eta$	Rendement	%
$\eta_0$	Coefficient de conversion optique	–
$\beta$	L'angle d'inclinaison	°
$\Phi$	Flux de chaleur	W/ m <sup>2</sup>
$\Delta$	variation	–
$\delta$	Angle de dispersion du rayon solaire	°
$\varepsilon$	Emissivité	–
$\alpha$	Coefficient d'absorption du rayonnement	–
$\tau$	Coefficient de transmission du rayonnement	–
$\varepsilon_{HX}$	Efficacité échangeur de chaleur	%

<i>Indices</i>		
<i>D</i>	<i>Direct</i>	–
<i>DN</i>	Direct- normale	–
<i>d</i>	Diffus	–
<i>r</i>	Réflecteur, réfléchit	–
<i>v</i>	Verre	–
<i>P</i>	Absorbeur, Paroi	–
<i>f</i>	Fluide	–
<i>g</i>	Généré	–
<i>w</i>	Relatif au vent	–
<i>r</i>	Riche	–
<i>p</i>	Pauvre	–
<i>Abréviation</i>		
<i>ev</i>	Evaporateur	-
<i>Gén, des</i>	Générateur, Désorbeur	-
<i>cond</i>	Condenseur	-
<i>abs</i>	Absorbeur	-
<i>VS</i>	Vanne de détente Coté solution	-
<i>VR</i>	Vanne d'expansion coté réfrigérant	–
<i>pomp</i>	Pompe	-
<i>Cell</i>	Cellule	–
<i>Vent-conv</i>	Ventilo-convecteur	–
<i>aéro</i>	Aéroréfrigérant	–
<i>XH</i>	Echangeur	–

*Liste des figures  
et tableaux*

Figure I.1 : Prévisions et historique de la consommation énergétique mondiale, par région .....	3
Figure I.2 : Evolution des températures moyennes mondiales sur mer et sur terre, par hémisphères depuis 1880.....	4
Figure I.3 : Principaux composants d'un système de climatisation solaire.....	7
Figure I.4 : Organigramme des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.....	8
Figure I.5 : Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque .....	9
Figure I.6 : Représentation schématique d'un système à effet Peltier .....	10
Figure I.7 Schéma d'une machine frigorifique à éjection.....	11
Figure I.8 : comparaison d'une compression mécanique et thermique. ....	12
Figure I.9 : Structure et fonctionnement d'une machine à absorption .....	14
Figure I.10 : Schéma d'une machine à absorption à deux étages.....	16
Figure I.11 : Système frigorifique à adsorption.....	17
Figure I.12 : système frigorifique à adsorption. ....	18
Figure I.13. Schéma d'un système de climatisation solaire à absorption avec un accumulateur triphasé .....	24
Figure I.14.: Répartition des principales technologies de rafraîchissement Solaire utilisées .....	32
Figure I.15: Panorama des machines a absorption.....	33
Figure II. 1 : Capteur plan non vitré appelé aussi « moquette solaire » du fabricant Giordano Industries. ....	34
Figure II. 2 : Coupe schématique de capteurs plans à air .....	38
Figure II.3 : Coupe schématique de capteurs plans à eau.....	38
Figure II. 4 : Principe de fonctionnement du capteur solaire plan .....	42
Figure II. 5: Vue générale d'un capteur sous vide .....	43
Figure II. 6 : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe	43
Figure II. 7:Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc (type Tecnisun) .....	43
Figure II. 8: Coupe schématique de capteurs plans à concentration.....	44
Figure II. 9: Courbes caractéristiques des rendements de capteurs plans .....	46
Figure II. 10: Réflecteur de fresnel linéaire et réflecteur de fresnel compact .....	48
Figure II. 10: Photographie et schéma d'une tour solaire à receveur central.....	49
Figure II. 11: Photographie et schéma d'un capteur cylindro -parabolique .....	50
Figure II. 12 : Photographie et schéma d'une antenne parabolique .....	52
Figure II. 13 : Adaptation des capteurs solaires avec les systèmes frigorifiques .....	53
Figure II. 14 : concentrateur cylindro-parabolique avec système de poursuite solaire. .	54

Figure II. 15: Représentation géométrique du capteur cylindro-parabolique.....	55
Figure II. 16: bilan énergétique dans le capteur .....	56
Figure II. 17: Schématisation électrique équivalente du problème .....	57
Figure III.1 : Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire. ....	62
Figure III.2 : Illustration du principe de modélisation du ballon de stockage thermique .....	66
Figure III.3 : Schématisation des échanges thermiques à travers une strate du ballon de stockage. ....	66
Figure III.4 : Schéma de principe de fonctionnement d'une machine à absorption H <sub>2</sub> O/LiBr.....	63
Figure III.5 : Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple H <sub>2</sub> O/LiBr.....	68
Figure III.6 :Diagramme de Merkel correspondant au mélange binaire Eau-LiBr.....	65
Figure III.7: schéma de fonctionnement d'une machine à absorption avec récupérateur (H <sub>2</sub> O/LiBr).....	71
Figure III.8 : Schéma du désorbeur et ses notations.....	72
Figure III.9: Schéma de base du système de rafraichissement solaire par absorption....	
Figure III.10 : Paramètres de la tour de refroidissement. ....	84
Figure III .11: Transferts de chaleur au sein d'une canalisation .....	88
Figure III 12: Transferts de chaleur au sein d'une canalisation.....	83
Figure IV.1 : Synoptique de l'installation avec affichage des principales variables en temps réel .....	93
Figure IV.2 : TRNSYS simulation studio. ....	96
Figure IV.3 : L'installation de projet et la fenêtre de zones.....	97
Figure IV.4: le planning de fonctionnement de la machine à absorption.....	104
Figure IV.5 : Situation géographique de la wilaya de Bechar 24 .....	105
Figure IV.6 : L'installation de climatisation solaire choisie dans TRNSYS studio. ....	108
Figure V.1.a: Température extérieure comparée à la température intérieure avec climatisation du local pour la ville de Bechar. ....	110
Figure V.1.b: Température extérieure comparée à la température intérieure avec climatisation du local pour une saison.....	111
Figure V.2 : Les variations de l'irradiation et les besoins en climatisation.....	111
Figures V.3 : Température intérieure du local sans isolation des parois. ....	112
Figures V.4 : Température intérieure du local avec isolation des parois.....	112
Figure V.5 : Températures des différents organes de la machine.....	113
Figure V.6 : Les Températures du ballon chaud et froid.....	114
Figure V.7 : Coefficient de performance de la machine.....	115

Figure V.8: Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 20 m <sup>2</sup> .....	115
Figure V.9 : Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 38 m <sup>2</sup> .....	116
Figure V.10 : Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur .....	116
Figure V.11 :.Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 18.....	117
Figure V.12 : Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 22.....	117
Figure V.13 : Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 25.....	118
Figure V.14: Influence du volume de stockage (ballon chaude) 1.5 m <sup>3</sup> sur la température du générateur. ....	119
Figure V.15 : Influence du volume de stockage (ballon chaud) 3m <sup>3</sup> sur la température du générateur. ....	119
Figure V.16 : Influence du volume de stockage (ballon chaude) (6m <sup>3</sup> ) sur la température du générateur. ....	120
Figure V.17 :.....	120
Figure V.18 : Variation du cop en fonction de la température du condenseur.....	121
Figure V.19 : Variation du cop en fonction de la température du générateur .....	121
Figure V.20 : Variation du cop en fonction de la température du générateur .....	122
Figure V.21 : Variation du ECOP en fonction de la température du générateur.....	115
Figure V.22: Variation du ECOP en fonction de la température de l'évaporateur.....	115
Figure V.23 : Schématisation de l'installation sur TRNSYS studio. ....	124
Figure V.24 : Quelques paramètres du capteur cylindro parabolique utilisés.....	125
Figure V.25 : les entrées du capteur cylindro parabolique. ....	125
Figure V.26: Températures du générateur comparée à celle de l'évaporateur dans la machine.....	126
Figure V.27: Température du générateur comparée à celle du condenseur dans la machine.....	126
Figure V.28 : Les Températures du ballon chaud et froid.....	127
Figure V.29 : Les Températures du ballon chaud et froid.....	127
Figure V.30 : Représentation de la puissance utile en fonction de TSV pour une journée du 15/07.....	128
Figure V.31 : Coefficient de performance de la machine.....	128
Figure V.32: Puissances des composants de la machine à absorption .....	129
Figure V.33: Variation du cop en fonction de la température du générateur .....	129

Tableau I.1 : Différents procédés de sorption.....	13
Tableau I.2 : Comparaison entre les systèmes de production de froid .....	19
Tableau I. 3 : Aperçu des refroidisseurs à absorption thermique disponibles sur le marché .....	25
Tableau I. 4 : Résumé des propriétés des couples de fluides principalement utilisées dans les machines à absorption. ....	31
Tableau I. 5 : Marche des machines frigorifiques à absorption de petites Puissances.....	32
Tableau II.1: Potentiel solaire en Algérie.....	353
Tableau II .2 : Propriétés de quelques matériaux pour absorbeur .....	40
Tableau II .3 : Caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques .....	40
Tableau II .4 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes ...	40
Tableau II .5 : Propriétés du collecteur évaluées à l'essai .....	46
Tableau II .6 : Taux de concentration et température des différents capteurs .....	52
Tableau II .7 : Echanges de chaleur entre les nœuds.....	58
Tableau II .8: Expressions des coefficients d'échange et leurs formules .....	59
Tableau III.1 : Constantes des expressions $A_i$ et $A_3$ .....	81
Tableau III.2 : Constantes des expressions $A_i$ et $B_i$ .....	81
Tableau III.3 : les constantes de l'équation de l'enthalpie de solution.....	82
Tableau III.4 : Equations régissant la cristallisation de la solution .....	82
Tableau IV.1 : composition et caractéristiques thermo-physiques des murs extérieurs. .....	106
Tableau IV.2 : composition et caractéristiques thermo-physique du plancher.....	107
Tableau IV.3 : Composition et caractéristiques thermo-physique du plafond. ....	107
Tableau IV.4 : Types TRNSYS choisis pour la modélisation de l'installation de rafraichissement solaire. ....	108

# *Introduction générale*

Durant la dernière décennie, l'élévation du niveau de vie, la demande croissante de confort et l'augmentation des températures estivales ont entraîné une croissance significative de la climatisation. En raison de l'expansion de l'économie mondiale, la consommation d'énergie dans les bâtiments a augmenté, représentant ainsi 30% de l'énergie totale utilisée [37,38]. Par ailleurs, les constructions (résidentielles et commerciales) représentent à eux seuls 66 % des émissions directes de gaz à effet de serre GES en 2010[40]. Les énergies renouvelables deviennent peu à peu indispensables pour atteindre les objectifs de réduction établis par les différentes autorités.

Dans cette situation énergétique complexe, les systèmes de rafraîchissement solaire font partie des alternatives intéressantes au système de climatisation classique, car l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur, ce qui en fait une source gratuite et renouvelable d'énergie. L'utilisation du procédé d'absorption pour le rafraîchissement solaire, qui consiste à utiliser des mélanges binaires, semble être une option intéressante pour les applications solaires. Ce dispositif garantit le bien-être, la préservation de l'environnement, la conservation de l'énergie primaire, la diminution de la consommation d'énergie de pointe et le stockage de l'énergie solaire.

L'intérêt du refroidissement solaire réside donc dans la simultanéité de la demande de froid et de l'ensoleillement. Lorsque la chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine frigorifique est fournie par le soleil, le froid fourni est gratuit (pas de coût, pas de pollution).

Prédire le comportement instationnaire du système de rafraîchissement solaire dans son ensemble induit au caractère variable et inhérent au fonctionnement de chacun des sous-systèmes et des sources/puits auxquels ils sont raccordés. Les différentes dynamiques mises en jeu concernent successivement :

- la source solaire ;
- le moyen par lequel elle est captée (nature et technologie du capteur : plan, sous vide) et avec quelle qualité (en terme de température et de puissance) ;
- la configuration du groupe frigorifique chargé de transformer l'effet calorifique en effet frigorifique au moyen d'une machine tritherme à absorption ;
- la nature du besoin en rafraîchissement (charges frigorifiques) ;

- Analyser son comportement et pouvoir en déduire les performances à tout instant ainsi qu'en quantifier l'efficacité saisonnière.

Pour toutes ces raisons, la modélisation et la simulation des cycles frigorifiques à absorption ont toujours été une préoccupation constante en matière de recherche dans le domaine de la climatisation et la production de froid.

Dans ce travail, nous présentons un modèle d'un cycle à absorption, fonctionnant entre trois sources de chaleur utilisant le mélange binaire eau/Bromure de Lithium. Les résultats obtenus, seront confrontés à ceux d'une simulation numérique complète ainsi validés par des études précédentes d'une machine à absorption réelle opérant au couple bromure du lithium/eau.

Au premier chapitre, un état de l'art des diverses technologies de rafraîchissement utilisant l'énergie solaire a été dressé. La technologie de rafraîchissement solaire à sorption est spécifiquement décrite. Suivi d'un aperçu sur les fluides frigorigènes utilisés dans le domaine. Le deuxième chapitre, est consacré aux détails des capteurs solaires thermiques, en mettant l'accent sur les capteurs plans et les capteurs cylindro paraboliques utilisés dans l'installation. L'étude thermodynamique détaillée d'une installation de rafraîchissement solaire par absorption liquide est abordée dans le troisième chapitre, ainsi que le cercle de problèmes inhérents à la génération du froid solaire par ce procédé.

Le quatrième chapitre a pour objectif de mettre en place l'environnement de simulation et les approches de la modélisation à l'aide du logiciel TRNSYS. Dans ce chapitre, nous avons encadré de près une représentation schématique à utiliser pour les simulations.

Le cinquième chapitre porte sur la discussion des résultats de la simulation numérique complète, depuis le champ de capteurs jusqu'à la distribution de froid, de l'installation en régime dynamique et valider ainsi un outil complet d'analyse et d'optimisation des performances de l'installation pour différentes excitations extérieures.

Enfin, une conclusion globale présente les résultats du travail réalisé et propose de nouvelles études pour approfondir le développement du rafraîchissement solaire et explorer des solutions complémentaires.

***Chapitre I :***  
***Etat de l'art sur le froid solaire***

### I.1. Introduction :

En raison des changements majeurs survenus au cours des dernières décennies, la situation énergétique mondiale connaît de grandes mutations. Il en demande donc une redéfinition des besoins et des modes de consommation face au risque d'épuisement des ressources non renouvelables telles que le pétrole, le gaz naturel et le charbon. Le réchauffement climatique et les catastrophes nucléaires font apparaître clairement que le modèle énergétique actuel n'est pas durable. Il est donc nécessaire d'engager une transition vers un modèle qui serait plus durable pour les besoins des générations présentes et futures.

### I.2. Contexte général :

#### a. Situation énergétique mondiale :

La consommation mondiale d'énergie continue d'augmenter. Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 font état d'une augmentation de l'ordre de 71%. Comme le montre la figure I, le profil général de cette évolution est le même quel que soit la région du globe observée. On note une reprise très sensible de l'augmentation de cette consommation après une phase de latence entre 2002 et 2003.

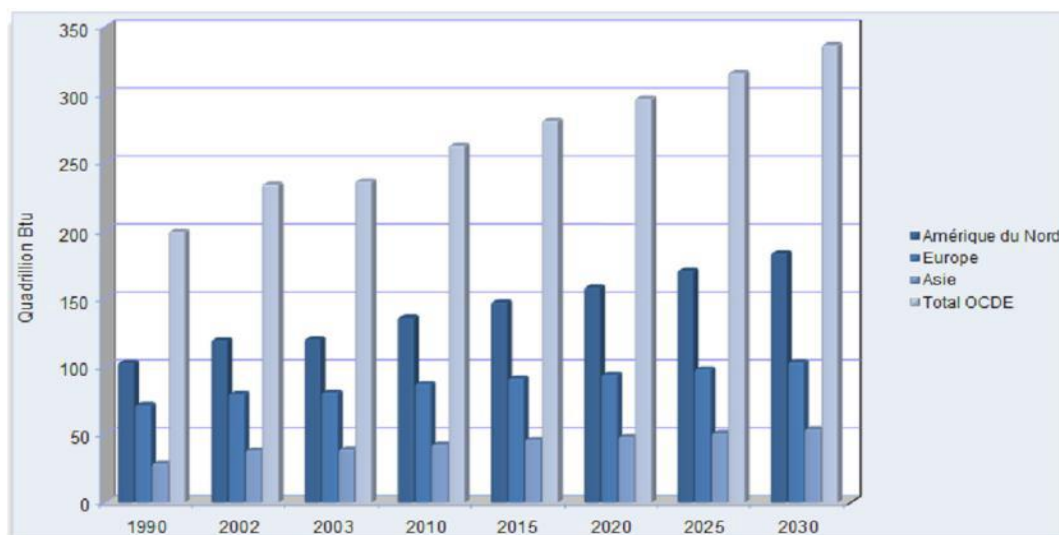


Figure I.1 : Prévisions et historique de la consommation énergétique mondiale, par région [1].

La grande partie de l'énergie consommée provient des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon, etc.) dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et

menace réellement l'environnement. Cette menace c'est manifesté principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre du aux gaz à effet de serre.

### b-Augmentation de la température ambiante [2] :

Basé sur les dernières données de l'Institut Goddard pour les études spatiales de la NASA qui s'appuie sur les enregistrements de 6 300 stations météorologiques réparties dans le monde entier, les dix années les plus chaudes sont toutes postérieures à 2010. L'année 2016, comme montre la figure 2 est l'année la plus chaude jamais enregistrée, l'élévation des températures de surface globales était notable dans toute la troposphère (1.03°C contre 1.01°C en 2020).

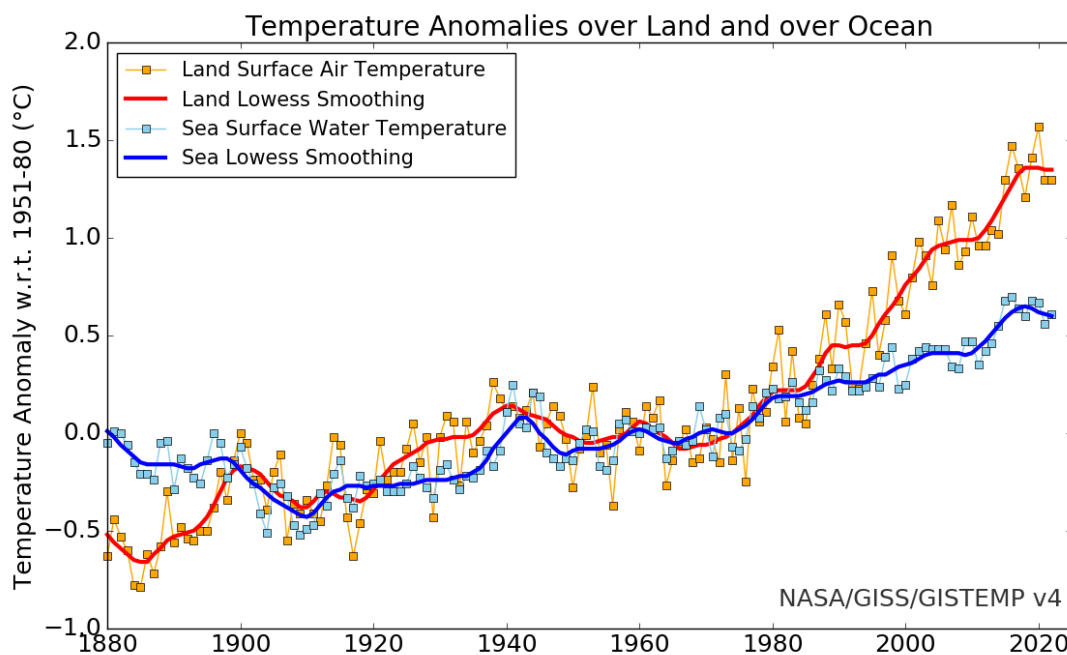


Figure 1.2 : Evolution des températures moyennes mondiales sur mer et sur terre, par hémisphères depuis 1880[2].

En ordonnée, se trouvent les écarts de températures en °C par rapport aux normales calculées pour la période 1951-1980. En rouge (avec et sans lissage) les anomalies de températures pour les terres émergées et en bleu (avec et sans lissage) les anomalies de températures pour les océans. L'élévation de température depuis le début des années 1980 est notable tout comme les records des premières années du XXIème siècle [2].

### c-Emission des gaz à effet de serre :

Dans ce qui suit, on présente les principaux gaz à effet de serre [3]

**Le dioxyde de carbone ou gaz carbonique (CO<sub>2</sub>)** : Il y a bien sûr des émissions naturelles: la respiration des plantes ou des animaux, la putréfaction, les incendies naturels, etc. Mais le CO<sub>2</sub> est responsable d'environ 55% de l'effet de serre anthropique. Le CO<sub>2</sub> venant des activités humaines provient pour l'essentiel de la combustion des énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz), de certaines industries (production de ciment, etc.), et pour une part non négligeable de la déforestation, notamment en zone tropicale. Actuellement, le développement de l'habitat et des transports contribue de plus en plus aux émissions de CO<sub>2</sub>.

**Le méthane (CH<sub>4</sub>)** : Engendre environ 15% de l'effet de serre anthropique. Une partie des émissions est d'origine naturelle (zone humide naturelle, fermentation entérique). Mais plus de la moitié des émissions sont liées à l'activité humaine : l'agriculture (rizières inondées), l'extraction du gaz naturel ou les prairies.

**Le protoxyde d'azote ou oxyde nitreux (N<sub>2</sub>O)** : Provoque environ 5% de l'effet de serre anthropique. Les principales sources humaines d'émission sont : l'agriculture (engrais azotés), la combustion de biomasse, les activités industrielles. Il faut signaler aussi que les marges d'erreur dans la quantification des émissions de N<sub>2</sub>O sont élevées car de nombreux phénomènes restent inexpliqués.

**Les halocarbures, et autres gaz artificiels fluorés (HFC, PFC, SF<sub>6</sub>)** : Ils sont en quasi-totalité issus des activités humaines, car ils sont synthétiques et n'existent pas à l'état naturel. On les retrouve dans les systèmes de réfrigération et de climatisation (ils sont émis dans l'atmosphère par fuites ou mise en décharge des appareils), dans les aérosols (les célèbres CFC aujourd'hui réglementés), la fabrication de mousses isolantes, ou dans les applications électriques (transformateurs, ordinateurs, téléphones portables...). Ils participent à 15 % de l'effet de serre additionnel. Malgré le fait qu'ils représentent moins de 0,000 001% de tous les GES, ils représentent un danger majeur du fait qu'ils peuvent rester jusqu'à 50000 ans dans l'atmosphère.

**La vapeur d'eau (H<sub>2</sub>O)** : Elle représente 70 % des émissions des GES. En plus elle a une faible durée de vie dans l'atmosphère qui ne dépasse pas une dizaine de jours, ce qui lui confère des effets locaux de courte durée (formation de brouillards ou de nuages bas). La quasi-totalité de ses émissions vient du cycle de l'eau (d'origine naturelle). Et donc si l'on se limite à l'effet de serre d'origine humaine, appelé parfois effet de serre "additionnel" ou anthropique, l'influence de la vapeur d'eau sur le climat est négligeable.

**L'ozone (O<sub>3</sub>) troposphérique** : Il engendre environ 10% de l'effet de serre anthropique, naturellement présent dans l'atmosphère. Selon l'endroit où il se trouve, il est avantageux : dans la stratosphère, il arrête les ultraviolets et il est indésirable : dans la troposphère, il représente un polluant local.

### **I.3. But et objectifs :**

L'objectif actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'utiliser des sources d'énergie conventionnelles. Plusieurs pays promeuvent des politiques de développement durable et de protection de l'environnement qui sont les énergies renouvelables. Ces dernières connaissent la première phase de développement lors des chocs pétroliers de 1973 et 1978, suivis d'une période de déclin suite au contre-choc de 1986, puis l'accord a connu une seconde renaissance en 1998 avec la signature du Protocole de Kyoto. Protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990 (B.S.Mohammed 2009)[4]. Le secteur industriel trouve cette technologie intéressante et vise à créer un nouveau marché plus écologique et durable. Dans ce contexte se situe le froid solaire et ses applications.

L'expression : climatisation solaire désigne l'ensemble des moyens de climatiser en utilisant comme ressource énergétique primaire le soleil. La technologie de climatisation solaire consiste à capter le rayonnement solaire à partir de capteurs solaires pour le transformer soit en électricité (photovoltaïque), soit en énergie solaire thermique pour les besoins de fonctionnement d'un groupe froid ou de rafraîchissement de l'air. L'utilisation de la chaleur comme source d'énergie ouvre la possibilité d'utilisation du soleil en tant que (combustible) de la machine frigorifique.

L'intérêt du refroidissement solaire réside dans la simultanéité de la demande de froid et de l'ensoleillement. Lorsque la chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine frigo est fournie par le soleil, le froid fourni est gratuit (pas de coût, pas de pollution).

### **I.4. Description des technologies de climatisation solaire :**

Un système de climatisation solaire est donc formé d'une machine produisant le froid, d'un système solaire (composé de capteur solaire thermique et d'un dispositif de stockage) d'un réseau de distribution et éventuellement d'un dispositif d'évacuation de la chaleur comme illustré sur la **Figure 1.3**.

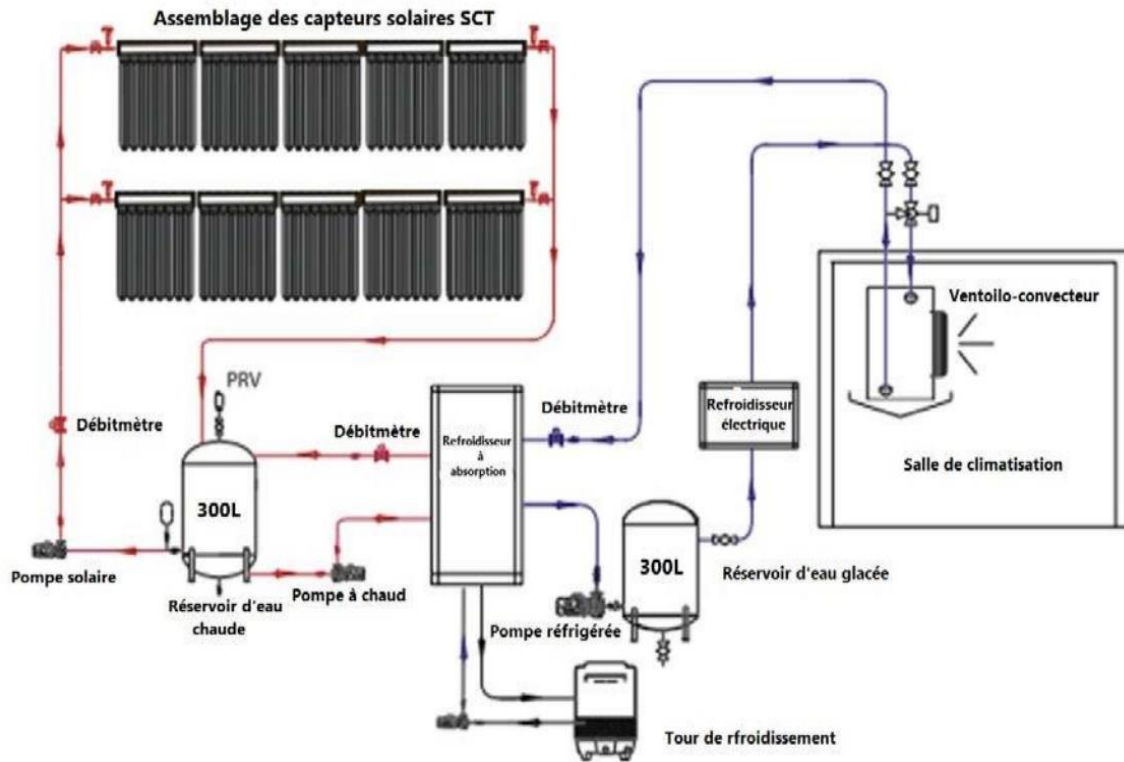


Figure I.3 : Principaux composants d'un système de climatisation solaire [101]

Le comportement instationnaire des systèmes, dans leurs ensembles, est induit par le caractère variable inhérent au fonctionnement de chacun des sous-systèmes et des sources/puits auxquels ils sont raccordés. Les différentes dynamiques mises en jeu concernent successivement :

- la source solaire ;
- le moyen par lequel elle est captée (nature et technologie du capteur : plan, sous vide) et avec quelle qualité (en terme de température et de puissance) ;
- la configuration du groupe frigorifique chargé de transformer l'effet calorifique en effet frigorifique au moyen d'une machine tritherme à absorption ;
- la nature du besoin en rafraîchissement (charges frigorifiques) ;
- Analyser son comportement et pouvoir en déduire les performances à tout instant ainsi qu'en quantifier l'efficacité saisonnière.

Plusieurs aspects peuvent être utilisés pour produire du froid à l'aide de l'énergie solaire, le premier passe à l'électricité, le deuxième porte sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique

et le troisième sur des cycles basés sur l'absorption de gaz. Toutes les technologies utilisées sont représentées sur la figure (I.4) :

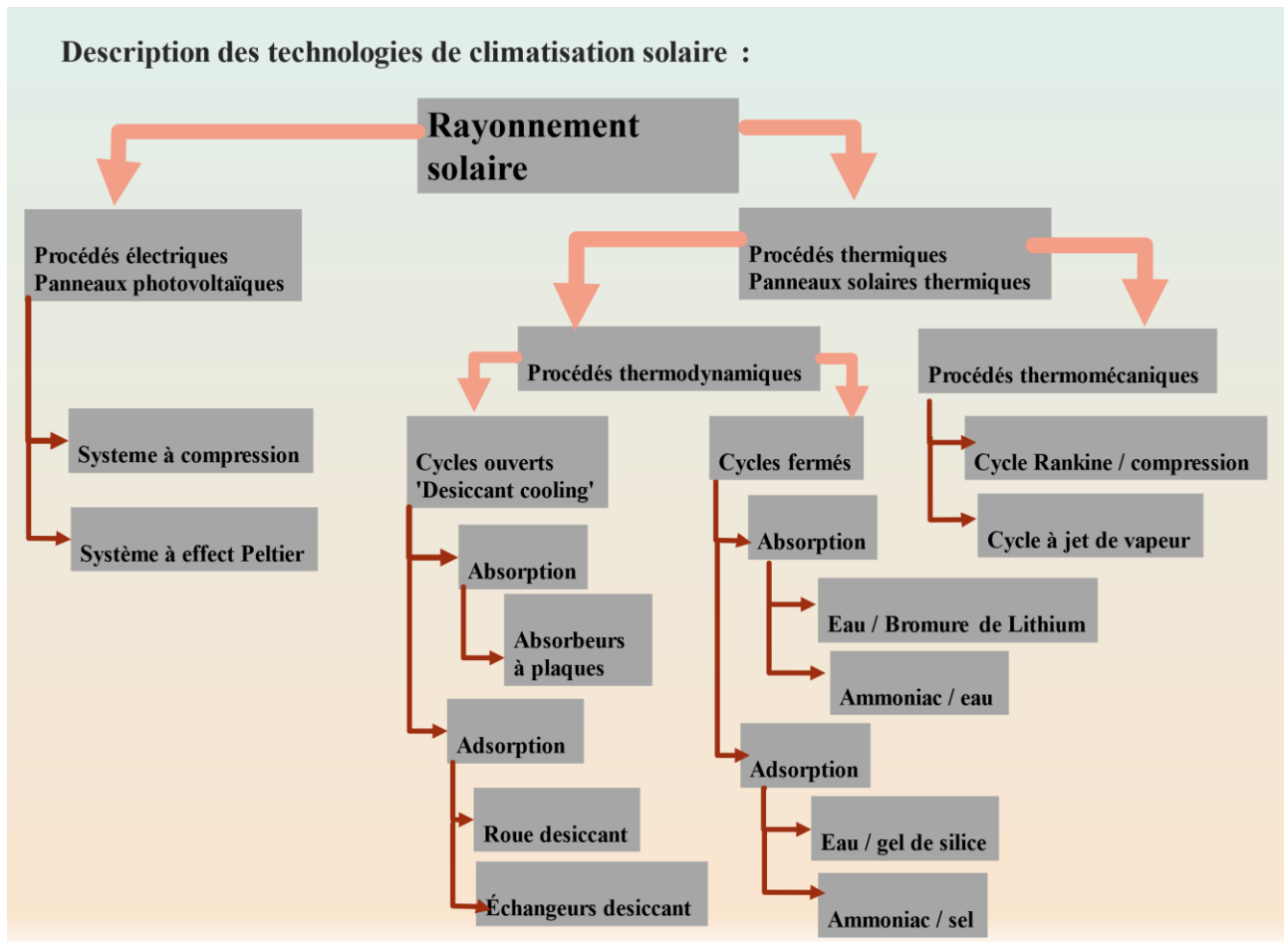


Figure I.4 : Organigramme des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.

#### I.4.1. Procédés électriques :

##### I.4.1.1. Machine à compression de vapeur :

Dans les systèmes de refroidissement solaire électrique, les panneaux photovoltaïques (PV) sont principalement utilisés pour alimenter les machines de refroidissement conventionnelles basées sur la compression de vapeur. Un réfrigérateur Stirling peut également être connecté à des panneaux photovoltaïques pour le refroidissement. Le COP des réfrigérateurs Stirling est inférieur à celui d'un système de refroidissement à compression de vapeur. Les panneaux photovoltaïques sont dimensionnés pour fournir l'énergie électrique nécessaire au moteur qui entraîne le refroidisseur à compression. Lorsque les panneaux photovoltaïques ne peuvent pas fournir la puissance requise en raison des conditions météorologiques ou pendant la

nuit, un régulateur de puissance est utilisé pour tirer l'énergie auxiliaire du système d'alimentation connecté au réseau. Le régulateur de puissance est capable de suivre la puissance maximale des panneaux solaires et minimise l'utilisation de l'énergie du réseau [102, 103](Figure I.5).

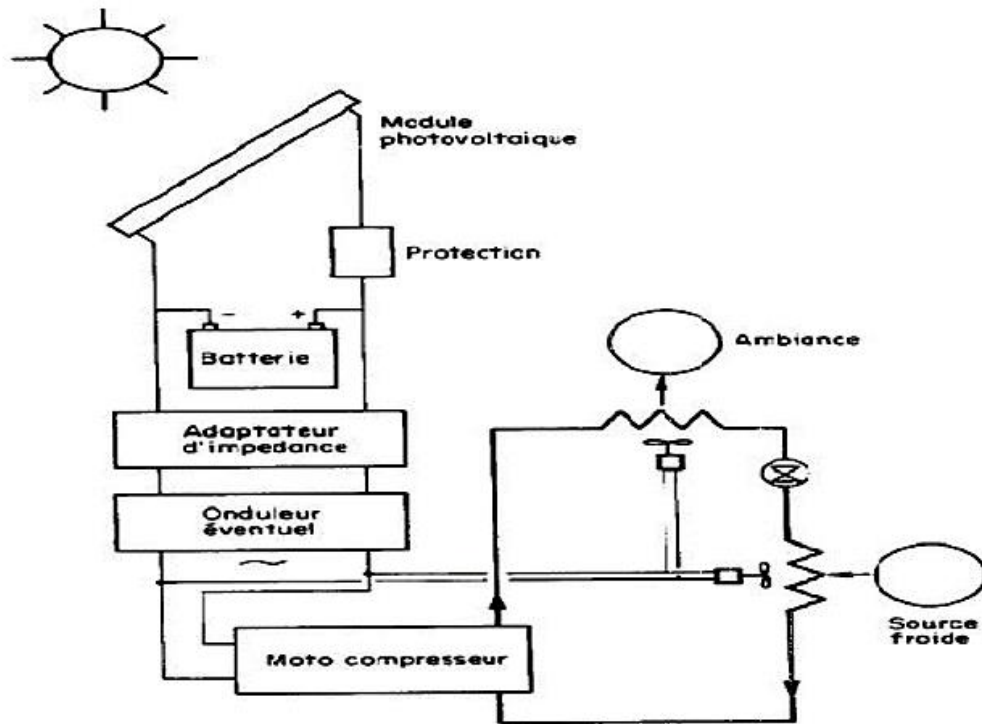


Figure I.5 : Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque [94].

#### I.4.1.2. Machine à effet PELTIER :

Du fait que les métaux conducteurs présentent une faible force thermoélectrique, l'effet Peltier n'a pas été appliqué dans le domaine de la production de froid jusqu'à l'apparition des dispositifs à semi-conducteurs. Ces matériaux de type p et n sont reliés au type Peltier par un pont de cuivre, montés en série.

La batterie Peltier est constituée de ces éléments en tant que bloc. Sa structure est telle que l'ensemble des ponts de cuivre froids forme le côté endothermique et l'ensemble des ponts de cuivre chauds le côté exothermique du bloc.

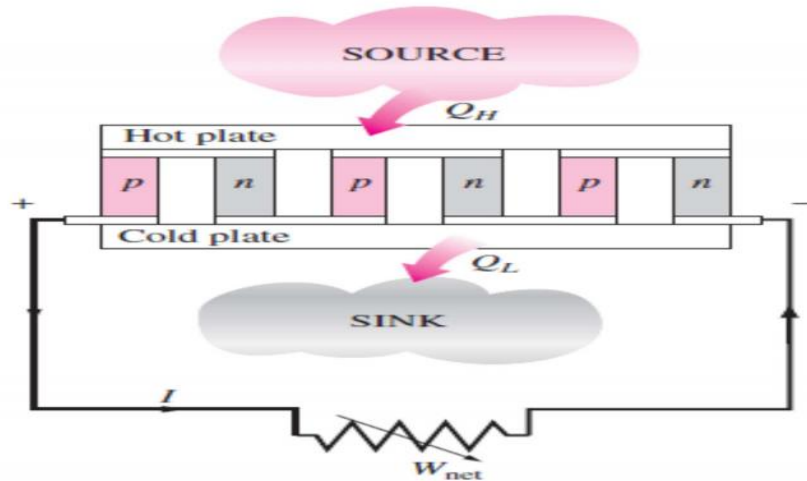


Figure I.6 : Représentation schématique d'un système à effet Peltier [99].

#### I.4.2. Procédés thermiques :

Il existe quatre principaux types de systèmes de refroidissement thermique :

- Système d'éjection.
- Système d'absorption.
- Système d'adsorption.
- Déshumidificateurs à dessiccation solide et liquide.

##### I.4.2.1. Le cycle à jet de vapeur :

Un système de refroidissement solaire à éjecteur est une technologie à faible teneur en énergie thermique. L'éjecteur est un compresseur à entraînement thermique qui fonctionne selon un cycle de réfrigération à compression de vapeur. Le générateur et l'éjecteur remplacent le compresseur électrique ; ils utilisent la chaleur plutôt que l'électricité pour produire l'effet de compression dans un système de compression de vapeur. Un système d'éjecteur solaire est illustré à la figure I.7[96].

Le cycle d'éjection commence à la sortie du générateur, où le réfrigérant est en état de surchauffe. Dans ces conditions, la géométrie interne de l'éjecteur aspire la vapeur de l'évaporateur pour la comprimer à une pression intermédiaire. Le fluide de travail entre dans le condenseur et est refroidi jusqu'à l'état de liquide saturé. A la sortie du condenseur, le fluide est divisé en deux flux :

Le premier est pompé vers le générateur de l'évaporateur. L'autre flux passe par une valve d'expansion, pour créer un effet de refroidissement, puis entre dans l'évaporateur dont il échange de la chaleur pour refroidir l'espace [94, 97].

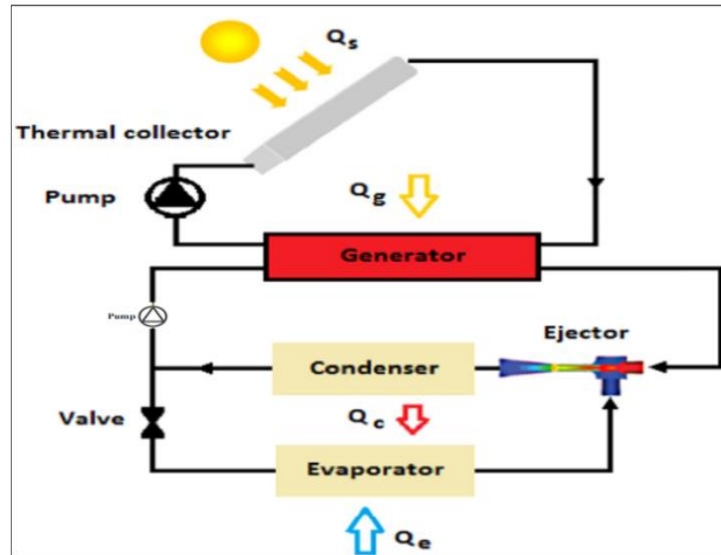


Figure I.7 Schéma d'une machine frigorifique à éjection [96].

Les éjecteurs ont été utilisés pour évacuer l'air des condenseurs à basse pression. Un éjecteur dans cette application, agit comme une pompe à vide, entraînée par de la vapeur à basse pression. L'efficacité n'était pas aussi que la fiabilité. Il n'y avait qu'un pas à franchir pour créer une pompe à chaleur à compression de vapeur utilisant un éjecteur comme compresseur entraîné par la chaleur.

Les systèmes à éjecteur se sont révélés peu coûteux, très fiables et sans entretien. Les principaux avantages sont les suivants :

L'absence de pièces mobiles, la taille réduite, les coûts initiaux moindres et la simplicité de la conception. Ils consomment également moins d'électricité que les autres systèmes de réfrigération.

Le principal inconvénient de l'éjecteur est son faible COP par rapport aux autres systèmes de refroidissement. Le COP des systèmes à éjecteur est compris entre 0,20 et 0,33 ce qui est beaucoup plus faible que les systèmes à compression de vapeur ou à absorption. En raison de ce faible COP, l'utilisation des systèmes à éjecteur n'est pas privilégiée [96, 98].

#### I.4.2.2. La technologie de sorption et les systèmes à dessiccation :

Dans cette technologie, des changements physiques ou chimiques entre une paire de substances (le sorbate et le sorbant) produisent l'effet de refroidissement. Le fonctionnement d'une machine frigorifique à sorption est similaire à celui d'une machine à compression mécanique, avec l'utilisation d'un condenseur, d'un évaporateur et d'un détendeur.

Dans l'ensemble, les deux systèmes semblent identiques, à l'exception de la section de compression représentée par un rectangle gris (**Figure 1.8**). Le compresseur chimique prend ainsi la place du compresseur mécanique à moteur électrique.

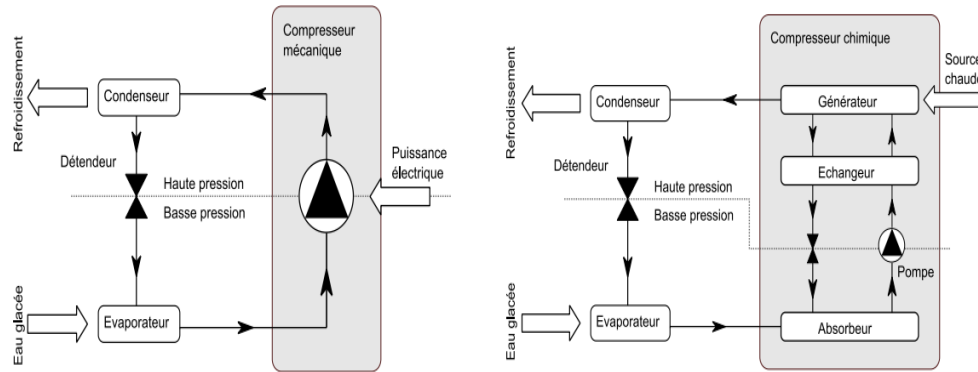


Figure I.8 : comparaison d'une compression mécanique et thermique.

Le cycle de sorption peut être ouvert ou fermé. Le système ouvert comprend un système de dessiccation solide et liquide, tandis que les systèmes d'absorption et d'adsorption sont des systèmes de sorption fermés. Les champs d'application des systèmes fermés sont la production d'eau froide, qui est utilisée pour les stations de ventilation centralisée (déshumidification) ou dans la climatisation décentralisée, c'est-à-dire la climatisation résidentielle. Les systèmes de réfrigération évaporatoire et dessiccant sont basés sur les cycles ouverts. Dans ce cas, l'air est directement conditionné c'est-à-dire refroidi et déshumidifié.

**Les différentes configurations des machines frigorifiques à sorption :**

Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert	
Cycle du réfrigérant	Cycle du réfrigérant fermé		Le réfrigérant (eau) est en contact avec l'atmosphère	
Principe	Eau glacée		Déshumidification de l'air et refroidissement évaporatif	
Phase du sorbant	Solide	Liquide	Solide	Liquide
Couples utilisés	Eau – Silica gel	Eau – Bromure de lithium Ammoniac – Eau	Eau – Silica Gel Eau – Chlorure de lithium	Eau – Chlorure de Calcium Eau – Chlorure de lithium

Technologie disponible sur le marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Système à dessiccation	Proche de l'introduction sur le marché
Gamme de puissance froid (kW froid)	50 – 430 kW	15 kW – 5 MW	20 kW – 350 kW par module	
COP nominal	0, 50 – 0, 70	0, 60– 0, 75 (Simple effet)	0, 50 – >1	> 1
Température de fonctionnement	60 – 90 °C	80 – 110 °C	45 – 95 °C	45 – 70 °C
Capteurs solaires	Tubes sous vide, capteurs plans	Tubes sous vide Capteurs plans,	capteurs à air Capteurs plans,	capteurs à air

Tableau I.1 : Différents procédés de sorption.

#### I.4.2.2.a. Le cycle à absorption :

L'absorption est le processus qui consiste à mélanger deux substances dans des états différents. Le mélange de ces deux états différents est une solution. Ce processus est réversible et peut être réalisé en ajoutant ou en retirant de la chaleur. L'introduction du premier système d'absorption remonte à 1895 [94, 95, 96]. Dans les dispositifs d'absorption, un absorbant, situé à une pression basse, absorbe un réfrigérant qui s'évapore. L'absorbeur a pour fonction d'absorber l'intégralité du volume de gaz composé exclusivement de réfrigérant. C'est une solution liquide riche en absorbant qui permet de rendre la chaleur produite lors de l'absorption disponible. Le fonctionnement est donc assuré grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Ces phénomènes de transport sont entraînés par la force motrice, c'est-à-dire la disparité de concentration et de température entre les différentes phases.

Les couples les plus utilisés sont l'Ammoniac /Eau ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , où l'ammoniac est le fluide frigorigène), et l'Eau/ Bromure de Lithium ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , l'eau étant le fluide frigorigène). Le premier permet de faire du froid négatif pour des besoins de climatisation ou de froid industriel alors que le second, qui est le couple utilisé dans notre étude, ne peut faire que du froid positif (point triple à  $0^\circ\text{C}$ ) donc il est exclusivement destiné au rafraîchissement de bâtiment [94, 96].

## Principe de fonctionnement :

### a) Système à absorption à simple effet :

Un système à absorption liquide comporte les différents éléments représentés sur la **Figure 1.9** pour les machine a simple effet et pour expliquer le fonctionnement, nous prendrons l'exemple d'une machine à absorption fonctionnant au couple ammoniac /eau.

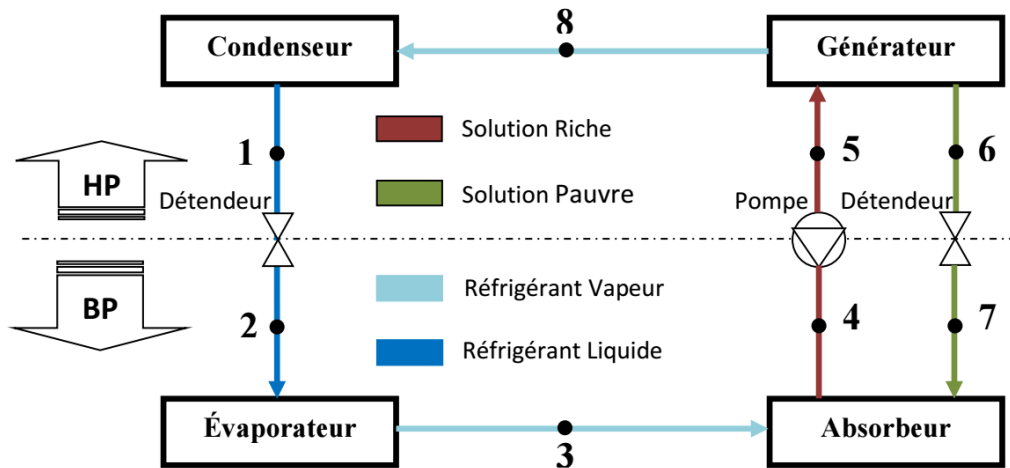


Figure 1.9: Structure et fonctionnement d'une machine à absorption

Le cycle frigorifique à absorption, également connu sous le nom de frigo pompe, est illustré dans la **Figure 1.9**, comprenant différentes parties telles que le condenseur et l'absorbeur, qui évacuent de la chaleur inutile dans l'environnement, le désorbeur (générateur) qui prélève une quantité de chaleur d'une source à plus haute température, et l'évaporateur qui pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir, créant ainsi un effet utile.

- Le générateur, désorbeur ou bouilleur : la solution riche en fluide frigorigène de concentration  $x_{ab}$  (le titre du frigorigène dans l'absorbeur (point 5)) y reçoit la quantité de chaleur  $Q_g$  à une température  $T_g$  ce qui engendre la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution, on parle alors de désorption. En sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (point 8) et une solution appauvrie  $x_{ge}$  en frigorigène (point 6). Ce composant effectue donc une séparation. En général, la vapeur d'ammoniac passe dans un rectificateur où elle se sépare de la vapeur d'eau entraînée.
- Le condenseur : Dans le condenseur la vapeur d'ammoniac chaude arrive, elle dégage de la chaleur et par conséquent revient à l'état liquide. C'est la température  $T_0$  du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la

pression dans l'ensemble désorbeur /condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation  $Q_c$  à la température  $T_c$ .

- L'évaporateur : le fluide subit un laminage à la sortie du condenseur (point 1), à travers la valve de détente (point 2), puis s'évapore en puisant la chaleur  $Q_e$  au fluide ou à l'encainte à refroidir. En effet, l'ammoniac liquide arrive dans l'évaporateur, il retrouve sa forme gazeuse après absorption de la chaleur environnante ce qui produit du froid. La température d'évaporation et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide  $T_e$ .
- L'absorbeur : La vapeur issue de l'évaporateur (point 3) se dirige vers un absorbeur contenant une solution pauvre, provenant du désorbeur (point 7). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. On parle alors d'absorption. qui s'accompagne d'une production de chaleur (à évacuer). La chaleur  $Q_a$  dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température  $T_a$  (dans les plupart des cas  $T_a = T_c$ ). A la sortie de l'absorbeur (point 4), une solution enrichie en frigorigène y rejoint d ou l'opération de mélangeage.

Le mélange est pompé de nouveau de l'absorbeur dans le générateur, et le circuit recommence. La différence de pression entre les groupes absorbeur/évaporateur (B.P) et désorbeur/condenseur (H.P) nécessite en outre :

- La présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche.
- La présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre.

Notons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur. En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de  $P_e$  à  $P_c$ .

Le rendement d'une machine à absorption est généralement inférieur à celui des machines à compression mécanique. Effectivement, lorsqu'il s'agit d'une machine à compression, celle-ci peut avoir un coefficient de performance thermique de 3, voire plus. Alors que, pour une machine à absorption, ce coefficient varie de 0,7 pour les installations à simple effet à 1,4 pour les installations à double effet [139].

### Cycles frigorifiques à plusieurs effets :

Le but du cycle frigorifique à effets multiples est d'améliorer les performances du système d'absorption ou d'élargir leur champ d'application en utilisant des systèmes à étages ou à effets multiples. Il existe de nombreuses options possibles, en particulier si l'intérêt se porte sur la production simultanée de froid et de chaleur (comme les pompes thermo-frigo, par exemple). La technologie du cycle frigorifique à double effet a été mise en place entre 1956 et 1958 [140].

Un tel cycle est illustré dans la **Figure I.10**, où la vapeur du réfrigérant produite par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet. Toutefois, la chaleur dissipée est employée afin de générer une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution issue du générateur à premier effet. (Le générateur II utilise la chaleur générée par la condensation de la vapeur du réfrigérant). La source de chaleur extérieure chauffe le générateur à haute pression, tandis que les vapeurs frigorigènes produites servent de source d'énergie à la génératrice basse pression, ce qui permet une meilleure séparation du frigorigène. Ce cycle opère à trois niveaux de pression différents. Il est possible que la pression dans le premier générateur soit extrêmement élevée, ce qui requiert des températures élevées afin de faciliter la séparation. De plus, il existe un risque de dépasser la plage de solubilité du mélange utilisé, il est donc essentiel de sélectionner le fluide de travail de manière adéquate. Le bromure de lithium ne présente pas ce problème [141].

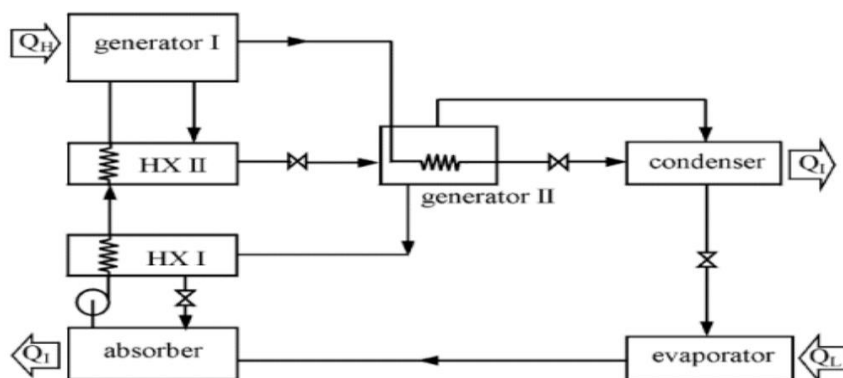


Figure I.10 : Schéma d'une machine à absorption à deux étages.

En cas de condensation de toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur dans le second générateur, le COP du système devrait être deux fois supérieur à celui du système à simple effet correspondant. Le  $COP_{th}$  varie de 1 à 1,2 avec des températures de génération requises allant de  $130^{\circ}C$  à  $160^{\circ}C$ , ce qui implique l'utilisation de capteurs à concentration en fonction du rayonnement solaire [140].

#### I.4.2.2.b. Le cycle à adsorption :

Le cycle à adsorption est un autre exemple de cycle tritherme. On utilise cette fois la capacité qu'ont certains solides de fixer des molécules de vapeur à leur surface sans modifier leur nature chimique. Ces systèmes fonctionnent grâce aux effets thermiques associés à la sorption ou à la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes d'adsorption) ou à la décomposition de composés chimiques avec un gaz frigorigère (systèmes de décomposition thermochimique)(*Figure I.11*).

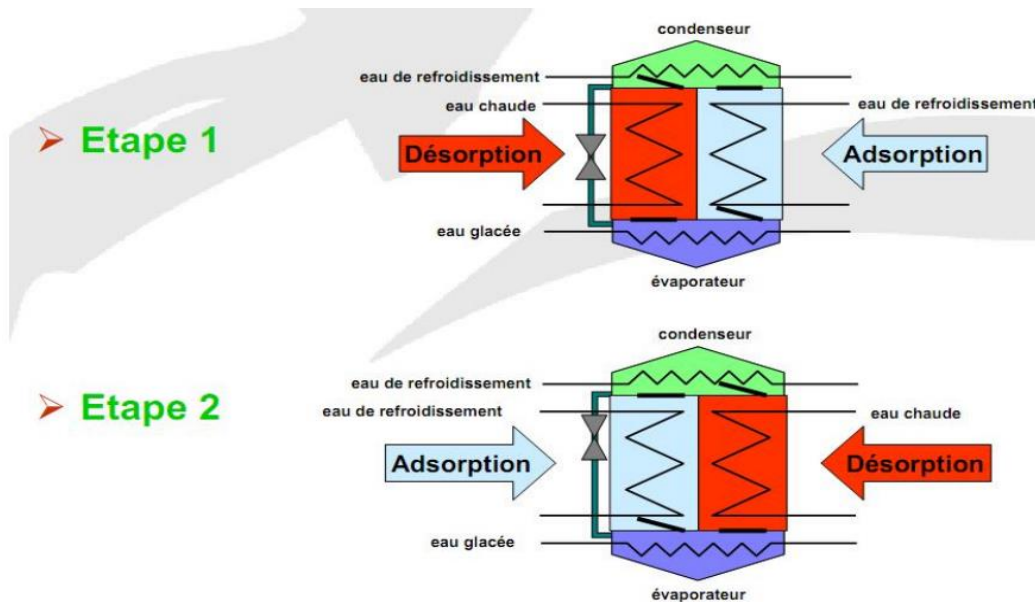


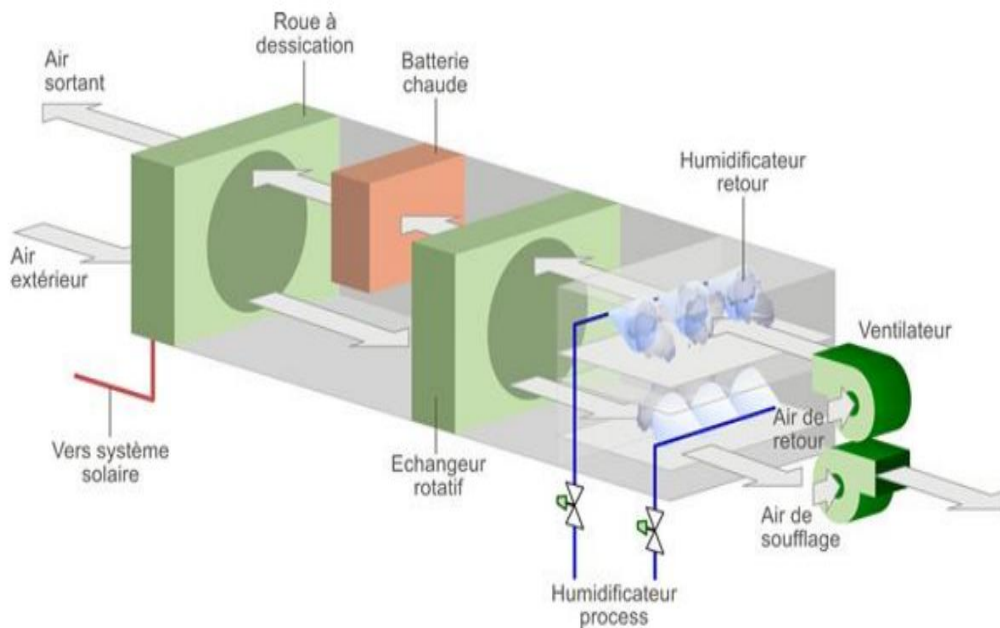
Figure I.11 : Système frigorifique à adsorption[6].

La *Figure I.11* présente une machine frigorifique utilisant le rayonnement solaire comme troisième source de chaleur (gratuite). L'évaporateur, le condenseur, l'adsorbent (capteur) et le désorbent sont les quatre chambres sous vide d'une machine frigorifique à adsorption. Le bouilleur et le capteur comprennent également une fine couche d'adsorbant (10 mm) appliquée sur des rondelles d'aluminium qui sont assemblées concentriquement et brasées sur des tubes en cuivre. Le fluide frigorigère collecté du condenseur est amené à l'évaporateur par un circuit de retour par phénomène hydrostatique. La machine frigorifique à adsorption est dépourvue d'éléments mobiles à l'exception des soupapes. Un échangeur thermique en cuivre parcourt chacune des quatre chambres et apporte et évacue la chaleur.

#### I.4.2.2. c. Les systèmes à dessiccation :

Les systèmes dessiccants sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées

précédemment. Ainsi, ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA) **Figure I.12**.



**Figure I.12 : système frigorifique à adsorption [6].**

Le dessiccant est un cycle ouvert qui utilise principalement l'eau et son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un endroit. Le flux d'air ventilé est utilisé pour maximiser l'effet de la chaleur latente de la vaporisation d'eau en d'abord étant desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif), puis refroidi dans un échangeur et humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air. Un flux d'air de régénération est nécessaire pour le fonctionnement d'un tel système, qui permet de refroidir l'air du processus dans l'échangeur et de régénérer le matériau dessicatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température requise pour la régénération peut aller de 50 à 80 °C. Le COP<sub>th</sub> s'élève à environ 0,5. Le débit de renouvellement d'air limite la puissance de refroidissement. Ainsi, ce système doit être utilisé pour des bâtiments dont les besoins sont limités ou pour une application de rafraîchissement simple.

## I.5. Comparaison entre les systèmes de production de froid :

	Avantages	Inconvénients
<b>Cycle à compression</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Très bon COP (2 – 4).</li> <li>✓ Encombrement réduit par kW de froid produit.</li> <li>✓ Mise en fonctionnement rapide.</li> <li>✓ Grande plage de variation de la température d'eau refroidie.</li> <li>✓ Rejet thermique limité.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Vibrations et bruits.</li> <li>✓ Compresseur trop coûteux en énergie électrique.</li> <li>✓ Réfrigérants nocifs pour l'environnement.</li> </ul>
<b>Dessicant</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ L'eau tient le rôle de réfrigérant.</li> <li>✓ Contrôle indépendant de la température et de l'humidité.</li> <li>✓ Intégration possible avec un système de ventilation et de chauffage.</li> <li>✓ La régénération peut se faire grâce à des capteurs solaires thermiques.</li> <li>✓ Les rejets de chaleur dans l'environnement sont faibles.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Maintenance de la roue à dessiccation.</li> <li>✓ Nécessité d'un déshumidificateur.</li> <li>✓ Technologie non utilisable en région humide.</li> <li>✓ Pas de protection contre une éventuelle contamination.</li> <li>✓ Non adapté à des petites applications.</li> </ul>
<b>Adsorption</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Requiert peu de maintenance.</li> <li>✓ Apport de l'énergie de régénération à partir de capteurs solaires thermiques.</li> <li>✓ Possibilité d'atteindre de basses températures.</li> <li>✓ Le réfrigérant (eau) non nocif.</li> <li>✓ Longue durée de vie.</li> <li>✓ Possibilité de stockage de froid.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Rejets à haute température dans l'atmosphère.</li> <li>✓ Encombrement matériel.</li> <li>✓ Faible disponibilité sur le marché.</li> <li>✓ Grande sensibilité aux faibles températures en particulier à la chute de température durant la nuit.</li> <li>✓ Production de froid discontinue.</li> </ul>
<b>Absorption</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Pas de vibrations, silence de fonctionnement.</li> <li>✓ Grande robustesse, car pratiquement pas de pièces tournantes.</li> <li>✓ Faible coût de fonctionnement</li> <li>✓ Disponibilité du matériel.</li> <li>✓ Source de chaleur possible à partir de capteurs solaires thermiques.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Faible COP.</li> <li>✓ Plage réduite de variation de la température de l'eau refroidie.</li> <li>✓ Encombrement important.</li> <li>✓ Coût élevé d'investissement.</li> <li>✓ Temps de réponse long.</li> <li>✓ Pas de froid négatif avec l'eau.</li> <li>✓ Risque de cristallisation du LiBr.</li> </ul>

Tableau I.2 : Comparaison entre les systèmes de production de froid.

## I.6. Synthèse bibliographiques des travaux de recherche réalisés :

Nous proposons, dans ce qui suit, une synthèse structurale des modèles et études sur les systèmes frigorifiques à absorption présentés dans la littérature :

L'idée de produire du froid, par les procédés à absorption, est née durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré. En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de l'eau et de l'Ammoniac l'un pour l'autre, Carré a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac (*frigorigène*), eau (*absorbant*)[9,8], qui prévoyait deux types de machines pour la production de la glace : une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu [9].

### **I.6.1. Analyse énergétique et exérgétique des machines à absorption :**

L'application de la première loi de la thermodynamique, qui décrit la conservation de l'énergie au sein des différents éléments d'une machine à absorption permet de synthétiser une analyse énergétique de celle-ci. L'optimisation de la première loi maximise le coefficient de performance (COP) de la machine [10], garantissant ainsi une dissipation thermique maximale avec une puissance d'entrée minimale.

L'application du premier principe de la thermodynamique reste la méthode la plus couramment utilisée pour l'analyse des systèmes thermiques impliquant des absorbeurs ( Yumrutas et al., 2002)[11],.

Kim et coll. (2006)[12], ont publié des corrélations pour calculer l'enthalpie, l'entropie, le coefficient de perméabilité et l'énergie libre de Gibbs des solutions aqueuses de bromure de lithium (LiBr/H<sub>2</sub>O).

Lyes et coll. (2012) [13] ont réalisé des simulations numériques du cycle d'absorption solaire (LiBr/H<sub>2</sub>O). Leurs résultats démontrent l'existence d'un seuil de température pour que l'absorbant fonctionne correctement. Par conséquent, la température du générateur et de l'évaporateur affectera le fonctionnement du circuit.

Tuaibi et coll. (2012)[14] ont réalisé une analyse énergétique et exérgétique d'un système d'absorption à simple effet de 10 kW utilisant un couple eau-bromure de lithium. L'étude a montré que l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur augmente le coefficient de performance et le rendement exérgétique. À mesure que les températures du générateur et de l'évaporateur augmentent, l'efficacité exérgétique augmente considérablement.

N. Ben Ezzine et al. [15] ont réalisé une simulation thermodynamique d'un cycle à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O à deux étages entraînés par l'énergie solaire. Le deuxième principe de la

thermodynamique est appliqué pour mesurer l'irréversibilité de chaque composant du cycle, les résultats obtenus montrent que les échangeurs de solution et de vapeur froide-condensât, l'absorbeur et le condenseur ont une grande influence dans l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle.

N. Ben Ezzine et al. [15] ont développé un modèle mathématique de simulation basé sur la conservation de l'énergie et de masse ; une analyse thermodynamique suivie d'une optimisation multiparamétrique d'un réfrigérateur à absorption sont exécutés. L'analyse montre, comme résultat, comment la technique du double étage permet la réduction des pertes d'énergie dans la machine frigorifique à absorption par rapport à celle à simple étage.

D. Kong et al. [16] ont présenté un modèle thermodynamique d'un refroidisseur d'eau à absorption à ammoniac-eau, ce dernier est basé sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Ils ont fait aussi un dispositif expérimental pour valider leurs résultats en utilisant le chauffage électrique pour alimenter le générateur.

N. Chekir et al. [17] ont proposé dans leurs étude, l'utilisation d'un mélange butane / octane comme fluides de travail pour le refroidisseur à absorption et ont fait la comparaison de ses performances avec le système classique d'ammoniac / eau. L'efficacité de ces mélanges considérés est estimée dans les mêmes conditions opératoires d'une machine à simple effet. Ils ont conclu que, lorsque le condenseur et l'absorbeur de la machine sont refroidies avec l'air ambiant, le COP du premier système est de 0,37, tandis que les performances de la solution d'ammoniac est d'environ 0,52. Pour une machine refroidie à l'eau les deux mélanges conduisent à des coefficients de performance comparables : 0,62 pour le butane / octane et 0,67 pour le mélange ammoniac/eau.

L'analyse exergetique concerne l'analyse du deuxième principe de la thermodynamique. Cette méthode est un outil très puissant de conception, d'optimisation et d'évaluation des performances des systèmes d'énergie, tout en décrivant la qualité d'énergie et de la matière mise en jeu (Yumrutas et al., 2002)[11].

Dans la littérature, plusieurs recherches ont abordé la notion de l'exergie, entre autres : Sencan et al. (2005) [18] ont évalué l'effet des conditions de fonctionnement sur le coefficient de performance (COP) et l'efficacité exergetique d'une machine à absorption utilisant le couple eau-bromure de lithium, tout en énumérant les principaux facteurs qui sont à la base de la destruction par exergie dans les systèmes à absorption.

Morosuk et al. (2008) [19] ont déterminé une méthode de destruction par exergie au niveau des différentes parties d'une machine à absorption afin de faciliter la compréhension et l'amélioration de ces systèmes.

Sözen [20] et Rivera [21] ont montré que l'ECOP (coefficient de performance exergetique) d'une machine à absorption a des variations similaires à celles du COP. Il augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur jusqu'à un point où le COP montre une inflexion, puis diminue drastiquement. L'ECOP augmente légèrement avant de montrer un point d'inflexion, puis diminue de façon indirectement proportionnelle à la température de l'absorbeur. Une diminution abrupte du COP est observée une fois qu'une certaine température critique de l'absorbeur est atteinte [21]. Aucune explication n'est donnée à cette variation d'ECOP. La variation de la température du condenseur n'affecte pas considérablement la performance du système.

Guo et al. [22] ont démontré, par des modèles mathématiques, que le COP du système est affecté sensiblement par les variations du débit massique de la source de chaleur, appliquée en série sur l'évaporateur puis sur le générateur et moins affecté par les variations du fluide de refroidissement utilisé dans le condenseur. Cette étude affirme qu'une diminution de ce débit massique diminue le COP du cycle.

Huicochea et al. [23] ont ensuite analysé expérimentalement l'effet de la variation de l'apport de chaleur fournie au générateur. Contrairement aux résultats présentés par Guo et al. [12], il a été argumenté que l'augmentation du débit massique de la source de chaleur vers le générateur diminuerait à la fois le COP et l'ECOP de la machine à absorption puisqu'elle cause l'augmentation des irréversibilités dans le système.

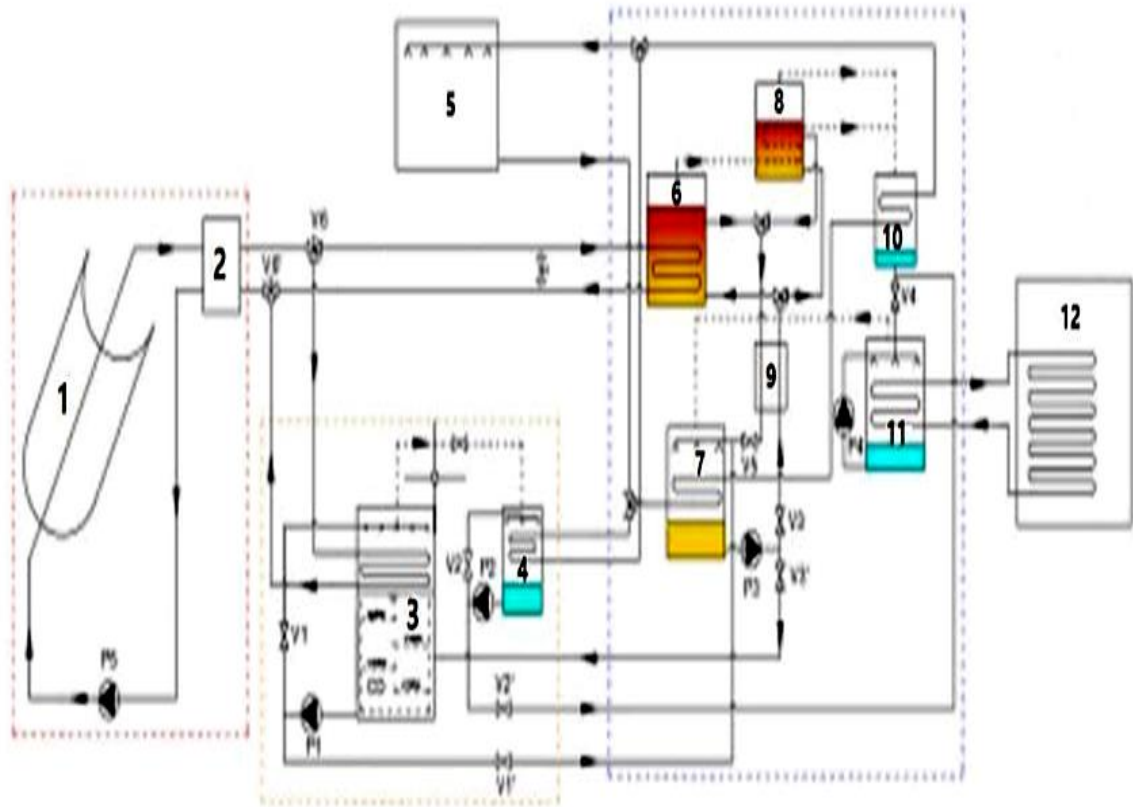
Rivera et al. [24] ont montré expérimentalement que l'absorbeur a le plus faible rendement exergetique parmi tous les composants du système à absorption. Bien que les résultats présentés par Gomri [25] sont en accord sur ce point, l'auteur affirme que le générateur est la deuxième opération unitaire la moins destructrice d'exergie dans le système à absorption. Aucune explication n'a été fournie concernant ce point.

Zebbar et al. [26] ont élaboré un modèle d'une machine à absorption à H<sub>2</sub>O-LiBr afin d'optimiser les paramètres sensibles ayant un effet significatif sur le cycle. Les résultats obtenus ont montré que les irréversibilités dans l'absorbeur et le générateur jouaient un rôle majeur sur le bilan entropique total du système. Enfin, en variant les niveaux de pression dans l'absorbeur et le

générateur, à un rapport de pression absorbeur-générateur de 1,38, ils ont obtenu un COP maximal de 0,486.

Yari et al. [27] ont combiné et analysé un cycle de cogénération dans lequel la chaleur fatale provient d'un cycle de réfrigération transcritique à éjection-expansion utilisant le CO<sub>2</sub>, qui a été utilisé simultanément pour la production d'énergie et la purification d'eau. Pour faire fonctionner le système de dessalement d'eau, un système à absorption a été utilisé pour récupérer la chaleur perdue à basse température. On a constaté que dans les conditions optimales, le rendement thermique du cycle de cogénération était de 13 à 45 % plus élevé que celui du cycle à éjection-expansion transcritique (sans système à absorption et sans un système de dessalement d'eau).

Récemment En 2020, Yuehong Bi, et al. [84] ont analysé un accumulateur triphasé utilisé dans un système de climatisation solaire (voir la Figure I . 5). Cet accumulateur triphasé peut assurer le refroidissement durable et stable des bâtiments de 8h30 à 24h00. Le taux de garantie de l'énergie solaire peut atteindre 94,4 % quant au COP moyen du refroidisseur à absorption à double effet pendant la journée est de 1,5. L'efficacité de stockage d'énergie de l'accumulateur triphasé est de 0,66, la densité de stockage d'énergie est de 443,2 kWh/m<sup>3</sup> et le taux moyen de stockage d'énergie est de 33,6 kW. La valeur actualisée nette (VAN) du système SAC par rapport au système VCR est positive, et donc l'investissement du système SAC est acceptable.



1-Collecteur parabolique. 2- Réservoir de stockage d'huile thermique.3-Réservoir de stockage d'énergietriphasé.4- Réservoir de stockage d'eau.5-Tour de refroidissement.6-Générateur haute pression.7-Absorbeur.8- Générateur de basse pression.9-Echangeur de chaleur.10-Condenseur.11- Evaporateur.12- Equipement de climatisation.

Figure I.13. Schéma d'un système de climatisation solaire à absorption avec un accumulateur triphasé [84].

En 2022, Saeed Alqaed et al. [85] ont étudié et simulé une pièce avec un aérateur solaire, et étudié l'effet de l'utilisation de PCM sur le mur au lieu du mur en béton. Ont modifié dans cette approche les propriétés du PCM, et ses valeurs appropriées pour le SOW, comme sur la figure I .25, de plus, ont été vérifié le nombre de climatisations dans la chambre pour les deux murs pendant le jour et la nuit, les résultats de cet étude ont montré :

1- L'utilisation de PCM avec une conductivité plus élevée entraîne une augmentation du nombre de ventilations pendant la journée et la nuit et un flux plus uniforme dans la pièce.

2- L'utilisation d'un mur avec PCM, avec une épaisseur plus épaisse, peut créer plus de ventilation dans la pièce pendant la nuit, l'utilisation d'une épaisseur de paroi de 10 cm convient à cet effet.

3- L'utilisation de PCM avec une température de fusion latente plus élevée entraîne une augmentation du nombre de climatiseurs pendant la nuit et augmente également l'uniformité de l'air dans la pièce.

4- L'utilisation d'un mur avec PCM, au lieu d'un mur en béton, provoque la climatisation de la pièce même toute la nuit, il crée également une uniformité de l'air dans la pièce à différentes heures.

5- L'utilisation d'un mur PCM dans un aérateur solaire au lieu d'un mur en béton réduit la différence de température entre l'air et le mur à midi, mais augmente la différence de température pendant la nuit.

Spellos et al. (2021) [73] ont réalisé une simulation sur une durée d'une année d'une unité de réfrigération solaire à absorption mono-étagée (ammoniac-eau) alimentée par des capteurs thermiques cylindro-paraboliques. L'unité était soumise aux conditions climatiques d'Athènes, en Grèce, avec une plage de température de réfrigération allant de -35 °C à 5 °C. Selon leurs résultats, il existe une température optimale du générateur qui maximise les performances du système, et cette température dépend des conditions de fonctionnement. La température optimale du générateur augmente avec la température du condenseur et diminue lorsque la température de réfrigération augmente. Pour une température de réfrigération de -20 °C et un rejet de chaleur à 40 °C, le coefficient de performance annuel (COP – Système) était de 0,26. L'analyse annuelle a montré que le rendement frigorifique était maximal en juillet et minimal en février, tandis que l'efficacité du système était la plus élevée en juin et la plus faible en décembre. Le délai de retour sur investissement pour l'installation est d'environ 10 ans.

Almasri et al., (2022) [71] ont regroupé les refroidisseurs à absorption disponibles dans le commerce dans le Tableau I.3, leurs spécifications y sont décrites. Le fabricant Yazaki Energy offre une large gamme de capacités de refroidissement avec un COP élevé et des températures de refroidissement relativement basses.

Fabricant	Paire de travail	Capacité Froid (kW)	COP	T° Eau chaude (°C)	T°e refo
Yazaki Energy	H2O/LiBr	17,5 ; 35 ; 70 ; 105 ; 175	0,70	83–88	31–3
EAW	H2O/LiBr	15, 30, 50	0,71	80–90	30–3
Fischer Eco	H2O/LiBr	15	-	85	27
Pink	NH3/H2O	12 ; 19	0,63	68–75	24/2
Jiangsu Huineng	H2O/LiBr	11 ; 11,5	-	90	30
Sakura	H2O/LiBr	10,5 ; 17,5	-	88	31
Thermax	H2O/LiBr	17,5 ; 35 ; 70 ; 105 ; 175	-	85	30
AGO	NH3/H2O	50	-	95–115	25

Tableau I.3 :Aperçu des refroidisseurs à absorption thermique disponibles sur le marché

Dans une étude récente menée par Noferesti et al. (2022) [72], une simulation dynamique sous TRNSYS a été réalisée pour évaluer un système de climatisation par absorption assisté par différents types de capteurs thermiques appliqué à un bâtiment de bureau. La simulation a été effectuée pour un climat de la région iranienne, caractérisé par une charge de refroidissement élevée. Trois types de capteurs solaires ont été testés : les capteurs à tubes sous vide, vitrés et non vitrés. Les résultats ont montré qu'au cours des heures normales de travail dans un bureau, le climatiseur à absorption permettait une amélioration de la température intérieure de 3,08 °C, 1,68 °C et 1,46 °C respectivement pour les systèmes équipés de capteurs à tubes sous vide, vitrés et non vitrés. En termes de réduction de consommation énergétique, des économies de 84 %, 64 % et 48 % ont été observées pour ces configurations par rapport aux systèmes de climatisation conventionnels. Cette étude conclut que les capteurs à tubes sous vide sont les plus efficaces et les plus adaptés pour les applications de refroidissement solaire par absorption dans ces régions.

En 2023 Simone Braccio [69] a mené une étude expérimentale et numérique d'un cycle de production combiné de froid et d'électricité basé sur la technologie des machines à absorption utilisant de la chaleur à basse température (80-150°C). L'architecture est celle d'une machine à absorption ammoniac-eau simple étage, auquel est intégrée une ligne de production d'électricité, l'étude montre que la mise à l'échelle et les variations d'architecture pourront augmenter la flexibilité du système voir aussi la possibilité d'intégrer un éjecteur en le couplant au modèle de cycle complet.

S. Braccio, H.T. Phan, N. Tauveron, N. Le Pierrès, A. Arteconi, [70] ont mené des études paramétriques sur la température des sources et sur la taille des composants afin d'évaluer l'influence de ces paramètres sur les performances du cycle et ensuite une optimisation visant à

minimiser le coût unitaire des produits , est effectuée sur la taille des échangeurs de chaleur pour un cas de base .

Toutes ces études théoriques, consacrées aux COP et ECOP, marquent d'importantes divergences. Les résultats et les analyses des différents chercheurs concernant principalement les conditions de fonctionnement et leur influence sur les performances des systèmes à absorption et les composants les plus critiques, montrent qu'il y a un accord sur l'impact des températures de fonctionnement sur le COP. Mais, pour l'ECOP du cycle, quelques études ont conclu que les pertes exergetiques maximales sont produites par l'absorbeur [28, 30] alors que d'autres études ont conclu qu'elles sont produites par le générateur [29, 31, 32]. Ce constat nécessite plus d'approfondissement concernant l'influence des conditions de fonctionnement des cycles sur leurs performances. L'objectif est de préciser les critères importants dans les conditions opératoires composant ces cycles.

### **I.7. Etat de l'art des fluides de travail, avantages et inconvénients :**

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la théorie, une investigation établie par Marcriss et al. [33] a montré environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels, bien que les couples classique NH<sub>3</sub>/eau et eau/LiBr restent les fluides les plus couramment utilisés. Cependant, malgré leurs avantages, ces fluides présentent plusieurs inconvénients. Pour la paire H<sub>2</sub>O-LiBr, même si elle permet d'atteindre les valeurs de COP les plus élevées et les plus faibles puissances de pompage (comme c'est montré dans une étude comparative entre les deux couples réalisée par Horuz [34]), elle possède des inconvénients tels que l'impossibilité de fonctionner à des températures négatives, les pressions opératoires sous-atmosphériques et le risque de cristallisation.

La recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherches. Une synthèse structurale des travaux de recherche présente l'objet de ce qui suit :

<b>Auteurs</b>	<b>Année</b>	<b>Fluides de travail</b>	<b>Nature des données</b>	<b>Référence</b>
Chang et al.	1968	LiBr/water	Expérimentale	[35]
Albertson&Krueger	1971	LiBr/water	Expérimentale	[36]
Krueger	1977	LiBr-ZnBr <sub>2</sub> /	Expérimentale	[39]

		CH3OH		
Mc Neely	1979	LiBr/water	Expérimentale	[41]
Ziegler&Trepp	1984	Water/NH3	Théorique	[42]
El-Sayed&Tribus	1985	Water/NH3	Théorique	[43]
Bhaduri & Venna	1986	différents absorbants/R22	Expérimentale	[44]
Anand&Kumar	1987	LiBr/water	Théorique	[45]
Bhaduri & Venna	1988	absorbants/R22	Expérimentale	[46]
Iyoki&Uemura	1989	LiBr-ZnBr2- LiCl/water	Expérimentale	[47]
Iyoki&Uemura	1990	LiBr-ZnBr2- LiCl/water	Expérimentale	[48]
Park&Sonntag	1990	Water/NH3	Théorique	[49]
Herold et al.	1991	NaOH-KOH- CsOH/water	Expérimentale	[50]
Jeter et al.	1992	LiBr/water	Expérimentale	[51]
Wen & Lin	1992	LiBr/water	Expérimentale	[52]
I.Borde et al.	1997	R124/absorbants organiques	Expérimentale/ Simulation	[53]
N.Chakir et al.	2005	Mélanges d'alcanes	Simulation	[54]
Romero R et al	2005	Monométhylamine -water	Simulation	[55]
Ajib S et al	2008	Acitone-Zinc bromide	Analytique	[56]

Ainsi, dans les cycles de réfrigération par absorption, il est très important de choisir les fluides de travail appropriés car leurs propriétés ont un grand effet sur la performance des cycles.

Ajib et Karno [56] ont choisi la solution d'acétone et bromure de zinc (acétone-ZnBr<sub>2</sub>) pour les systèmes de réfrigération par absorption. L'acétone serait utilisée comme réfrigérant et les avantages de la solution sont que la chaleur peut être fournie à basse température. L'étude théorique et expérimentale du système a été réalisée par Karno et Ajib . Constatations faites : que le système peut fonctionner à 50°C de température du générateur et donc, il peut être considéré comme une solution appropriée pour les applications de réfrigération de 5°C à partir de l'énergie solaire. Ils ont constaté que le COP était de 0,4 (par mesure) et de 0,6 (par simulation).

Pilatowsky et al. [57] ont proposé la paire mono-méthylamine-eau (CH<sub>3</sub>NH<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O) pour des systèmes fonctionnant à de basses températures, entre 60°C et 80°C. L'analyse théorique de la performance de ce système de réfrigération, avec cette nouvelle paire de travail, donne un COP variant de 0,05 à 0,55 à une température du générateur de 60°C et des températures d'évaporateur de -5°C à 10°C. Selon l'étude, l'inconvénient de la paire proposée est que le COP était faible et une rectification pour la vapeur produite dans le générateur était nécessaire.

Pilatowsky et al. [58] ont ensuite étudié le système de réfrigération utilisant l'énergie solaire et fonctionnant avec la paire mentionnée. Ils ont suggéré que CH<sub>3</sub>NH<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O comme un bon candidat pour les systèmes fonctionnant à des températures d'évaporateur de 5°C à 10°C. Romero et al. [55], dans leur étude de la même paire de travail (CH<sub>3</sub>NH<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O) ont également constaté les mêmes performances pour cette paire.

Lucas et al. [59] ont proposé l'absorbant (bromure de lithium + formiate de potassium [LiBr + CHO<sub>2</sub>K]) au lieu du LiBr pur en tant qu'absorbant. Leur objectif était d'abaisser la température requise pour la séparation du réfrigérant (H<sub>2</sub>O) dans le générateur. Dans l'étude la plus récente des auteurs, de Lucas et al. [60] ont indiqué l'effet de l'addition d'un surfactant (n-octanol) sur les solutions H<sub>2</sub>O-LiBr pour améliorer la capacité d'absorption.

Riffat et al. [61] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'absorption et de dissociation du formiate d'eau-potassium (H<sub>2</sub>O-CHO<sub>2</sub>K) et de mélanges binaires eau-bromure de lithium (H<sub>2</sub>O-LiBr). Les résultats obtenus montrent que les taux de dissociation de H<sub>2</sub>O-CHO<sub>2</sub>K étaient plus élevés que ceux de H<sub>2</sub>O-LiBr. Ils ont constaté que l'augmentation du taux de dissociation diminuerait l'énergie requise dans le générateur en améliorant ainsi l'efficacité du cycle. De plus, il a été indiqué dans cette étude que les propriétés thermo-physiques du H<sub>2</sub>O-CHO<sub>2</sub>K sont plus convenables que celles du H<sub>2</sub>O-LiBr, avec un coût réduit et moindre corrosivité. Ferreira [62].ont présenté les propriétés thermodynamiques et thermo-physiques des paires ammonium-nitrate de lithium (NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>) et ammoniac-thiocyanate de sodium (NH<sub>3</sub>-NaSCN). L'analyse comparative de l'absorption du système NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> et NH<sub>3</sub>-NaSCN peut être trouvées dans Sun [63] et Abdu lateef et al [64]. Parmi les paires à base

d'ammoniac, Sun [63] a constaté que le couple NH<sub>3</sub>-NaSCN ne peut pas être opérée à des températures d'évaporation inférieures à -10°C par risque de cristallisation.

Plus récentes, Zhu et Gu [64] ont effectué une analyse théorique du cycle de réfrigération par absorption en utilisant la solution NH<sub>3</sub>-NaSCN. Ils ont signalé que cette solution est avantageuse pour des températures de générateur inférieures à celles requises pour les cycles opérant avec le couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O et le COP est environ 10 % plus élevée que pour le système NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O aux mêmes conditions de travail.

Safarov [65] a présenté les propriétés du couple méthanol-bromure de lithium (CH<sub>3</sub>OH-LiBr), dont la viscosité est inférieure à celle de H<sub>2</sub>O-LiBr et son utilisation offre la possibilité d'opération du système à des températures inférieures au point de congélation de l'eau. Safarov a ensuite présenté les pressions de vapeur expérimentales des solutions CH<sub>3</sub>OH-LiBr et méthanol-chlorure de lithium (CH<sub>3</sub>OH-LiCl) de 25°C à 50°C.

Muthu et al. [66], par l'expérience, ont analysé le système de réfrigération à absorption R134a-DMAC. Les résultats de leurs études montrent qu'à la température d'évaporation de 7°C, les COPs théoriques et réels ont été évalués respectivement à 0,50 et 0,45 pour les températures de condensation de 20°C et de sources de chaleur à 65°C. Ils ont démontré également que le couple R134a-DMAC peut être utilisé comme fluide de travail dans la valorisation de chaleur à basse température.

Bulgan [67] a basé son étude sur l'utilisation de sources d'énergie à basse température, en particulier dans la gamme de 85°C -110°C, dans l'ARS en utilisant le mélange ammoniac-eau. Dans cette étude, Bulgan a examiné la variation des valeurs du COP du système et du rapport de circulation pour différentes températures de la source de chaleur. Suite à ces travaux, les propriétés thermodynamiques des solutions CH<sub>3</sub>OH-LiBr et CH<sub>3</sub>OH-LiCl dans les plages de 0,1-40 MPa, 25°C-225°C, 2 %-12 % ont été étudiées expérimentalement et présentées dans l'étude de Bulgan et al [68].

Les propriétés des différents couples de travail, présentées dans cette synthèse, sont résumées dans le Tableau 1.2. Aucune solution de travail n'a été identifiée en tant que seule et unique option pour favoriser des performances fortement améliorées dans les cycles à absorption. La majorité des combinaisons multi-sels augmentent à la fois les performances et les propriétés thermo-physiques de la solution. Bien que le problème de corrosivité des métaux représente un facteur important dans la détermination des coûts d'investissement et de maintenance des systèmes à absorption, peu de références montrent un intérêt spécifique à la solution de ce problème.

Pour en résumer, voici quelques avantages et inconvénients :

Couple fluide	Avantages	Inconvénients
H <sub>2</sub> O-LiBr	Excellentes performances de transfert de matière et de chaleur Faible toxicité	Corrosivité élevée Faible solubilité
NH <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O	Faible corrosivité	Toxicité élevée Pression élevée Nécessité d'une colonne de distillation
H <sub>2</sub> O-LiBr + additifs	COP supérieures à ceux de H <sub>2</sub> O-LiBr	Corrosivité élevée Faible solubilité
Combinaison avec un sel alternatif	Faible corrosivité	COP inférieures à ceux de H <sub>2</sub> O-LiBr
Combinaison avec un multi-sel alternatif	Solubilité élevée Un potentiel de COP supérieur à celui de H <sub>2</sub> O-LiBr	Peut avoir une corrosivité élevée si LiBr est utilisé dans la combinaison

Tableau I. 4 : Résumé des propriétés des couples de fluides principalement utilisées dans les machines à absorption.

### I.8. Marché du froid solaire dans le monde :

La marche mondiale de la climatisation est toujours en expansion et a été estimée à 39,7 millions d'appareils vendus en 2000. Ce résultat se répartit entre 29,9 millions d'unités RAC (room air conditioner, c'est à dire climatiseurs individuels) et 9,8 millions d'unités CAC (central air conditioner, c'est à dire climatisation centralisée). Le marché Américain reste le premier avec 13,2 millions d'unités vendues en 2000 avec une croissance de 3,1%. Le marché Chinois explose avec 9,2 millions d'unités vendues. La marche Japonaise a connu une croissance de 9% entre 1999 et 2000, passant ainsi à 7,7 millions d'unités vendues en 2000.

En 2000, la marche mondiale de la climatisation était estimée à 35 milliards de US\$[5,6]. A la fin de 2014, environ 1175 systèmes solaires ont été installés dans le monde entier (Lazzarin,

2014) [5], la machine à absorption reste la plus utilisée (72%), suivie des machines à adsorption (17%) et à déshydratant solide (10%). La machine à déshydratant liquide ne représente que 1% des installations (Bjöm, 2012[6] ; Morel, 2016[7]). La plupart de ces installations sont équipées de capteurs à surfaces planes et de capteurs à tubes sous vide très performants.

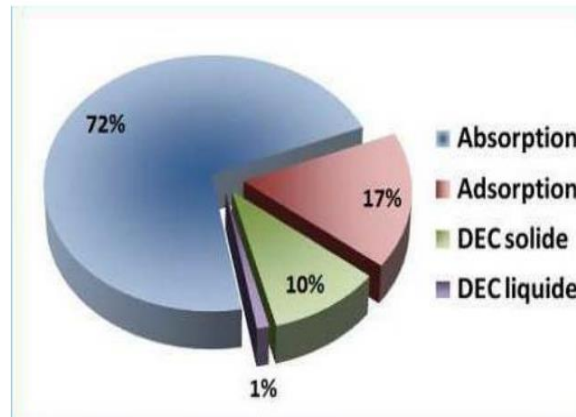


Figure I.14.: Répartition des principales technologies de rafraîchissement Solaire utilisées [5, 6,7].

Dans ce qui suit, un tableau suivi d'un panorama des différentes technologies de la machine à absorption dans le monde ainsi que leurs caractéristiques et fabricants.

Fabricant	Pays de fabrication	Modèle de la machine	Technologie d'absorption	Puissance frigorifique (kWref)	COP thermique
ROTARTICA	Espagne	SOLAR 045	H <sub>2</sub> O/LiBr	4,5	0,63
SONNENKLIMA	Allemagne	SUNINVERSE	H <sub>2</sub> O/LiBr	10	0,71
PINK	Autriche	CHILII PSC 12	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	12	0,66
PINK	Autriche	PC14	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	15,1	0,72
PINK	Autriche	PC19	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	19,5	0,72
YAZAKI	Japon	WFC SC 5	H <sub>2</sub> O/LiBr	17,6	0,7
CLIMATEWELL	Suède	CLIMATEWELL 10	H <sub>2</sub> O/LiCl	8	-
EAW	Allemagne	WEGRACAL SE 15	H <sub>2</sub> O/LiBr	15	0,71

Tableau I. 5 : Marche des machines frigorifiques à absorption de petites puissances [75] et une carte.

Informations générale	Evaporateur production d'eau glacée		Générateur Apport d'eau chaude		Absorbeur/Condenseur Rejet de chaleur		Spécifications techniques															
	puissance frigorifique COP thermique débit nominal Température entrée Température sortie entrée min/max	kW m <sup>3</sup> /h °C °C °C	puissance calorifique débit nominal Température entrée Température sortie entrée min/max	kW m <sup>3</sup> /h °C °C °C	puissance refroidissement débit nominal Température entrée Température sortie entrée min/max	kW m <sup>3</sup> /h °C °C °C	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars	Hydraulique pertes de pressions mbars
Marque Pays modèle statut de la société couple Prix de vente €	Roerica Espagne Solar 045 Arête H <sub>2</sub> O/LBr 9500	Climarell Suède Climarell 10 RAS H <sub>2</sub> O/LCI 15500	Sonnenklima Allemagne Sunnureg Liquidation H <sub>2</sub> O/LBr 22500	Pink Autriche PSC12 remplètee PC14 NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O 21000	Pink Autriche PC14** Nouveau NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O 15000	EAW Allemagne Wegrecol SE 15 RAS H <sub>2</sub> O/LBr 15000	Yazaki Japon WFC SC 5 RAS H <sub>2</sub> O/LBr 20000	Pink Autriche PC19** Nouveau NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O -	EAW Allemagne Wegrecol SE 30 RAS H <sub>2</sub> O/LBr -	Thermax Inde LT.1 RAS H <sub>2</sub> O/LBr -	Yazaki Japon WFC SC 10 RAS H <sub>2</sub> O/LBr -	AGO AG Allemagne ACC 50*** RAS NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O -	Thermax Inde LT.2 RAS H <sub>2</sub> O/LBr -	Yazaki Japon WFC SC 20 RAS H <sub>2</sub> O/LBr -								
Volume Largeur Profondeur Hauteur Masse à vide Masse en fonctionnement Consommation électrique Racordement électrique Aperçu	0,64 0,72 1,13 0,79 240 - 250/400* 230	1,54 1,2 0,8 1,6 740 875 30 230	1,76 1,13 0,8 1,96 500 550 120 230	1,06 0,8 0,6 2,2 440 490 400 400	1,056 0,8 0,6 2,2 490 490 450 400	1,8 1,5 0,75 1,6 600 700 300 400	0,77 0,59 0,74 1,74 365 420 48 230	0,912 0,8 0,6 1,9 - 550 450 230	4,6 2,2 0,97 2,14 1100 1400 500 230	5,4 1,6 1,6 2,1 180,25 206 2200 400	1,64 0,855 0,97 1,983 500 600 210 400	10,2 2,35 1,65 2,63 - 1600 3000 400	5,5 1,8 1,4 2,2 226,6 257,5 2200 400	3,2 1,159 1,304 2,116 930 1155 260 400								

Figure I.15: Panorama des machines a absorption [77]

**But de la thèse :**

C'est dans ce cadre que le travail présenté dans ce manuscrit prend place. L'objectif est de simuler les performances d'une installation à absorption en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure etc.) mais aussi d'étudier le couplage de cette installation au champ de capteurs solaires thermiques et d'évaluer leur rendement.

**Conclusion du chapitre**

Dans cette étude bibliographique, nous avons présenté une synthèse structurale des travaux existants dans la littérature dans les domaines de simulation et d'optimisation thermodynamique des machines frigorifiques à absorption.

D'après cette étude, nous constatons que la plupart des travaux effectués dans le domaine de la production du froid par absorption concernent et se basent sur l'analyse énergétique qui utilise le premier principe de la thermodynamique et très peu d'eux se basent sur deuxième principe. Plus de recherches s'orientent actuellement vers la combinaison des deux principes de la thermodynamique pour faire une analyse énergétique et exergetique afin de minimiser l'exergie détruite ou l'entropie produite du système et d'autre part il y a des travaux qui s'orientent vers l'optimisation des systèmes de réfrigération par absorption, soit l'optimisation thermodynamique ou bien thermo-économique.

***Chapitre II :***  
***Etat de l'art des capteurs  
solaires et modélisation***

### II.1. Introduction :

L'énergie thermique nécessaire au fonctionnement des technologies de rafraîchissement solaire provient du rayonnement solaire. L'énergie totale transportée par le rayonnement solaire sur une distance soleil-terre, et en temps clair, est de l'ordre de  $1350 \text{ W/m}^2$  dans l'espace hors atmosphère terrestre. La captation de l'énergie solaire est une technique connue depuis l'antiquité. Plusieurs technologies ont été développées afin de convertir cette énergie gratuite pour combler nos besoins énergétiques [75].

### II.2. Potentiel Solaire de L'Algérie :

L'Algérie, de par sa situation géographique, dispose d'un des gisements solaire les plus élevés au monde. 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  $1\text{m}^2$  est de l'ordre de  $5 \text{ kWh}$  sur la majeure partie du territoire national, soit près de  $1700\text{kWh/m}^2/\text{an}$  au Nord et  $2263 \text{ kWh/m}^2/\text{an}$  au Sud du pays, [100].

Régions (ce gisement solaire dépasse les 5 milliards de <i>GWh</i> )	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée Moyenne d'Ensoleillement ( <i>h/an</i> )	2650	3000	3500
Energie Moyenne Reçue ( <i>kWh/m<sup>2</sup>/an</i> )	1700	1900	2650

*Tableau II.1: Potentiel solaire en Algérie [100].*

### II.3. Les capteurs solaires :

Le capteur solaire thermique est un genre spécifique d'échangeur de chaleur, conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil sous forme de chaleur (rayonnement) et la transmettre à un fluide caloporteur liquide ou gazeux (eau + antigel ou air). La chaleur est ainsi récupérée grâce au fluide caloporteur, qui s'échauffe en circulant dans un absorbeur placé sous un vitrage. Celui-ci laisse pénétrer la lumière solaire et minimise les pertes par rayonnement infrarouge de l'absorbeur en utilisant l'effet de serre. Ce vitrage permet en outre de limiter les échanges de chaleur avec l'atmosphère. La performance du capteur solaire thermique est d'autant plus élevée

que le revêtement de l'absorbeur aura un coefficient d'absorption élevé et un coefficient d'émission faible. Les matériaux qui présentent ces caractéristiques sont dits "sélectifs".

### II.3.1.Types des capteurs solaires :

Deux grandes catégories de technologie de capteurs solaires thermiques se distinguent : les capteurs statiques avec ou sans faible concentration du flux solaire et les capteurs mobiles à grande concentration (orientés en fonction de la position du soleil). Dans la première catégorie ,se classent les capteurs plans à simple ou double vitrage (on en trouvera pour l'eau, avec ou sans antigel, comme pour l'air) et les capteurs sous vide. Dans la deuxième, se classent les capteurs paraboliques et cylindro-paraboliques ainsi que les capteurs à lentille de Fresnel. Ces technologies permettent d'atteindre de plus hautes températures.

#### II.3.1.1.Les capteurs statiques :

Les capteurs solaires fixes sont constitués d'un absorbeur qui, en raison de sa capacité d'absorption élevée et de sa faible émissivité, est responsable du stockage de la plus grande quantité d'énergie solaire. De plus, la présence de verre entre l'air extérieur et l'absorbeur laisse passer pratiquement toute la lumière de courte longueur d'onde alors que les grandes longueurs d'onde émises par l'absorbeur ont une perméabilité de 0 %. De ce fait, le verre génère un effet de serre tout en évitant simultanément les pertes par convection, il existe plusieurs types distincts de capteurs solaires fixes :

##### II.3.1.1.a. Capteurs plans non vitrés :

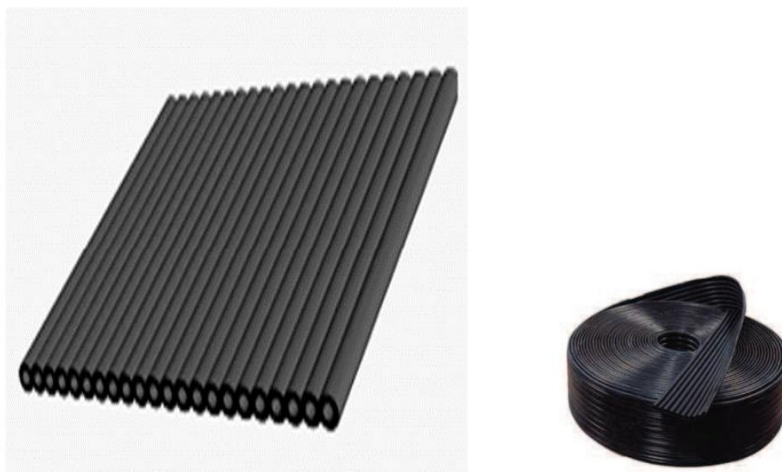


Figure II. 1 : Capteur plan non vitré appelé aussi « moquette solaire » du fabricant Giordano Industries.

Il s'agit de la technologie la plus simple. Ces capteurs sont constitués d'une surface réceptrice qui absorbe le rayonnement solaire direct et diffus (appelé absorbeur) pour le transmettre au fluide caloporteur qui circule dans un réseau de tubes et directement en contact avec la surface absorbante. Les capteurs plans sans vitrage se présentent généralement sous forme d'une moquette de tubes noirs (Figure 2.1), en matière synthétique résistante aux ultraviolets et très facile à mettre en place. Ils sont utilisés pour chauffer les piscines à un niveau de température de l'ordre de 30°C pour un faible coût [84] ou encore pour produire de l'eau chaude sanitaire dans les pays très chauds et ensoleillés. Les applications de ce type de capteurs sont aujourd'hui très limitées car les températures atteintes sont faibles du fait des pertes thermiques importantes qu'ils présentent.

#### **II.3.1.1.b. Capteurs plans vitrés (air et eau) :**

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air (de l'eau), souvent pour le préchauffage de l'air frais, ils sont utilisés lorsque la température prévue n'est pas particulièrement élevée (70°C), car l'efficacité diminue considérablement à mesure que la température de l'air de refroidissement augmente, l'avantage de ce capteur est son faible coût ainsi que sa facilité d'installation. Les capteurs plans sont généralement fixes et n'ont pas besoin de suivre la position du soleil. Ils doivent être orientés vers le Sud. La position optimale d'inclinaison du capteur est égale à la latitude avec une variation de  $\pm 10$  à 15 degrés.

Les capteurs solaires plans sont les plus répandus du fait de leurs performances dues à une meilleure isolation mais aussi des avancées techniques réalisées sur la qualité de l'absorbeur qui est une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge. Ces capteurs permettent d'atteindre des températures d'eau de l'ordre de 100°C dans le cas des doubles vitrages. Leurs applications les plus répandues sont la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage de bâtiments. Les figures ci-dessous présentent une vue d'ensemble et une coupe schématique des capteurs solaires à air et à eau [77, 78, 79, 80].

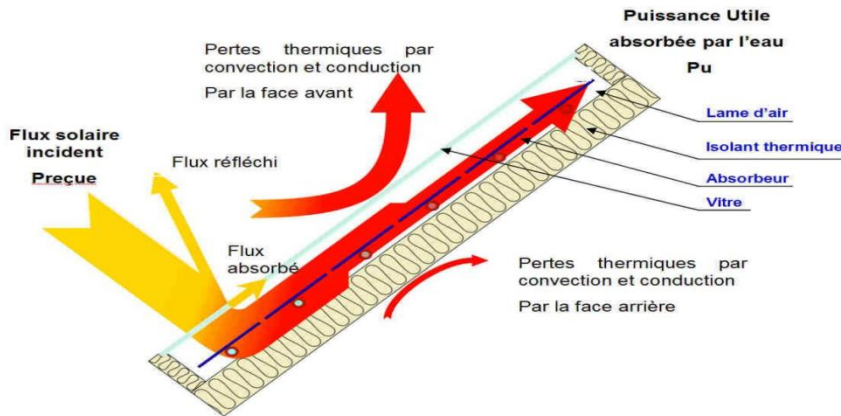


Figure II. 2 : Coupe schématique de capteurs plans à air .

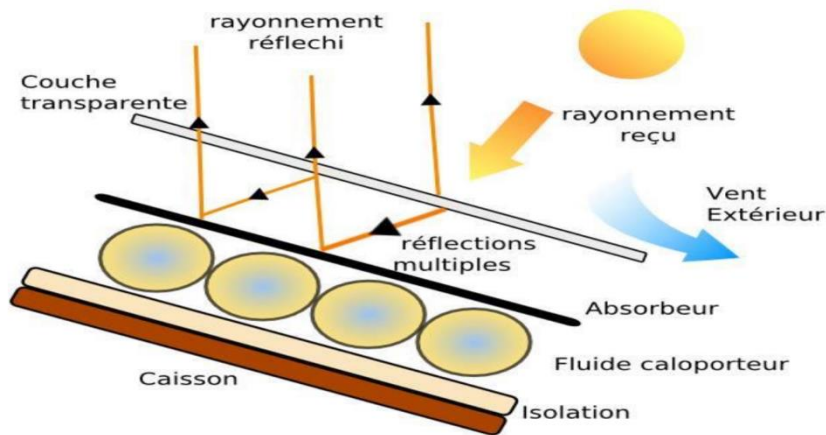


Figure II.3 : Coupe schématique de capteurs plans à eau.

A noter que les capteurs à eau sont de loin les plus utilisés. Ils ont un rendement qui dépend fortement de la température d'exploitation. Pour une production d'eau chaude sanitaire à 50°C, le rendement global est de 0,45 ; tandis que pour des applications de climatisation par dessiccation où la température d'exploitation du capteur est de l'ordre de 70°C à 75°C, le rendement est de l'ordre de 0,35. Afin de limiter les pertes par convection, un double vitrage est nécessaire pour améliorer le rendement [75]. Les capteurs plans peuvent assurer des températures variant de 30°C à 150°C et ne nécessitent ni concentration du rayonnement incident, ni un suivi du soleil.

### Composants d'un capteur solaire plan :

#### a-Couverture transparente :

La couverture transparente doit être la plus transmissible possible pour le rayonnement solaire de courte longueur d'onde et, en parallèle, elle doit avoir une opacité vis-à-vis du rayonnement infrarouge émis par l'absorbéur ; réalisant ainsi un effet de serre.

Le vitrage (simple ou double) est fixé hermétiquement pour limiter la circulation d'air entre l'absorbeur et sa face inférieure mais aussi pour éviter tout dépôt d'impureté sur l'absorbeur ou tout problème d'humidité à l'intérieur du capteur. Il réduit aussi les pertes thermiques convectives et sert de protection pour l'absorbeur.

En général, le verre transmet 95% du rayonnement solaire à courte longueur d'onde. Le verre à faible concentration en fer a une haute transmissivité pour la radiation solaire (approximativement 0,85 – 0,9) et une transmissivité nulle pour les radiations infrarouges émises par l'absorbeur (5 $\mu$ m – 50  $\mu$ m). Les films en plastique ont aussi une haute transmissivité pour de courte longueur d'onde mais la plupart peuvent avoir une transmissivité de l'ordre de 0,4 pour l'infrarouge. Les plastiques ont une faible masse, ils sont flexibles et ne se brisent pas par les cailloux. L'utilisation de la couverture transparente du capteur permet d'accroître son rendement et d'assurer des températures de plus de 70°C, en créant un effet de serre qui réduit les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur [78, 81].

**b-L 'absorbeur :**

L'absorbeur a pour fonction de transformer l'énergie solaire en chaleur. Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur (eau: dans le cas de capteur à eau), ou, une lame d'air intégrée à la place des tubes (dans le cas de capteur à air). L'absorptivité du rayonnement solaire par la surface extérieure de l'absorbeur dépend de la nature et de la couleur de son revêtement et de l'angle d'incidence du rayonnement. En général, il est de couleur noire. La surface extérieure de l'absorbeur doit avoir une absorptivité élevée du rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur et aussi une faible émissivité pour les grandes longueurs d'onde et une forte conductivité thermique [78, 74].

L'absorbeur se caractérise par deux paramètres :

- Facteur d'absorption solaire  $\alpha$  (ou absorptivité) : rapport du rayonnement lumineux absorbé par le rayonnement lumineux incident,
- Facteur d'émission infrarouge  $\varepsilon$  (ou émissivité) : rapport entre l'énergie rayonnée dans l'infrarouge lorsque l'absorbeur est chaud et celle qu'un corps noir rayonnerait à la même température.

Le rapport, facteur d'absorption solaire/facteur d'émission infrarouge est appelé sélectivité.

Le matériau constituant l'absorbeur est en général en cuivre ou aluminium mais aussi parfois en matière plastique [75].

Les propriétés de quelques matériaux utilisés comme absorbeurs sont :[76]

Type de Matériau	Absorptivité $\alpha$	Emissivité $\epsilon$	Sélectivité $\alpha/\epsilon$	Température max.
<b>Black nickel</b>	0.88 – 0.98	0.03 – 0.25	3.7 – 32	300°C
<b>Graphic film</b>	0.876 – 0.92	0.025 – 0.061	14.4 – 36.8	250°C
<b>Black copper</b>	0.97 – 0.98	0.02	48.5 – 49	250°C
<b>Black chrome</b>	0.95 – 0.97	0.09 – 0.30	3.2 – 10.8	350 – 425°C

Tableau II .2 : Propriétés de quelques matériaux pour absorbeur

Les caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques pouvant constituer l'absorbeur d'un capteur solaire plan sont regroupés dans le tableau suivant :[74]

Métal	Conductivité thermique (w/m.k)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.k)	Absorptivité	Emissivité
<b>Cuivre</b>	384	8900	398	0.25	0.02
<b>Acier inoxydable</b>	14	7800	460	0.01	0.04
<b>Aluminium</b>	204	2700	879	0.63	0.09

Tableau II .3 : Caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques

Les propriétés thermiques et optiques de quelques surfaces transparentes sont listées dans le tableau suivant [77] :

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.k)	Conductivité thermique (w/m.k)
<b>Verre à vitre</b>	3	85 – 92	2700	840	0.93
<b>Polycarbonate</b>	3.2	82 – 89	1200	1260	0.2
<b>Polyméthacrylate</b>	3.2	89 – 92	1200	1460	0.2
<b>Polyester armé</b>	1	77 – 90	1400	1050	0.21
<b>Polyfluoroéthyle propylène</b>	0.05	97	2.51	1170	0.25
<b>Polyfluorure vinyle</b>	0.1	93	1.5	1380	0.12

Tableau II .4 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes

Sur le plan pratique, on choisit un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes ; cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique, et une utilisation réduite des matériaux pour garder un coût de fabrication le plus bas possible [74].

En général, un absorbeur efficace a une bonne absorptivité ainsi qu'une faible émissivité.

Cependant, les surfaces métalliques tendent à réfléchir la lumière d'où une perte d'énergie. Pour résoudre ce problème, les surfaces métalliques doivent être enduites d'une surface sélective qui, d'une part, absorbe le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde avec un rendement élevé et, d'autre part, ne perd que très peu d'énergie grâce à son état de surface qui agit comme un piège vis-à-vis du rayonnement infra-rouge, avec ( $\alpha > 0.9$ , et  $\varepsilon < 0.15$ ), [74, 75].

On distingue aujourd'hui deux types d'absorbeurs selon leurs matériaux :

- Les absorbeurs en feuilles d'aluminium plaquées, de cuivre ;
- Les absorbeurs en tube de cuivre, soudés de feuilles de cuivre ou d'aluminium.

Le revêtement sélectif de l'absorbeur :

- Chromage noir ;
- Revêtement à l'oxyde d'aluminium pigmenté au nickel ;
- Peinture noire.

Absorbeur avec couche noire : Emissivité 85% et Absorption > 94%.

Absorbeur avec couche sélective : Emissivité < 7% et Absorption > 94%.

Le fluide caloporteur très souvent de l'eau mélangée à un antigel (l'éthylène glycol) ou bien de l'air. Pour les capteurs thermiques à eau, l'eau circule dans des tubes munis d'ailettes pour obtenir un meilleur rendement.

### **c-Isolant thermique :**

Pour limiter les pertes thermiques, le capteur est isolé à l'arrière et sur les côtés. L'isolation du caisson contenant l'ensemble du capteur solaire est assurée avec de la laine minérale ou de mousses composites polyuréthanes [74, 80]. L'absorbeur doit transmettre l'énergie captée au fluide caloporteur en évitant les pertes thermiques par conduction, convection et rayonnement, des différentes parties périphériques, vers l'extérieur.

### **d- Le caisson :**

Le caisson, est généralement, fabriqué en aluminium ou en bois. Il enferme l'absorbeur et l'isolant thermique du capteur ; les protégeant ainsi contre l'humidité et les détériorations mécaniques [79, 74].

### Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan :

Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur. Le vitrage est transparent pour le rayonnement visible mais opaque pour le rayonnement infra-rouge, émis par l'absorbeur, ainsi, la couverture transparente crée un effet de serre. L'isolation thermique en dessous et autour du capteur, diminue les déperditions thermiques et augmente ainsi son rendement.

Les capteurs à air sont constitués généralement d'un caisson isolé recouvert d'une vitre. L'air froid s'engouffrant dans la partie basse du capteur est réchauffé pour aller directement dans la pièce à chauffer [78].

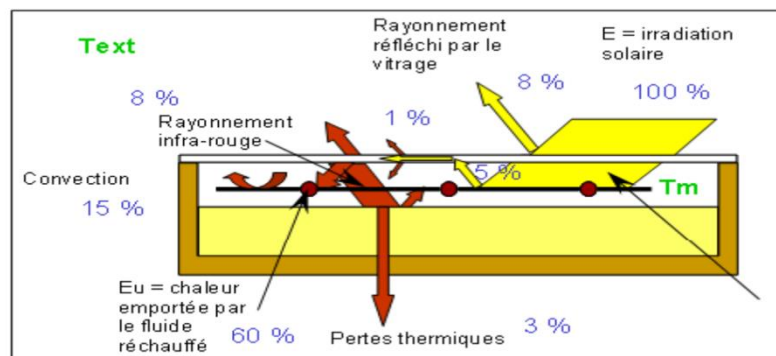


Figure II. 4 : Principe de fonctionnement du capteur solaire plan [78].

Pour les capteurs à air on peut utiliser des surfaces à ailettes pour augmenter l'échange de chaleur avec le fluide (air). Des surfaces ondulées peuvent également être utilisées [18].

Les capteurs plans vitrés sont utilisés pour des applications nécessitant des températures moyennes allant de 30°C pour les capteurs à simple vitrage, à 90°C pour les capteurs à double vitrage.

L'application la plus répandue concerne la production d'eau chaude sanitaire, mais cette technologie peut aussi être utilisée pour chauffer des bâtiments. En rafraîchissement solaire, ces capteurs sont associés à la fois aux cycles fermés et aux cycles ouverts à dessiccation [41].

#### II.3.1.1.c. Capteurs sous vide (circulation ou caloduc) :

Il y a une différence dans la conception de ces capteurs car ils ont un groupe de tubes de verre avec de grands vides, ce qui réduit le taux d'échanges de charge entre le verre et l'absorbeur (situé à l'intérieur du tube).

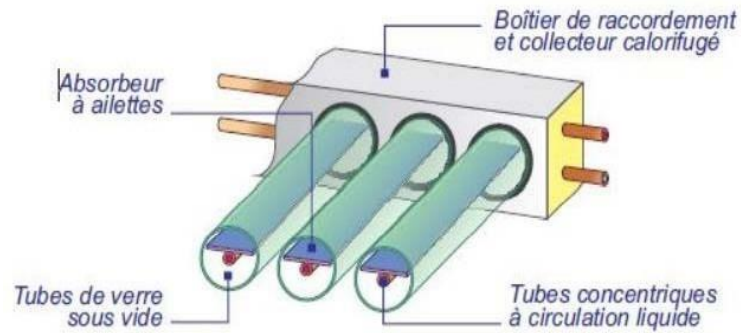


Figure II. 5: Vue générale d'un capteur sous vide [4].

Il existe de nombreux capteurs sous vide, notamment :

• **Circulation directe :**



Figure II. 6 : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe (type Viessmann)

Le fluide caloporteur traverse tour à tour chaque tube pour être chauffé. La théorie est simple, mais la fabrication est compliquée en raison des liaisons verre/métal nécessaires à la circulation du fluide caloporteur.

• **Capteur caloduc**

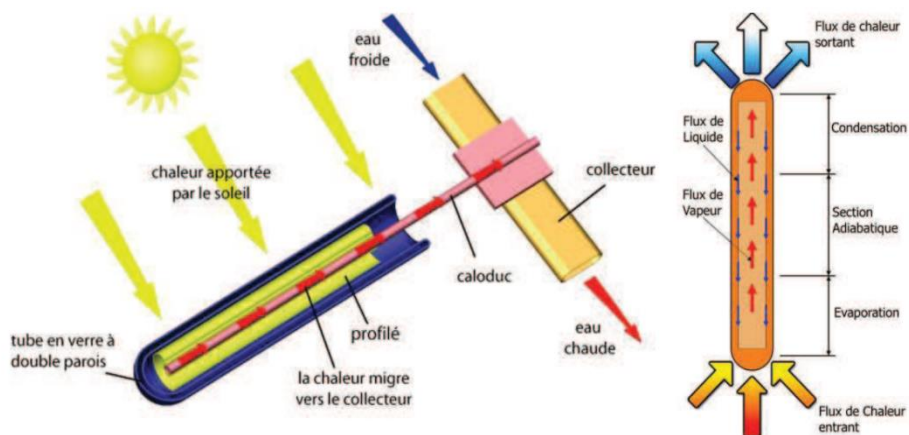


Figure II. 7: Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc (type Tecnisun)

Dans un condenseur, le liquide à l'intérieur du tube est vaporisé et condensé, cédant l'énergie de condensation à un fluide caloporteur circulant au sommet des tubes, étant donné que le circuit du tube et le circuit de champ du capteur ne sont pas couplés, cette conception permet un remplacement rapide du tube.

- **Capteur « Sydney »** : Ils sont fabriqués à partir de deux tubes de verre, l'un dans l'autre, et un vide est formé entre eux après dépôt d'un absorbeur sélectif concentrique sur la paroi externe du tube intérieur, un tube de cuivre creux en forme de U est ensuite inséré entre les deux tubes, permettant un échange de chaleur directement ou via un caloduc.

#### II.3.1.1.d. Capteurs plans vitrés ou sous vide avec miroir de concentration parabolique :

Une autre innovation a été apportée au capteur plan, Elle consiste en l'utilisation de réflecteurs à composés paraboliques (CPC, Compound Parabolic Concentrator). Ces capteurs sont considérés comme appartenant aux capteurs plats, mais ils s'en différencient en plaçant un réflecteur devant l'absorbant pour focaliser les rayons du soleil sur celui-ci, ils sont considérés comme très efficaces lorsque les rayons solaires sont forts, mais leurs efficacité diminue lorsque les rayons solaires diminuent, et ces capteurs sont généralement utilisés pour produire de la chaleur.

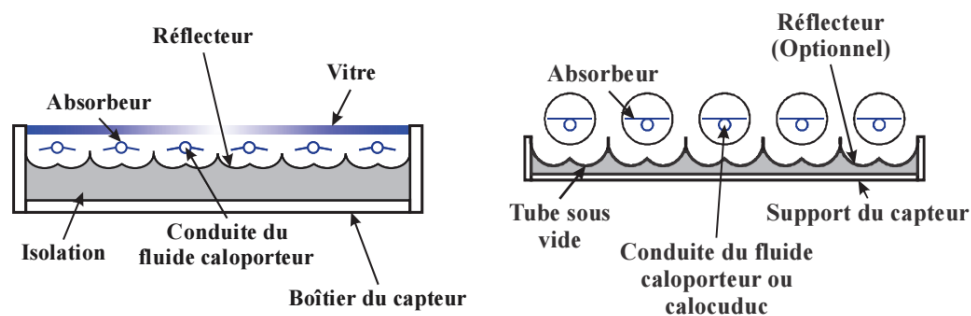


Figure II. 8: Coupe schématique de capteurs plans à concentration.

La Figure 2.7 présente les deux principaux types de capteurs, c'est-à-dire pour un capteur vitré dans le cas de gauche et un capteur à tube sous vide dans le cas de droite. Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs et ainsi de réduire le nombre d'absorbeurs, d'améliorer le rendement et de réduire le coût.

**Modélisation d'un capteur solaire plan :**

La source de chaleur dans ce cas est un collecteur solaire qui est caractérisé par son rendement, Selon l'équation de Hottel-Whillier-Bliss [93], le principe général de cette modélisation est d'évaluer la performance globale d'un système solaire qui dépend du type de capteur utilisé. Le rendement du capteur solaire est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile transmise au fluide et le rayonnement solaire incident total.

Les hypothèses considérées sont les suivantes :

- Les propriétés des matériaux sont indépendantes de la température,
- La température de l'absorbeur est uniforme,
- La convection à l'intérieur du tube en verre est négligeable (à cause du vide),
- Le tube en verre est propre.

L'efficacité d'un panneau solaire dépend donc des conditions de fonctionnement et est donnée par une équation quadratique sous la forme suivante :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \Delta T_T / I - a_2 \cdot (\Delta T_T)^2 / I \quad (\text{II-1})$$

Où  $\eta$  est l'efficacité du panneau solaire,  $\Delta T_T$  la différence de la température entre la température moyenne du fluide à l'intérieur du panneau solaire et la température ambiante externe [104] (°C),  $\eta_0$  est le coefficient d'efficacité optique du panneau ou l'efficacité à température ambiante car si :  $\Delta T_T = 0 \Rightarrow \eta = \eta_0$  (coefficient de conversion optique),  $a_1$  est le coefficient d'efficacité linéaire du panneau (coefficient global de déperditions thermiques) (W/m<sup>2</sup>.K),  $a_2$  est le coefficient d'efficacité quadratique du panneau (coefficient de déperditions thermiques non linéaires) (W/m<sup>2</sup>.K<sup>2</sup>),  $I$  est ensoleillement globale incident sur la surface du panneau solaire (W/m<sup>2</sup>) [110]. La norme américaine ASHRAE 93-77 [103] et la norme européenne EN 12975 [104] prescrivent les procédures d'essai pour l'obtention des paramètres du collecteur.

Un autre paramètre important pour la simulation des performances des collecteurs est l'IAM (Incidence Angle Modifier), qui corrige l'efficacité optique mesurée dans les cas où le rayonnement solaire n'est pas perpendiculaire à la surface du collecteur. L'équation de l'efficacité dans ce cas de figure s'écrit :

$$\eta = \eta_0 \cdot \text{IAM} - a_1 \cdot \Delta T_T / I - a_2 \cdot (\Delta T_T)^2 / I \quad (\text{II-2})$$

Ainsi les paramètres proposés sont illustrés dans le tableau suivant :

	Optical Eff., $\eta_0$	Loss coef. a1 W/(m <sup>2</sup> K)	Loss coef. a2 W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	IAM at 50° incidence	Absorber/Gross area, %	Test Flow/Gross area, kg/(m <sup>2</sup> h)
Flat plate	79.46	4.0363	0.0078	0.8522	89.82	71.36

Tableau II .5 : Propriétés du collecteur évaluées à l'essai [105]

A partir de la définition de rendement, on peut calculer la surface de collecteur nécessaire pour alimenter la machine à absorption :

$$A = \frac{Qg}{\eta_0 \cdot IAM \cdot I} \tag{II-3}$$

Tel que : Qg sont les gains du collecteur.

Les pertes thermiques Q<sub>T</sub> dues à la différence de température sont évaluées par l'équation :

$$Q_T = (a_1 \cdot \Delta T_T - a_2 \cdot (\Delta T_T)^2) \cdot A \tag{II-4}$$

Les gains solaires utiles sont la différence positive entre les gains optiques et les pertes thermiques:

$$Q_u = Qg - Q \tag{II-5}$$

La figure suivante montre l'évolution des performances des capteurs solaires thermiques avec les différentes évolutions majeures qui sont apparues :

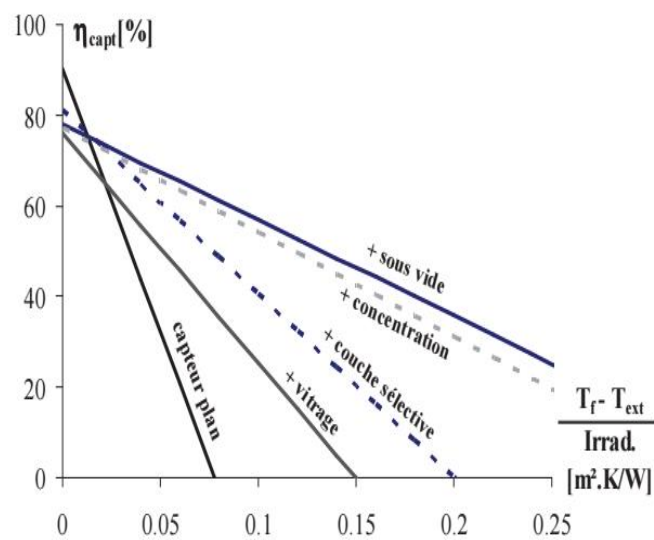


Figure II. 9: Courbes caractéristiques des rendements de capteurs plans [79,80]

### II.3.1.2. Les capteurs mobiles à grande concentration solaire :

Dans les collecteurs à concentration, l'énergie solaire est concentrée optiquement avant d'être transformée en chaleur. La concentration est obtenue par la réflexion ou la réfraction du rayonnement solaire à l'aide de miroirs ou de lentilles. Ce rayonnement réfléchi ou réfracté est concentré dans une zone focale, ce qui permet d'augmenter le flux d'énergie par unité de surface dans le récepteur. Les systèmes CSP sont conçus pour produire de la chaleur à moyenne (400-550°C) à haute température (600-1000°C) pour la production d'électricité ou pour la cogénération d'électricité et de chaleur[89]. Ces systèmes sont capables d'exploiter uniquement l'irradiation normale directe (DNI), qui est l'énergie reçue directement du soleil (non diffusée par l'atmosphère) sur une surface orientée perpendiculairement aux rayons du soleil.

Les zones arides ou semi-arides bénéficiant d'un fort ensoleillement et d'un ciel dégagé conviennent à l'application des PSC [90].

#### Les CSP sont de quatre types différents :

- a) Réflecteurs de Fresnel linéaires ;
- b) Tours d'alimentation (systèmes de réception centraux) ;
- c) Cylindro- paraboliques ;
- d) Parabole.

#### II.3.1.2.a. Réflecteurs linéaires de Fresnel : (focalisation linéaire, récepteur fixe)

Les réflecteurs linéaires de Fresnel (LFR) sont des systèmes à auge incurvée fabriqués en utilisant de longues rangées de miroirs plats ou incurvés pour réfléchir les rayons solaires sur un récepteur fixe linéaire orienté vers le bas, comme le montre la figure 2.9. Le récepteur peut atteindre une température de 250°C. Le principal avantage du système LFR est sa conception simple de miroirs flexibles et de récepteurs fixes, avec une production directe de vapeur à faible coût. Les centrales LFR ont une faible efficacité dans la conversion de l'énergie solaire en électricité [81, 83,84]. Giorgio Francia a été le pionnier du développement d'un système de réflecteur de Fresnel linéaire et à deux axes dans les années 60. Pour les températures plus élevées, il a utilisé le suivi à deux axes car les optiques et les revêtements modernes n'étaient pas disponibles [84].

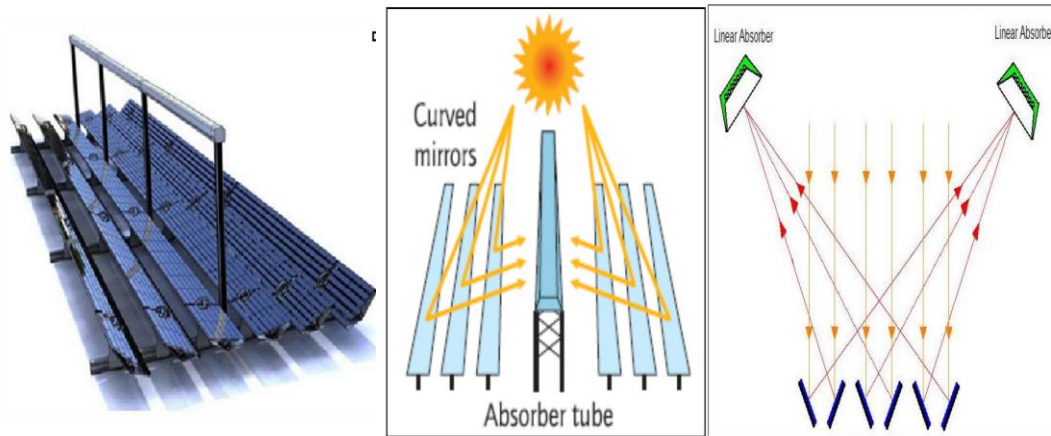


Figure II. 10: Réflecteur de fresnel linéaire (au milieu) et réflecteur de fresnel compact (à droite) [78].

La difficulté avec le LFR est que pour éviter les ombres et les blocages entre les réflecteurs adjacents, il faut augmenter l'espace entre les réflecteurs. La conception la plus récente est celle des réflecteurs de Fresnel linéaires compacts (CLFR), deux récepteurs parallèles pour chaque rangée de miroirs, comme le montre la figure 2.9. Le système LFR classique ne comporte qu'un seul récepteur et il n'est pas possible de choisir la direction et l'orientation du réflecteur. La disposition entrelacée minimise le blocage du faisceau par les réflecteurs adjacents et permet une densité élevée de réflecteurs et une faible hauteur de tour [75, 76, 77].

### II.3.1.2.b. Tours d'alimentation (systèmes de réception centraux) :

Les tours solaires sont également connues sous le nom de systèmes récepteurs centraux (CRS). Un grand nombre de petits réflecteurs appelés héliostats sont utilisés pour concentrer les rayons solaires sur un récepteur central placé au sommet d'une tour fixe, comme le montre la figure 2.10. Chaque héliostat a une surface réfléchissante de 50 à 150 m<sup>2</sup>. Certaines nouvelles centrales à tour commerciales utilisent le système de génération directe de vapeur (DSG) dans les récepteurs, dans lequel des segments de miroir légèrement concaves sur les héliostats dirigent les rayons dans la cavité d'un générateur de vapeur pour produire de la vapeur à haute pression et à haute température. L'énergie thermique absorbée par le récepteur est transférée pour être mise en circulation en vue d'être utilisée. Les principaux avantages des récepteurs centraux sont les suivants [81, 76] :

- Ils minimisent le transport de l'énergie thermique car ils collectent l'énergie solaire de manière optique et la transfèrent à un seul récepteur.

- Il permet d'atteindre un taux de concentration de 300 à 1500 et d'obtenir un rendement élevé, tant pour la collecte de l'énergie que pour la conversion en électricité.

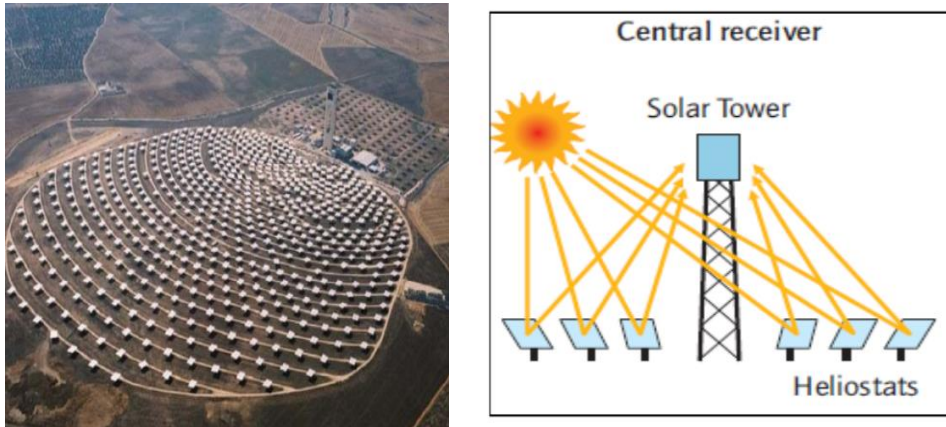


Figure II. 10: Photographie et schéma d'une tour solaire à receveur central.

En outre, le concept est très flexible et permet une grande variété d'héliostats, de récepteurs, de fluides de transfert et de blocs d'alimentation. Le flux solaire moyen qui frappe le récepteur est compris entre 200 et 1000 kW/m<sup>2</sup>. Ce flux élevé permet d'atteindre des températures élevées de plus de 1500°C. Le fluide de transfert de chaleur et de stockage peut être de l'eau/vapeur, du sodium fondu ou du sel de nitrate fondu (nitrate de sodium / nitrate de potassium) [83, 84, 85].

### II.3.1.2.c.Cylindro- paraboliques :

Ce système présente des structures légères et une technologie à faible coût pour les applications de chaleur industrielle jusqu'à 400°C. Un système à auge parabolique se compose de rangées parallèles de miroirs (réflecteurs) courbés dans une dimension pour concentrer le rayonnement solaire sur un récepteur linéaire, comme le montre la figure 2.11. Le réseau de miroirs peut mesurer plus de 100 m de long, avec une surface incurvée de 5 à 6 m de diamètre. Un tube linéaire est placé le long de la ligne focale pour former un récepteur de surface externe. Des tubes en acier inoxydable (tubes absorbeurs) avec un revêtement sélectif servent de collecteurs de chaleur. Le revêtement permet aux tubes d'absorber des niveaux élevés de rayonnement solaire tout en émettant beaucoup moins de rayonnement. Un tube de couverture en verre est placé autour du tube récepteur pour réduire la perte de chaleur par convection. Le tube peut être mis sous vide pour réduire davantage les pertes de chaleur par convection. L'inconvénient d'un tube de couverture en verre est que la lumière réfléchiée par le concentrateur

doit traverser le verre pour atteindre l'absorbeur, ce qui ajoute une perte de transmission. L'enveloppe de verre est recouverte d'un revêtement antireflet pour améliorer la transmissivité.

Les réflecteurs poursuivent la course du soleil lorsqu'il traverse le ciel. Il suffit d'utiliser un seul axe pour suivre le soleil, ce qui permet de produire un long module de capteurs. Le collecteur peut être orienté dans le sens est-ouest, suivant le soleil du nord au sud, ou orienté dans le sens nord-sud et suivant le soleil d'est en ouest. Sur une période d'un an, un champ horizontal nord-sud recueille généralement un peu plus d'énergie qu'un champ horizontal est-ouest. Cependant, le champ nord-sud recueille beaucoup d'énergie en été et beaucoup moins en hiver. Le champ est-ouest recueille plus d'énergie en hiver qu'un champ nord-sud et moins en été, ce qui permet d'obtenir une production annuelle plus constante. Par conséquent, le choix de l'orientation dépend généralement de l'application et de l'énergie nécessaire en été ou en hiver[83, 84, 81, 85].

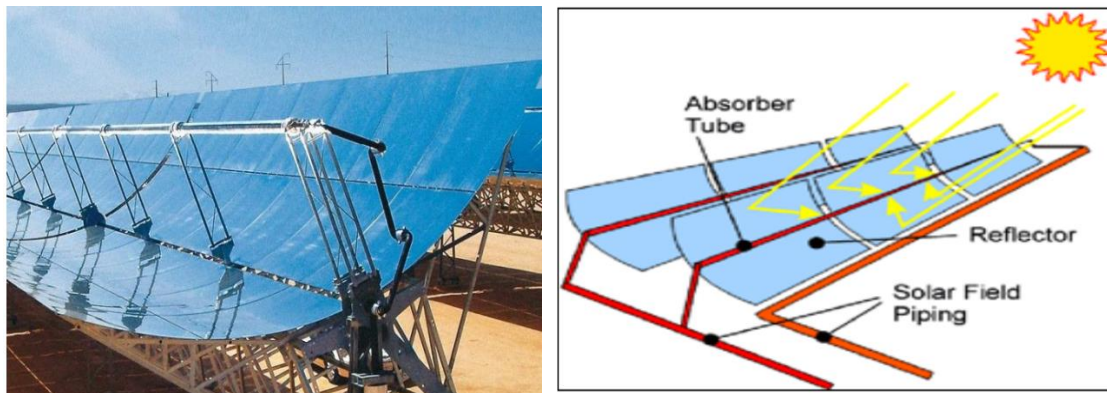


Figure II. 11: Photographie et schéma d'un capteur cylindro-parabolique[83].

Le mécanisme de suivi d'un capteur cylindro-parabolique doit être fiable et capable de suivre le soleil avec un certain degré de précision et de revenir à sa position initiale à la fin de la journée ou pendant la nuit. Il est également utilisé pour protéger les capteurs des conditions environnementales dangereuses telles que les rafales du vent, la surchauffe et la défaillance du système d'écoulement du fluide thermique, en tournant le collecteur hors du champ.

Le mécanisme de suivi se divise en deux catégories : mécanique et électrique/électronique. Le système électronique est plus fiable et plus précis [83, 84]. Toutes les centrales à miroirs cylindro-paraboliques actuellement exploitées commercialement utilisent de l'huile synthétique comme fluide pour le transfert de chaleur des tuyaux collecteurs vers les échangeurs de chaleur, où l'eau est préchauffée, évaporée, puis surchauffée. La vapeur

surchauffée fait tourner une turbine qui entraîne le générateur pour produire de l'électricité. Après condensation, l'eau retourne dans les échangeurs de chaleur. Les capteurs cylindro-paraboliques sont le système le plus abouti parmi les technologies CSP et sont principalement utilisés dans toutes les centrales commerciales. Les collecteurs cylindro-paraboliques ont connu une évolution récente, avec la conception et la fabrication de l'auge Euro, dotée d'un système de refroidissement de l'eau et de l'air avec une structure légère pour obtenir une énergie solaire rentable [83, 85].

#### **II.3.1.2.d.Parabole :**

Les antennes paraboliques concentrent le rayonnement solaire en un point focal situé au-dessus du centre de l'antenne. L'ensemble de l'appareil suit le soleil sur deux axes, la parabole et le récepteur se déplaçant en tandem, comme le montre la figure 2.12. La plupart des paraboles sont équipées d'un moteur/générateur indépendant (machine Stirling ou micro-turbine) au point focal. Les antennes paraboliques ont le rendement de conversion solaire-électrique le plus élevé de tous les systèmes CSP. Les caractéristiques principales des antennes paraboliques les rendent compétitifs par rapport aux modules photovoltaïques et aux autres technologies CSP. Un système parabolique peut atteindre des températures supérieures à 1000°C [83, 84].

Les principales caractéristiques des antennes paraboliques sont les suivantes : [84]

- Elles pointent toujours vers le soleil et sont les plus efficaces de tous les collecteurs.

Les rapports de concentration sont compris entre 600 et 2000, ce qui les rend plus efficaces dans les systèmes d'absorption et de conversion de l'énergie solaire.

- Ils sont dotés d'unités modulaires de capteurs et de récepteurs qui peuvent fonctionner de manière indépendante ou en tant que partie d'un grand système.



Figure II. 12 : Photographie et schéma d'une antenne parabolique [83]

Les antennes paraboliques sont limitées en taille (dizaines de kW ou moins) et chacune produit de l'électricité indépendamment, ce qui signifie que des centaines ou des milliers d'entre elles devraient être co-localisées pour une production à grande échelle [83, 85].

**II.4. Adaptation des capteurs solaires avec les systèmes frigorifiques :**

Le rafraichissement solaire se différencie par les niveaux élevés de température dont laquelle l'eau chaude est produite. Autrement dit, le niveau de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie. Il existe une variété de modèles de capteurs disponibles sur le marché. Par conséquent, un large éventail de modèles est disponible pour notre application. Deux facteurs peuvent influencer l'achat d'un type plutôt qu'un autre : Le coût par m<sup>2</sup> du capteur, ses performances et sa surface disponible pour un champ de capteurs. Cependant, le second critère de choix est la température souhaitée, déterminée par la technologie et les conditions du site (tableauII-01, figure2.13).Le niveau élevé de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie distingue le rafraîchissement solaire de la production d'eau chaude.

Type de collecteur	Intervalle de température °C	Taux de concentration
Capteur plan(à air et à eau)	30-80	1
Capteur à vide	50-200	1
Capteur à parabole composé CPC	60-240	1 - 5
Capteur Frenel	60-300	10 - 40
Capteur cylindro-parabolique	60-250	15 - 45
Capteur cylindrique	60-300	10 - 50
Capteur parabolique	100-500	100 - 1000
Capteur solaire à tour	150-2000	100 - 1500

Tableau II .6 : Taux de concentration et température des différents capteurs [83].

La température utile pour les groupes de froid à sorption (absorption et adsorption) dépasse généralement 80 °C ; les valeurs les plus basses sont d'environ 50 °C. La température de fonctionnement des systèmes de dessiccation varie de 55°C à 90°C. En raison des débits élevés nécessaires pour alimenter le système, il est difficile de stratifier le volume de stockage de l'eau chaude, ce qui entraîne une température de retour relativement élevée dans le capteur. Cela limite la sélection du type de capteur.

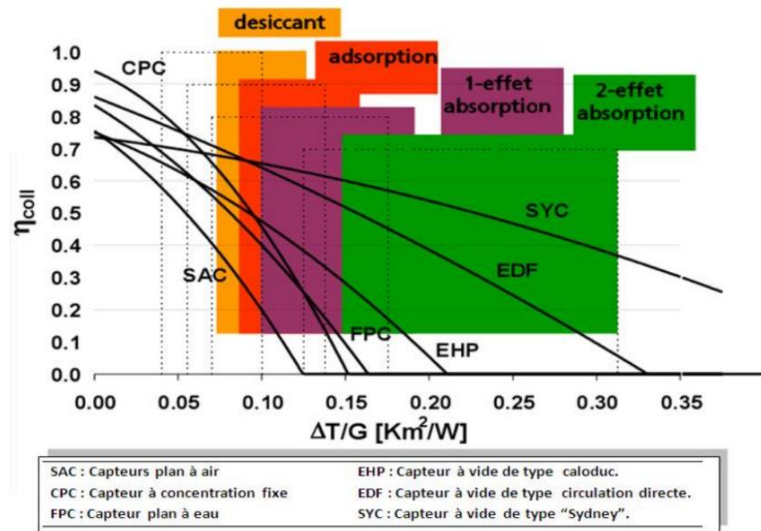


Figure II. 13 : Adaptation des capteurs solaires avec les systèmes frigorifiques [83].

### II.5. Analyse thermique et modélisation d'un capteur cylindro-parabolique :

La particularité du concentrateur cylindro-parabolique réside dans sa simplicité, grâce à cette configuration, il peut concentrer l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. En règle générale, le CCP est équipé d'une poursuite solaire afin d'ajuster l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur

Figure II. 14 :

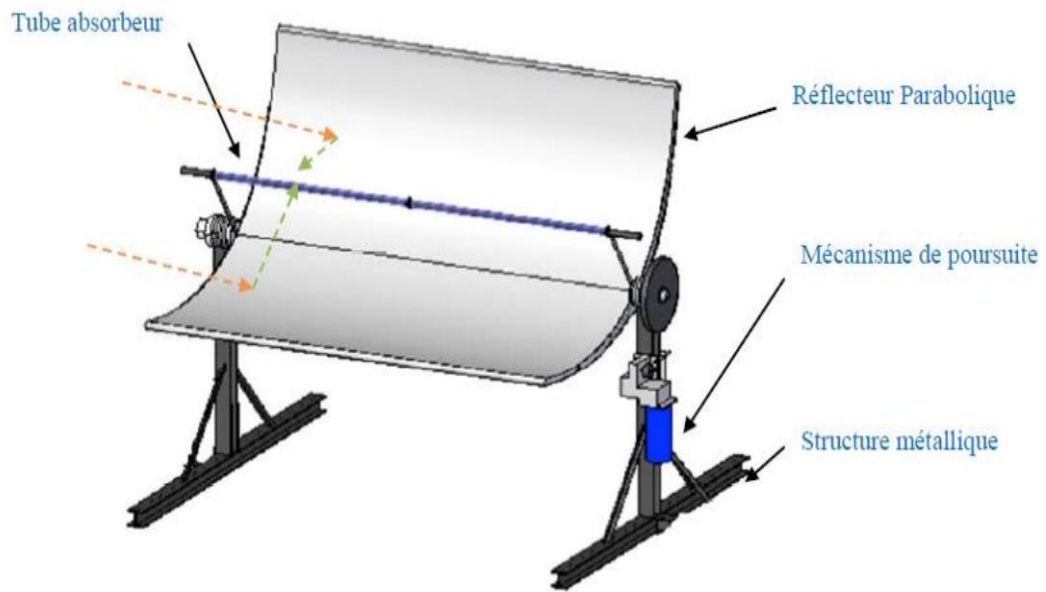


Figure II. 14 : concentrateur cylindro-parabolique avec système de poursuite solaire.

### II.5.1. Hypothèses :

Pour l'étude thermique du capteur, on adopte les hypothèses suivantes :

1. Le transfert de chaleur entre la vitre et l'absorbeur est dû uniquement au rayonnement et à la conduction en raison du vide (la pression est inférieure à 10 °C, selon S.DODEH et al., 1998).
2. Le fluide caloporteur ne peut pas être comprimé et sa phase ne change pas.
3. Le foyer de la parabole est adjacent au tube absorbant.
4. Chaque nœud a une température uniforme.
5. Les rayons infrarouges rendent la vitre opaque.
6. Les différences temporelles entre l'épaisseur de l'absorbeur et la vitre sont minimales.
7. Le flux solaire est réparti uniformément au niveau de l'absorbeur.

Le capteur cylindro-parabolique se présente comme un module comprenant un réflecteur de forme parabolique disposé de manière cylindrique, l'équation (A.Beckman et al. 1980) [101] par :

$$y^2 = 4.f. x \quad (\text{II-6})$$

De représentation géométrique suivante :

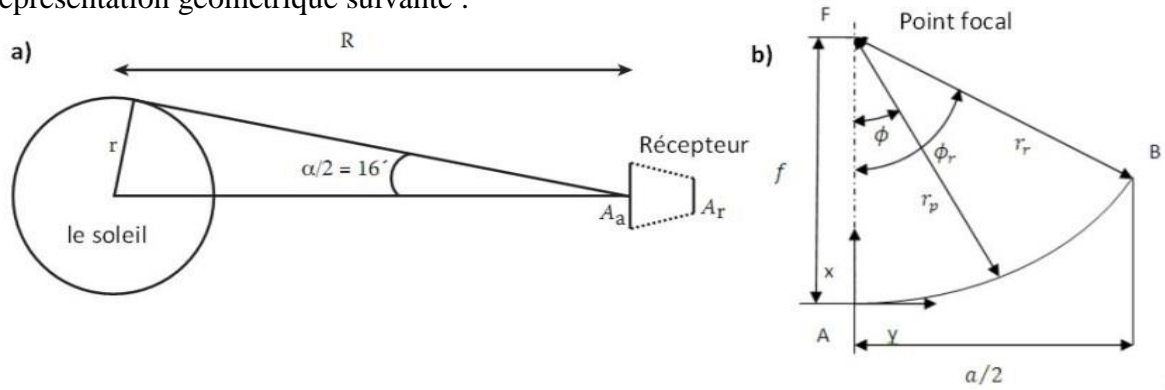


Figure II. 15: Représentation géométrique du capteur cylindro-parabolique

### II.5.2. Taux de Concentration :

Elle est donnée comme étant le rapport de la surface de l'ouverture à la surface du récepteur :

$$C = A_a / A_r \quad (II-7)$$

$A_a$ : est la surface d'ouverture.

$A_r$ : est la surface de l'absorbance.

Le coefficient de concentration réel de capteur est donné par le rapport des équations suivantes de  $A_r$  et  $A_p$  (R.Foster 2010) :

Avec :

$$A_r = l \cdot \left[ \left( \frac{a}{2} \cdot \sqrt{\left( \frac{4 \cdot h}{a} \right)^2 + 1} \right) + 2 \cdot f \cdot \log \left( \frac{4 \cdot h}{a} + \sqrt{\left( \frac{4 \cdot h}{a} \right)^2 + 1} \right) \right] \quad (II-8)$$

$$h = \frac{a^2}{16 \cdot f} \quad (II-9)$$

$a$  et  $f$  sont respectivement l'ouverture et la distance focale du capteur en [m] .

$$A_p = l \cdot \pi \cdot D_p \quad (II-10)$$

Tels que :

La valeur optimale du diamètre du tube absorbeur est (A.Beckman et al.1980) :

$$D_p = 2 \cdot r_r \cdot \sin(0.267 + \delta/2) = a \cdot \frac{\sin(0.267 + \delta/2)}{\sin(\phi_r)} \quad (II-11)$$

$\delta$  : est l' angle de dispersion du rayon solaire et  $\phi_r$  est l'angle d'ouverture du capteur, donnée par :

$$\phi_r = \tan^{-1} \left( \frac{8 \cdot (f/a)}{16 \cdot (f/a)^2 - 1} \right) = \sin^{-1} \left( \frac{a}{2 \cdot r_r} \right) \quad (\text{II-12})$$

$r_r$ : le rayon d'ouverture du capteur en [m].

### II.5.3. Le bilan énergétique du capteur :

Dans ce point, le bilan énergétique comprend l'énergie stockée, l'énergie entrant et l'énergie sortante. En règle générale, l'énergie stockée correspond à la différence entre l'énergie entrant et l'énergie sortante.

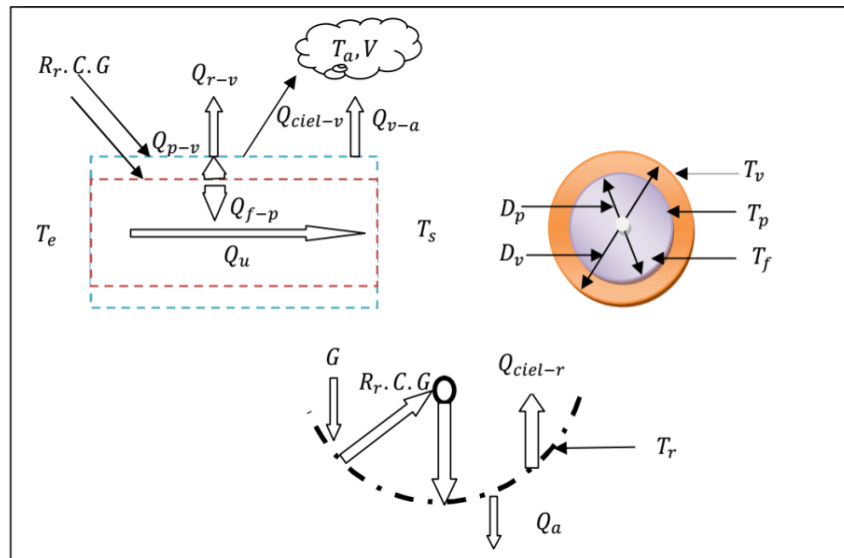


Figure II. 16: bilan énergétique dans le capteur

Dans le cadre de la modélisation dynamique, l'énergie stockée à certains niveaux est prise en considération. On considère ces niveaux comme des nœuds à une température uniforme. Cette approche implique de diviser un système en différents sous-systèmes.

Dans notre étude, on propose 4 nœuds, le réflecteur, la vitre, l'absorbeur et le fluide caloporteur. On utilise l'analogie électrique comme le montre la figure II-17.

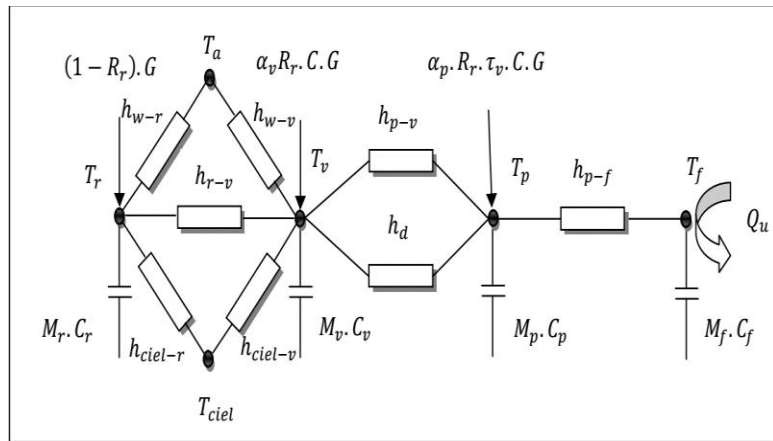


Figure II. 17: Schématisation électrique équivalente du problème

Ainsi l'énergie stockée dans les nœuds est représentée ci-dessous :

Les nœuds : L'énergie stockée

Le réflecteur

$$Q_{sr} = M_r \cdot C_r \cdot \frac{dT_r}{dt} \quad (II - 13)$$

Avec:

$$M_r = l \cdot e_r \cdot \left[ \left( \frac{a}{2} \cdot \sqrt{\left( \frac{4 \cdot h}{a} \right)^2 + 1} \right) + 2 \cdot f \cdot \log \left( \frac{4 \cdot h}{a} + \sqrt{\left( \frac{4 \cdot h}{a} \right)^2 + 1} \right) \right] \cdot \rho_r \quad (II - 14)$$

Et :

$$h = \frac{a^2}{16f} \quad (II-15)$$

Le verre

$$Q_{sv} = M_v \cdot C_v \cdot \frac{dT_v}{dt} \quad (II - 16)$$

Avec

L'absorbeur

$$M_v = V_v \cdot \rho_v = l \cdot \pi \cdot \frac{(D_{ve} + D_{vi}) \cdot (D_{ve} - D_{vi})}{4} \rho_v \quad (II - 17)$$

$$Q_{sp} = M_p \cdot C_p \cdot \frac{dT_p}{dt} \quad (II - 18)$$

Avec:

$$M_p = V_p \cdot \rho_p = L\pi \cdot \frac{(D_{pe} + D_{pi}) \cdot (D_{pe} - D_{pi})}{4} \rho_p \quad (\text{II} - 19)$$

$$Q_{sf} = M_f \cdot C_f \cdot \frac{dT_f}{dt} \quad (\text{II} - 20)$$

Le fluide caloporteur

$$M_f = V_r \cdot \rho_f = l \cdot \pi \cdot \frac{D_{pi}^2}{2} \rho_f \quad (\text{II} - 21)$$

La transmission d'énergie entre les noeuds :

En général, les énergies qui entrent et sortent sont transmises par rayonnement ou par convection (parfois, la convection entre l'absorbeur et le vitrage est considérée comme une conduction à cause de l'immobilité des particules). Les échanges de chaleur entre les nœuds sont exprimés de la manière suivante :

$$Q_{ij} = A_{ij} \cdot h_{ij} \cdot (T_i - T_j) \quad (\text{II-22})$$

Composant du capteur	Bilan thermique
Le réflecteur	$M_r \cdot C_r \cdot \frac{dT_r}{dt} = ((1 - R_r) \cdot G - h_{w-r} \cdot (T_r - T_a) - h_{ciel-r} \cdot (T_r - T_{ciel}) - h_{r-v} \cdot (T_r - T_v)) \cdot A_r$
Le verre	$M_v \cdot C_v \cdot \frac{dT_v}{dt} = \alpha_v \cdot R_r \cdot G \cdot A_r + h_{r-v} \cdot (T_r - T_v) \cdot A_r - A_{ve} \cdot (h_{w-v} \cdot (T_v - T_a) + h_{ciel-v} \cdot (T_v - T_{ciel})) + A_{vi} \cdot (h_{p-v} + h_d) \cdot (T_p - T_v)$
L'absorbeur	$M_p \cdot C_p \cdot \frac{dT_p}{dt} = \tau_v \cdot \alpha_p \cdot R_r \cdot G \cdot A_r - A_{pi} \cdot h_{p-f} \cdot (T_p - T_f) - A_{vi} \cdot (h_{p-v} + h_d) \cdot (T_p - T_v)$
Le fluide	$M_f \cdot C_f \cdot \frac{dT_f}{dt} = A_{pi} \cdot h_{p-f} \cdot (T_p - T_f) - m_f \cdot C_f \cdot 2 \cdot (T_f - T_e)$

Tableau II .7 : Echanges de chaleur entre les nœuds

Avec des coefficients d'échange donnés dans le tableau suivant :

Expression du coefficient de transfert	Référence	Formules
Réflecteur- verre : $h_{r-v} = \frac{\sigma \cdot (T_v^2 + T_r^2) \cdot (T_v + T_r)}{\frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{rv}} + \frac{(1+\varepsilon_r)A_r}{\varepsilon_r \cdot A_{ve}}}$	A.Beckman et al. 1980	$F_{rv} = \frac{[(W_1 + W_2)^2 + 4]^{1/2} - [(W_2 + W_1)^2 + 4]^{1/2}}{2 \cdot W_1}$ $W_1 = \frac{D_{ve}}{f} ; W_2 = \frac{a}{f}$
Vitre-absorbeur : $h_d = \frac{2 \cdot k_{eff}}{D_{vi} \cdot \log(D_{vi}/D_{pe})}$	(Latif, 2006)	$k_{eff} = 0.386 \cdot k_{air} \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} \cdot \tilde{D} \cdot R_a \right)^{0.25}$ $\tilde{D} = \frac{[\log(D_{vi}/D_{pe})]^4}{(0.5 \cdot (D_{vi} - D_{pe}))^3 \cdot (D_{vi}^{-3/5} + D_{pe}^{-3/5})^5}$
Deux surfaces (par rayonnement) : $h_{p-v} = \frac{\sigma \cdot (T_v^2 + T_p^2) \cdot (T_v + T_p)}{\frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{vp}} + \frac{(1+\varepsilon_p)A_{vi}}{\varepsilon_p \cdot A_{pe}}}$	(A.Beckman et al, 1980)	$F_{vp} = \frac{1}{X} \left( 1 - \frac{1}{\pi^i} \left( \cos^{-1} \left( \frac{B}{A} \right) - \frac{1}{2Y} \left( C \cdot \cos^{-1} \left( \frac{B}{X \cdot A} \right) + B \cdot \cos^{-1} \left( \frac{1}{X} \right) - \frac{\pi \cdot A}{2} \right) \right) \right)$ $X = \frac{D_{vi}}{D_{pe}} ; Y = \frac{2 \cdot l}{D_{pe}} ; A = Y^2 + X^2 - 1 ; B = Y^2 - X^2 + 1$ $C = \sqrt{(A + 2)^2 - (2 \cdot X)^2}$
Pour le verre :( autour d'un tube) $h_{w-v} = \frac{4 \cdot V^{0.58}}{D^{0.42}}$	(N.Naeni et al. 2007)	—
Pour le réflecteur :( convection forcée) $h_{w-r} = \frac{8.6 \cdot V^{0.6}}{l^{0.4}}$	(S.Kalogirou 2009)	—
Ciel-vitre : $h_{ciel-v} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (T_{ciel} + T_v) \cdot (T_{ciel}^2 + T_v^2)$	(Y.Jannot 2007)	—
Ciel-réflecteur : $h_{ciel-r} = \sigma \cdot \varepsilon_r \cdot (T_{ciel} + T_r) \cdot (T_{ciel}^2 + T_r^2)$	(Y.Jannot 2007)	—
—	(Y.Jannot 2007)	$\varepsilon_{ciel} = 1 - 0.261 \cdot \exp(-7.77 \times 10^{-4} \cdot T_a^2)$
—	(Martin and Berdahl, 1984)	$T_{ciel} = \varepsilon_{ciel}^{0.25} \cdot T_a$
—	—	$R_a = \frac{g \cdot \beta \cdot P_r}{v^2} \cdot (T_p - T_v) \cdot l^3$

Tableau II .8: Expressions des coefficients d'échange et leurs formules

**L'énergie utile, sortie de capteur :**

L'énergie utile est la quantité de chaleur transmise au fluide caloporteur le long du capteur. Elle dépend des caractéristiques du fluide, sa capacité de transporter la chaleur et son débit massique :

$$Qu = \dot{m}f \cdot Cf \cdot (Ts - Te) \quad (\text{II-41})$$

La température du nœud du fluide est définie comme étant la moyenne arithmétique entre la température d'entrée et la température de sortie du fluide :

$$Tf = \frac{Ts + Te}{2} \quad (\text{II-42})$$

D'où :

$$Qu = \dot{m}f \cdot Cf \cdot 2 \cdot (Tf - Te) \quad (\text{II-43})$$

**Les radiations incidentes**

La radiation solaire  $G$  frappe la surface du réflecteur qui réfléchit le maximum de cette énergie vers le type absorbant de la valeur de  $R_r \cdot C \cdot G$ . Cette valeur est divisée elle-même sur les deux nœuds, la première c'est le verre qui absorbe une quantité  $\alpha_v \cdot R_r \cdot C \cdot G$  et transmet une quantité  $\tau_v \cdot R_r \cdot C \cdot G$  qui frappe le deuxième nœud. L'absorbeur qui est deuxième nœud absorbe à son tour une quantité d'énergie  $R_r \cdot C \cdot G$ .

La valeur du coefficient  $\tau_v \cdot \alpha_p$  est variable en fonction de l'angle d'incidence  $\theta$  (défini comme l'angle entre la normale à la paroi et le rayon solaire à l'instant considéré). (P.H. Theunissen et al 1985). Pour la correction de cette valeur, on utilise l'angle d'incidence modifié donné par la relation suivante :

$$IAM \tau \cdot \alpha = \frac{\tau \alpha}{(\tau \alpha)_b} \quad (\text{II-44})$$

$(\tau \cdot \alpha)_b$  : Le produit du coefficient d'absorption de l'absorbeur avec le coefficient de transmission du verre correspondant à une radiation solaire perpendiculaire.

$$IAM \tau \cdot \alpha = K_{\tau \alpha}(\theta) = 1 - \frac{f}{l} \cdot \left( 1 + \frac{a^2}{48 \cdot f^2} \right) \cdot \tan(\theta) \quad (\text{II-45})$$

**Rendement Optique :**

Le rendement optique a été estimé à l'aide de l'expression suggérée qui tient compte de l'effet d'ombre, du facteur d'interception  $\Gamma$  et de l'angle d'incidence modifié par :

$$\eta_{op} = R * (\tau\alpha)_{eff} * FO * \Gamma * IAM_{\tau,\alpha} \quad (II-46)$$

R : Réflectivité de réflecteur.

$(\tau\alpha)$ : Produit effectif de la transmittivité du tube pyrex et l'absorptivité du tube absorbeur.

$\Gamma$  : Facteur d'interception.

$IAM_{\tau,\alpha}$  : Angle d'incidence modifié.

**Conclusion du chapitre :**

Ce chapitre présente un état de l'art des différents capteurs solaires thermiques pouvant être utilisés dans les systèmes de climatisation solaire, tels que les capteurs plans et les capteurs à concentration. En comparant ces différents types, il est évident que les capteurs plans sont employés lorsque la température souhaitée n'est pas très élevée (<70°C pour les capteurs à air et à environ 100 °C pour les capteurs à eau).

Toutefois, leurs performances diminuent considérablement lorsque la température du fluide caloporteur augmente. Ils offrent l'avantage d'un prix abordable. La fabrication des capteurs sous vide est complexe, car leur performance diminue peu lorsque la température du fluide augmente, grâce à la très bonne isolation thermique obtenue grâce au vide poussé.

Afin d'atteindre des températures élevées (plus de 120°C), la concentration des rayons solaires est indispensable. Il est souhaité d'utiliser un capteur cylindro-parabolique. Grâce à sa structure géométrique, il peut concentrer l'énergie solaire incidente, selon une génératrice linéaire où un tube absorbeur est placé et dans le quel circule un fluide caloporteur. L'étude de développement de ces procédés passe par une phase d'optimisation des performances globales. Toutefois, l'aspect économique reste un frein majeur pour leur application, car en plus du coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, la principale contrainte est le système de suivi qui permet de suivre le soleil dans sa course. Dans ce chapitre, nous avons étudié la modélisation mathématique puis dynamique d'un capteur cylindro-parabolique.

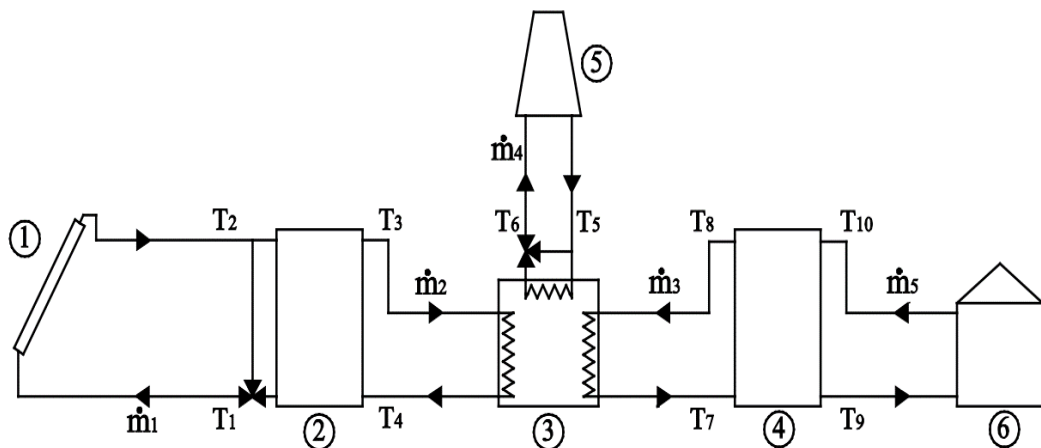
***Chapitre III :***  
***Etude thermodynamique et***  
***modélisation de l'installation***  
***du froid solaire***

**III.1. Introduction :**

Ce chapitre présente une étude thermodynamique de l'installation de rafraîchissement solaire choisie, en se basant sur le premier et le second principe de la thermodynamique, afin de repérer et mesurer les pertes de performance d'un système et d'améliorer ainsi à la fois, sa conception et son fonctionnement. Le premier principe affirme l'égalité entre les différentes formes d'énergie (thermique, mécanique, électrique...) et entraîne l'analyse des flux d'énergie auxquels les systèmes sont soumis, puis la réalisation du bilan qui doit refléter la préservation de l'énergie. Ainsi, ce principe permet de mesurer les différentes formes d'énergie qui sont impliquées. De son côté, le deuxième principe de la thermodynamique est employé afin d'évaluer la qualité des modifications énergétiques qui se produisent dans un système. L'entropie est la grandeur physique associée à ce principe. Cette étude converge vers un dimensionnement du système de climatisation solaire. Un sujet qui est assez critique pour les systèmes dont la source principale est renouvelable, parce que celle-ci n'est pas constante dans le temps. Des expérimentations dans ce domaine ont échoué à cause du dimensionnement non adapté pour la bonne gestion de l'énergie captée. Prenons par exemple le cas de la France où, parmi sept installations de production de froid solaire par absorption recensées en 2000, seulement deux installations étaient en fonctionnement en 2007. Le problème principal du dimensionnement des systèmes solaires réside dans le bon compromis entre l'énergie captée, celle stockée, celle consommée et celle compensée par la source d'appoint.

**III.2. Cycle de base et principe de fonctionnement de l'installation du rafraîchissement solaire :**

Le schéma de principe de notre installation de rafraîchissement solaire est présenté en **figure3-1**.



*Figure III.1 : Schéma de principe d'une installation de rafraîchissement solaire.*

1. Champ de capteurs solaires ; 2. Ballon d'eau chaude ; 3. Machine à absorption ; 4. Ballon d'eau froide ; 5. Tour de refroidissement ; 6. Bâtiment.

La chaleur produite par le champ de capteurs solaires thermiques (1) est stockée dans le ballon d'eau chaude (2) avant d'alimenter le générateur de la machine à absorption (3). L'eau froide produite au niveau de l'évaporateur de la machine à absorption est stockée dans le ballon d'eau froide (4) avant d'être distribuée dans le bâtiment à rafraîchir (6). Enfin, l'absorbeur et le condenseur de la machine à absorption sont refroidis par la tour de refroidissement (5).

En effet, le bâtiment stocke de la chaleur qui peut ensuite être libérée à l'intérieur. En conséquence, la fluctuation de la température interne ne suit pas toujours celle de la température ambiante, ce qui entraîne un décalage entre ces températures tout au long de la journée. Il est donc nécessaire d'augmenter la durée de fonctionnement d'un système de rafraîchissement pour préserver le confort thermique dans ces locaux.

La source solaire n'est pas stable dans le temps pour un système de rafraîchissementsans stockage, ce qui peut entraîner une interruption du fonctionnement avec épuisement direct du panneau solaire, par exemple en raison d'une couverture nuageuse importante. Par conséquent, cette période sera entièrement déterminée par la source d'appoint. L'utilisation des ballons de stockage reste actuellement un des moyens le plus répandu de stockage de la chaleur dans le domaine de la climatisation et du chauffage sanitaire. Mais cette solution n'est pas pour autant sans effets secondaires.

Un ballon de stockage (du fluide caloporteur de l'eau par exemple) a une capacité de stockage thermique qui varie en fonction de son volume physique et de son niveau d'isolation. Le cycle de recharge, Durant une journée type, représente quelques inconvénients dû à sa propre inertie. Au début de la journée, la température du fluide caloporteur dans le circuit primaire

solaire et dans le ballon de stockage est relativement basse. Suivant le volume du ballon et le débit du fluide dans le circuit primaire, le temps de rechargement peut largement ralentir la mise en marche des systèmes associés au système de captage et de stockage solaire. Un « bypass » peut être donc employé afin de contourner le passage par le ballon thermique et envoyer le fluide chauffé directement aux systèmes associés. Cette solution ralentit cependant la recharge du ballon et le fonctionnement du système sera également sensible aux variations de la source solaire. Après qu'il ait épuisé son énergie dans le circuit d'usage (CVC), le fluide caloporteur retourne au ballon de stockage thermique dans sa partie basse ; le fluide est relativement froid par rapport à celui chauffé dans le ballon car il vient de perdre sa chaleur dans le système externe. Dans le ballon, le fluide se chauffe et remonte progressivement vers le haut du ballon où

il sera extrait pour l'envoyer à nouveau dans le circuit d'usage. Or, pendant ce cycle, l'entrée du liquide froid au ballon crée une sorte de jet froid qui se mélange directement au liquide en train de se chauffer dans le ballon ; ce phénomène chaotique diminue fortement la qualité de transfert de chaleur dans le ballon et la performance de système entier sera en conséquence affectée [106, 107, 108].

Pour améliorer la distribution des températures dans le ballon, on utilise des techniques de stratification du fluide stocké ce qui diminue, d'un autre côté, les pertes thermiques dues au phénomène de mélange du fluide relativement froid qui entre au ballon en provenance du circuit d'usage et celui chauffé dans le ballon. La différence de densité du fluide et la transition rapide de la température dans une fine couche de ce liquide forment des couches invisibles du liquide appelées thermoclines. En prenant ce fait en compte, un ballon de stockage thermique peut être divisé en plusieurs couches de ce type lors de sa modélisation. Pour assurer la circulation des fluides, des pompes adéquates sont utilisées. En fin, pour ce qui est rejet de chaleur, il est pris en charge par des tours de refroidissement.

### **III.3. Modélisation de l'installation du rafraîchissement solaire :**

La mise en œuvre des différentes dynamiques concerne tout d'abord la source solaire, c'est à dire le moyen par lequel elle est captée et avec quelle qualité. Il s'agit donc de l'unité solaire, composé du champ de capteurs (modélisée au chapitre précédent) et du réservoir de stockage. Ensuite, vient le groupe frigorifique à absorption, chargé de convertir l'effet calorifique en effet frigorifique. Le comportement du groupe à absorption dépend par la suite de la qualité de son refroidissement, fonction de l'environnement (air extérieur), mais aussi de la nature du besoin en rafraîchissement, c'est à dire la charge frigorifique du bâtiment. L'estimation des performances de ces deux derniers éléments nécessite la modélisation de la tour de refroidissement et de la distribution du froid à l'intérieur du bâtiment, réalisée par des ventilo-convecteurs.

#### **III.3.1. Modélisation de capteur solaire :**

Le principe général de cette modélisation est d'évaluer la performance globale d'un système solaire qui dépend du type de capteur utilisé. Le rendement du capteur solaire est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile transmise au fluide et le rayonnement solaire incident total.

Il s'agit d'un modèle à efficacité quadratique avec facteur d'angles, qui permet de modéliser des capteurs plans ou des capteurs sous vide développé en équation (II-2)[105].

$$\eta = \eta_0 \cdot IAM - a_1 \cdot \Delta T_T / I - a_2 \cdot (\Delta T_T)^2 / I \quad (\text{III-1})$$

### **III.3.2. Modélisation des ballons de stockage thermique :**

La modélisation des ballons de stockage et la prise en compte de la stratification thermique, constituent une étape importante dans la modélisation globale de notre installation de rafraîchissement solaire. En effet, les performances de la boucle solaire sont directement liées au niveau de température du fluide caloporteur sortant du ballon d'eau chaude et entrant dans le champ de capteurs. Plus la température du fluide caloporteur qui entre dans le champ de capteurs est basse, plus les performances des capteurs solaires sont élevées. De plus, les performances de la machine à absorption sont elles aussi liées à la température de sa source chaude. Si la différence de température, sortie en haut ( $T_3$ ) et en bas du ballon ( $T_1$ ), n'est pas intégrée au modèle de ballon, les capteurs solaires et/ou la machine ne fonctionneront pas dans les bonnes conditions, entraînant ainsi des erreurs importantes au niveau de l'estimation globale des performances de l'installation. Le même raisonnement peut être effectué au niveau du ballon de stockage froid.

Pour ces raisons, il est indispensable de développer un modèle de ballon stratifié. De nombreux travaux ont axé sur ce sujet avec des approches expérimentales (Lavan, 1977[109] ; Hollands, 1989[110] ) ou numériques (Newton, 1995[111] ; Badescu, 2004[112] ; Kreuzinger, 2008[113] ). Pour intégrer la stratification thermique, Duffie et al. (Duffie, 1991[114] et Kleinbach et al. Kleinbach, 1993) [115] ont proposé deux approches multi-nœuds pour modéliser une installation d'eau chaude sanitaire solaire utilisant un ballon de stockage stratifié. Ces modèles sont basés sur des bilans thermiques établis sur plusieurs couches, discrétisées et homogènes, dans le ballon (figure III-2).

L'approche de la stratification consiste à diviser le réservoir en  $n$  segments égaux de volume superposés ; avec le segment 1, en haut du réservoir et le segment  $n$  au fond du réservoir. Ensuite, un bilan est réalisé pour chaque nœud. A chaque bilan correspond une équation différentielle. Le système de  $n$  équations est résolu afin d'obtenir les températures de chaque nœud, en se basant sur la méthode des éléments finis.

Cette approche relativement simplifiée ne prend pas en compte tous les phénomènes physiques et en particulier la dynamique des fluides à l'intérieur du ballon. Cette approximation peut être considérée comme grossière cependant de nombreux travaux font état de ce type de modèle Li et al. (Li, 2002) [116], et Bourdoukan et al. (Bourdoukan, 2008a) [117].

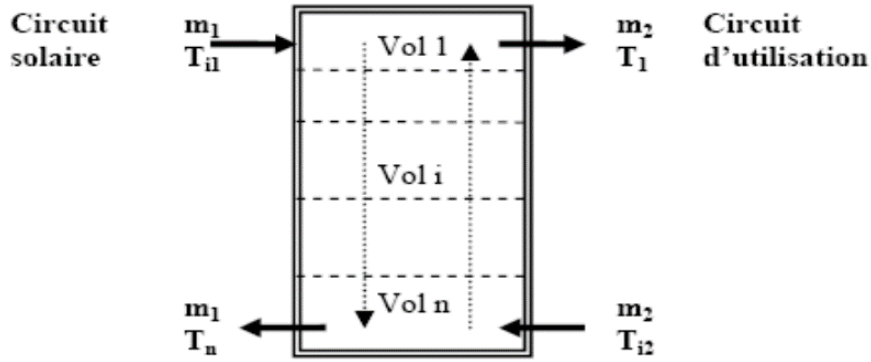


Figure III.2 : Illustration du principe de modélisation du ballon de stockage thermique

Les échanges thermiques à travers une strate du ballon de stockage sont représentés en figure 3.4 :

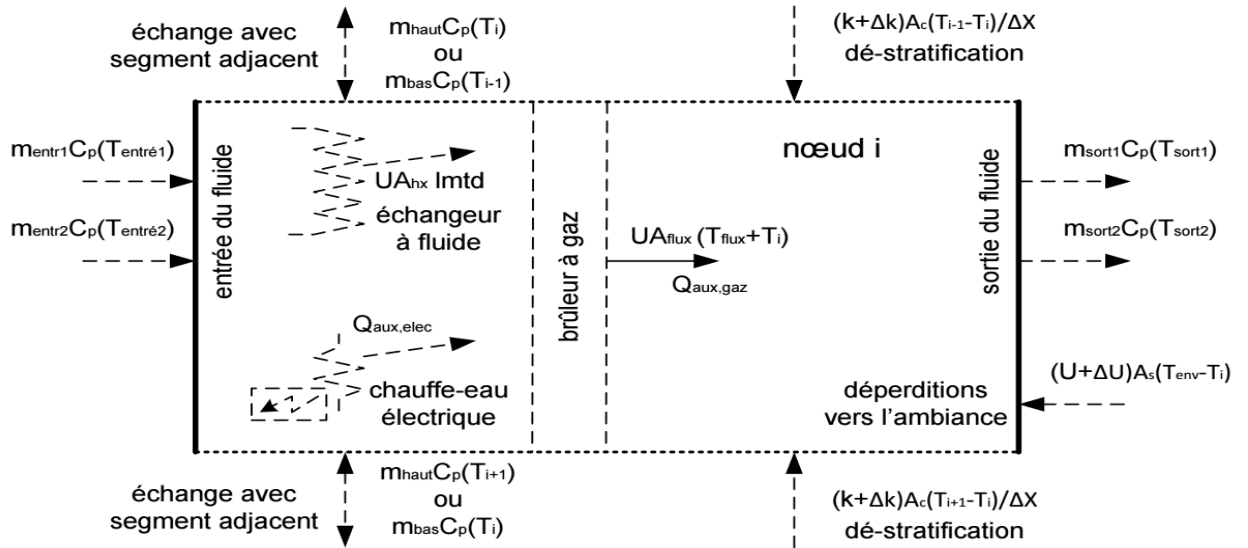


Figure III.3 : Schématisation des échanges thermiques à travers une strate du ballon de stockage.

Le bilan énergétique est donné ainsi par les équations suivantes modifiées par Crofoot[118] :

$$\begin{aligned}
 m_i C_p \frac{dT_{\text{tank},i}}{dt} &= \frac{(k + \Delta k) A_x}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{\text{tank},i+1} - T_{\text{tank},i}) + \frac{(k + \Delta k) A_x}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{\text{tank},i} - T_{\text{tank},i-1}) \\
 &- UA (T_{\text{tank},i} - T_{\text{ewv}}) + \dot{m}_{\text{down}} C_p (T_{\text{tank},i-1}) \\
 &- \dot{m}_{\text{up}} C_p (T_{\text{tank},i}) - \dot{m}_{\text{down}} C_p (T_{\text{tank},i}) \\
 &+ \dot{m}_{\text{up}} C_p (T_{\text{tank},i+1}) + \dot{m}_{\text{im},1} C_p (T_{\text{im},1}) \\
 &- \dot{m}_{\text{out},1} C_p (T_{\text{tank},i}) + \dot{m}_{\text{im},2} C_p (T_{i,2}) \\
 &- \dot{m}_{\text{out},2} C_p (T_{\text{tank},i}) + Q_{\text{aux}}
 \end{aligned} \tag{III-2}$$



La vapeur d'eau créée dans l'évaporateur est amenée à l'absorbeur. Il contient la solution absorbante (LiBr) qui est continuellement pompée dans le fond du récipient pour y être pulvérisée. Le LiBr absorbe la vapeur d'eau hors de l'évaporateur et y maintient ainsi la basse pression nécessaire à la vaporisation du réfrigérant. Au fur et à mesure qu'elle absorbe la vapeur d'eau, la solution absorbante est de plus en plus diluée. Elle finirait par être saturée et ne plus rien pouvoir absorber. La solution est donc régénérée dans le concentrateur (réchauffée à environ 85°C), une partie de l'eau s'évapore. La solution régénérée retourne à l'absorbeur. Enfin, la vapeur d'eau extraite du concentrateur est amenée dans le condenseur, où elle est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée retourne à l'évaporateur. Le cycle des transformations peut être représenté sur le diagramme d'Oldham illustré sur la figure 3.6 suivante :

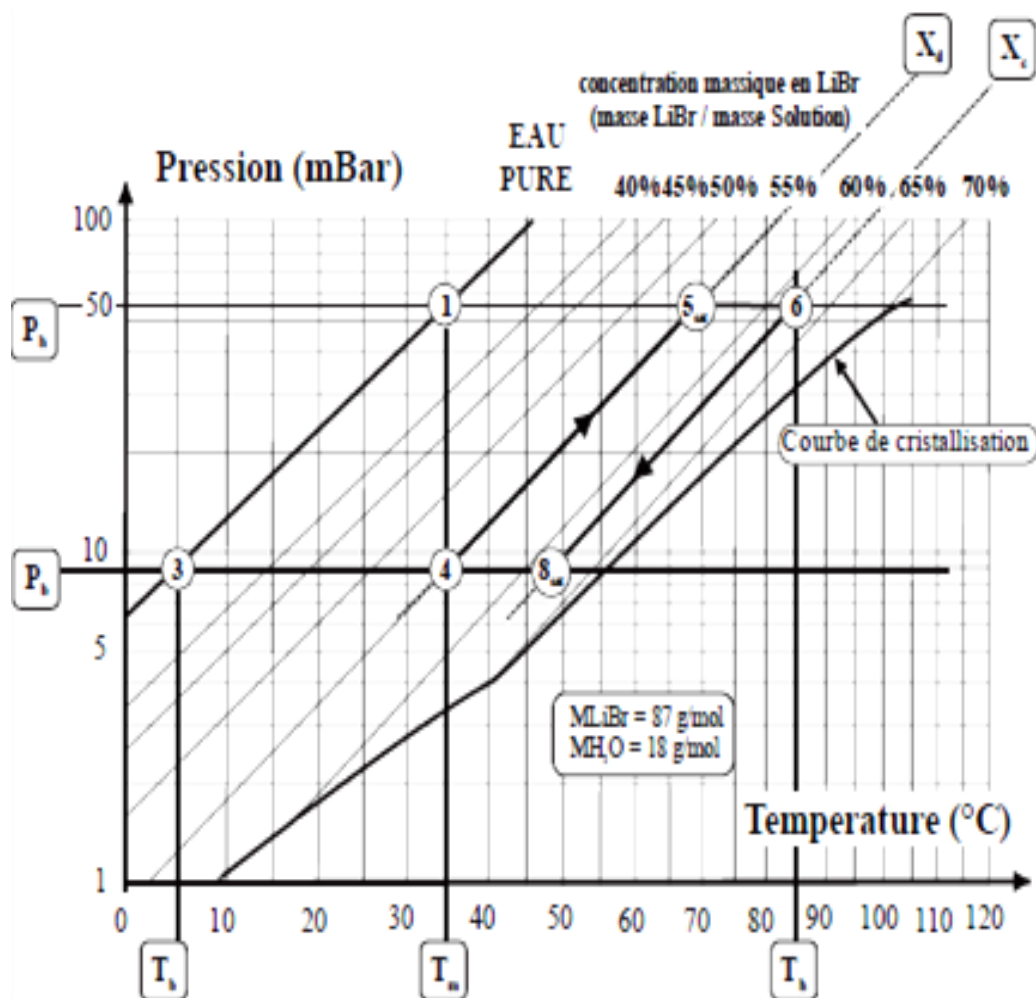


Figure III.5 : Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple  $H_2O/LiBr$ .

Au sein du condenseur, le fluide frigorigène, ici l'eau, se condense à la température  $T_m$ , ce qui permet de déduire la haute pression de la machine. Puis, avec la température d'évaporation

Tb, nous obtenons la basse pression donc les températures des sources, Tm (environnement) et Tb (production de froid), fixent les deux pressions Ph et Pb. Ces deux pressions correspondent aux pressions de vapeur saturante de l'eau (isotitresLiBr = 0) aux températures Tm (point 1) et Tb (point 3). Ensuite, les couples (Pb, Tm) et (Ph, Th) permettent respectivement le calcul des concentrations massiques des solutions pauvre et riche, grâce aux équations d'états de la solution. Une fois ces grandeurs déterminées, il est possible de calculer l'enthalpie de chacun des points de fonctionnement de la machine (Figure 3.6). Les différents débits circulant dans la machine sont obtenus grâce à l'indication soit :

- Des besoins de climatisation (puissance frigorifique à l'évaporateur) ;
- Des apports solaires (source chaude au désorbeur) caractérisés par les capteurs solaires et les conditions météorologiques ;
- Du débit de la pompe de circulation.

### **III.3.3.2. Variation du titre au cours du cycle :**

Le titre xc de la solution concentrée en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme Th et de l'isobare Ph (point 6). D'une manière analogue, le titre xd de la solution diluée en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme Tm et de l'isobare Pb (point 4). L'absorbeur reçoit la solution concentrée provenant du désorbeur, après que celle-ci ait été détendue dans le détendeur (6-8). Cette chute de pression se traduit par une baisse de la température due à une vaporisation partielle de la solution. L'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (8), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est refroidi, d'une part par mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part, directement par le fluide caloporteur.

### **Diagramme de Merkel :**

Le diagramme d'oldham est insuffisant pour l'étude énergétique des systèmes frigorifiques à absorption car il ne fournit pas l'enthalpie h. Le diagramme de Merkel ou diagramme h-X permet, en connaissant la température et la composition de la solution, de déterminer graphiquement l'enthalpie h. C'est un diagramme complémentaire du diagramme d'Oldham pour les machines à absorption liquide. Paramétré en "Pression - Température" pour la solution et en "Pression de vapeur" pour le fluide frigorigène, il permet de déterminer l'enthalpie de la solution et celle du fluide frigorigène.

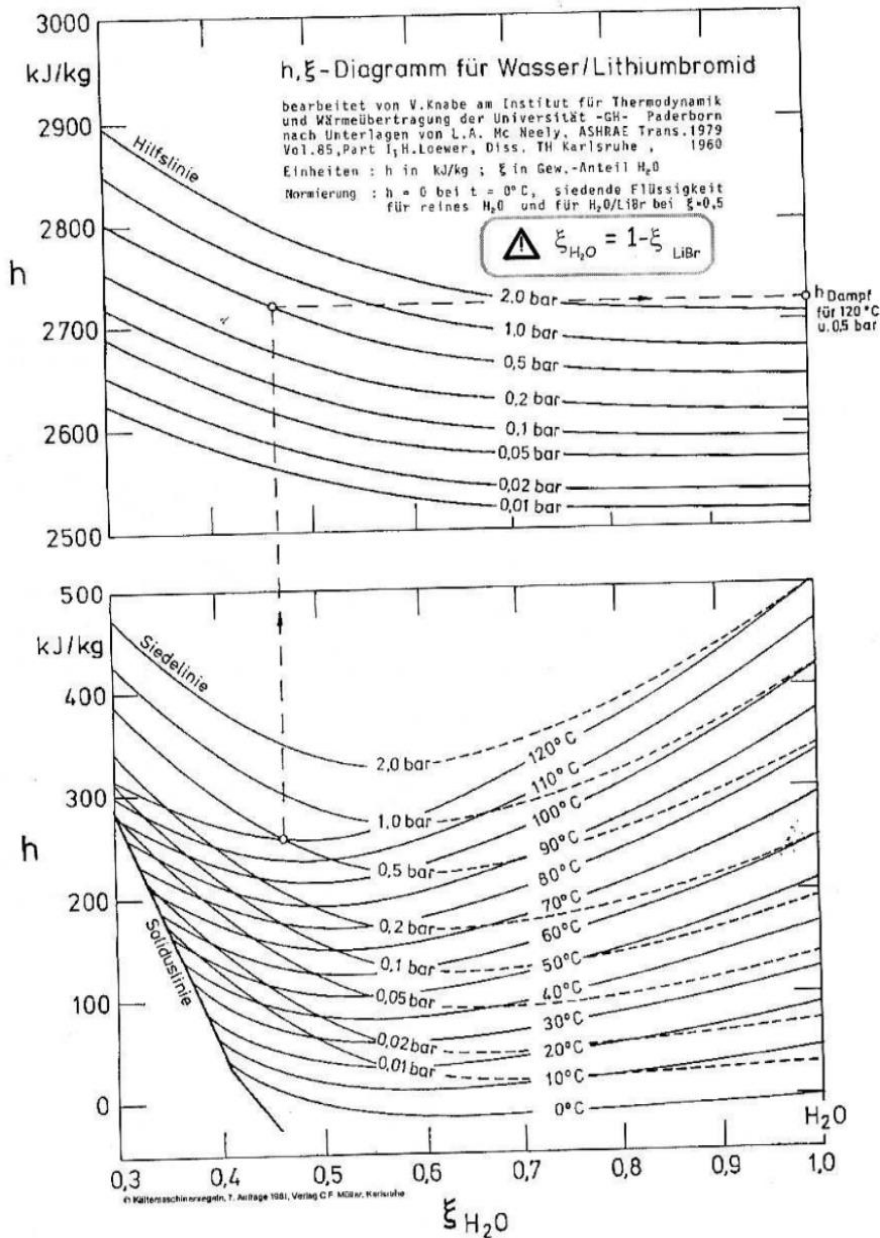


Figure III.6 : Diagramme de Merkel correspondant au mélange binaire Eau-LiBr

### III.3.3.3. Amélioration des performances du cycle par l'utilisation d'un échangeur intermédiaire :

En vue d'augmenter les performances du système à simple effet, un échangeur récupérateur de chaleur est installé entre la solution diluée sortant de l'absorbeur à  $T_m$  et la solution concentrée sortant du régénérateur à  $T_h$ . L'échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le régénérateur et de sous-refroidir la solution concentrée avant son retour vers l'absorbeur. Il réduit ainsi, les quantités de chaleur à fournir au régénérateur et à évacuer à l'absorbeur. Le cycle à étudier est représenté ainsi en figure 3.6.

### III.3.3.4. Bilans massiques et énergétiques :

L'analyse des performances des cycles à absorption est faite en tenant compte des propriétés thermodynamiques aux conditions opératoires des fluides dans chacun des composants du cycle.

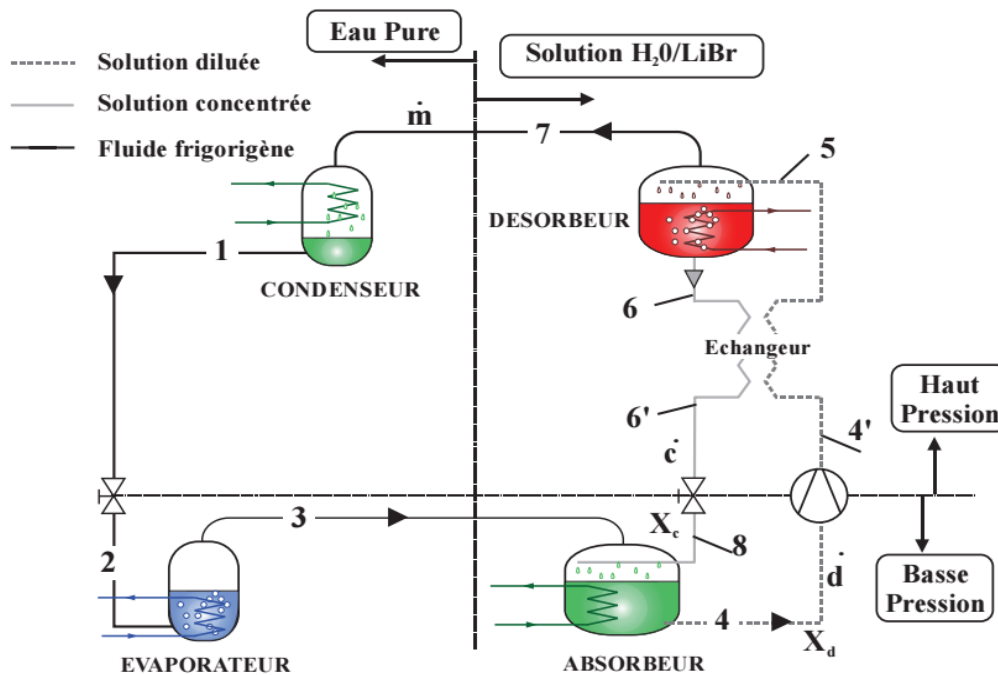


Figure III.7: schéma de fonctionnement d'une machine à absorption avec récupérateur ( $H_2O/LiBr$ ).

#### Hypothèse :

Certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites :

- Le fluide dans le condenseur et l'évaporateur est composé d'eau pure ;
- L'équilibre thermodynamique est atteint dans chaque composant ;
- On suppose que le fluide liquide dans chaque composant sort à état saturé ;
- Les variables sont supposées isotropes.
- Les pertes de charge et de chaleur des composants du cycle sont considérées comme négligeables ;
- La vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur est supposée surchauffée à la température du générateur ;
- Les pompes sont considérées isentropiques ;

- Le liquide dans l'évaporateur est évaporé totalement et seulement de la vapeur passe à l'absorbeur ;
- Les détente sont considérées isenthalpiques ;
- Les pertes exergetiques dans les échangeurs de chaleurs sont négligeables côté des fluides caloporteurs ;
- Les températures de sortie de l'absorbeur et de condenseur sont les mêmes ( $T_1 = T_4$ ).

Nous appelons  $\dot{m}$ ,  $\dot{c}$  et  $\dot{d}$  les débits massiques respectivement du fluide frigorigène, de la solution concentrée et de la solution diluée,  $x_c$  et  $x_d$ , les concentrations massiques de la solution concentrée et de la solution diluée.

**Générateur :**

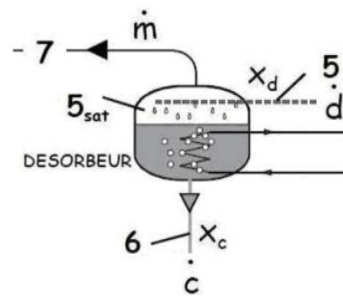


Figure III.8: Schéma du désorbeur et ses notations.

Deux bilans masses dans le cas du désorbeur (Figure 3.7) peuvent être écrits :

$$\begin{cases} \dot{m} + \dot{c} = \dot{d} & \Rightarrow \text{bilan sur la solution} \\ x_c \cdot \dot{c} = x_d \cdot \dot{d} & \Rightarrow \text{bilan sur le bromure de Lithium} \end{cases} \quad (\text{III} - 3)$$

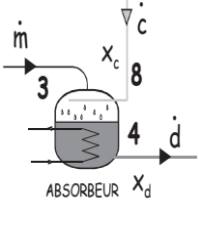
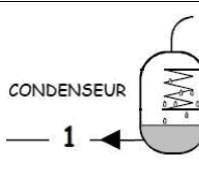
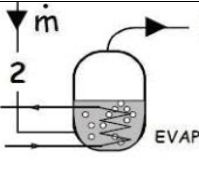
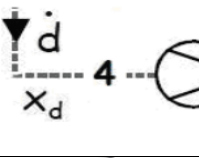
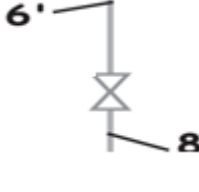
Une expression de  $\dot{c}$  et  $\dot{d}$  en fonction du débit de fluide frigorigène  $\dot{m}$  et des concentrations massiques en LiBr est déduite de ces bilans :

$$\begin{cases} \dot{c} = \dot{m} \cdot \frac{x_d}{x_c - x_d} \\ \dot{d} = \dot{m} \cdot \frac{x_c}{x_c - x_d} \end{cases} \quad (\text{III} - 4)$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, au désorbeur on obtient :

$$\dot{Q}_{\text{des}} = \dot{m} \cdot h_7 + \dot{c} \cdot h_6 - \dot{d} \cdot h_5 \quad (\text{III} - 5)$$

Même principe appliqué aux autres composants donne :

	<p><b>Bilan sur l'absorbeur :</b></p> $\dot{Q}_{abs} = \dot{d} \cdot h_4 - \dot{m} \cdot h_3 - \dot{d} \cdot h_8 \quad (\text{III.6})$
	<p><b>Bilan sur le condenseur :</b></p> $\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_7) \quad (\text{III.7})$
	<p><b>Bilan sur l'évaporateur :</b></p> $\dot{Q}_{enap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (\text{III.8})$
	<p><b>Bilan sur la pompe :</b></p> $\dot{W}_{panpe} = \dot{d} \cdot (h_{4'} - h_4) \quad (\text{III.9})$
	<p><b>Vanne d'expansion (coté solution) :</b></p> $h_{6'} = h_8 \quad (\text{III.10})$

### III.3.3.5. Le coefficient de performance de la machine à absorption :

Le coefficient de performance (COP) est défini comme le rapport de l'énergie utile à l'énergie consommée.

#### a) Le coefficient de performance de Carnot :

Le coefficient de performance limite pour un tel cycle est défini comme suit [132,133] :

$$COP_{Carnat} = \frac{\left(1 - \frac{T_{Con}}{T_{des}}\right)}{\left(\frac{T_{Con}}{T_{evp}} - 1\right)} \quad (\text{III} - 1)$$

#### b) Le coefficient de performance opérationnel :

Ainsi le coefficient opérationnel de performance de la machine, c'est à dire le rapport entre la production frigorifique  $Q_{evap}$  (l'effet utile) et la somme des consommations thermique  $Q_{des}$  et mécanique  $W_{pompe}$  s'écrit :

$$COP_{\text{absorption}} = \frac{\text{Energie utile}}{\text{Energie dépensée}} \quad (\text{III-2})$$

$$COP_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{evp}}}{Q_{\text{des}} + W_{\text{pompe}}} \quad (\text{III} - 3)$$

Ou encore :

$$COP = \frac{(h_3 - h_2)}{\left( h_7 + \frac{x_d}{x_c - x_d} \cdot h_6 - \frac{x_c}{x_c - x_d} \cdot (h_5 + h_4 - h_{4'}) \right)} \quad (\text{III} - 14)$$

### III.3.4 Analyse exergetique de la machine à absorption :

Une analyse fondée sur la deuxième loi qui calcule les performances du système sur la base de l'exergie diminuant toujours en raison de l'irréversibilité thermodynamique.

L'analyse énergétique est la combinaison de la première et de la deuxième loi de la thermodynamique et se définit comme la quantité maximale de travail d'un matériau ou d'une forme d'énergie par rapport à l'environnement.

L'exergie est donc définie comme étant le travail maximal qui peut être extrait d'une source de chaleur. Elle est conservée dans un processus idéal, mais détruite dans les processus réels.

La destruction d'exergie ( $Ex_D$ ) est une mesure quantitative du potentiel de travail perdu par rapport à celui alimenté au système. C'est la quantité de cette énergie d'entrée qui peut ne plus être utilisée pour produire un travail mécanique après le processus de transformation thermique. Elle est généralement utilisée comme un moyen d'estimer la quantité d'irréversibilité dans le système (un système réversible n'a pas de destruction exergie), et donc elle doit être minimisée en tout temps. Par conséquent, dans une analyse exergetique, les pertes représentent les pertes réelles de travail qui sont dues principalement à :

- . Dissipation (frottement).
- . Transfert de chaleur sous différence de température.
- . Expansion sans restriction.

Reprenons la figure suivante pour la détermination des flux exergetiques :

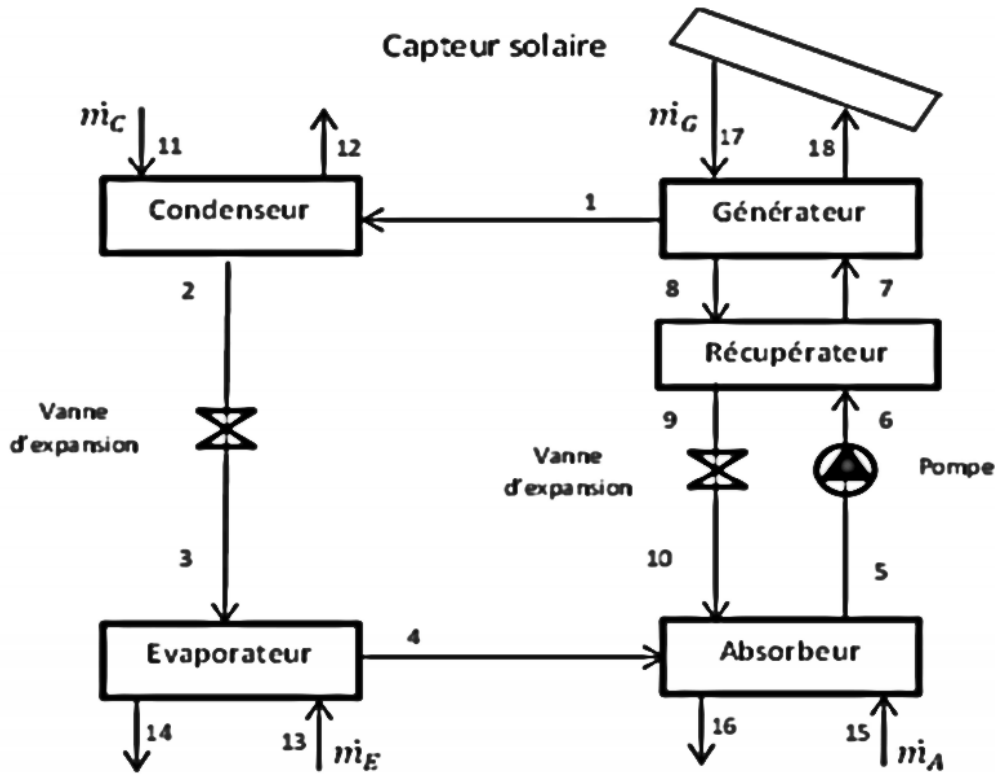


Figure III.9: Schéma de base du système de rafraîchissement solaire par absorption

La destruction de l'exergie totale du système est donnée par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{D_{tot}} = \dot{E}x_{D_{co}} + \dot{E}x_{D_{ge}} + \dot{E}x_{D_{ev}} + \dot{E}x_{D_{ab}} + \dot{E}x_{D_{po}} + \dot{E}x_{D_{ec}} + \dot{E}x_{D_{de}} \quad (\text{III} - 15)$$

Le bilan exergetique est donné ainsi, pour chaque composant, par la relation suivante :

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{générée} = \left( \sum_i \dot{m}_i e_i \right)_{\text{entrée}} - \left( \sum_i \dot{m}_i e_i \right)_{\text{sortie}} + \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} \quad (\text{III} - 16)$$

tel que :

$\dot{E}x_D$  : Taux de destruction d'exergie (exergie détruite par unité de temps, W)

$\dot{S}_{générée}$ : Taux de création d'entropie (entropie créée par unité de temps, W/K)

$T_0$ : Température ambiante (K)

$T_j$  : Température à la frontière j (là où s'effectue le transfert de chaleur, K)

$\dot{Q}_j$ : Flux de chaleur (positif quand il est dirigé vers le système considéré, W)

$\dot{W}$ : Flux de travail (positif quand il est produit par le système, W)

$m_i$  : Débit massique du flux de matière  $i$  (kg/s)

$e_i$  : Exergie spécifique massique du flux de matière  $i$  (elle comprend l'exergie physique et l'exergie chimique, J/kg)

En effet, d'après le théorème de Gouy-Stodola :

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{générée}} \quad (\text{III} - 17)$$

Où :

$\dot{I}$ : Flux de dissipation (W)

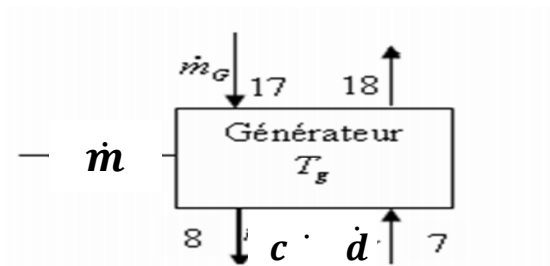
$T_0$  : Température ambiante (K)

$S_{\text{générée}}$ : Flux d'entropie créée (W/K)

Le calcul de l'exergie détruite impose l'application de l'équation du bilan exergetique à chaque appareil de la machine.

### III.3.4 .1flux exergetiques et entropies créées :

**Bilan exergetique au générateur :**



L'exergie du flux de masse qui pénètre dans le Générateur s'écrit comme suit :

$$\left( \sum_i \dot{m}_{i,G} e_{i,G} \right)_{\text{entrée}} = \dot{c} [(h_7 - h_{0,r}) - T_0 (s_7 - s_{0,r})] + \dot{m}_G [(h_{17} - h_{0,G}) - T_0 (s_{17} - s_{0,G})]$$

$$(\text{III} - 18)$$

L'exergie du flux de masse qui sort étant :

$$\begin{aligned} (\sum_1 \dot{m}_{i,G} e_{i,G})_{\text{sortie}} = & \\ \dot{m}[(h_1 - h_{0,G}) - T_0(s_1 - s_{0,G})] + \dot{c}[(h_8 - h_{0,p}) - T_0(s_8 - s_{0,p})] & \\ + \dot{m}_G[(h_{18} - h_{0,G}) - T_0(s_{18} - s_{0,G})] & \end{aligned} \quad (\text{III} - 19)$$

En appliquant l'équation (3.16) et en tenant compte des deux équations (3.18, 3.19) on trouve l'exergie détruite au Générateur :

$$\dot{E}x_{D,G} = T_0[\dot{d}(s_8 - s_7) + \dot{m}(s_1 - s_8) + \dot{m}_G(s_{18} - s_{17})] \quad (\text{III} - 20)$$

L'entropie produite ainsi par le générateur s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{\text{générée, } G} = [\dot{d}(s_8 - s_7) + \dot{m}(s_1 - s_8) + \dot{m}_G(s_{18} - s_{17})] \quad (\text{III} - 21)$$

Par application du meme bilan exergétique aux autres composants on aura :

**Absorbeur :**

$$\dot{E}x_{D,A} = T_0[\dot{m}(s_{10} - s_4) + \dot{d}(s_5 - s_{10}) + \dot{m}_A(s_{16} - s_{15})] \quad (\text{III} - 22)$$

$$\dot{S}_{g \text{ générée, } A} = [\dot{m}(s_{10} - s_4) + \dot{d}(s_5 - s_{10}) + \dot{m}_A(s_{16} - s_{15})] \quad (\text{III} - 23)$$

**Pompe :**

$$\dot{E}x_{D,POMP} = T_0 \dot{d}(s_6 - s_5) \quad (\text{III} - 24)$$

$$\dot{S}_{\text{générée, } POMP} = \dot{d}(s_6 - s_5) \quad (\text{III} - 25)$$

**Echangeur de chaleur :**

$$\dot{E}x_{D,ECH} = T_0[\dot{c}(s_9 - s_8) + \dot{d}(s_7 - s_6)] \quad (\text{III} - 26)$$

$$\dot{S}_{g \text{ générée, } ECH} = \dot{c}(s_9 - s_8) + \dot{d}(s_7 - s_6) \quad (\text{III} - 27)$$

**Condenseur :**

$$\dot{E}x_{D,C} = T_0[\dot{m}(s_2 - s_1) + \dot{m}_C(s_{12} - s_{11})] \quad (\text{III} - 28)$$

$$\dot{S}_{\text{générée, } C} = [\dot{m}(s_2 - s_1) + \dot{m}_C(s_{12} - s_{11})] \quad (\text{III} - 29)$$

**Vanne d'expansion coté réfrigérant :**

$$\dot{E}x_{D,VR} = T_0 \dot{m}(s_3 - s_2) \quad (\text{III} - 30)$$

$$\dot{S}_g \text{ \textit{générée, VR} } = \dot{m}(s_3 - s_2) \quad (\text{III} - 31)$$

**Evaporateur :**

$$\dot{E}x_{D,E} = T_0 [\dot{m}(s_4 - s_3) + \dot{m}_E(s_{14} - s_{13})] \quad (\text{III} - 32)$$

$$\dot{S}_g \text{ \textit{générée, E} } = [\dot{m}(s_4 - s_3) + \dot{m}_E(s_{14} - s_{13})] \quad (\text{III} - 33)$$

**Vanne d'expansion coté solution :**

$$\dot{E}x_{D,VS} = T_0 \dot{c}(s_{10} - s_9) \quad (\text{III} - 34)$$

$$\dot{S}_g \text{ \textit{générée, VS} } = \dot{c}(s_{10} - s_9) \quad (\text{III} - 35)$$

En additionnant la destruction d'exergie de tous les composants, on aboutit à la destruction d'exergie totale dans l'installation et de même pour l'entropie totale de l'installation.

### III.3.4.2. Le rendement exergetique de la machine à absorption :

L'ECOP du système représente l'efficacité du système en ce qui concerne l'usage de l'exergie. Il est défini comme le rapport de l'exergie utile à l'exergie investie et il doit également être maximisé.

$$\text{ECOP} = \frac{\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right)}{\dot{Q}_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right) + \dot{W}_{pom}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D_{tot}}}{\dot{Q}_{ge} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}}\right) + \dot{W}_{pom}} \quad (\text{III-36})$$

**Le taux de circulation :**

Le taux de circulation représente le rapport du débit massique total de la solution, faible en absorbant entrant dans le générateur, au débit massique de vapeur de fluide frigorigène sortant du générateur. Le taux de circulation donne une indication de la taille de la machine à absorption par unité de production de chaleur, généralement l'objectif recherché est de minimiser cette valeur :

$$\text{TC} = \frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_{ref}} \quad (\text{III.37})$$

A partir du bilan de matière dans l'absorbeur ou le générateur, le TC peut être réécrit en termes de la concentration des solutions, telles que :

$$TC = \frac{X_{ge} - X_{ref}}{X_{ge} - X_{ab}} \quad (III - 38)$$

En supposant que l'absorbant ne s'évapore pas ou qu'il est empêché de circuler en dehors de l'absorbeur et du générateur par la rectification du réfrigérant,  $X_{ref}$  est nul. Par conséquent, TC peut être réécrit comme :

$$TC = \frac{x_{ge}}{x_{ge} - x_{ab}} \quad (III-39)$$

### III.3.5 . Bilan global de la solution :

#### a) L'eau pure :

La pression de vapeur saturante de l'eau est la pression à laquelle la vapeur d'eau est en équilibre thermodynamique avec son état condensé. Lorsque la pression partielle de la vapeur d'eau devient plus grande, la vapeur se condense.

La pression d'équilibre  $p_s$  en [kPa] ,en fonction de la température de saturation  $T_s$  en [K],pour le réfrigérant  $H_2O$  est exprimée sous la forme suivante [119] :

$$\log_{10}(p_s) = 7,05 - \frac{1596,46}{T_s} - \frac{104095,5}{T_s^2} \quad (III - 40)$$

L'enthalpie du liquide  $h_l$  et de la vapeur saturée d'eau  $h_v$ ,en [kJ/kg] sont reliées à la température de saturation  $T$  en [°C] par les équations suivante [120] :

$$h_l(T_s) = 4,19 \cdot T_s \quad (III - 41)$$

$$h_v(T_s) = 2500,559 + 1,88060937 \cdot T_s - 0,00125397 \cdot T_s^2 \quad (III - 42)$$

La vapeur d'eau surchauffée est obtenue en chauffant la vapeur d'eau sèche (saturée) ou humide au-delà de son point de saturation. Ainsi, la température de la vapeur surchauffée est supérieure à celle de la vapeur saturée alors que sa masse volumique est inférieure à celle-ci pour une même pression. Dans notre application, la vapeur d'eau au point (7) se trouve dans la région de vapeur surchauffée.

L'enthalpie de vapeur surchauffée  $h_{vs}$  en [kJ/kg] est calculée en fonction de la pression  $p$  et la température  $T$  par l'équation suivante [121] :

$$h_{vs}(T, p) = h_v(T_p) + C_p \cdot (T - T_p) \quad (\text{III} - 43)$$

Avec :

$T_p$  : La température de saturation à la pression  $p$  en [°C].

$C_p$  : La capacité calorifique de la vapeur surchauffée [kJ/kg.K] en fonction de la pression  $p$  en [MPa], la température de saturation  $T_p$  et la température de surchauffe  $T$ .

La capacité calorifique peut être calculée par l'équation suivante [121] :

$$C_p = A_1 + A_2 \cdot (T - T_p) + A_3 \cdot \frac{1 - \exp\left(\frac{T - T_p}{-A_0}\right)}{T - T_p} \quad (\text{III} - 44)$$

Les constantes  $A_0, A_1, A_2$  et  $A_3$  sont données par les expressions suivantes :

$$A_i = \sum_{j=0}^n a_{i,j} \cdot p^j$$

Et pour  $A_3$  :

$$A_3 = \sum_{j=0}^n a_{3,j} \cdot T^j \quad (\text{III- 45})$$

Les constantes  $a_i$ , sont données dans le tableau III.1.

L'enthalpie de changement d'état ou chaleur latente d'un corps pur se définit par la variation d'enthalpie de saturation vapeur et liquide qui accompagne le passage du système d'un état à un autre.

$a_{i,j}$	$i = 0$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$
$j = 0$	2 041,210	1,610693	$3,383117 \times 10^{-4}$	1 707,820
$j = 1$	-40,40021	$5,472051 \times 10^{-2}$	$-1,975736 \times 10^{-5}$	-16,994196
$j = 2$	-0,480950	$7,517537 \times 10^{-4}$	$-2,874090 \times 10^{-7}$	$6,2746295 \times 10^{-2}$
$j = 3$	0	0	0	$-1,0284259 \times 10^{-4}$
$j = 4$	0	0	0	$6,4561298 \times 10^{-8}$

**Tableau III.1 : Constantes des expressions  $A_i$  et  $A_3$  [119]**

**b) La solution (H<sub>2</sub>O/ LiBr) :**

Pour le couple(H<sub>2</sub>O/ LiBr) , l'ASHRAE[119] propose les équations (III.32) et (III.3), établies en généralisant au mélange la loi de tension saturante du réfrigérant (l'eau), dans laquelle la température de l'eau  $T$  en [K] est remplacée par une fonction linéaire de la température de réfrigérant  $T_r$  en [K]. La pression  $p$  est exprimée à partir du logarithme décimal en [kPa], et  $x$  la fraction massique du mélange en LiBr :

$$\log_{10}(p) = 7.05 - \frac{1596.46}{T_r} - \frac{104095,5}{T_r^2} \quad (\text{III} - 46)$$

$$T_r = \frac{(T - 273,16) - \sum_0^3 B_i \cdot x^i}{\sum_0^3 A_i \cdot x^i} + 273,16$$

Les coefficients  $A_i$  et  $B_i$  sont donnés dans le tableau III.2.

i	A	B
0	-2,00755	124,937
1	0,16976	-7,71649
2	-0,003133362	0,152286
3	0,0000197668	-0,0007959

**Tableau III.2 : Constantes des expressions  $A_i$  et  $B_i$  [119]**

L'enthalpie  $h_s$  en (KJ/Kg) de la solution H<sub>2</sub>O/LiBr se calcule, en fonction de la température de solution  $T$  ( en C°) et le titre  $X$  (entre 0 et 1), par l'équation suivante [119]:

$$h_s = \sum_0^4 A_i \cdot x^i + T \cdot \sum_0^4 B_i \cdot x^i + T^2 \cdot \sum_0^4 C_i \cdot x^i \quad (\text{III} - 47)$$

Les constantes  $A_i$ ,  $B_i$  et  $C_i$  sont représentées dans le tableau III.3.

	A	B	C
0	-2024,33	18,2829	-3,7008214 x10 <sup>-2</sup>
1	163,309	-1,1691757	2,8877666 x10 <sup>-3</sup>
2	-4,88161	3,248041 x10 <sup>-2</sup>	-8,1313015 x10 <sup>-5</sup>
3	6,302948 x10 <sup>-2</sup>	-4,034184 x10 <sup>-4</sup>	9,9116628 x10 <sup>-7</sup>
4	-2,913705 x10 <sup>-4</sup>	1,8520569 x10 <sup>-4</sup>	-4,4441207 x10 <sup>-9</sup>

**Tableau III.3 : les constantes de l'équation de l'enthalpie de solution(119).**

A toutes ces équations, nous devons rajouter une équation pour prendre en compte la cristallisation de la solution. En effet, dans certains cas, en particulier à basse pression et haute concentration en bromure de lithium, la solution se cristallise. Les équations qui régissent ce phénomène sont présentées dans le tableau III-1 [143] :

Domaine de validité	Température de cristallisation
$X < 0$	0
$0 < X < 20$	$-0.1 * X - 0.025 * X^2$
$20 < X < 39.2$	$-24.804347826087 + 2.43369565217391 * X - 0.0896739130434783 * X^2$
$39.2 < X < 49.2$	$-434.48275862069 + 15.3685385878489 * X - 0.15303776683087 * X^2$
$49.2 < X < 57.37$	$-1286.15172413793 + X * 41.6625287356322 * X - 0.335632183908046 * X^2$
$57.37 < X < 65.16$	$-1336.1 + 39.043 * X - 0.2748 * X^2$
$65.16 < X < 70$	$-6266.7 + 175.74 * X - 1.2114 * X^2$

Tableau III.4 : Equations régissant la cristallisation de la solution

### III.3.4. Modèle de l'échangeur de chaleur :

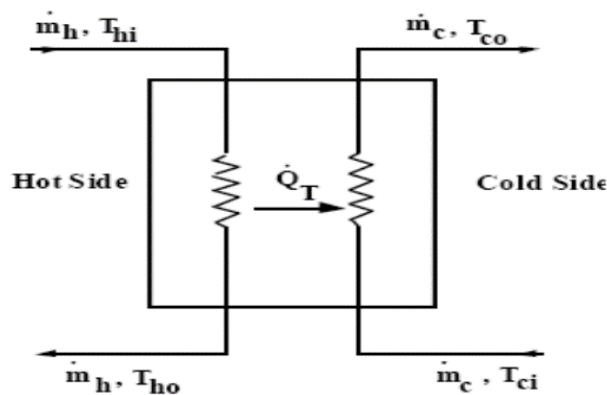


Figure III.10: Paramètres d'entrée – sortie de l'échangeur

Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le désorbeur et de sous-refroidir la solution concentrée avant sa détente. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au désorbeur ( $Q_{desorb}$ ) et à évacuer à l'absorbeur ( $Q_{abs}$ ). Cet échangeur peut être caractérisé par son efficacité supposée constante pour la simulation :

$$\varepsilon = \frac{Q_T}{Q_{max}} = \frac{Q_T}{\min(\dot{m}Cp_c, \dot{m}Cp_h)(T_{h,t} - T_{c,t})} \quad (\text{III} - 48)$$

$Q_T$  : la chaleur totale transférée entre les fluides.

Les débits massiques sont égaux, et la chaleur spécifique de la solution dans chaque côté de l'échangeur sont supposées constantes sur cette plage de température, ce qui donne l'équation de la forme suivante:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{HX} &= \frac{\dot{m}_{sol, in, r} \cdot Cp_{sol, in, r} (T_{sol, out, r} - T_{sol, out, HX})}{\dot{m}_{sol, out, r} \cdot Cp_{sol, out, r} (T_{sol, out, r} - T_{sol, in, HX})} \\ &= \frac{T_{sol, out, r} - T_{sol, out, HX}}{T_{sol, out, r} - T_{sol, in, HX}} \end{aligned} \quad (III-49)$$

sol : solution

HX : échangeur de chaleur

in : entrée

out sortie

Au final , l'expression de l'efficacité de ce système est :

$$\varepsilon = \frac{T_{6'} - T_6}{T_{4'} - T_6} \quad (III-50)$$

Ce qui permet d'estimer la température de la solution concentrée avant détente T6'. L'état de la solution diluée à l'entrée du désorbeur est, quant à lui, déduit du bilan enthalpique effectué sur l'échangeur :

$$\dot{c} \cdot (h_{6'} - h_6) - \dot{d} \cdot (h_{4'} - h_5) = 0 \quad (III - 51)$$

L'ajout de cet échangeur permet d'améliorer les performances de ce système par rapport au système sans récupérateur. En effet, le COP<sub>th</sub> vaut à présent environ 0.8 avec un échangeur dont l'efficacité est de 50%. A Joudi et al[126], dans les mêmes conditions de fonctionnement que précédemment.

### III.3.5 Modèle de tour de refroidissement :

La modélisation théorique des tours de refroidissement est assez complexe compte tenu de la multiplicité des transferts qui y prennent place. Nous présentons dans ce qui suit les bilans massiques et énergétiques de la tour à chicanes.

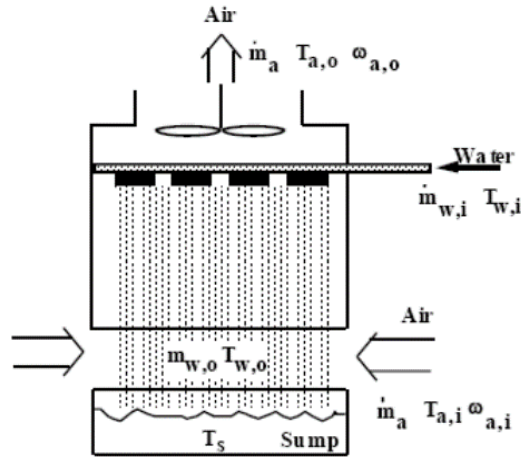


Figure III.11: Paramètres de la tour de refroidissement.

**Bilan massique :**

$$m_{w, out} = m_{w, in} m_a (\omega_{a, out} - \omega_{a, i})$$

**La chaleur dégagée:**

$$Q_{cell} = \varepsilon_a m_a (h_{w, in} - h_{a, in}) \quad (III-52)$$

Le modèle de simulation, pour évaluer la performance de la tour de refroidissement, se base sur la méthode Braun (1988), [123] et aussi sur le modèle de Merkel.

Les hypothèses généralement faites par Merkel, sont :

- l'air sortant de la tour est quasiment saturé ;
- le film interstitiel est de l'air saturé d'humidité, à la température de l'eau ;
- la résistance thermique côté liquide est négligée devant celle côté air.

Ces hypothèses permettent d'aboutir à un modèle dans lequel la principale caractéristique de la tour est un Nombre d'Unité de Transfert (NTU), résultant de l'équation suivante :

$$NTU = \int \frac{c_{p_w} \Delta T_w}{(q'_{sat}(t^n) - q'_{sat}(t_a))} \quad (III-53)$$

Tel que, NTU est fonction des variables suivantes :

- le rapport du débit massique d'eau au débit massique d'air ;

- la température humide de l'air à l'entrée de la tour ;

- la température de l'eau à l'entrée et à la sortie.

Le nombre d'unité de transfert (NTU) est donné par l'équation suivante :

$$NTU = c \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^{n+1} \quad (\text{III-54})$$

Où :

n et c, sont des paramètres particuliers de la tour de refroidissement.

L'efficacité de la Tour de refroidissement à contre-courant est définie par :

$$\varepsilon_{aur} = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - m^*))}{1 - m^* \exp(-NTU(1 - m^*))} \quad (\text{III - 55})$$

Où  $m^*$  est nommé rapport de capacité est donné par :

$$m^* = \frac{\dot{m}_{air} C_s}{\dot{m}_{cw,in} C_{p_{cw}}} \quad (\text{III-56})$$

La chaleur spécifique à saturation,  $C_s$ , est calculée par le rapport de la variation d'enthalpie de l'eau de refroidissement à la variation de la température de l'eau de refroidissement.

### III.3.6. Modélisation Aéro-réfrigérant et Ventilo-convecteurs :

La modélisation de chacun des échangeurs air/eau (aéro-réfrigérant et ventilo-convecteurs) est réalisée grâce à l'application du premier principe de la thermodynamique et les hypothèses suivantes :

- La température de sortie du fluide caloporteur est égale à celle de l'eau à l'intérieur de l'échangeur,
- La masse d'eau équivalente à la masse de l'échangeur est ajoutée à celle du fluide caloporteur présente dans celui-ci.

On obtient, dans le cas de l'aéroréfrigérant, l'équation suivante :

$$M_{\text{eau acro}} \cdot \frac{du_{\text{eau acro}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{aero}} + \dot{W}_{\text{pertes chugges}} + \dot{m}_{\text{abs/comd}} \cdot C_{p_{\text{eau}}} \cdot (T_{\text{entree aero}} - T_{\text{sortie aero}}) \quad (\text{III-57})$$

Et dans le cas des ventilo-convecteurs :

$$M_{\text{eau vent-conv}} \cdot \frac{du_{\text{eau vent-conv}}}{dt} = Q_{\text{vent-conv}} + W_{\text{pert charg}} + m_{\text{ventilo-conv}} \cdot Cp_{\text{eau}} \cdot (T_{\text{e vent-conv}} - T_{\text{s vent-conv}}) \quad (\text{III-58})$$

Pour les ventilo-convecteurs montés en parallèles on prend :

$$m_{\text{ventilo-conv}} = \frac{m_{\text{evap}}}{2} \quad (\text{III-59})$$

L'effecacité d'un échangeur air/eau à courants croisés obéit à la loi :

$$\varepsilon_{\text{aéro}} = \frac{1 - e^{-C(1 - e^{-NUT})}}{C} \quad (\text{III-60})$$

Avec :

$$C = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} \\ C_{\text{min}} = \dot{m}_{\text{air}} \cdot Cp_{\text{air}} \quad (\text{III-61}) \\ C_{\text{max}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot Cp_{\text{eau}}$$

$m_{\text{air}}$  est le débit d'air généré par le ventilateur de l'aéro réfrigérant

$m_{\text{ref}}$  représente le débit d'eau de refroidissement circulant dans l'aéro-réfrigérant et tel que le nombre d'unité de transferts NUT est régi par l'équation suivante :

$$NUT = \frac{US}{C_{\text{min}}} \quad (\text{III-62})$$

Pour évaluer la quantité de chaleur transférée par ces échangeurs de chaleur air/eau ( $Q_{\text{aéro}}$  et  $Q_{\text{ventilo-conv}}$ ), la méthode utilisée repose sur la notion d'efficacité [127,128]. On déduit alors :

$$\dot{Q}_{\text{aéro}} = \frac{1 - e^{-C(1 - e^{-NUT})}}{C} \cdot C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{entrée aéro}} - T_{\text{ext}}) \quad (\text{III-63})$$

Ces expressions peuvent également être écrites dans le cas des ventilo-convecteurs.

Par conséquent, on en déduit que le flux de chaleur échangé par chacun des ventilo-convecteurs

s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{ventil-conv}} = \frac{1 - e^{(-c \cdot (1 - e^{(-NUT)})})}}{c} \cdot C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{entrée ventito-conv}} - T_{\text{int}}) \quad (\text{III-64})$$

Ces facteurs US dépendent de la surface d'échange et de la qualité du transfert thermique qui a lieu au sein de l'échangeur. Ils ont été évalués à 4500 W/K pour l'aéroréfrigérant et 1500 W/K pour chacun des ventilo-convecteurs grâce aux données fournies par les constructeurs[127-128].

### III.3.7. Modélisation de la canalisation :

Les canalisations permettent la connexion des différents éléments actifs du système. Il est possible d'évaluer simplement les déperditions de chaleur de la canalisation, connaissant la résistance thermique de son enveloppe, la température ambiante et les caractéristiques du flux d'eau entrant dans la canalisation (température et débit). L'inertie du tube est remplacée par une masse d'eau équivalente, ajoutée à celle de l'eau. Par conséquent, la modélisation de chacune des canalisations est réalisée grâce à l'application du premier principe de la thermodynamique et en considérant que la température de sortie de la canalisation est égale à celle de l'eau à l'intérieur. Par exemple, dans le cas du circuit de distribution, c'est à dire réalisant la liaison entre l'évaporateur de la machine et les ventilo-convecteurs, on obtient les équations suivantes :

➤ Pour le circuit aller :

$$\begin{aligned} M_{\text{aller distri}} \cdot \frac{du_{\text{aller distri}}}{dt} &= \dot{Q}_{\text{aller distri}} + \dot{W}_{\text{pertes charges}} + \dot{m}_{\text{erap}} \cdot C p_{\text{eaw}} \\ &\cdot (T_{\text{entrée tube aller}} - T_{\text{sortie tube aller}}) \end{aligned} \quad (\text{III} - 65)$$

➤ Pour le circuit retour :

$$\begin{aligned} M_{\text{retour distri}} \cdot \frac{du_{\text{retour distri}}}{dt} &= \dot{Q}_{\text{retour distri}} + \dot{W}_{\text{pertes charges}} + \dot{m}_{\text{evap}} \cdot C p_{\text{eaus}} \cdot (T_{\text{entree t tube retour}} - \\ &T_{\text{sartie tube refour}}) \end{aligned} \quad (\text{III} - 66)$$

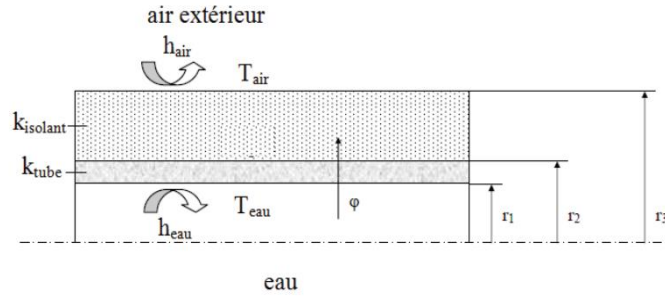


Figure III 12: Transferts de chaleur au sein d'une canalisation

La méthode utilisée généralement pour l'estimation de la quantité de chaleur échangée entre le fluide caloporteur des différents circuits repose sur l'évaluation de la résistance thermique de chacun des tronçons de la canalisation [129]. Les résistances considérées pour chaque canalisation : convection forcée du fluide interne (eau), conduction du tube (cuivre), conduction de l'isolant (gaine isolante) et convection naturelle du fluide externe (air) sont présentes sur la **Figure III .9.** Par conséquent, on en déduit l'expression du flux de chaleur échangé entre le fluide caloporteur du circuit d'eau glacée et l'air extérieur suivante :

$$\dot{Q}_{\text{aller distri}} = \frac{T_{\text{eau aller}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{totale}}} = \frac{T_{\text{eau aller}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{conv int}} + R_{\text{cond tube}} + R_{\text{cond botant}} + R_{\text{conv ext}}}$$

Soit :

$$\dot{Q}_{\text{aller distri}} = \frac{T_{\text{eau aller}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{2 \cdot h_{\text{eau}} \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tube}} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{isolant}} \cdot L} + \frac{1}{2 \cdot h_{\text{air}} \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L}}$$

L'estimation de l'énergie transmise au fluide caloporteur, réalisée par la pompe, est basée sur l'évaluation des pertes de charge et le débit volumique en considérant l'expression suivante :

$$\dot{W}_{\text{pertes charges}} = \frac{H_m \cdot \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \dot{Q}_v}{\eta_{\text{hydrau}}} \quad (\text{III} - 67)$$

Avec  $H_m$  les pertes de charge [m],  $\rho_{\text{eau}}$  la masse volumique du fluide caloporteur [kg/m<sup>3</sup>],  $g$  l'accélération de la gravité [m/s<sup>2</sup>] et  $\dot{Q}_v$  le débit volumique [m<sup>3</sup>/s].

### **III.4. Cercles de problèmes inhérents à la génération du froid par absorption :**

Indépendamment des architectures des cycles à absorption, les machines existantes rencontrent un cercle de problèmes, tels que : la corrosion prématurée, la toxicité en cas de fuite et des niveaux de pression contraignants très éloignés de la pression atmosphérique. Le problème majeur qui se pose en plus est la cristallisation des sels. Pour remédier à ce processus et afin d'éviter tout dommage surtout à l'entrée de la pompe (sortie de l'absorbeur) et dans le détendeur de solution (entrée de l'absorbeur), il faut bien connaître la forme de la ligne de cristallisation, en particulier au-dessus de la température 0 °C de réfrigérant.

La corrélation citée par **M. Azhar et al [130]** pour le couple H<sub>2</sub>O/ LiBr en fonction de la température de la solution entre 300 et 375 est donnée sous la forme :

$$x_{cr} = 0,098459 \cdot (T - 273,15) + 59,7995 \quad \text{(III-68)}$$

Au-dessus de la température 375 K, toute solution à une concentration de LiBr supérieur à 70% est définie comme un état de cristallisation.

Hormis les fluides de travail utilisés dans les systèmes à absorption, les limites opérationnelles de celles-ci posent encore une autre problématique. Les cycles à absorption fonctionnent dans des intervalles de température très limités. Le cycle de réfrigération simple effet ne peut pas atteindre une température inférieure à -15°C à un COP acceptable par l'industrie. Il est nécessaire de créer d'autres configurations des machines à absorption qui peuvent répondre à cette problématique, tout en restant simples et en évitant la complexité et le chargement des cycles imbriqués (e.g. machines à triple effet).

Ces conditions de fonctionnement ont été considérées de façon très ponctuelle par les divers auteurs à leurs cycles spécifiques dans leurs cas d'application.

Tous ces problèmes sont causés par les fluides conventionnels, l'eau/Bromure de lithium et l'Ammoniaque/Eau. Des solutions techniques ainsi que des modèles de conception, applicables avec tous les mélanges de fluides organiques, sont proposés. Ces modèles sont implémentés dans des outils d'aide à la décision. Le choix des fluides à tester est basé sur des critères techniques et des critères environnementaux.

Le choix des architectures et des paires de fluides de travail des cycles à absorption n'est pas suffisant pour atteindre les objectifs ciblés. Il est donc nécessaire d'étudier les phénomènes

qui se déroulent dans les composants des cycles peu étudiés, tels que l'absorption (existante dans tous les cycles à absorption), et le découplage en termes de pression entre l'évaporateur et l'absorbeur. A noter encore deux inconvénients majeurs qui méritent d'être mis en avant.

Le premier réside dans le fait que, comme pour tout produit technologiquement innovant, et relativement rare, son prix reste relativement élevé.

Ainsi, ces dispositifs n'étant pas encore totalement démocratisés, ils restent chers à l'achat, malgré le fait qu'une acquisition sera rapidement amorti au regard des économies qu'elle permettra de réaliser.

Le second inconvénient est intrinsèquement lié à la nature du produit. Ainsi, la climatisation solaire s'appuyant justement sur l'énergie solaire, elle ne fonctionnera pas la nuit. Cependant, nous pouvons légitimement penser que cela représente un avantage dans la mesure où la demande de production de froid correspondra, dans le temps, aux fortes chaleurs de la journée.

Ne consommant aucune énergie, efficace et verte, la climatisation solaire deviendra, sans aucun doute, et dans un futur proche, un produit phare.

### **III.5. Conclusion du chapitre :**

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude thermodynamique d'une unité de rafraîchissement solaire. Les composants et les schémas types d'un tel système sont présentés, entre autres :

- Le champ de capteurs solaires,
- Le réservoir de stockage,
- L'aéro-réfrigérant,
- Les ventilo-convecteurs,
- La machine à absorption,
- Toutes les canalisations qui relient ces composants entre eux.

Un schéma initial basé sur tous les sous-systèmes a été ensuite élaboré. Les principes de la modélisation des composants principaux du système sont ainsi présentés.

Cette modélisation globale nous permet de réaliser des études visant à caractériser le fonctionnement de la centrale à absorption, couplée au bâtiment, et de mettre en évidence des améliorations relatives à sa conception.

Le travail réalisé dans ce chapitre permet ainsi, de donner une vue globale de l'interaction des conditions de fonctionnement des cycles et de préciser les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques à étudier sur les cycles pour améliorer leurs performances.

***Chapitre IV :***  
***Environnement de simulation***  
***et les approches de la***  
***modélisation du système***

### **IV.1.Introduction :**

L'étude des systèmes de rafraîchissement solaire peut passer par une approche purement fondamentale, en développant des modèles numériques qui permettent de prédire le comportement des divers éléments de l'installation [130 ; 131 ; 132]. Effectivement, la simulation numérique offre la possibilité d'analyser de manière virtuelle des systèmes physiques et de vérifier de manière efficace la validité des solutions proposées [133 ; 134]. La simulation numérique repose donc sur la validité des modèles développés, qui doivent traduire avec pertinence les phénomènes physiques afin de prédire le mieux possible le comportement des systèmes étudiés. Ainsi, cette approche demeure la plus appropriée pour appréhender le fonctionnement des systèmes dans le but d'améliorer leurs performances.

L'objectif final de notre travail de modélisation est d'évaluer la production frigorifique, la consommation et bien évidemment les performances globales de notre installation de rafraîchissement solaire en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure, occupation du bâtiment...). Étant donné que ces paramètres varient considérablement d'un moment à l'autre, la modélisation en régime dynamique paraît inévitable afin de prendre en compte, de manière précise, tous les phénomènes physiques liés à notre problème.

Ce chapitre traite ainsi l'utilisation de l'environnement de simulation TRNSYS 16 pour les composants de cette installation du rafraîchissement solaire.

### **IV.2. Environnement d'analyse du système et de simulation :**

On a choisi de simuler un modèle d'installation de rafraîchissement solaire sous l'environnement TRNSYS. Ce modèle choisi est fonctionnel au niveau de l'institut de Génie civil à l'université de la Réunion en France (figure 4.1). Pour fonctionner, le modèle a besoin des données climatiques (ensoleillement, température extérieure...etc) le site choisi pour ces données météorologiques est celui de Bechar en Algérie.

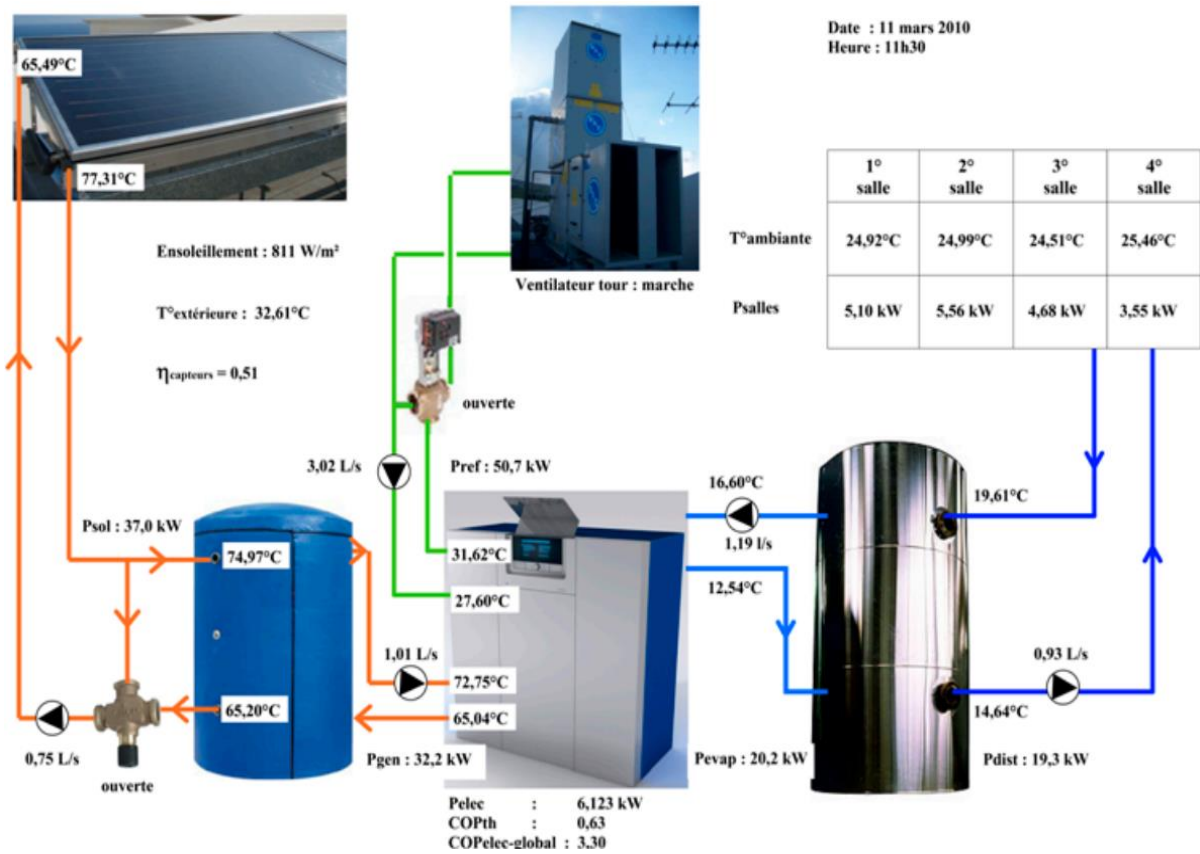


Figure IV.1 : Synoptique de l'installation avec affichage des principales variables en temps réel [136]

#### IV.2.1. Environnement de simulation TRNSYS :

**TRNSYS (TraNsient System Simulation program)** est un environnement de simulation des systèmes énergétiques, initialement développé par l'Université de Wisconsin-Madison et du Colorado dans le but de simuler des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire. Ce logiciel est un programme qui réalise des simulations dynamiques en se basant sur une approche modulaire. Les modèles sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties des modules, appelées aussi « TYPE ». Malgré son initiale application axée sur les systèmes énergétiques solaires, le logiciel intègre désormais des types liés aux autres énergies renouvelables et au calcul énergétique des bâtiments.

Il inclut les applications suivantes dans sa bibliothèque par défaut : le système solaire photovoltaïque et thermique, les systèmes relatifs aux énergies renouvelables, les systèmes de ventilation, de chauffage et de climatisation, avec les différents équipements nécessaires à chaque type de système, y compris accessoires et pompes.

Les grandes majorités des simulations sont basées sur l'évaluation de la performance des systèmes d'énergie thermique et électrique. TRNSYS peut aussi bien être utilisé pour modéliser d'autres systèmes dynamiques tels que, des processus biologiques ou des flux en mouvement.

La bibliothèque standard comprend 150 modèles en multi-zone tels que, l'éolien, le solaire, les équipements de ventilation, chauffage et climatisation, ainsi que des situations géographiques et processeurs de données météo. Ce logiciel permet d'élargir la capacité des modèles de l'environnement existant et de modifier leurs composants.

L'objectif général d'un programme de simulation est de prédire et d'analyser le comportement d'un système physique. La simulation numérique donne la flexibilité de faire varier différents paramètres d'un système en vue de contrôler son comportement et corriger ainsi le système étudié.

Une simulation chemine généralement les étapes suivantes :

- Décrire le système, en définissant tous les sous-systèmes qui le composent,
- délimiter le domaine d'étude souhaité et poser les objectifs de la simulation.
- Ecrire les modèles nécessaires. Cette étape se réalise en langage de programmation de base (C, C++, FORTRAN, etc...) ou en langage intégré au solveur (e.g. MATLAB). Cette étape peut se simplifier en choisissant des modèles présents dans des bibliothèques préexistantes.
- Intégrer ces modèles dans un environnement de simulation spécifique ouvert (TRNSYS, Ca-Sis, SPARK, HVACSIM, etc...) qui facilitera l'intégration des modèles.

En effet, ces logiciels comprennent des interfaces d'utilisation graphiques qui permettent un gain de temps et de convivialité lors de la manipulation de la simulation. Choisir les outils adaptés. TRNSYS est adapté à une analyse détaillée de tout système thermique.

**Avantages du logiciel TRNSYS:**

- Grâce à son approche modulaire, TRNSYS est extrêmement flexible pour modéliser un ensemble de systèmes thermiques à différents niveaux de complexité (modules avec procédures de calcul plus ou moins élaborées).
- L'accès au code source permet aux utilisateurs de modifier ou d'ajouter des composants qui ne figurent pas dans la librairie d'origine.
- Documentation vaste sur les sous-programmes y compris explications usages usuels équations de base.

- définition très souple de la période de simulation : choix du pas de temps, du début et de la fin de la simulation.

**Inconvénients :**

- Pas de valeur ou de système par défaut, l'utilisateur doit donc posséder et introduire l'ensemble exhaustif des données définissant le bâtiment et le système.
- La bibliothèque est limitée.

Le logiciel TRNSYS, Réalisé en Fortran de base, est un logiciel modulaire ; il est composé d'un programme principal et d'un certain nombre de sous-programmes (ou modules). On distingue :

- les programmes qui modélisent un composant thermique ou un sous-système thermique,
- les programmes utilitaires qui assurent la lecture des données, l'intégration numérique, l'impression des résultats, etc...

La simulation de la boucle peut être multizone avec des échanges. L'essentiel de cette boucle repose sur la relation entre la localisation géographique du projet, les données climatiques intérieures du local, les divers équipements de la centrale et du système solaire, ainsi que tous les éléments accessoires. Il reconnaît un langage de description du système après avoir défini les éléments qui composent le système et leur connexion. La librairie TRNSYS regroupe de nombreux éléments fréquemment utilisés dans les systèmes d'énergie thermique et électrique, ce qui permet d'élargir la gamme des modules déjà existants.

**IV.2.2. Utilisation du logiciel TRNSYS :**

➤ **METEONORM :**

TRNSYS contient une variété de données météorologiques avec différents types de données climatiques. Les principaux types disponibles sont TMY, TMY2 et TMY3 (pour les États-Unis), EPW, CWEC, IWEC et Météonorm pour toutes les grandes villes du monde.

METEONORM permet de disposer pour TRNSYS, de données climatiques fiables et reconnues internationalement pour plus de 100 localisations au pas horaire et sur une année moyenne ou extrême. Si on ne dispose pas d'une station météorologique, METENORM peut calculer par interpolation entre différentes stations les conditions climatiques d'un lieu.

➤ **TRNSYS Simulation studio :**

Simulation studio est l'interface d'accueil de TRNSYS permettant de développer des applications de simulation. Un projet de simulation consiste à choisir un ensemble de modules et à décrire ensuite les interactions entre ceux-ci. Chaque module représente un sous-programme et agit comme une boîte (qu'il est cependant possible d'ouvrir). On introduit pour chaque sous-programme les différents paramètres, les variables d'entrée et de sortie.

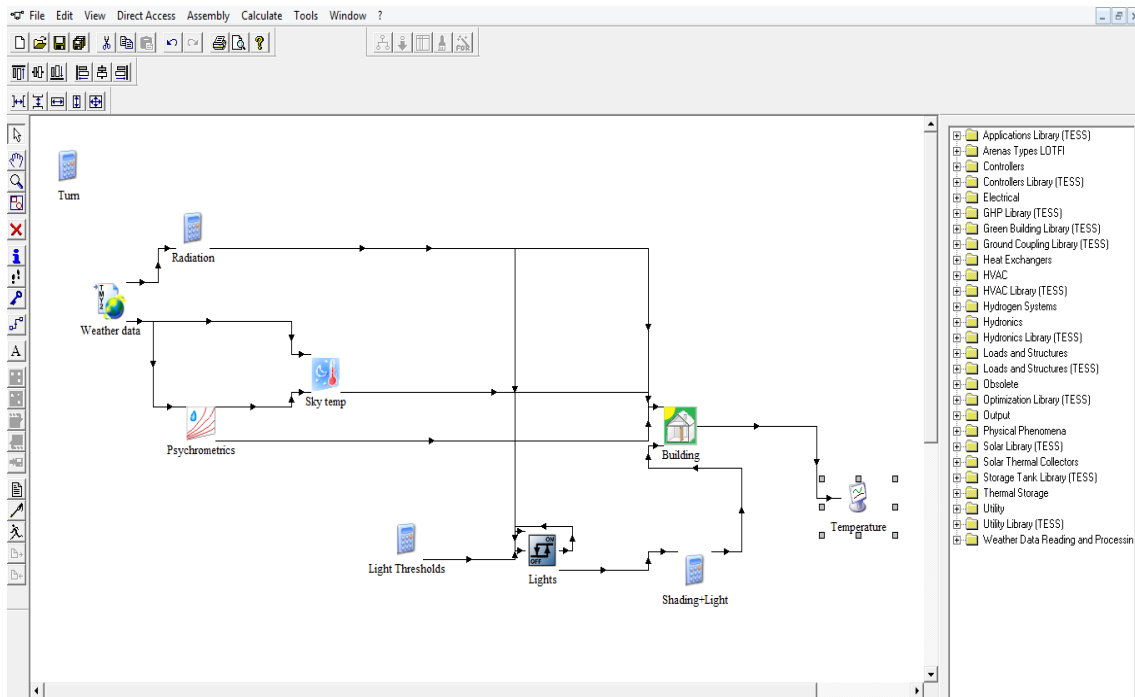


Figure IV.2 : TRNSYS simulation studio[144].TRNBuild :

« TRNBuild » est un outil permettant d'introduire les caractéristiques d'un bâtiment multizone nécessaire à la simulation thermique de celui-ci. Ses propriétés sont introduites dans « TRNSYS simulation studio » via le module « type 56 » ainsi l'utilisateur décrit chaque zone thermique alternativement (les matériaux utilisés pour la construction des murs).

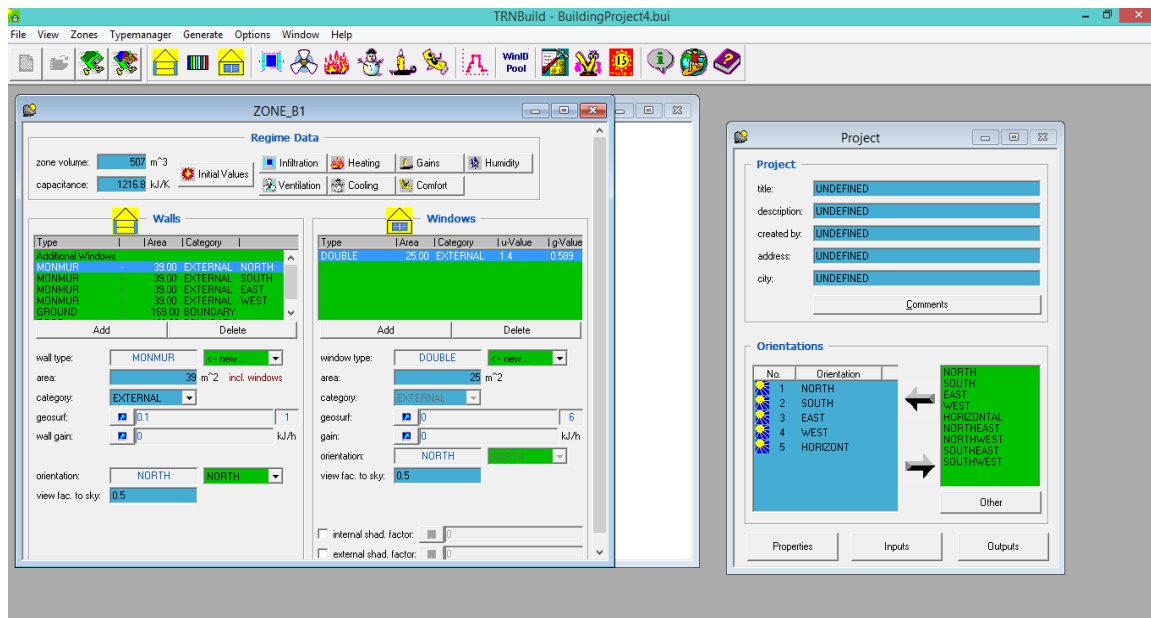


Figure IV.3 : L'installation de projet et la fenêtre de zones [144].

### IV.3. Implémentation des composants de l'installation dans TRNSYS :

#### IV.3.1. Fichier Météo (TYPE 9a) :

Ce composant a pour but principal de lire les données météorologiques à intervalles réguliers à partir d'un fichier de données, de les convertir en un système d'unités souhaité et de traiter les données de rayonnement solaire pour obtenir le rayonnement de surface incliné et l'angle d'incidence pour un nombre arbitraire de surfaces.

Dans ce mode, Type 109 lit un fichier de données météorologiques au format TMY2 standard. Le format TMY2 est utilisé par la National Solar Radiation Data Base (États-Unis) mais les fichiers TMY2 peuvent être générés à partir de nombreux programmes, tels que métronome.

#### IV.3.2. Modèle de capteur solaire :

Dans ce travail, nous avons utilisé deux types de capteurs solaires :

##### ➤ Capteur plan (TYPE 71) :

Pour ce modèle, les hypothèses suivantes sont considérées :

- les propriétés des matériaux sont indépendantes de la température,

- la température de l'absorbeur est uniforme,
- la convection à l'intérieur du tube en verre est négligeable (à cause du vide),
- le tube en verre est propre.

Le choix du modèle de notre capteur est basé sur la méthode du rendement. L'équation du rendement est donnée par le constructeur et dépend des températures d'entrée et de sortie du capteur, et des conditions climatiques (la température extérieure  $T_{ext}$  et l'ensoleillement  $E$ ). Il s'agit d'un modèle à efficacité quadratique avec facteur d'angles, qui permet de modéliser des capteurs plans ou des capteurs sous vide (Duffie et Beckman, 2013)[114].

Dans ce Type1b, il y a 5 possibilités pour considérer les effets de l'incidence solaire hors norme. Dans cette instance de Type1, une fonction carrée de deuxième ordre est utilisée pour calculer le modificateur d'angle d'incidence. Les coefficients de la fonction sont fournis par un test ASHRAE ou équivalent.

Le principe général des modèles de capteur est d'évaluer un rendement  $\eta$  des capteurs suivant l'équation :

$$\eta_{\text{capteur}} = 0.798 - 2.275 \cdot \frac{T_{\text{moy}} - T_{\text{ext}}}{E} - 0.022 \cdot \frac{(T_{\text{moy}} - T_{\text{ext}})^2}{E} \quad (\text{IV-1})$$

$$T_{\text{moy}} = \frac{T_{\text{capteur}} + T_{\text{scapteur}}}{2} \quad (\text{IV-2})$$

La variation de l'énergie du capteur est exprimée par l'équation suivante :

$$\Delta U = \phi_{\text{reçu}} - \phi_{\text{transmis}} \quad (\text{IV-3})$$

Tel que :

$$\phi_{\text{reçu}} = \eta_{\text{capteur}} \cdot S_{\text{capteur}} \cdot E \quad (\text{IV-4})$$

$$\phi_{\text{transmis}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s) \quad (\text{IV-5})$$

$$dU = M_{\text{eau}} \cdot C_{p_{\text{eaut}}} \cdot \frac{dT}{dt} = \eta_{\text{captterr}} \cdot S_{\text{capteur}} \cdot E = -\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_e - T_s) \quad (\text{IV-6})$$

Le capteur plan a été choisi, pour ce cas, en fonction de la température de service vu qu'elle n'excède pas les 100°C, on a donc choisi le capteur plan pour son prix bas par rapport aux autres types de capteurs thermiques. Pour dimensionner la surface des panneaux nécessaires à notre installation. On prend la température la plus défavorable pour définir l'équipement. La température maximale atteinte à l'intérieur du local est de 41.34°C pour un besoin de 132.21kw le31 aout.

Efficacité optique : 0.7

Rendement total :  $\eta = 0.7 * 0.8 = 0.56$

Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçue sur une surface horizontale =2283kW/hm<sup>2</sup> (pour la wilaya de Bechar).

H<sub>j</sub> : Irradiation solaire journalière.

E<sub>j</sub> : Energie journalière maximale (D'après la journée la plus défavorable).

$$S_{\text{théorique}} = E_j / H_j \quad (\text{IV-7})$$

$$S_{\text{réelle}} = S_{\text{theorique}} / \eta \quad (\text{IV-8})$$

➤ **Capteur cylindro-parabolique CPC (TYPE 74) :**

Ce composant modélise les performances thermiques d'un collecteur solaire à concentration parabolique composite (CPC). Un collecteur CPC se compose d'un réflecteur de concentration et d'un absorbeur. Les murs d'un CPC bidimensionnel sont de forme parabolique. La focalisation de chaque parabole coïncide avec l'intersection de l'absorbeur et de la paroi opposée. Le CPC recueille à la fois le faisceau et le rayonnement diffus sous un angle critique appelé angle de demi-acceptante (thetac). Un CPC complet est celui dans lequel les murs s'étendent vers le haut à une hauteur h qui engendre une surface à 1/sin (theta c) fois la surface de l'absorbeur. Une concentration optimale est obtenue dans un CPC complet, mais une très grande surface réfléchissante est requise. En pratique, la plupart des CPC sont tranchées à une hauteur qui est inférieure à h. Un collecteur CPC peut être modélisé en trois étapes. Premièrement, le rayon total et le rayonnement diffus à l'intérieur de l'angle d'acceptation sont déterminés. Ensuite, la concentration du réflecteur et les pertes réfléchissantes sont prises en compte et le rayonnement effectif frappant l'absorbeur est calculé. Ce rayonnement efficace est ensuite utilisé

pour trouver l'énergie transférée au flux de collecteur et la température de sortie résultante. Deux orientations possibles sont envisagées pour un récepteur CPC. Tout d'abord, le CPC peut être situé dans un plan vertical que contient l'azimuth de surface. C'est ce que l'on appelle le plan longitudinal. Alternativement, le récepteur CPC peut être situé dans un plan transversal à 90 degrés du plan longitudinal (documentation TRNSYS 16).

#### **IV.3.3. Modèle des réservoirs de stockage :**

- **Ballon de stockage chaud (TYPE 60c) :** est placé entre les capteurs solaires et l'entrée du générateur de la machine à absorption. Ce ballon d'une capacité de 1500 litres sert de réservoir tampon ; permettant ainsi une continuité de fonctionnement de l'installation lorsqu'un passage nuageux survient. Lorsque la température en haut du ballon atteint 85°C, la pompe du circuit générateur démarre ; l'eau chaude du ballon vient chauffer la solution H<sub>2</sub>O/LiBr contenue dans le générateur à absorption.
- **Ballon de stockage froid (TYPE 60c No Heat) :** d'une capacité de 1000 litres. Lorsque la machine à absorption se met en marche, il y a production de froid au niveau de l'évaporateur et donc abaissement de la température du ballon de stockage froid.

Les deux réservoirs de stockage thermique, connectés en parallèle, ont été modélisés à l'aide des modèles TYPE 60 et TYPE 60c. La modélisation de ces composants applique la méthode de la stratification d'où, elle prend en compte la stratification de la masse d'eau selon la verticale du ballon, tel qu'il est expliqué en équation( III.2).

#### **IV.3.4. Modèle de tuyauterie du réseau\_ (TYPE 709) :**

Les collecteurs et les composants de l'installation sont reliés par un ensemble de tuyauterie qui sera représenté par le modèle TYPE 709. Il calcule le débit du fluide caloporteur parcourant cette tuyauterie ainsi que les pertes de chaleur.

Le principe de ce modèle TYPE 709 est de décomposer la tuyauterie en j segments de masse variable et qui représente la masse du fluide pénétrant dans la tuyauterie à chaque pas de temps.

En appliquant la conservation de la masse, la température de sortie du fluide sera calculée par l'équation suivante :

$$T_0 = \frac{1}{m\Delta T} (\sum_{j=1}^{k-1} M_j T_j + aM_k T_k) \quad (IV-9)$$

Où  $a$  est la fraction du dernier segment,  $k$ ,

Egalement, ce modèle TYPE 709 calcule la perte d'énergie de chaque segment de fluide à chaque intervalle de temps par l'équation :

$$M_j C_P \frac{dT_j}{dt} = -(UA)_j (T_j - T_{amb}) \quad (IV-10)$$

Où  $(UA)_j$  est calculée sur la base des caractéristiques physiques de la tuyauterie.

Les paramètres nécessaires pour ce modèle sont ; les propriétés du fluide, les propriétés de l'isolant et le coefficient de convection extérieur ainsi que les dimensions de la tuyauterie.

#### **IV.3.5. Modèle de Pompe\_ (TYPE 3d) :**

Le (TYPE 3d) a été utilisé dans l'environnement TRNSYS pour modéliser les pompes placées dans le circuit d'eau chaude des capteurs solaire et aussi dans le circuit de traitement d'air. Ce type permet à l'utilisateur d'avoir comme donnée d'entrée, le débit d'écoulement et la puissance électrique fournie par le fabricant.

#### **IV.3.6. Modèle de Vanne de contrôle de flux influencée par la température (Type 11h) :**

L'utilisation de tubes ou de tuyaux, de mélangeurs et de divertisseurs qui sont soumis à un contrôle externe est souvent nécessaire dans les systèmes thermiques. Sur TRNSYS, Ce composant a dix modes de fonctionnement. Les modes 1 à 5 sont normalement utilisés pour les fluides qui n'ont qu'une propriété importante, telle que la température. Les modes 6 à 10 sont pour les fluides, tels que l'air humide, avec deux propriétés importantes, telles que la température et l'humidité.

Cette instance du modèle Type11 utilise le mode 1 pour modéliser une pièce de tee dans laquelle deux courants liquides d'entrée sont mélangés ensemble en un seul courant de sortie liquide.

#### **IV.3.7. Modèle de la tour de refroidissement (TYPE 51b):**

Dans une tour de refroidissement, un flux d'eau chaude est en contact direct avec un courant d'air et refroidit à la suite d'un transfert de chaleur sensible en raison des différences de température avec l'air, et le transfert des masses résultant de l'évaporation dans l'air. Les courants d'air et d'eau peuvent être configurés dans des arrangements de contre-écoulement ou de

croisement. L'air ambiant est attiré vers le haut par l'eau qui tombe. La plupart des tours contiennent un matériau de remplissage qui augmente la surface de l'eau en contact avec l'air. Une tour de refroidissement est généralement composée de plusieurs cellules de tour qui sont parallèles et partagent un sump commun. La perte d'eau provenant des cellules de la tour est remplacée par de l'eau de maquillage à la mousse. Ce composant modélise les performances d'une tour de refroidissement à contre-flux multi-cellules ou à travers le flux. Il existe deux modes principaux pour ce modèle. Dans cette instance (MODE 2), déterminée par le calcul du nombre d'unité de transfert, on donne :

$$NTU = c \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^{n+1} \quad (IV-11)$$

L'utilisateur fait entrer les données de performance globale de la tour de refroidissement et le modèle détermine les paramètres  $c$  et  $n$  qui fournissent une meilleure adaptation aux données dans un sens moins carré. Les valeurs pour  $c$  et  $n$  sont des sorties et peuvent être utilisées dans des simulations ultérieures au lieu de les recalculer.

#### **IV.3.8. Modèle de la machine à absorption (TYPE 107) :**

Pour la machine à absorption, on a choisi un modèle dont les données réelles sont tirées des catalogues données par les constructeurs, d'un point de vue pratique on a recours ici au modèle TRNSYS qui est une machine à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr à simple effet alimentée par de l'eau chaude. Ces données sont tirées d'un fichier DATA dans lequel sont classées des informations issues du catalogue (*annexe 3*).

Le choix de la machine se fait selon nos besoins tout en restant sous la contrainte de correspondre aux données du catalogue cela implique que l'utilisation est limitée par une gamme précise de machines, pour cela on a quatre paramètres à régler ; la puissance nominale  $Q_{nom}$ , le coefficient de performance nominale  $COP_{nom}$ , la température froide limite  $T_{fl}$  (la température la plus basse que la machine puisse assurer), et la puissance de la pompe de circulation de la solution  $Q_p$ . [12]

Pour les entrées on a la température d'entrée d'eau chaude au générateur  $T_{gen}$ , la température d'entrée d'eau de refroidissement  $T_{ref,ab}$  (provenant de la tour de refroidissement pour refroidir en série le condenseur et l'absorbeur), et la température d'entrée d'eau glacée qu'on note  $T_{fev}$ .

Le modèle commence par calculer la puissance frigorifique qu'il doit fournir pour assurer l'effet utile correspondant, selon l'équation :

$$Q_f = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fe} - T_{fl}) \quad (IV-12)$$

$\dot{m}_f$  : débit total.

$C_p$  : chaleur spécifique

$\Delta T$  : la différence entre la température d'entrée et la température de sortie.

La puissance qui doit être extraite est divisée ensuite par puissance nominale qui égale 30kw de la machine pour déterminer le facteur  $f_{r1}$  (fraction of design load) ce facteur permet de prédire si la machine pourrait ou non assurer les besoins :

$$f_{r1} = \frac{Q_f}{Q_{nom}} \quad (IV-13)$$

TRNSYS appelle ensuite un sous-programme avec le facteur  $f_{r1}$  et les données citées plus haut  $T_{g\acute{e}n}$ ,  $T_{ref\ ab}$  et  $T_{\acute{e}v}$  le sous-programme lit dans le fichier data et retourne des valeurs correspondant aux données de requêtes, on a la puissance frigorifique instantanée  $Q_{\acute{e}vap}$  (contrairement à  $Q_f$  qui est la puissance par rapport à  $T_{fl}$ ).

On peut alors calculer la température de sortie d'eau glacée de l'évaporateur :

$$T_{fs} = T_{fe} - \frac{Q_{\acute{e}vap}}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (IV-14)$$

Le sous-programme retourne également la valeur du facteur  $f_{r2}$  (fraction of design energy input) qui permet de calculer la puissance instantanée du générateur  $Q_g$

$$Q_g = \frac{Q_{nom}}{C_{p_{nom}}} f_{r2} \quad (IV-15)$$

La température de sortie d'eau chaude du générateur est ainsi déterminée :

$$T_{g,s} = T_{g,e} - \frac{Q_g}{\dot{m}_g C_{p_g}} \quad (IV-16)$$

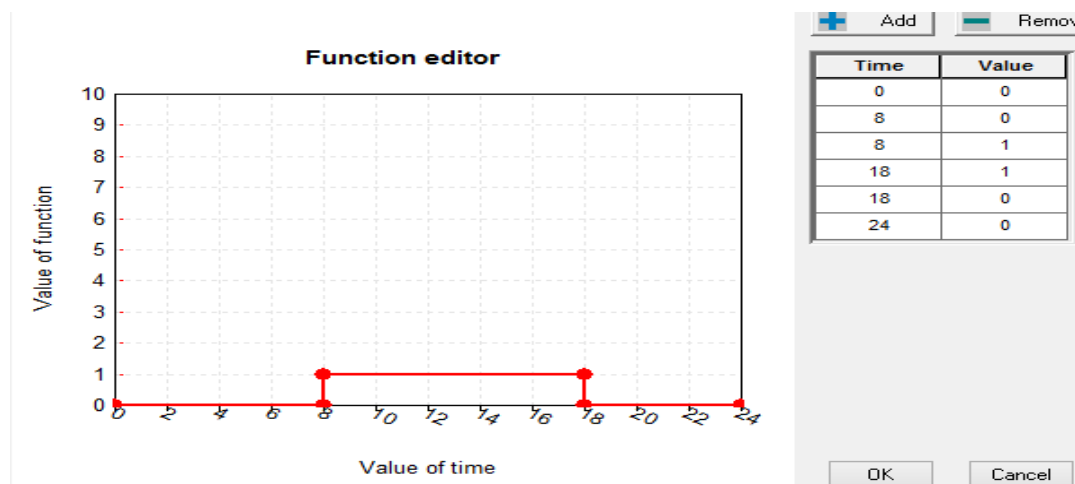
La température de sortie d'eau de refroidissement du condenseur et de l'absorbeur est déterminée par l'équation :

$$T_{ref,s} = T_{ref,s-} \frac{Q_{cond} + Q_{abs}}{m_{ref} C_{p_{ref}}} \quad (IV-17)$$

La machine à absorption choisie pour cette installation est une EAW LB30. Elle est dotée des caractéristiques et des conditions suivantes :

- Puissance frigorigène : 30kW.
- Température minimale de sortie d'eau froide : 12.22°C
- Débit d'eau glacée : 1.01 kg/s.
- Température d'entrée d'eau chaude : 80°C
- Débit d'eau chaude : 0.5kg/s.
- Débit d'eau de refroidissement : 0.93kg/s.

La modélisation de la machine à absorption est ainsi faite, on note que une entrée tout ou rien (0 ou 1) correspondant au signal de control qui détermine l'état marche/arrêt de la machine, cette entrée peut être générée par la boucle de la régulation de l'installation.



FigureIV.4: le planning de fonctionnement de la machine à absorption.

### **IV.3.9. Modèle de l'habitation :**

L'outil de Simulation Thermique Dynamique (STD) permet de modéliser les bâtiments et de mesurer l'impact de chaque paramètre de la construction sur le niveau de performance énergétique du bâti.

#### **a )Emplacement géographique :**

La wilaya de Bechar située à 1150 Km au sud-ouest de la capitale Alger, à 852km au nord-est de Tindouf et à environ 80km à l'est de la frontière marocaine. Béchar est la plus grande ville du sud –ouest algérien.



*Figure IV.5 : Situation géographique de la wilaya de Bechar*

**Longitude :** 2,13 E

**Latitude :** 31,37 N

**Altitude :** 785m

**Humidité absolue :** 7,6g<sub>eau</sub>/kg<sub>gas</sub>.

**b) Présentation du local :**

Dans notre étude, on a choisi un local d'un seul niveau de 169m<sup>2</sup> pour un volume de 507m<sup>3</sup>. Les murs sont en béton armé pour une épaisseur de 42cm. Ce local est situé dans la wilaya de BECHAR, utilisé par 50 occupants et équipé de 15 ordinateurs avec moniteur de 140 W.

L'éclairage utilisé consiste en 22 néons de 58W. L'infiltration d'air est estimée à 1vol/h pour une occupation de 8h00 à 18h00 excepté les weekends.

**c) Description du bâtiment :**

Notre local se compose de quatre murs extérieurs ayant une largeur et une longueur de 13 m et une hauteur de 3m, avec un vitrage (double vitrage) de 5 m<sup>2</sup> pour deux murs orientés sud et nord.

**d) Matériaux utilisés :**

La composition et les caractéristiques thermo-physiques des murs extérieurs sont montrées dans le tableau suivant :

Composition	Épaisseur [m]	Conductivité thermique [W/(m. °C)]	Conductivité thermique [kJ/(h. m. K)]	Capacité [kJ/(kg. K)]	Densité [kg/m <sup>3</sup> ]
Enduit ciment	0.01	1.4	5.04	1.08	2200
Polystyrène Expansé	0.1	0.039	0.144	1.38	25
Brique Creuse	0.1	0.48	1.728	0.936	900
Lame d'air	0.05	0.05	0.18144	0.27	1.2
Brique Creuse	0.15	0.48	1.728	0.936	900
Enduit Ciment	0.01	1.4	5.04	1.08	2200

*Tableau IV.1 : composition et caractéristiques thermo-physiques des murs extérieurs.*

Les caractéristiques thermo-physiques du plancher sont résumées dans le tableau suivant :

composition	Epaisseur [m]	Conductivité thermique [W/(m. °C)]	Conductivité thermique [kJ/(h. m. K)]	Capacité [kJ/(kg. K)]	Densité [kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Carrelage</b>	0.020	2	7.2	1	1000
<b>Mortier sable</b>	0.03	1	3.6	1	1050
<b>Béton lourd</b>	0.15	1.66	6	0.8	3000
<b>Polystyrène Expansé</b>	0.06	0.039	0.144	1.38	2.5
<b>Béton lourd</b>	0.05	1.66	6	0.093	3000

Tableau IV.2 : composition et caractéristiques thermo-physique du plancher.

Les caractéristiques thermo-physiques du plafond sont résumées dans le tableau suivant :

Composition	Epaisseur [m]	Conductivité Thermique [W/(m. °C)]	Conductivité Thermique [kJ/(h. m. K)]	Capacité [kJ / (kg. K)]	Densité [kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Enduit ciment</b>	0.01	1.4	5.04	1.08	2200
<b>Hourdi</b>	0.16	1.23	4.428	0.65	1300
<b>Béton</b>	0.05	0.46	1.656	1.08	1200

Tableau IV.3 : Composition et caractéristiques thermo-physique du plafond.

#### IV.4. Récapitulatif des modèles choisis et configuration sur TRNSYS :

Les modèles utilisés dans cette simulation sont récapitulés dans le tableau suivant :

Type n°	Type modélisé
Type 109-TMY2	Lecteur des données météo
Type 14h	Régulateur
Type 1b	Panneau solaire
Type 3b	Pompe à fluide
Type 60c	Ballon de stockage thermique stratifié (chaude)

Type 60cNoheat	Ballon de stockage thermique stratifié (froid)
Type 11h	Vanne de contrôle de flux influencée par la température
Type 107	Machine à absorption.
Type 51b	Tour de refroidissement
Type 65d	Simulation de graphe en temps réel
Type 12c	Bâtiment

Tableau IV.3 : Types TRNSYS choisis pour la modélisation de l'installation de rafraichissement solaire.

La figure 4.2 présente l'installation de la climatisation solaire thermique dans le logiciel TRNSYS simulation studio.

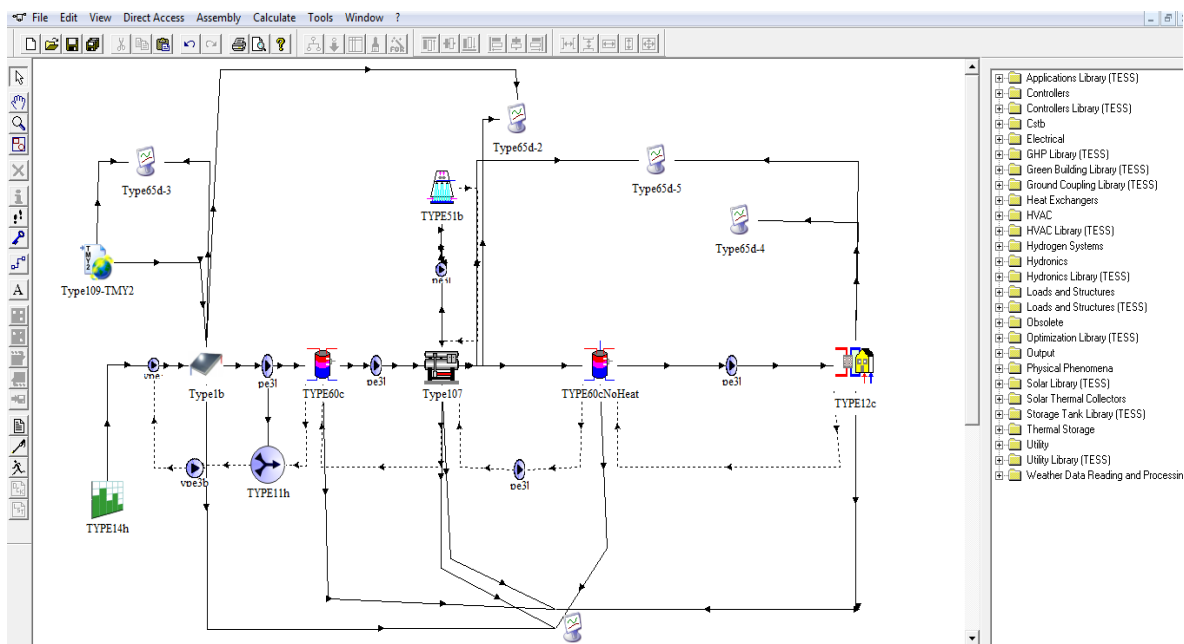


Figure IV.6 : L'installation de climatisation solaire choisie dans TRNSYS studio[144].

### Conclusion du chapitre :

Dans ce chapitre, nous avons présenté de près, l'environnement d'analyse et de simulation de l'installation du rafraichissement solaire. Nous avons essayé de développer au mieux des approches de la modélisation de tous les composants de l'installation.

Tous ces modèles sont regroupés dans l'environnement de simulation dynamique TRNSYS, afin d'être couplés à un modèle de bâtiment.

Cette modélisation globale nous permet de réaliser des études visant à caractériser le dimensionnement et le fonctionnement de l'installation, couplée au bâtiment, et de mettre en évidence des améliorations relatives à la conception des différents éléments de l'installation ainsi qu'au système de régulation automatique. L'étape suivante est bien la simulation qui permet d'étudier virtuellement ces systèmes physiques et de tester rapidement la validité des solutions obtenues.

Le problème principal du dimensionnement des systèmes solaires réside dans le bon compromis entre l'énergie captée, celle stockée, celle consommée et celle compensée par la source d'appoint. Un système de la taille du système du froid solaire par absorption comprend un grand nombre de composants à dimensionner ; la prise en compte de tous les paramètres de tous les composants d'un tel système rend son dimensionnement très complexe. Une optimisation des paramètres des composants qui ont un impact direct sur le coût total se présente comme une solution à investiguer.

***Chapitre V :***  
***Analyse des résultats de  
simulation et validation***

### V.1. Introduction :

La simulation du système solaire étudié a abouti à des résultats qu'on va discuter dans ce dernier chapitre. Pour le confort, on a choisi la température intérieure 24°C comme température de consigne.

Nous présentons des résultats pour une saison entière de climatisation avec un pas de temps d'une heure, entre autres : l'influence des excitations extérieures, les quantités des différentes énergies mises en jeu, les niveaux de températures obtenus ainsi que l'influence des différents composants et leurs paramètres sur le fonctionnement de l'installation du rafraîchissement solaire, d'autres critères de performance sont ainsi évalués notamment le coefficient de performance COP de la machine à absorption.

### V.2. Températures intérieures, extérieures et besoins en climatisation :

La figure V.1 représente la variation de température extérieure en comparaison avec la température de consigne dans le local.

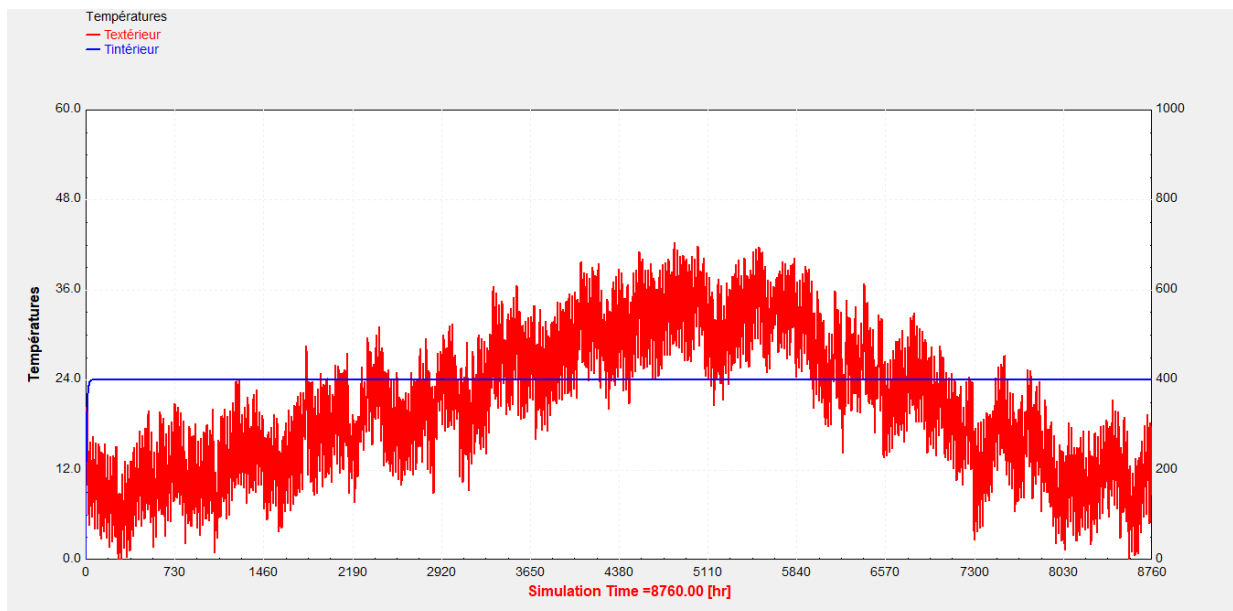


Figure V.1.a: Température extérieure comparée à la température intérieure avec climatisation du local pour la ville de Bechar.

Pour une saison de climatisation :

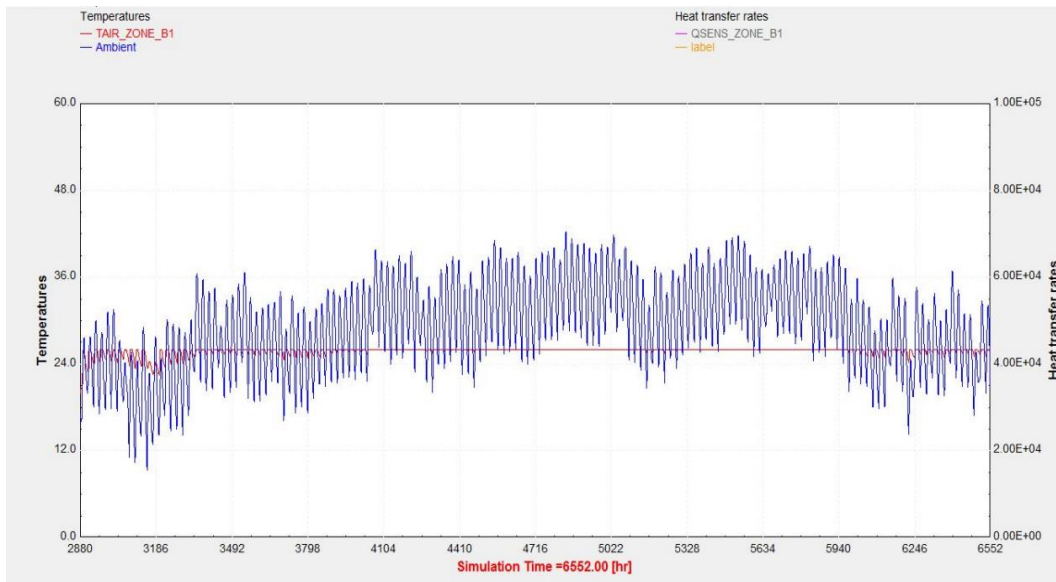


Figure V.1.b: Température extérieure comparée à la température intérieure avec climatisation du local pour une saison.

La figure V.1.b représente la variation saisonnière des températures intérieure et extérieure (T) du local étudié. Cette même figure nous montre les besoins de climatisation. On observe que, quel que soit la température extérieure, la température interne est de l'ordre de 24 °C (température de confort). A noter que pour le cas hiver et automne, nous avons activé le bilan d'hiver.

L'irradiation et les variations des besoins en climatisation sont données alors pour la saison estivale dans la figure V.2 :

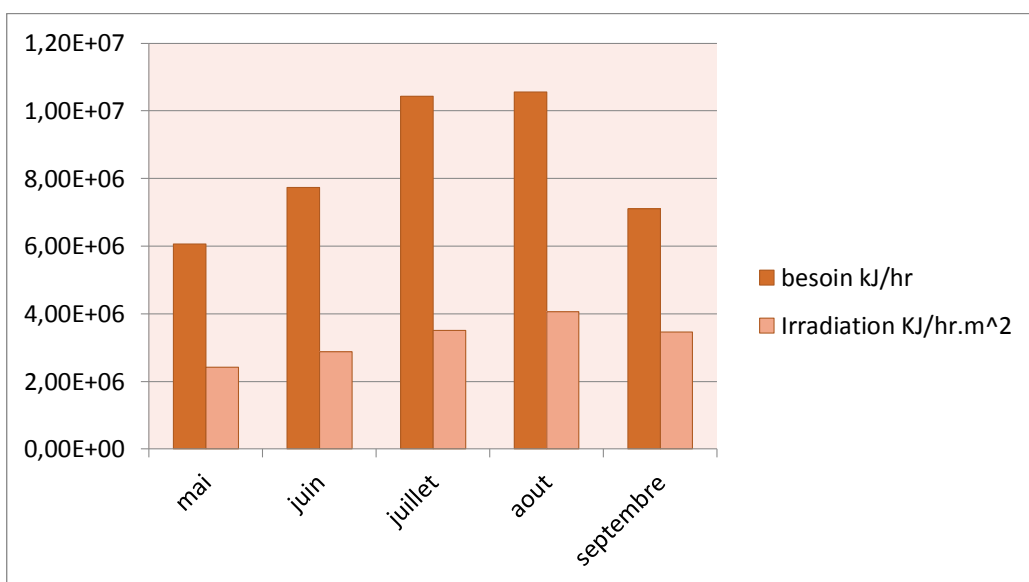
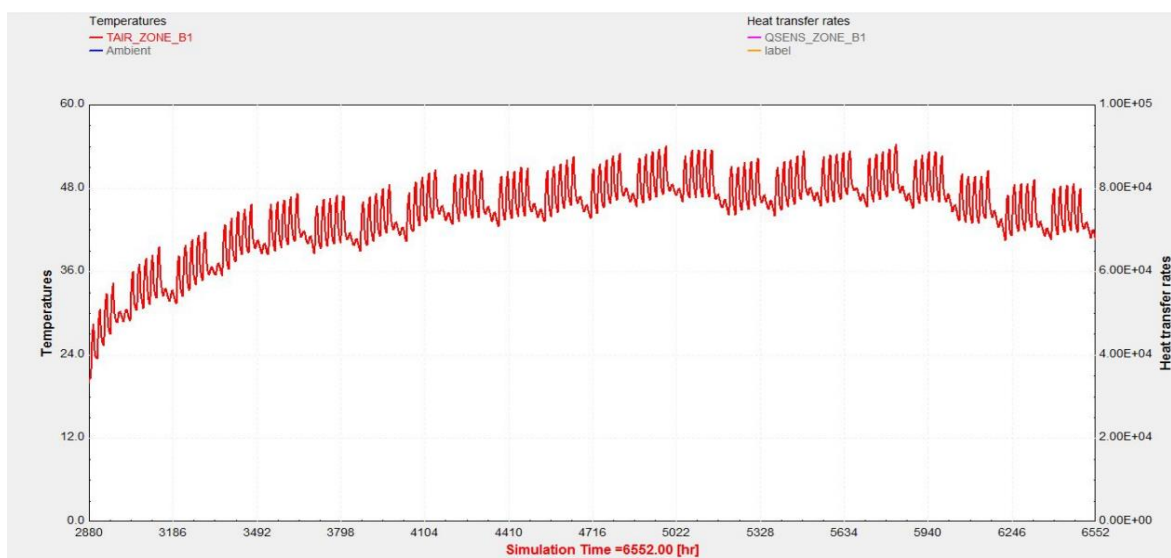


Figure V.2 : Les variations de l'irradiation et les besoins en climatisation.

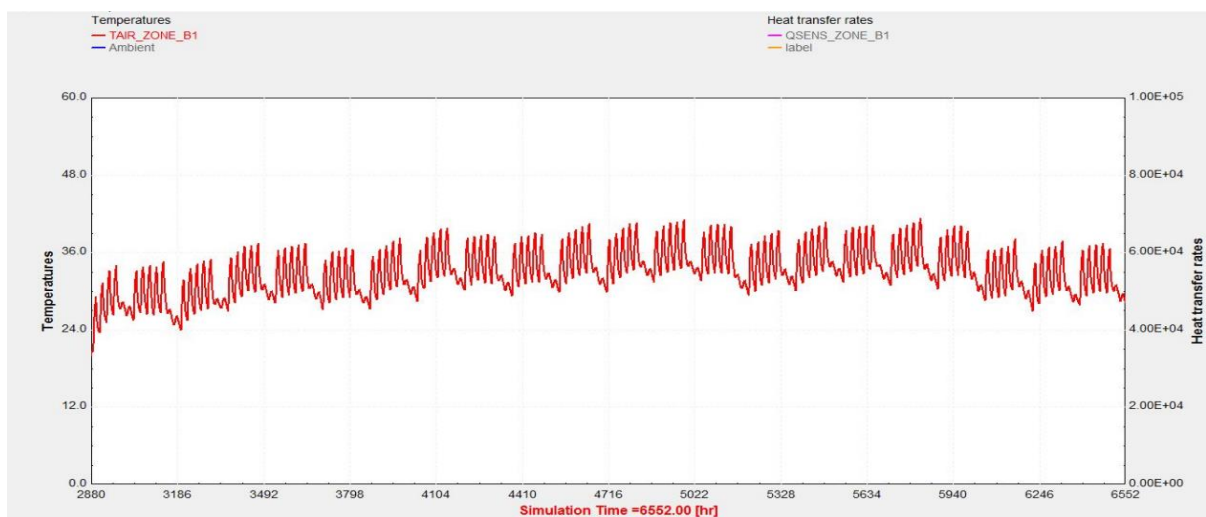
La figure V.2 représente les variations des besoins en climatisation en comparaison avec l'irradiation solaire incidente. On remarque qu'avec la climatisation solaire, il existe une parfaite adéquation entre le gisement solaire et les besoins de rafraîchissement. C'est en effet au moment où l'irradiation solaire est maximale que les besoins de froid sont les plus importants d'où le double intérêt du froid solaire.

### V.3. Influence de l'isolation thermique des parois :

Les figures V.3 et V.4 représentent l'influence de l'isolation thermique des parois sur la température intérieure du local.



Figures V.3 : Température intérieure du local sans isolation des parois.



Figures V.4 : Température intérieure du local avec isolation des parois.

D'après les résultats de simulation nous remarquons une diminution importante de la température du local après avoir introduit l'isolation des murs et plafond d'environ  $12^{\circ}\text{C}$ , ce qui va permettre de diminuer les besoins en climatisation du local d'environ 10000 kWh.

#### V.4. Analyse des performances de la machine frigorifique alimentée par des capteurs plans :

##### V.4.1. Températures des différents composants de la machine à absorption :

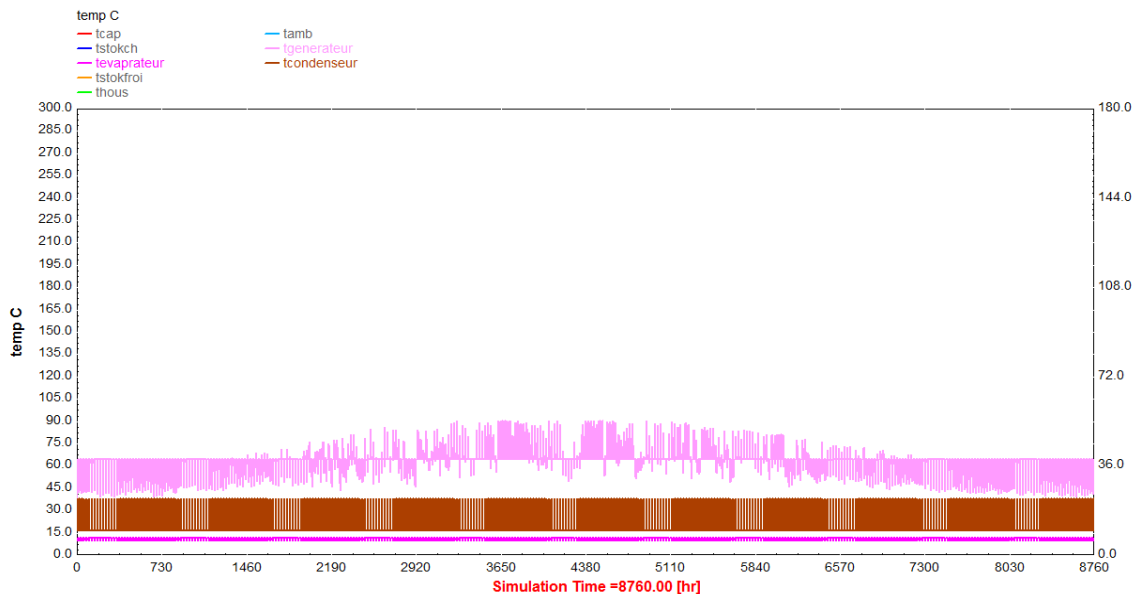


Figure V.5 : Températures des différents organes de la machine

Pour la température du générateur, elle règne entre 41 et 89 C, celle du condenseur elle est comprise entre 17 et 38 C quand à celle de l'évaporateur entre 8 et 13 C. Le problème majeur qui se pose dans ce cas de machine frigorifique est la cristallisation de la solution de Bromure de Lithium/Eau, pour remédier à ce problème, un contrôle de la température du générateur est imposé et la limite à 90C, celle du condenseur est limitée à 45C [145]. La différence de température entre l'évaporateur et l'intérieure est de  $12^{\circ}\text{C}$ , ce qui permet de centraliser le climat à l'intérieure du local. Cette différence est suffisante à l'évaporateur tout en assurant une sensation de confort thermique dans le local.

### V.4.2. Les Températures du ballon chaud et du ballon froid :

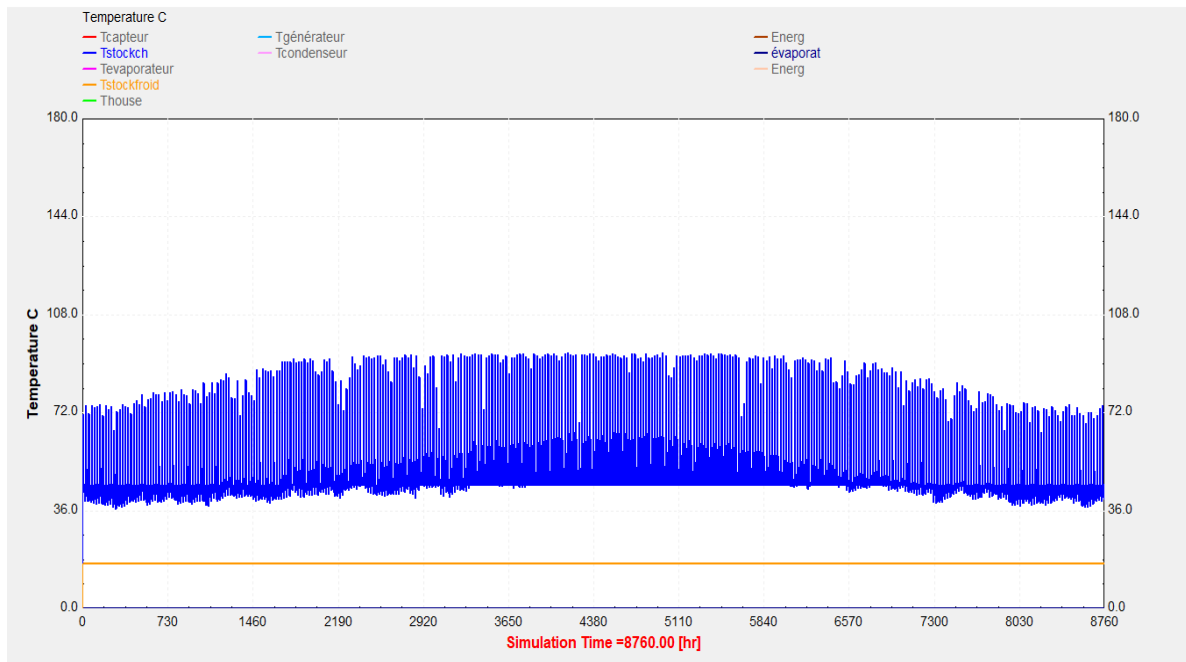


Figure V.6 : Les Températures du ballon chaud et froid.

La figure V.6 représente la variation de la température du stockage chaud et froid. La température du ballon chaud règne entre 37.70°C et 92°C quand à celle du ballon froid est d'environ 16°C.

### V.4.3. Le COP de la machine :

Le coefficient de performance COP de Carnot, associé à une machine tritherme, est donné par l'expression suivante :

$$COP = \frac{T_e}{T_g} * \frac{T_g - T_e}{T_c - T_e} \quad (V - 1)$$

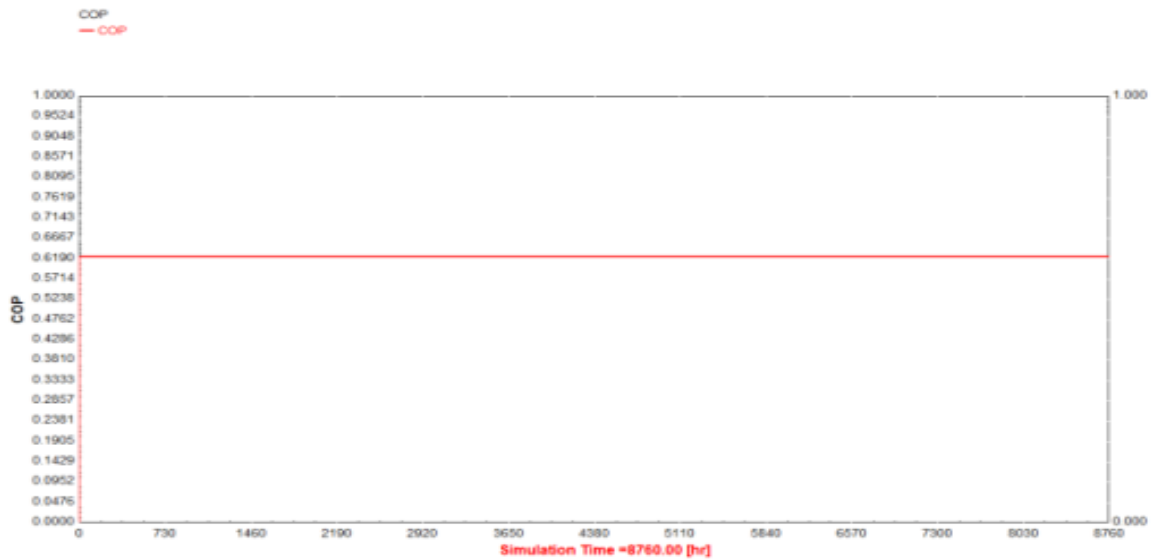


Figure V.7 : Coefficient de performance de la machine.

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure V.7, il est de 0,6254. On constate qu'il y a deux régimes, le premier est un régime transitoire au démarrage de la machine et le deuxième est un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine. Ainsi les températures des différents composants de la machine sont illustrées sur les figures suivantes :

#### V.4.4. Effet de la surface du capteur sur la température sortie capteur et celle du générateur.

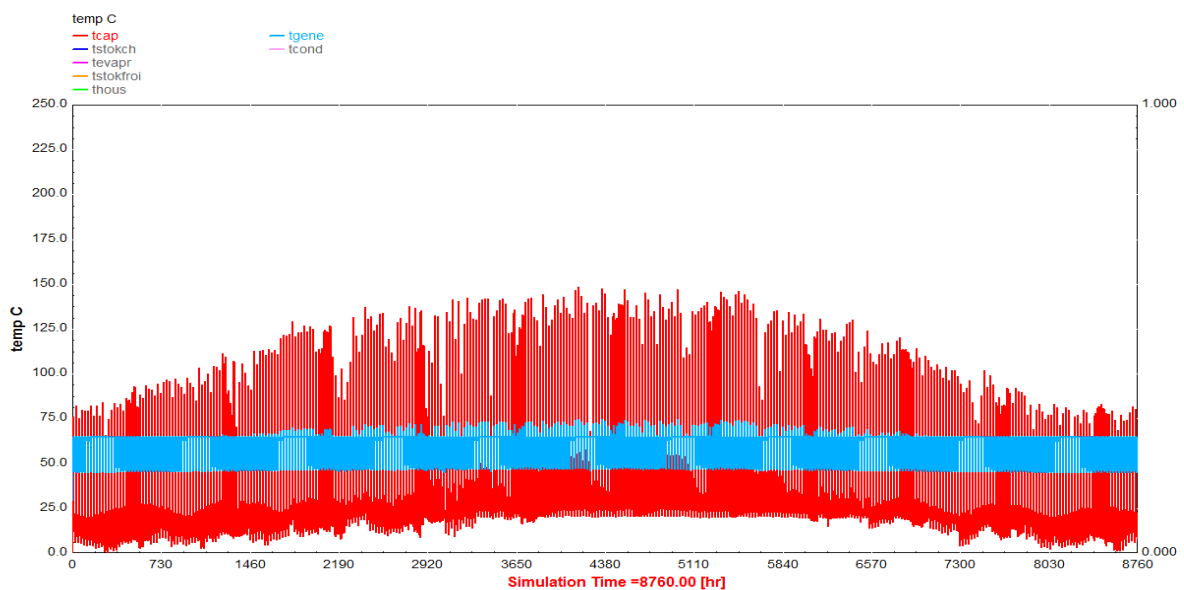


Figure V.8: Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de  $20 \text{ m}^2$

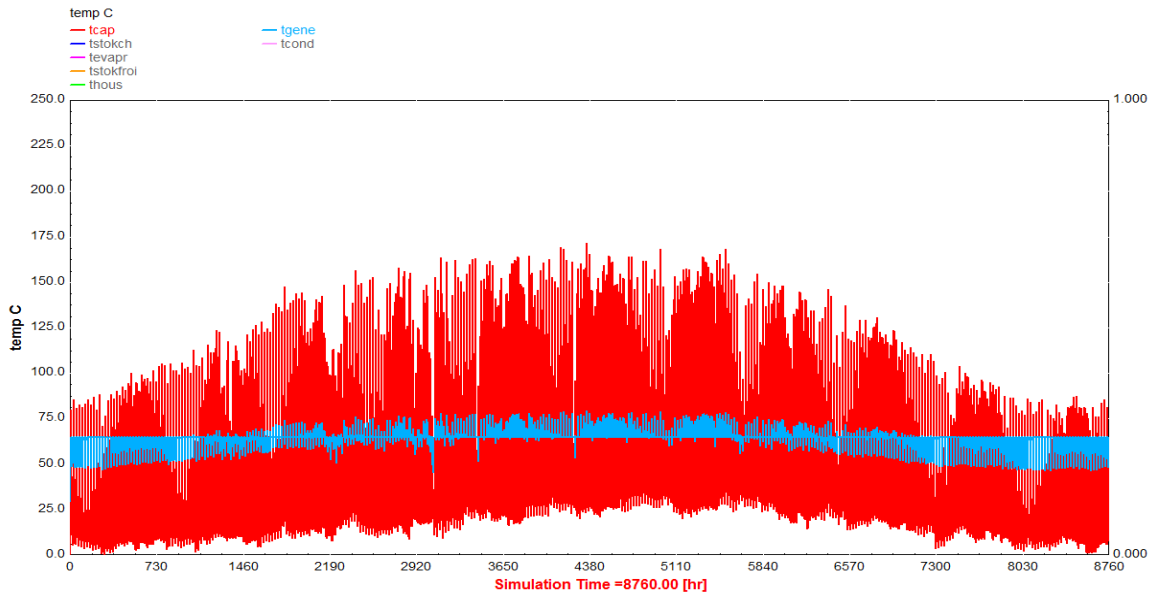


Figure V.9 : Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 38 m<sup>2</sup>

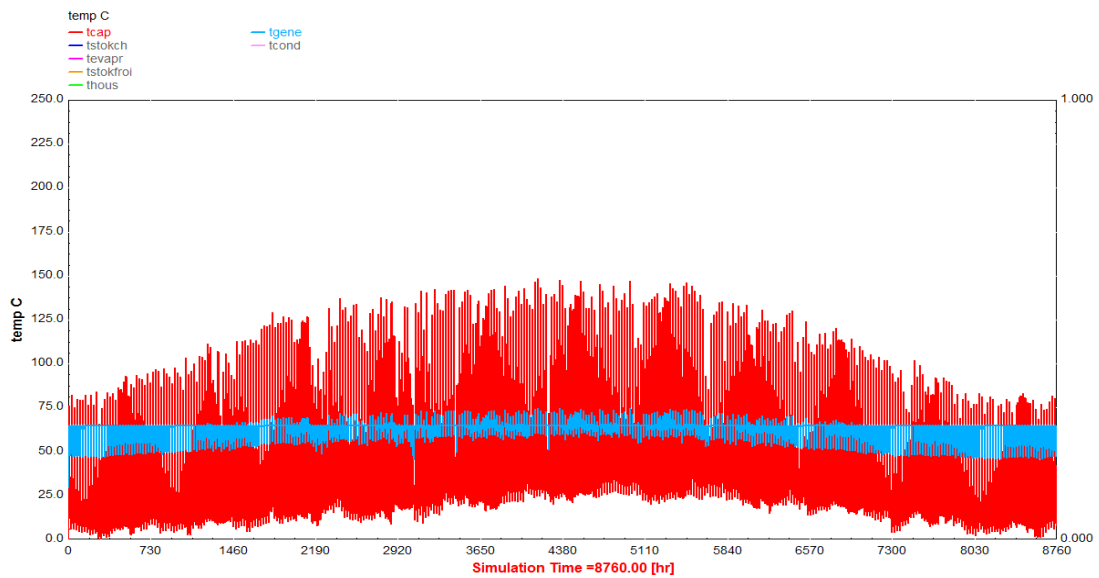


Figure V.10 : Influence de la surface de captage sur la température du capteur et du générateur pour une surface de captage de 90 m<sup>2</sup>

D’après ces figures, on constate qu’au fur et à mesure que la surface de captage augmente, les températures augmentent. Pour un captage de 20m<sup>2</sup> la température du générateur commence à partir de 46°C et atteint une valeur maximale de 63°C. Hors pour un capteur de 90m<sup>2</sup> la température du générateur minimale est de 56°C et atteint 70°C comme températures

maximale. Cette différence apparait lorsque le fluide caloporteur a assez de temps pour absorber la chaleur disponible au niveau de l'absorbeur du capteur solaire.

**V.4.5.Effet du coefficient de pente du capteur sur la température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage :**

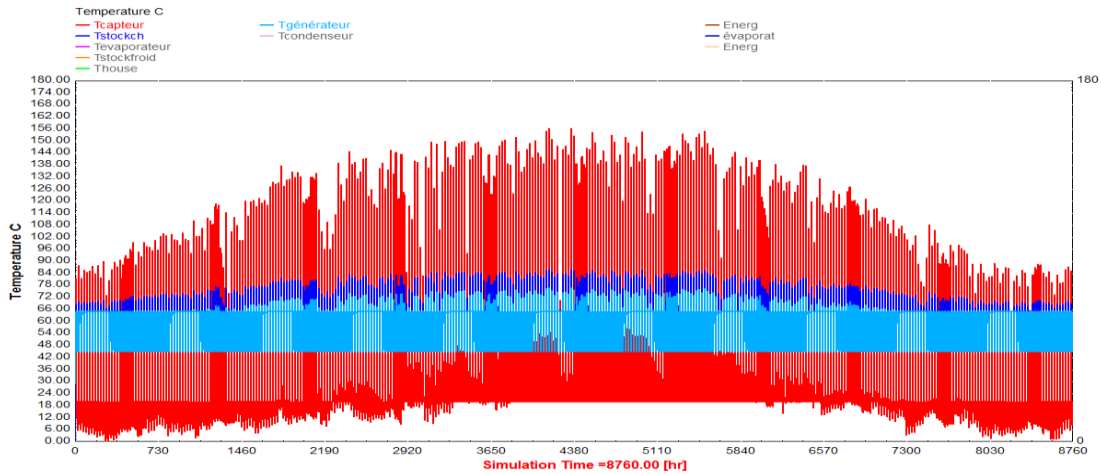


Figure V.11 : Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 18.

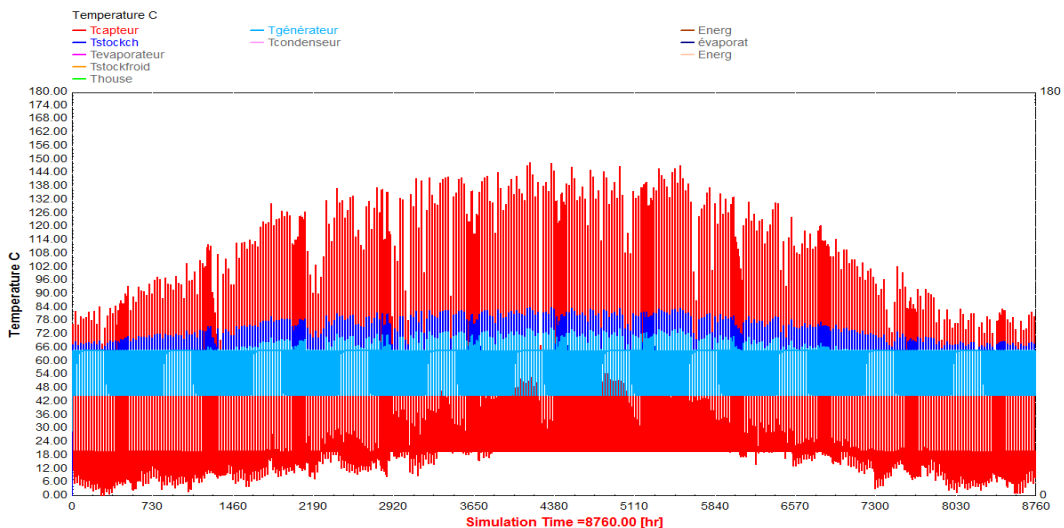


Figure V.12 : Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 22.

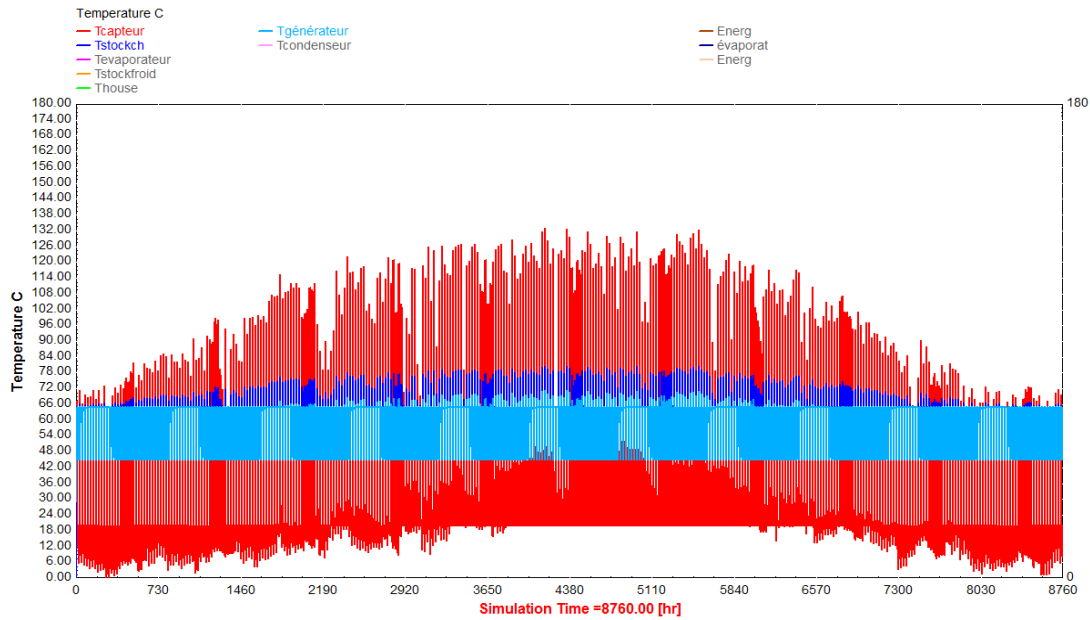


Figure V.13 : Température du capteur, du générateur et celle du ballon de stockage pour un coefficient de pente de 25.

On constate qu’au fur et à mesure que le coefficient de pente du capteur augmente, la température du capteur diminue ce qui engendre une diminution de la température du ballon de stockage ainsi que celle du générateur.

#### V.4.6.Effet du volume de stockage (ballon chaud) sur la température du générateur :

Pour voir l’influence du volume du ballon de stockage sur les températures de sortie du générateur .Nous avons varié le volume de stockage de  $1.5m^3$  à  $6m^3$

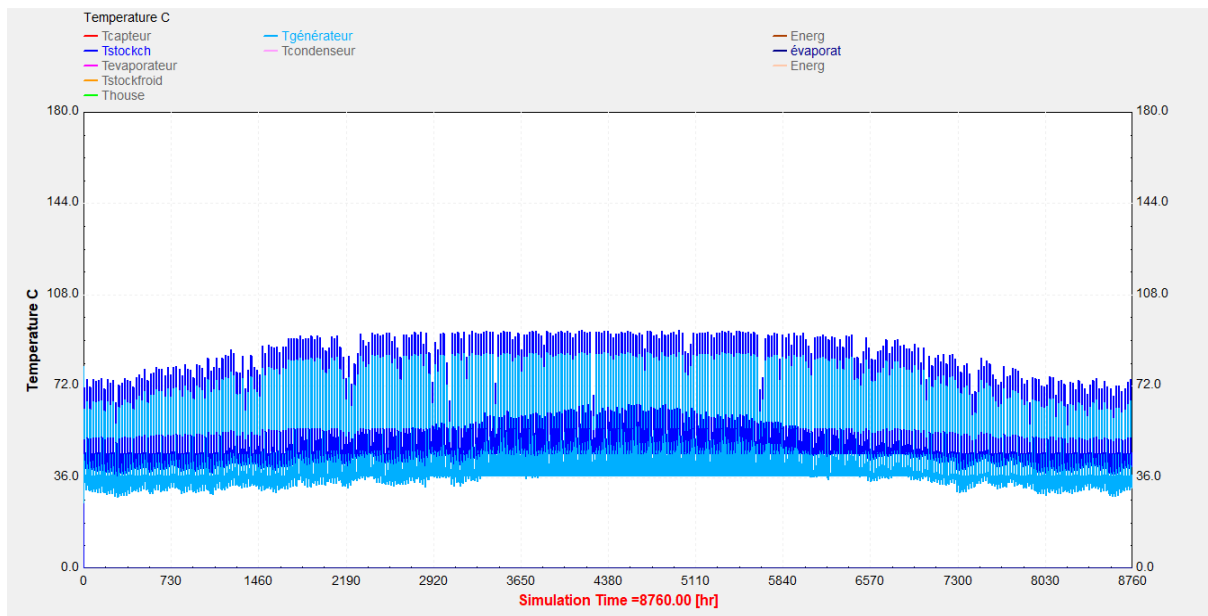


Figure V.14: Influence du volume de stockage (ballon chaude) 1.5 m<sup>3</sup> sur la température du générateur.

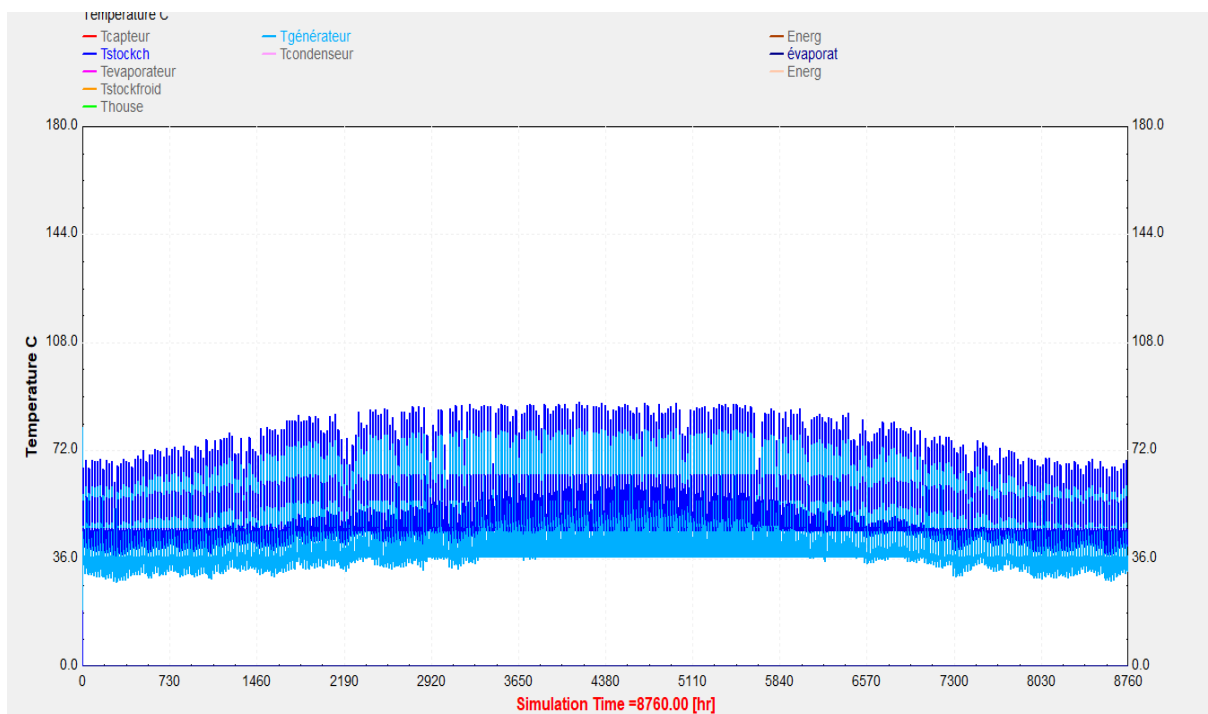


Figure V.15 : Influence du volume de stockage (ballon chaud) 3m<sup>3</sup> sur la température du générateur.

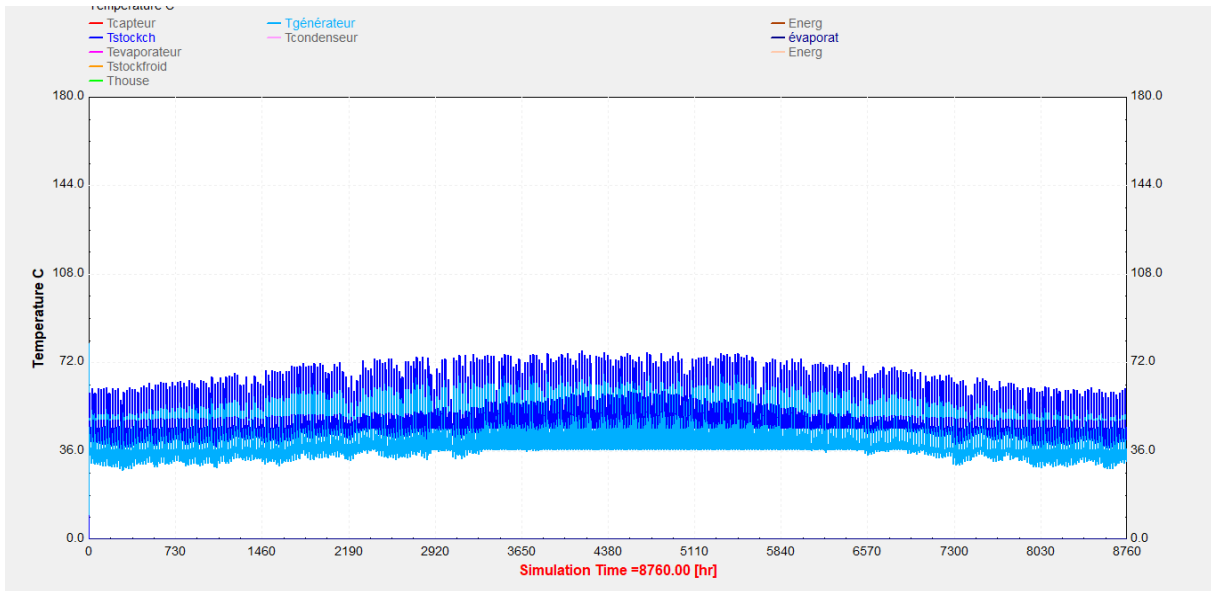


Figure V.16 : Influence du volume de stockage (ballon chaude) ( $6m^3$ ) sur la température du générateur.

On constate qu’au fur et à mesure que le volume de stockage augmente, les températures diminuent car le fluide caloporteur n’a pas assez de temps pour absorber la chaleur dégagée par l’échangeur du ballon de stockage.

**V.4.7. Validation du modèle :**

**V.4.7.1. Puissances des composants de la machine à absorption :**

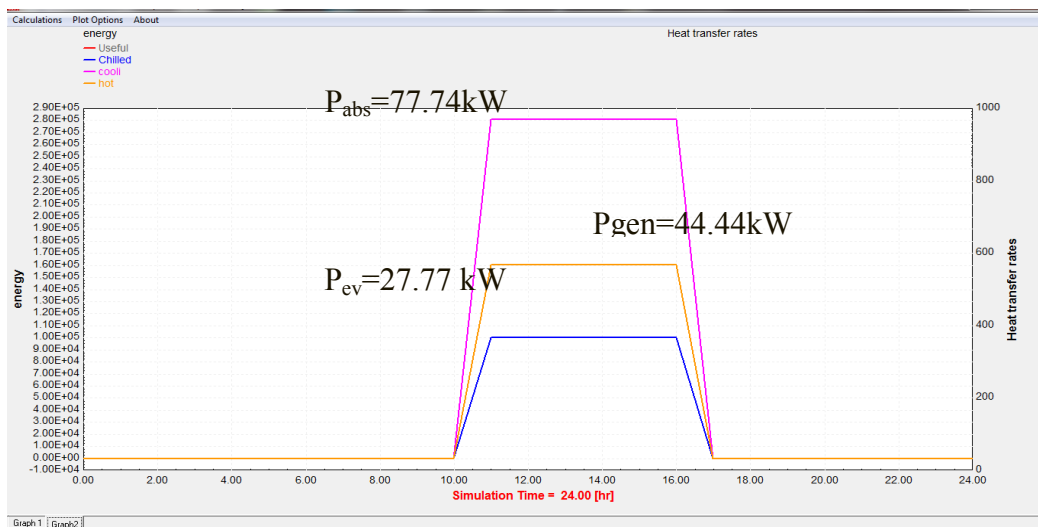


Figure V.17 : Puissances des composants de la machine à absorption.

D’après les évolutions de puissances enregistrées sur cette figure, on constate que la puissance la plus importante est développée au niveau de l’absorbeur (condenseur également) puis au

générateur et enfin à l'évaporateur. Il est donc impératif d'établir un modèle plus précis de machine à absorption en particulier pour les phases de démarrage (pics de puissances sur les valeurs réelles du générateur et de la tour de refroidissement) et d'arrêt (production frigorifique réelle qui se perd après quelques minutes de l'arrêt de la machine).

**V.4.7.2. La variation du COP :**

Les résultats des simulations ont permis de tracer les variations du COP suivantes pour une température de l'évaporateur fixée à  $T_{evap} = 6^{\circ}C$  :

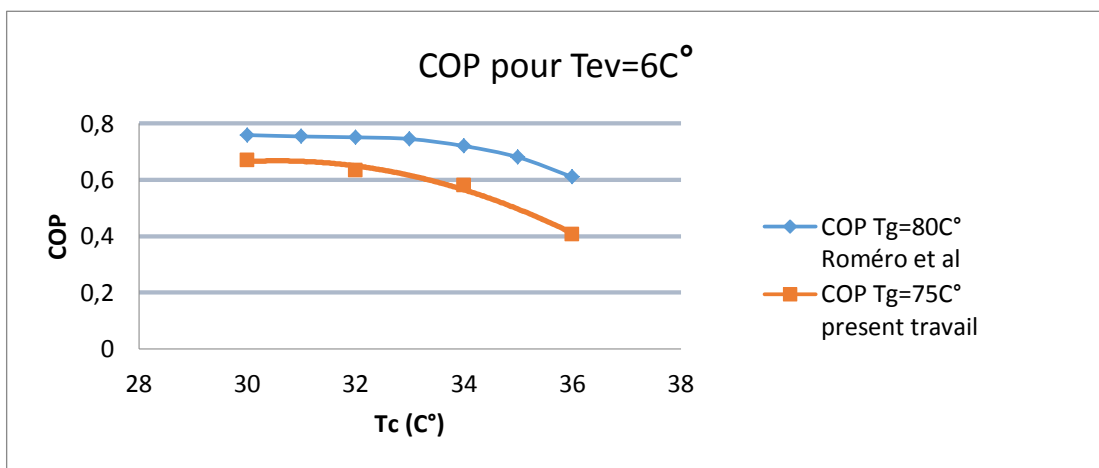


Figure V.18: Variation du COP en fonction de la température du condenseur.

**Variation du COP en fonction de la température du générateur pour Tc =30°C .**

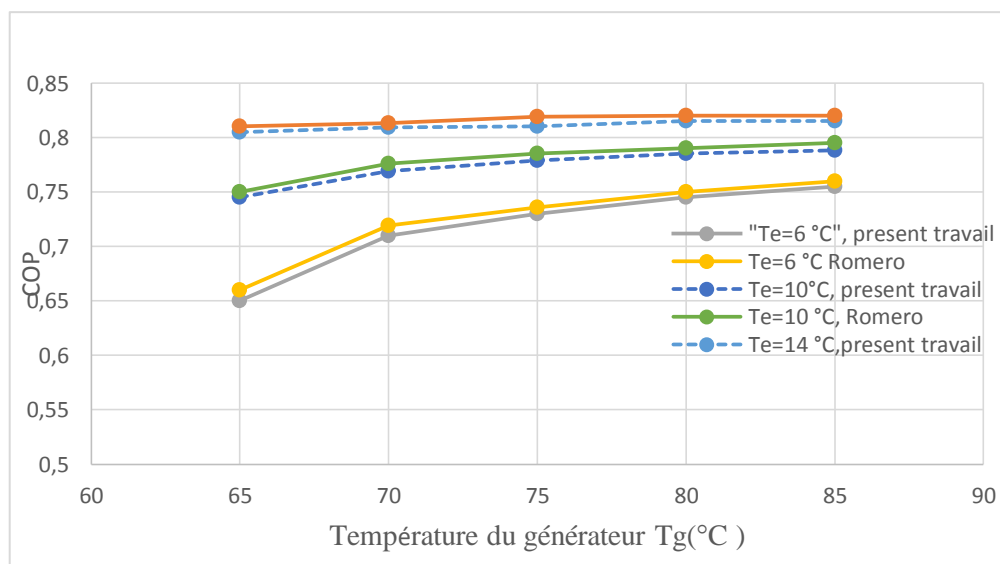


Figure V.19: Variation du COP en fonction de la température du générateur.

D'après ces deux figures, nous constatons que le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur. Mais il diminue avec l'augmentation de la température du condenseur tel que le confirme les résultats de Belkessam [19]. Afin de garantir le bon fonctionnement de la machine il est préférable de choisir une grande température pour le générateur et une faible température pour le condenseur.

Les résultats de simulation ont permis de tracer les variations du COP suivantes pour différentes valeurs de  $T_c$  et de  $T_g$ :

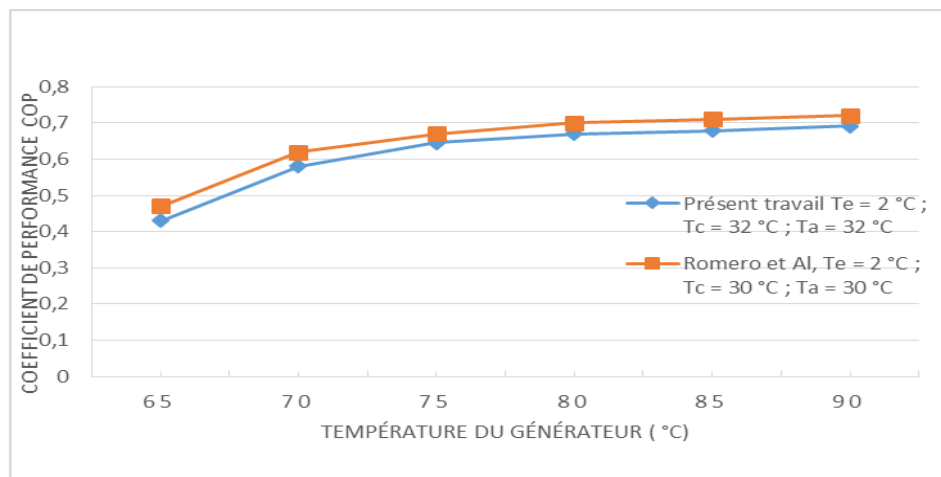


Figure V.20: Variation du cop en fonction de la température du générateur .

D'après ces graphes, on constate que le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à atteindre une valeur maximale, tan dis qu'il diminue avec l'augmentation de la température du condenseur.

Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de Romero et al [147] pour le couple eau - bromure de lithium.

Les différences, qui restent toutefois négligeables sont dues aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés ainsi qu'aux conditions climatiques du site choisie.

**Variation du ECOP en fonction de la température du générateur pour  $T_{ev}=7C^{\circ}$  en prenant les puissances nominales de la figure V.17 et  $T_0=25C^{\circ}$  :**

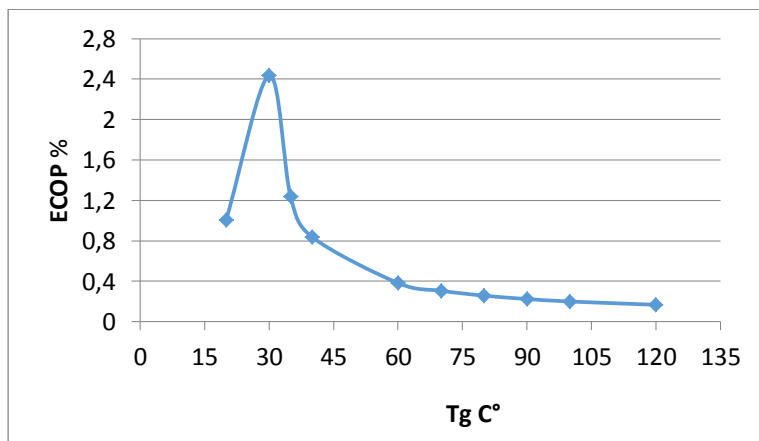


Figure V.21: Variation du ECOP en fonction de la température du générateur.

Lorsque la température du générateur augmente, le rendement exergetique initialement augmente en raison de la meilleure capacité de libération de la vapeur d'eau. Cependant, après un certain point, une élévation excessive de la température du générateur commence à entraîner des pertes thermiques supplémentaires, et le rendement exergetique commence à diminuer.

**Variation du ECOP en fonction de la température de l'évaporateur pour  $T_{gén}=80C^{\circ}$  en prenant les puissances nominales de la figure V.17 et  $T_0=25C^{\circ}$**

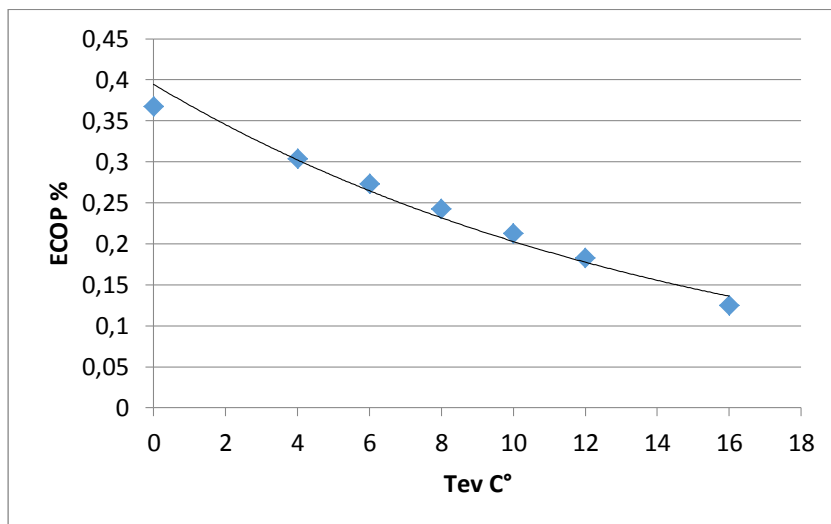


Figure V.22: Variation du ECOP en fonction de la température de l'évaporateur

Une baisse de la température de l'évaporateur améliore l'efficacité du système, car elle permet une meilleure absorption de chaleur du milieu à refroidir. Cependant, une température trop basse

peut engendrer une diminution du rendement en raison de la difficulté à maintenir un cycle stable.

ECOP définit aussi par le rapport du COP réel de la machine au COP de Carnot donne dans ce cas de figure :

$$\text{COP}_{\text{réel}} = 27.77/44.44=0.6248 \quad (W_{\text{pomp}} = 0 \text{ négligeable devant } Q_{\text{ev}} \text{ et } Q_{\text{gén}})$$

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = 2.067 \quad (T_{\text{ev}}=7 \text{ C}^\circ ; T_{\text{gén}}=80\text{C}^\circ ; T_{\text{c}}=35\text{C}^\circ) \text{ alors :}$$

$$\text{ECOP}=0.3023$$

La machine convertit dans ce cas 30.23% du potentiel disponible.

### V.5. Analyse des performances de la machine frigorifique alimentée par un capteur cylindro parabolique :

Le but de cette partie d'étude est l'analyse des performances de la machine à absorption validée précédemment, alimentée par un capteur cylindro parabolique. L'installation dans TRNSYS studio est schématisée dans la figure suivante :

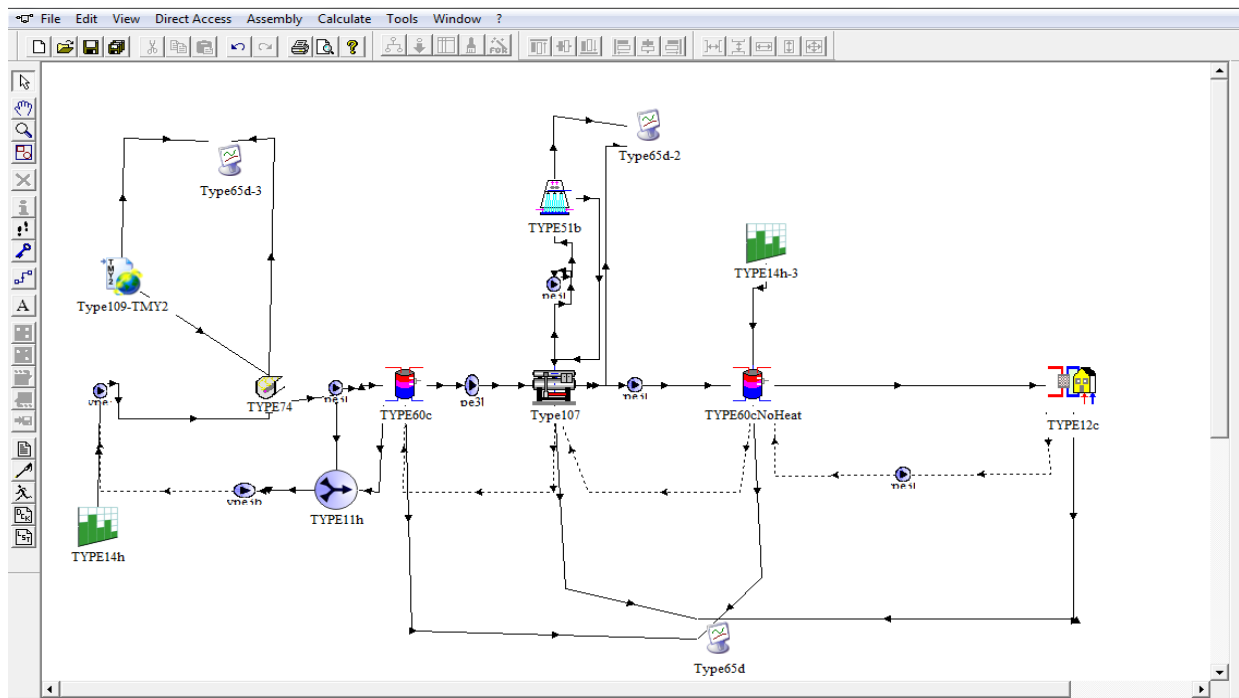


Figure V.23 : Schématisation de l'installation sur TRNSYS studio[142].

**Paramètres du capteur cylindro parabolique utilisés :**

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number in series	1	-			More...
2	Collector area	2	m²			More...
3	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K			More...
4	Collector fin efficiency factor	0.7	-			More...
5	Overall Loss Coefficient	3.0	kJ/hr.m².K			More...
6	Wall reflectivity	0.9	-			More...
7	Half-acceptance angle	45.0	degrees			More...
8	Truncation ratio	0.7	-			More...
9	Axis orientation	1	-			More...

Figure V.24: Quelques paramètres du capteur cylindro parabolique utilisés[144].

Les entrées (inputs) au capteur sont illustrées dans la figure Figure V.25 :

Variable	Value
Ambient temperature	20.0
relative humidity	100.0
wind velocity	10.0
wind direction	0.0
Atmospheric pressure	0.0
userdefined data 2	0.0
userdefined data 3	0.0
userdefined data 4	0.2
extraterrestrial radiation on horizontal	20.0
solar zenith angle	0.0
solar azimuth angle	0.0
total radiation on horizontal	0.0
beam radiation on horizontal	0.0
sky diffuse radiation on horizontal	0.0
ground reflected diffuse radiation on horizontal	0.0
angle of incidence on horizontal surface	0.0
slope of horizontal surface	0.0
total radiation on tilted surface	0.0
beam radiation on tilted surface	0.0
sky diffuse radiation on tilted surface	0.0
ground reflected diffuse radiation on tilted surface	0.0
angle of incidence for tilted surface	0.0
slope of tilted surface	0.0
Inlet temperature	20.0
Inlet flowrate	100.0
Ambient temperature	10.0
Incident radiation	0.0
Horizontal radiation	0.0
Horizontal diffuse	0.0
Ground reflectance	0.2
Incidence angle	20.0
Zenith angle	0.0
Solar azimuth angle	0.0
Collector slope	0
Collector azimuth angle	0

Figure V.25 : les entrées du capteur cylindro parabolique [144].

V.5.1. Températures des différents composants de la machine à absorption :

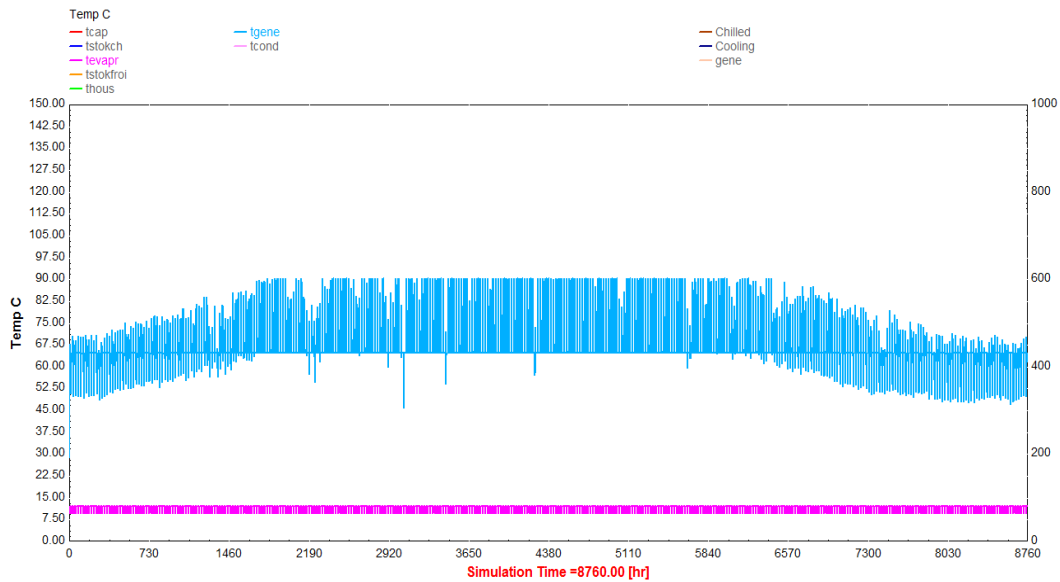


Figure V.26 : Températures du générateur comparée à celle de l'évaporateur dans la machine

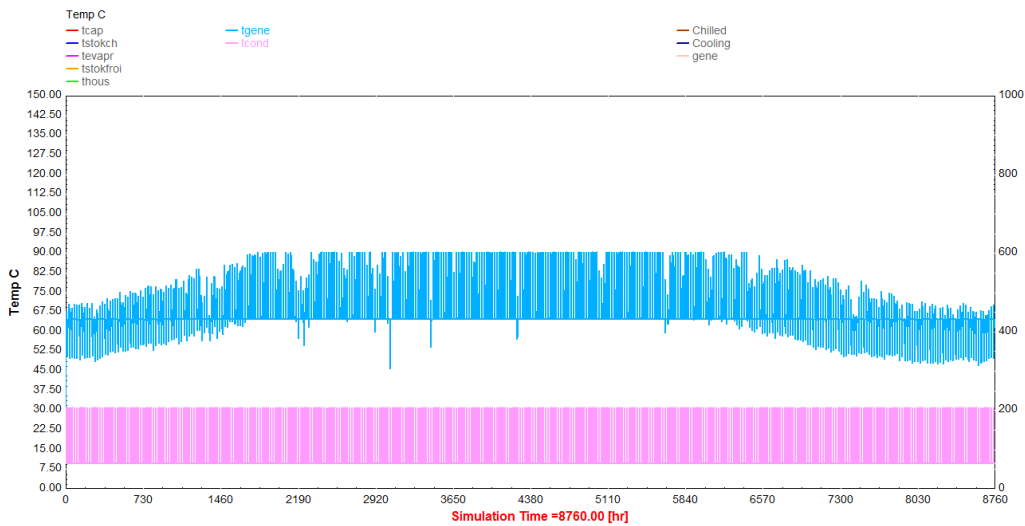


Figure V.27: Température du générateur comparée à celle du condenseur dans la machine.

Pour la température du générateur, elle règne entre 65 et 90 °C, celle du condenseur elle est comprise entre 10 et 31.34°C quand à celle de l'évaporateur entre 9 et 13°C. Dans ce cas de figure aussi la différence de température entre l'évaporateur et l'intérieure du local est suffisante afin d'assurer une sensation de confort thermique dans le local.

**V.5.2. Températures du capteur cylindro parabolique, température du ballon chaud et du ballon froid :**

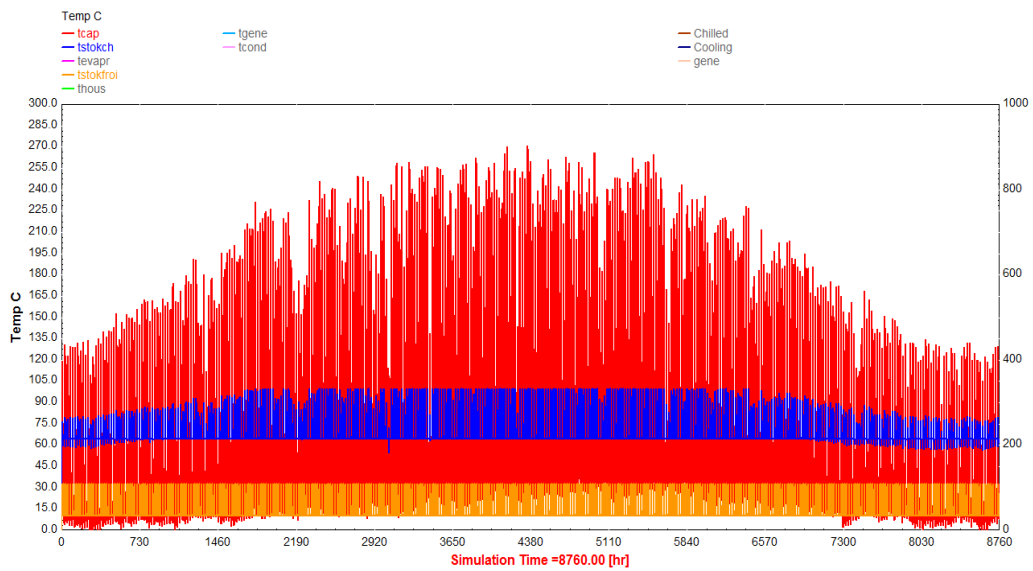


Figure V.28 : Les Températures du ballon chaud et froid.

D’après cette figure V.28 on voit que la température du capteur cylindro parabolique dépasse 200 °C, influençant ainsi celle du ballon de stockage chaud qui dépasse les 100 °C à son tour.

**V.5.3. Prépondérances entre températures capteur cylindro parabolique, ballon de stockage chaud et générateur :**

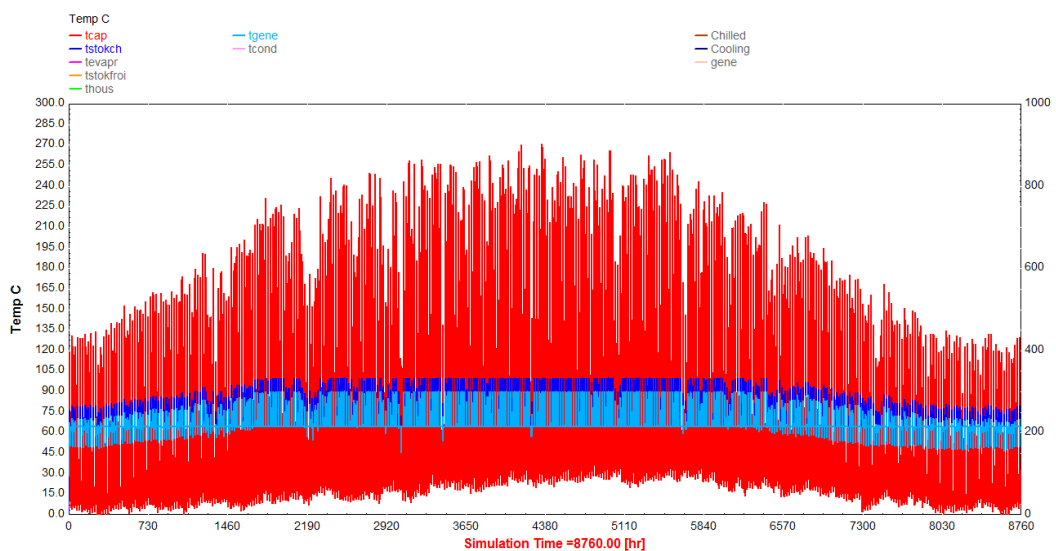


Figure V.29 : Les Températures du ballon chaud et froid

Cette figure montre l'influence de la température du capteur sur celle du ballon de stockage et celle du générateur.

**V.5.4. Représentation de la puissance utile du capteur en fonction de TSV :**

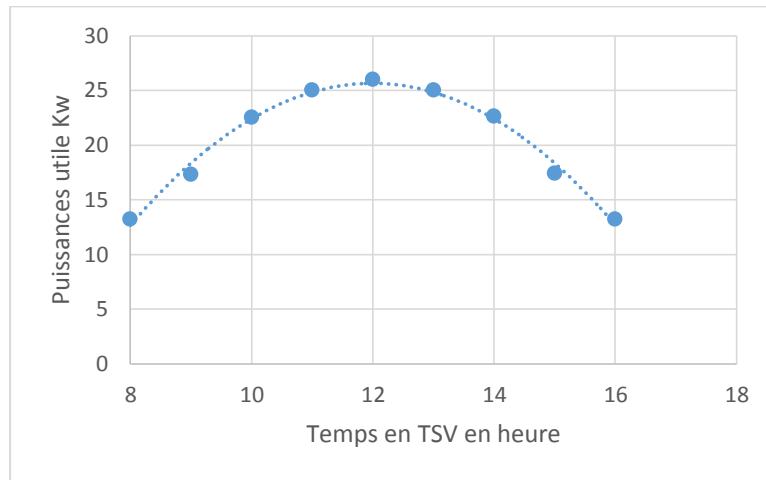


Figure V.30: Représentation de la puissance utile en fonction de TSV pour une journée type.

**Le COP de la machine :**

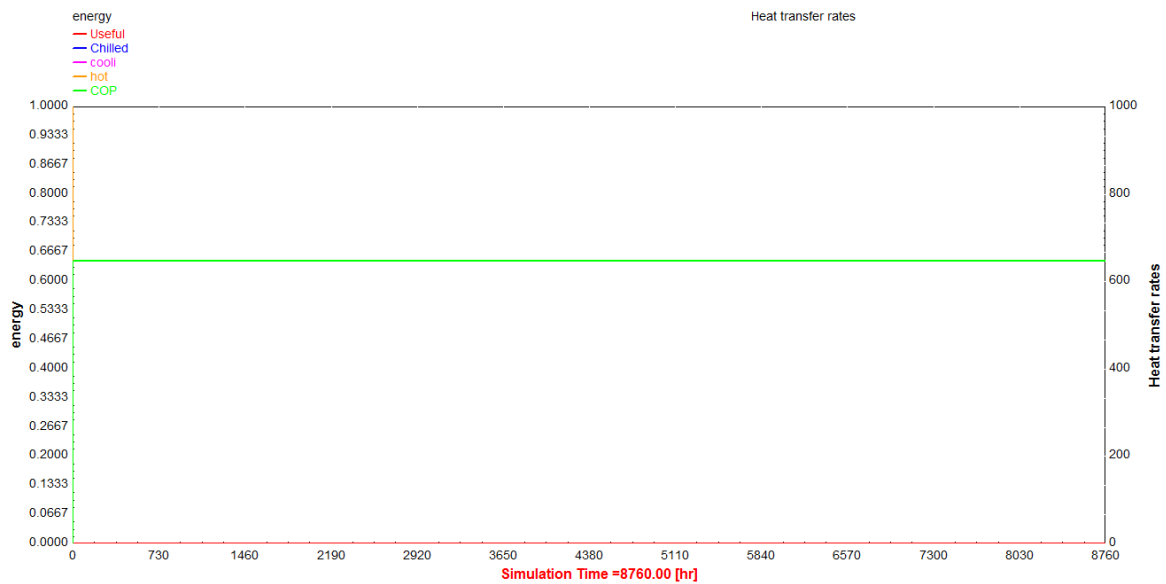


Figure V.31 : Coefficient de performance de la machine.

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption représenté dans la figure V.31 indique une valeur de 0.6487. On constate qu'il y a toujours deux régimes, le premier est un régime transitoire au démarrage de la machine et le deuxième est un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine.

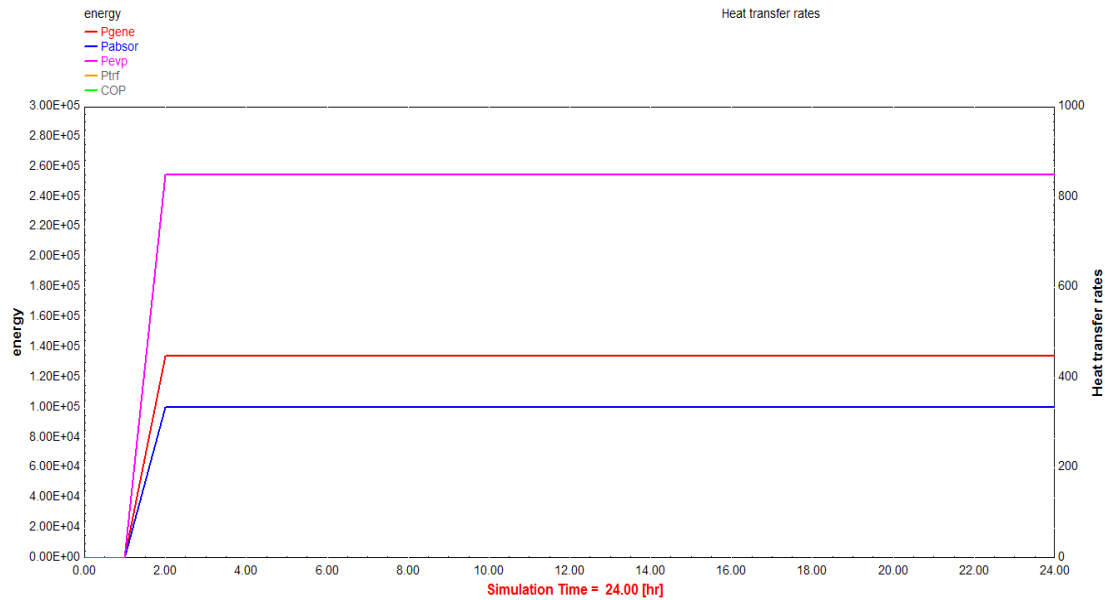


Figure V.32: Puissances des composants de la machine à absorption

D’après les évolutions de puissances enregistrées sur cette figure, on constate que les niveaux de puissances développées est beaucoup plus important à l’absorbeur environ 70.95kW puis au générateur 37.48kW et enfin à l’évaporateur 27.92 kW. Il est donc impératif d’établir un modèle plus précis de machine à absorption en particulier pour les phases de démarrage (pics de puissances sur les valeurs réelles du générateur et de la tour de refroidissement) et d’arrêt (production frigorifique réelle qui se perd après quelques minutes de l’arrêt de la machine).

**Variation du COP en fonction de la température du générateur pour  $T_c=26^{\circ}\text{C}$ .**

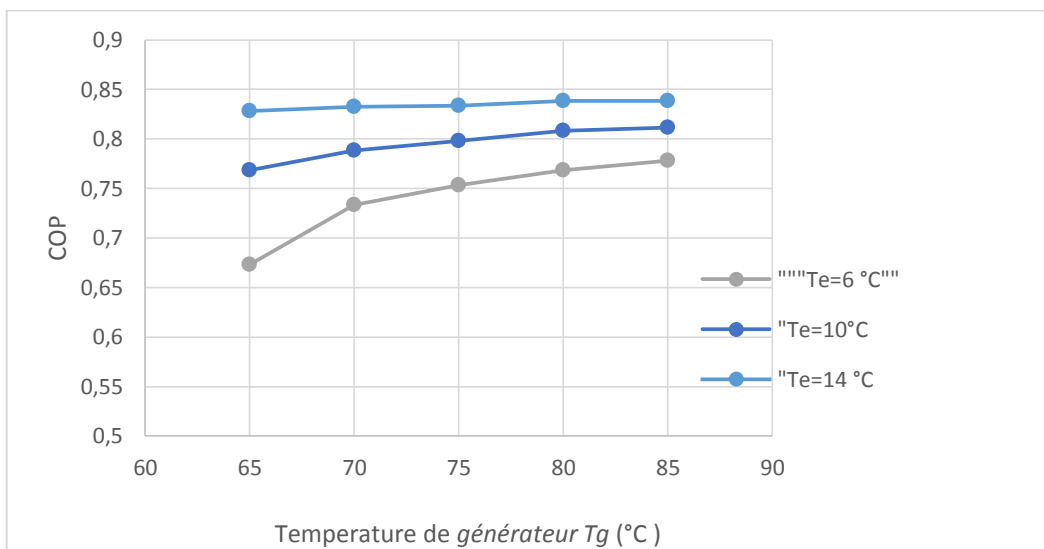


Figure V.3 : Variation du COP en fonction de la température du générateur.

D'après cette figure, nous constatons que le COP est proportionnel à la température du générateur et celle de l'évaporateur.

### Conclusion du chapitre :

Dans ce chapitre nous avons étudié le comportement d'une installation de climatisation solaire d'un local situé dans le sud de l'Algérie et plus particulièrement pour la région de Bechar. Les simulations étudiées lors de ce travail nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Après avoir présenté le bâtiment de l'étude et son comportement sans climatisation, on a pu constater que l'isolation thermique nous permet de réduire nos besoins de 10000kwh et ainsi diminuer notre consommation d'énergie. Il faut signaler que l'isolation thermique est une étape indispensable.
- L'analyse a permis aussi de montrer la bonne adéquation entre le besoin en froid et l'apport solaire.
- Le choix de la surface du capteur et le volume de stockage sont des paramètres importants pour l'optimisation de notre installation.
- Les résultats obtenus montrent que le C.O.P du système d'absorption est environ 0,6254 qui correspond à une température de fonctionnement inférieure à 80 ° C assurant le fonctionnement de l'installation dans le site choisi.
- La balance de la température du bâtiment par rapport au surgissement et le vespérale de soleil et la stabilisation par l'effet d'évaporateur. La température d'évaporateur est composée de deux régimes, transitoire qui présente l'absorption de la chaleur et permanent qui présente la vaporisation totale.
- En variant la surface de captage, les températures du capteur et du générateur oscillent entre 80 °C à 160 °C respectivement. Cette constatation montre le bon fonctionnement de la machine.
- L'augmentation du coefficient de pente du capteur entraîne une diminution de la température de sortie du ballon de stockage ainsi que celle du générateur. Ceci nous conduit à proposer une bonne orientation du capteur afin d'assurer l'augmentation de température de sortie et par conséquent les besoins d'utilisations.

- Les conditions climatiques du site de BECHAR nous ont permis d'avoir des résultats intéressants, une économie d'énergie (énergie gratuite), sans oublier la contribution à la protection de l'environnement.
- Le COP est sensiblement influencé par les températures du générateur et du condenseur, il est proportionnel à la température du générateur et de l'évaporateur et inversement proportionnel à la température du condenseur.
- Le rendement exergetique ECOP est généralement maximal lorsque les températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur sont optimisées pour maximiser l'efficacité de la conversion d'énergie thermique en travail utile (réfrigération). Cependant, une élévation excessive de la température du générateur ou une chute trop basse de la température de l'évaporateur peuvent mener à des rendements dégradés.
- Pour le cas de la machine à absorption alimentée par un capteur cylindro parabolique, nous avons enregistré des puissances moins importantes au niveau de l'absorbeur et du générateur ce qui a introduit une légère amélioration de la valeur du COP, en comparant au premier modèle.

*Conclusion générale et  
perspectives*

Les machines à absorption ont bien marqué leurs place dans la transition énergétique en raison de leur capacité à réduire les rejets de chaleur fatale à basse température ( $<100^{\circ}\text{C}$ ), tels que les rejets industriels, à valoriser les sources d'énergie renouvelables de type solaire et géothermique et à rendre cette chaleur utile pour plusieurs applications dans l'industrie.

Ces installations sont aussi marquées par leurs avantages tels que : l'absence de vibrations, fonctionnement silencieux, grande robustesse (pratiquement pas de pièces tournantes), faible coût de fonctionnement et leurs disponibilité.

Le travail réalisé dans le cadre de cette étude permet de donner une vue globale de l'interaction des conditions de fonctionnement des cycles a absorption et de préciser les verrous technologiques, techniques et phénoménologiques à étudier sur les cycles pour améliorer leurs performances.

Un modèle a été développé permettant de décrire simplement les transferts au sein d'une machine à absorption opérant au couple eau/ bromure de lithium, alimentée par différents capteurs solaires et fonctionnant selon les conditions climatiques de la région de Bechar au sud Algerien.

L'analyse de l'influence des différents paramètres sur les performances de la machine à absorption montre que le COP est un critère parmi d'autres. Nous avons évoqué principalement l'influence des performances des équipements, à savoir :

- Les températures des différents organes qui composent la machines ;
- Le type de capteur utilisé, sa surface, son rendement ainsi que son orientation ;
- Le type du ballon de stockage et son volume ;
- La nature de rejet de chaleur ;
- Le moyen par lequel l'effet utile est produit.

En effet, une augmentation de la température de rejet de chaleur (eau de refroidissement), par l'effet qu'elle induit sur les températures à l'absorbeur et au condenseur, participe à une détérioration du COP et de la capacité de réfrigération du groupe. Par contre, il est nécessaire, pour l'obtention d'un COP important et d'une capacité de réfrigération élevée de faire fonctionner le groupe avec des températures d'eau chaude élevées. Toutefois, les températures d'eau chaude fournies par les capteurs actuels ( $80$  à  $100^{\circ}\text{C}$ ) seront largement suffisantes pour obtenir de bonnes performances.

L'étude de la machine a permis d'identifier des régimes de températures optimisées dans le but de contrôler la puissance frigorifique produite. Cette étude a mis en exergue la forte dépendance du froid produit par rapport au niveau de température de la source ambiante mais aussi le fait que les performances globales de la machine sont meilleures lorsque la température de la source froide est élevée. En partant de ces résultats, une analyse complète de l'installation a été réalisée.

Deux configurations ont été étudiées : la première intègre un champ de capteurs plans et la seconde intègre un capteur cylindro parabolique. Cette étude nous a permis de conclure d'une part qu'il est toujours plus intéressant de disposer d'une grande surface de capteurs, même lorsque les besoins dans le bâtiment sont moindres (intersaison), rien que d'autre part, que le fait de modifier la température à l'entrée de l'absorbeur permet de contrôler la production frigorifique afin de l'adapter aux besoins dans le bâtiment.

En effet, étant donné le besoin en rafraîchissement, ce type d'installation est prévu pour fonctionner seulement six mois dans l'année (saison chaude et intersaison), et compte tenu de son investissement très élevé, une valorisation notamment du champ de capteurs solaires, aurait pu être intéressante en hiver .

Le deuxième point important à soulever concerne les performances globales de l'installation et notamment la valeur du COP<sub>élec</sub> de production qui est sensiblement du même ordre de grandeur que celui d'un système classique, ne justifiant pas clairement son coût d'investissement nettement supérieur (dans la logique unique de rafraîchissement).

Le troisième point porte sur le choix de fonctionner sans appoint de chaleur qui a conduit à surdimensionner la machine. Ce choix entraîne de lourdes conséquences quant au fonctionnement de la machine à absorption en particulier lorsque la puissance frigorifique produite est supérieure aux besoins du bâtiment.

Enfin, le dernier point concerne la complexité de la régulation de ce type de système, par rapport à un système de production de froid à compression. Cette complexité entraîne un risque potentiellement important de dysfonctionnements et donc un coût de maintenance plus élevé.

Néanmoins, une partie des problèmes évoqués précédemment vient des choix qui ont été établis lors de la phase d'étude de notre système. Une machine à absorption légèrement sous-dimensionnée par rapport aux besoins du bâtiment, associée à un appoint par exemple, permettrait peut-être d'obtenir de meilleurs résultats. De plus, une valorisation du champ de capteurs solaires en hiver aurait pu augmenter sensiblement les performances globales de l'installation à l'échelle annuelle.

## **Perspectives**

- La suite de ce travail de froid solaire est d'ajouter aussi dans ce cas le chauffage solaire des locaux, et ceci en apportant des améliorations à la boucle de TRNSYS afin de rentabiliser les champs de capteurs et d'optimiser l'utilisation de l'installation durant toute l'année.
- Il sera intéressant par la suite de ce travail de mettre en place un prototype de climatisation solaire en site réel pour tester la climatisation et confirmer les résultats obtenus. Ce dispositif permettra aussi d'avoir des informations sur l'action du milieu extérieur sur le système.
- La possibilité de créer des installations à absorption à plusieurs niveaux, permet d'atteindre des COP (coefficient de performance) supérieur à 1.
- Ce travail peut être poursuivi aussi par une analyse exergo-économique du système et réalisation d'un banc d'essai expérimental.

# *Références bibliographiques*

- [1] Praene, J.P. « Intégration et modélisation dynamique de composants d'un système de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment ». Thèse de doctorat, Université de la Réunion, 2007.
- [2] NASA Goddard Institute for Space Studies (GISS). « Surface Temperature Analysis ». Disponible sur : <https://data.giss.nasa.gov/gistemp/>.
- [3] Legendre, A. « L'homme est-il responsable du réchauffement climatique ? ». France : EDP Sciences, 2009.
- [4] Mohammed, B.S. « Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires ». Thèse de doctorat, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen, 2009.
- [5] Lazzarin, R., & Lazzarin, M. « Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 38–47, 2014.
- [6] Ehrismann, B. « Collated and updated list of solar cooling installations in participating countries », version 1.3, 2012. Disponible sur : <http://www.estif.org/solarkeymarknew/images/downloads/installations.pdf> [consulté le 29 novembre 2016].
- [7] Morel, M. « État des lieux de la climatisation/chauffage solaire en Europe ». Disponible sur : <http://www.tecsol.fr/Rafrsol2/stateofart.htm>, 2016 [consulté le 29 novembre 2016].
- [8] Institut International du Froid (IIF). « Bulletin n°2002-1 ».
- [9] Daoudi, R. « Thermo frigo-pompe à absorption à eau–bromure de lithium pour hautes températures : Modélisation, conception et analyse exergetique ». Thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [10] Muhsin, K., & Kaynakli, O. « Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system ». *Energy*, vol. 32, pp. 1505–1512, 2007.
- [11] Yumrutas, R., Kunduz, M., & Kanoglu, M. « Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems ». *Exergy, An International Journal*, vol. 2, pp. 266–272, 2002.
- [12] Kim, D.S., Infante Ferreira, C.A., & Gibbs, A. « Energy equation for LiBr aqueous solutions ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 36–46, 2006.
- [13] Lyes, B., Abdelhamid, B., Abdelaziz, B., & Toufik, C. « Simulation numérique d'un cycle à absorption solaire LiBr/H<sub>2</sub> O ». *2<sup>e</sup> Séminaire International sur les Énergies Nouvelles et Renouvelables*, 2012.
- [14] Touaibi, R., Elena, E.V., Michel, F., Abdelhamid, K., Miloud, T.A., & Benyoucef, K. « Étude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau–Bromure de lithium ». *Efficacité énergétique–sources d'énergies renouvelables–protection de l'environnement*, COFRET'12, Sozopol, Bulgarie, 2012.

- [15] **Ben Ezzine, N., Barhoumi, M., Mejbri, K., Chemkhi, S., & Bellagi, A.** « Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller ». *Desalination*, vol. 168, pp. 137–144, 2004.
- [16] **Kong, D.** « Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller ». *Energy and Power Engineering*, vol. 2, no. 4, pp. 298–305, 2010.
- [17] **Chekir, N., & Bellagi, A.** « Comparison of a Butane/Octane Absorption Machine With an Ammonia/Water One ». *Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 5, pp. 45–49, 2010.
- [18] **Sencan, A., Yakut, K.A., & Kalogirou, S.A.** « Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems ». *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 645–657, 2005.
- [19] **Morosuk, T., & Tsatsaronis, G.** « A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines ». *Energy*, vol. 33, pp. 890–907, 2008.
- [20] **Sözen, A.** « Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature ». *Renewable Energy*, vol. 29, no. 4, pp. 501–515, 2004.
- [21] **Rivera, W., Siqueiros, J., Martínez, H., & Huicochea, A.** « Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 14–15, pp. 2008–2015, 2010.
- [22] **Guo, P., Sui, J., Hana, W., Zheng, J., & Jina, H.** « Energy and exergy analyses on the off-design performance of an absorption heat transformer ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 48, pp. 506–514, 2012.
- [23] **Huicochea, A., Rivera, W., Martínez, H., Siqueiros, J., & Cadenas, E.** « Analysis of the behavior of an experimental absorption heat transformer for water purification for different mass flux rates in the generator ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 52, no. 1, pp. 38–45, 2013.
- [24] **Rivera, W., Huicochea, A., Martínez, H., Siqueiros, J., Juárez, D., & Cadenas, E.** « Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification ». *Energy*, vol. 36, no. 1, pp. 320–327, 2011.
- [25] **Gomri, R.** « Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer ». *Desalination*, vol. 249, no. 1, pp. 188–196, 2009.
- [26] **Zebbar, D., Kherrisa, S., Zebbar, S., & Mostefa, K.** « Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 5, pp. 1393–1401, 2012.
- [27] **Yari, M.** « A novel cogeneration cycle based on a recompression supercritical carbon dioxide cycle for waste heat recovery in nuclear power plants ». *International Journal of Exergy*, vol. 10, no. 3, pp. 346–364, 2012.
- [28] **Ercan, A. O., & Gogus, Y.** « Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system ». *International Journal of Refrigeration*, no. 14, pp. 86–92, 1991.

- [29] **Aphornratana, S., & Eames, I. W.** « Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using second law of thermodynamics method ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 4, pp. 244–252, 1995.
- [30] **Talbi, M., & Agnew, B.** « Exergy analysis: An absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 619–630, 2000.
- [31] **Kilic, M., & Kaynakli, O.** « Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 599–607, 2007.
- [32] **Kaynakli, O., & Yamankaradeniz, R.** « Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation ». *Current Science*, vol. 92, no. 4, pp. 472–479, 2007.
- [33] **Marcriss, R. A., Gutraj, J. M., & Zawacki, T. S.** « Absorption fluids data survey: Final report on worldwide data ». *Institute of Gas Technology*, ORLN/Sub/8447989/3, Chicago, 1988.
- [34] **Horuz, I.** « A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems ». *Heat and Mass Transfer*, vol. 25, no. 5, pp. 711–721, 1998.
- [35] **Chang, W., Macriss, R., & Rush, F.** « Secondary alcohol additive for water-lithium bromide absorption refrigeration system ». *U.S. Patent No. 3,609,087*, 1971.
- [36] **Albertson, C. E., & Krueger, R. H.** « Heat transfer additives for absorption solution ». *U.S. Patent No. 3,580,759*, 1971.
- [37] **Aebischer, B., Jakob, M., Henderson, G., & Catenazzi, G.** « Impact of climate change on thermal comfort, heating, and cooling energy demand in Europe ». *Proceedings SECEE Summer Study, Saving Energy*, 4–9, France, 2007. ISBN: 978-91-633-0899-4.
- [38] **Grignon-Masse, L.** « Development of a cost-benefit analysis methodology to assess the potential for reducing environmental impacts related to summer comfort: Case of fixed individual air conditioners in metropolitan areas ». *Thèse de l'école des Mines de Paris*, France, 2010.
- [39] **Krueger, R. H.** « Corrosion inhibitors for absorption systems ». *U.S. Patent No. 4,019,992*, 1977.
- [40] **La réglementation chauffage PEB**, *Bruxelles Environnement – IBGE, Département chauffage et climatisation PEB*, Version (PEB heating regulations), November, 2014.
- [41] **McNeely, L.A.** « Thermodynamic Properties of aqueous solutions of Lithium Bromide ». *ASHRAE Trans.*, vol. 85, part 2, pp. 413–434, 1979.
- [42] **Ziegler, B., Trepp, C.** « Equation of state for Ammonia-water mixtures ». *Int. J. Refrigeration*, vol. 7, no. 2, pp. 101–106, 1984.
- [43] **El-Sayed, Y.M., Tribus, M.** « Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures, theoretical implementation for use in power cycle analysis ». *ASME publication AES-vol.1*, pp. 89–95, 1985.
- [44] **Bhaduri, S.C., Vanna, H.** « P-T-X Behaviour of R22 with Five different absorbents ». *Int. J. Refrig.*, vol. 9, Nov, pp. 362–366, 1986.

- [45] **Anand, D.K., Kumar, B.** « Absorption machine irreversibility using new entropy calculations ». *Solar Energy*, vol. 39, no. 3, pp. 243–256, 1987.
- [46] **Bhaduri, S.C., Vanna, H.** « Heat of Mixing of R22-absorbent Mixtures ». *Int. J. Refrig.*, vol. 11, Mar, pp. 92–95, 1988.
- [47] **Iyoki, S., Uemura, T.** « Vapour pressure of water-Lithium Bromide system and the water-Lithium Bromide-Zinc Bromide-Lithium Chloride system at high temperature ». *Int. J. Refrig.*, vol. 12, pp. 278–282, 1989, b.
- [48] **Iyoki, S., Uemura, T.** « Physical and thermal properties of the water-lithium bromide-zinc bromide-lithium chloride system ». *ASHRAE Trans.*, vol. 96, pp. 323–328, 1990.
- [49] **Park, Y.M., Sonntag, R.E.** « Thermodynamic properties of Ammonia-water mixture: A generalized equation-of-state approach ». *ASHRAE Trans.*, vol. 96, pp. 150–159, 1990.
- [50] **Herold, K.E., Radermacher, R., Howe, L., Erickson, D.C.** « Development of an absorption heat pump water heater using an aqueous ternary hydroxide working fluid ». *Int. J. Refrig.*, vol. 14, pp. 156–167, 1991.
- [51] **Jeter, S.M., Moran, J.P., Teja, A.S.** « Properties of lithium bromide-water solution at high temperatures and concentrations ». Part 3 Specific Heat, *ASHRAE Trans.*, vol. 98, Part 1, pp. 137–149, 1992.
- [52] **Wen, T.C., Lin, S.M.** « Corrosion inhibitors for absorption system, journal ». *Chin. Inst. Chem. Eng.*, vol. 22, pp. 311–316, 1992.
- [53] **Borde, I., Jelinek, M., Daltrophe, N.C.** « Working fluids for an absorption system based on R124 and organic absorbents ». *Int. J. Refrigeration*, vol. 20, pp. 256–266, 1997.
- [54] **Chakir, N., Mejbri, Kh., Bellagi** « A Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures ». *Int. J. Refrigeration*, vol. 29, pp. 469–475, 2006.
- [55] **Romero, R.J., Guillen, L., Pilatowsky, I.** « Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 867–876, 2005.
- [56] **Karno, A., Ajib, S.** « Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications ». *Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 71–81, 2008.
- [57] **Pilatowsky, I., Rivera, W., Romero, R.J.** « Thermodynamic analysis of mono methylamine–water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures ». *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 70, pp. 287–300, 2001.
- [58] **Pilatowsky, I., Rivera, W., Romero, R.J.** « Performance evaluation of a mono methylamine–water solar absorption refrigeration system for milk cooling purposes ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 1103–1115, 2004.
- [59] **De Lucas, A., Donate, C., Villasenor, J., Rodriguez, J.F.** « Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, pp. 324–330, 2004.

- [60] **De Lucas, A., Donate, M., Rodriguez, J.F.** « Applying surfactants to improve the absorption capacity of mixtures of lithium bromide and formates in absorption refrigeration coolers ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 6, pp. 1073–1080, 2008.
- [61] **Riffat, S.B., James, S.E., Wong, C.W.** « Experimental analysis of the absorption and desorption rates of HCOOK/H<sub>2</sub>O and LiBr/H<sub>2</sub>O ». *International Journal of Energy Research*, vol. 22, pp. 1099–1103, 1998.
- [62] **Ferreira, C.A.I.** « Thermodynamic and physical property data equations for ammonia–lithium nitrate and ammonia–sodium thiocyanate solutions ». *Solar Energy*, vol. 32, pp. 231–236, 1984.
- [63] **Sun, D.W.** « Comparison of the performance of NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>–LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>–NaSCN absorption refrigeration systems ». *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 5/6, pp. 357–368, 1998.
- [64] **Abdulateef, J.M., Sopian, K., Alghoul, M.A., Sulaiman, M.Y., Zaharim, A., Ahmad, I.** « Solar absorption refrigeration system using new working fluid pairs ». *International Journal of Energy*, vol. 1, no. 3, pp. 82–87, 2007.
- [65] **Safarov, J. T.** « The investigation of the (p, r, T) and (ps, rs, Ts) properties of {(1 - x)CH<sub>3</sub>OH + xLiBr} for the application in absorption refrigeration machines and heat pumps ». *The Journal of Chemical Thermodynamics*, vol. 35, pp. 1929–1937, 2003.
- [66] **Muthu, V., Saravanan, R., Renganarayanan, S.** « Experimental studies on R134a-DMAC hot water based vapour absorption refrigeration systems ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 47, pp. 175–181, 2008.
- [67] **Bulgan, A. T.** « Use of low temperature energy sources in aqua-ammonia absorption refrigeration systems ». *Energy Conversion and Management*, vol. 38, no. 14, pp. 1431–1438, 1997.
- [68] **Bulgan, A. T., Koc, A., Ozturk, N. A.** « Investigation of thermodynamic properties of alternative fluid couples for absorption thermal systems ». *Energy Conversion and Management*, vol. 41, pp. 1029–1042, 2000.
- [69] **Braccio, S.** « Etude numérique et expérimentale d'un cycle combiné de production de froid et d'électricité basé sur la technologie à absorption NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O ». *Génie des procédés*, Université Savoie Mont Blanc, 2023.
- [70] **Braccio, S., Phan, H. T., Tauveron, N., Le Pierrès, N., Arteconi, A.** « Energy, exergy and exergo-economic analysis and optimisation of the scale-up of a combined ammonia-water absorption pilot plant producing electricity and refrigeration ». *Energy Conversion and Management*, vol. 278, p. 116686, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116686>
- [71] **Almasri, R. A., Abu-Hamdeh, N. H., Esmail, K. K., Suyambazhahan, S.** « Thermal solar sorption cooling systems: A review of principle, technology, and applications ». *Alexandria Engineering Journal*, vol. 61, pp. 367–402, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.06.043>
- [72] **Nofaresti, S., Ahmadzadehtalatapeh, M., Motlagh, V. G.** « The application of solar integrated absorption cooling system to improve the air quality and reduce the energy consumption of air conditioning systems in buildings – A full year model simulation ». *Energy and Buildings*, vol. 274, p. 112420, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2022.112420>

- [73] **Bellos, E., Chatzovoulos, I., Tzivanidis, C.** « Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair ». *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 23, p. 100885, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100885>
- [74] **Safarov, J. T.** « Study of thermodynamic properties of binary solutions of lithium bromide or lithium chloride with methanol ». *Fluid Phase Equilibria*, vol. 235, pp. 87–95, 2005.
- [75] **Petibon, S.** « Nouvelles architectures distribuées de gestion et de conversion de l'énergie pour les applications photovoltaïques ». Thèse de doctorat, Université Toulouse III - Paul Sabatier, HAL Thèses, 2009. <https://theses.hal.science/tel-00377788>
- [76] **Albaric, M., Anies, G., Benabdelmoumene, N., Boudehenn, F., Castaing-Lasvignottes, J., Chatagnon, N., Deque, F., Ghiaus, C., Jabbour, N., Heintz, J., Papillon, P.** « Guide de préconisations ». ABCLIM-SOL, Projet/ANR-07-PBAT-001-01, 2011.
- [77] **Guillaume, A.** « Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption ». Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, novembre 2011.
- [78] **Maalouf, C.** « Etude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire ». Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, UFR sciences fondamentales et sciences pour l'ingénieur, 2006.
- [79] **Bourdoukan, P.** « Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire ». Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2008.
- [80] **Encyclopédie** « Capteur solaire thermique ». Site web : [www.infoenergie69-grandlyon](http://www.infoenergie69-grandlyon), 2014.
- [81] **Edwards, D. K.** « Capteurs solaires ». Edition SCM, Paris, 1979.
- [82] **Saadi, S.** « Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan ». Mémoire de magister en physique, Université de Constantine, Spécialité énergies renouvelables, 2010.
- [83] **Ren, H., Sun, Y., Albdour, A. K., Tyagi, V., Pandey, A. K., Ma, Z.** « Improving energy flexibility of a net-zero energy house using a solar-assisted air conditioning system with thermal energy storage and demand-side management ». *Applied Energy*, vol. 285, p. 116433, 2021.
- [84] **Bernard, J.** « Amélioration de la flexibilité énergétique d'une maison à consommation énergétique nette zéro à l'aide d'un système de climatisation à énergie solaire avec stockage d'énergie thermique et gestion de la demande ». *Energie solaire, calculs et optimisation*, 2021.
- [85] **SaeedAlqaed, E., Jawed, M., Fahad, A.** « L'effet de l'utilisation de matériaux à changement de phase dans un mur solaire sur le nombre de fois de climatisation par heure pendant le jour et la nuit dans différentes épaisseurs du mur solaire ». *Ellipse Edition marketing*, 2022.
- [86] **Ababsa, D.** « Optimisation du rendement d'un capteur solaire par minimisation des pertes convectives ». Thèse de l'Université El Hadj Lakhdar de Batna, 2010.
- [87] **Anies, G., Chatagnon, N., Deque, F., Stouffs, P., Castaing-Lasvignottes, J.** « Study of a domestic absorption chiller ». Part 1: experimental results. *Energy Conversion and Management*, 2011.

- [88] **Anies, G., Stouffs, P., Castaing-Lasvignottes, J.** « Modeling and experimental validation of a solar cooling installation ». *International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Perugia, Italy, 2012.
- [89] **Baharoon, D., Hasimah, A.R., Wan, Z. Wan .O., Saeed, O.** « Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently ». A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41: p. 996-1027, 2015.
- [90] **Philibert, C.** « Technology roadmap: concentrating solar power ». *OECD/IEA*, 2010.
- [91] **Bent, S.** « Solar Power, in *Renewable Energy Focus* ». Handbook Academic Press: USA. p. 341-382, 2009.
- [92] **Kalogirou, S. A.** « Processes and Systems, in *Solar Energy Engineering* ». Second Edition. Academic Press: Boston. p. 125-540, 2014.
- [93] **IEA**, Technology roadmap: concentrating solar power. *OECD/IEA*. 2010.
- [94] **Sarbu, I., Calin, S.** « Review of solar refrigeration and cooling systems ». *Energy and Buildings*, 67: p. 286-297, 2013.
- [95] **Ullah, K., Saidur, R., Ping, Hw., Akikur, Rk., Shuvo, Nh.** « A review of solar thermal refrigeration and cooling methods ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24: p. 499-513, 2013.
- [96] **Allouhi, A., Kousksou, T., Abdelmajid Jamil, Pascal, B., Mourad, Y., Zeraouli, Y.** « Solar driven cooling systems ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44: p. 159-181, 2015.
- [97] **Best, R., Rivera, W.** « A review of thermal cooling systems ». *Applied Thermal Engineering*, 75: p. 1162-1175 and *Sustainable Energy Reviews*, 44: p. 159-181, 2015.
- [98] **Ghafoor, A., Anjum, M.** « Worldwide overview of solar thermal cooling technologies ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43: p. 763-774, 2015.
- [99] **Duminil, M.** « Machine à compression mécanique ». *Techniques d'ingénieur, traité Génie énergétique*, B 9 730: 1-60, 1995.
- [100] **Amardjia, A. H.**, « Algérie - Energie solaire et hydrogène - Développement durable ». *Office des publications universitaires*, ISBN: 978.999.0.1068.6, 2007.
- [101] **Beckman, A. et al.** « Solar engineering of Thermal Processes ». Madison, Wisconsin: John Wiley & Sons, INC, 1980.
- [102] **Klein et al.** *TRNSYS* a Transient System Simulation Program version 16. Madison: Solar Energy Laboratory (SEL), University of Wisconsin-Madison, 2005.
- [103] **ASHRAE** Standard 93-77, 1977.
- [104] **DIN EN 12975** « Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren ». Teil 2: Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN 12975-2: 6. Kapitel 1.4.8.4, 2006.
- [105] <http://www.solarenergy.ch.org>.

- [106] **Klein**, S. A. « A Design Procedure for Solar Heating Systems ». Ph.D., University of Wisconsin Madison, 1976.
- [107] **Kleinbach**, E. M., **Beckman**, W. A. et al. « Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks ». *Solar Energy* 50(2): 155-166, 1993.
- [108] **Kohlenbach**, P., **Ziegler**, F. « A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance ». Part I: the model. *Int. J. Refrigeration* 31(2): 217-225, 2008a.
- [109] **Lavan**, Z., **Thompson**, J. « Étude expérimentale des réservoirs de stockage d'eau chaude thermiquement stratifiés ». *Solar Energy* 19: 519-524, volume 19, pages 519-524, 1977.
- [110] **Newton**, B. J. « Modeling of solar storage tanks ». University of Wisconsin-Madison, 1995.
- [111] **Hollands**, K. G., **Lightstone**, M. F. « A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems ». *Solar Energy* 43(2): 97-105, 1989.
- [112] **Badescu**, V. « Model for a solar-assisted climatization system ». *Energy* 23(9): 753-766, 1998.
- [113] **Kreuzinger**, T., **Bitzera**, M. et al. « State estimation of a stratified storage tank ». *Control Engineering Practice* 16: 308–320, 2008.
- [114] **Duffie**, J., **Beckman**, A.W. « Solar Engineering of Thermal Process, Second Edition ». Wiley Interscience Publication, 1991.
- [115] **Kleinbach**, E., **Beckman**, A. W. et al. « Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks ». *Solar Energy* 50(2): 155-166, 1993.
- [116] **Li**, Z. F., **Sumathy**, K. « Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system ». *Applied Thermal Engineering* 22: 1207–1216, 2002.
- [117] **Bourdoukan**, P., **Wurtz**, E. et al. « Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the desiccant cooling process: Modelling and experimental results ». *Solar Energy*, 2008.
- [118] **Crofoot**, L. « Experimental evaluation and modeling of a solar liquid desiccant air conditioning ». Thesis, University of Kingston.. 2(12): 1209-1219, 2012.
- [119] **ASHRAE**. « Handbook of fundamentals ». USA: Atlanta, 2009.
- [120] **Rogers**, G.F., **Mayhew**, Y.R. « Thermodynamic and transport properties of fluids » SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.
- [121] **Lamine**, C.M. « Simulation et étude comparée de cycle à absorption LiBr/H<sub>2</sub>O à usage de froid, cas de l'unité de production de détergent Hankel ». Thèse de Magister, Constantine: Université Mentouri, 2010.
- [122] **Azhar**, M. et al. « Thermodynamic analysis of a gas operated triple effect absorption cycle ». *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 1610-1616, 2013.
- [123] **Braun**, J. « Methodologies for the design and control of central cooling ». Madison Wisconsin. PhD thesis, University of Wisconsin – Madison, 1988.

- [124] **Kaynakli, O., Kilic, M.** « Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 599–607, 2007.
- [125] **Ben Ezzine, N., Bellagi, A.** « Second Law Study of Ammonia-Water Double Effect absorption Chiller ». *International Refrigeration And Air Conditioning conference*, West Lafayette, USA, pp. 1–8, 2004.
- [126] **Joudi, K.A et al.** « Simulation of a simple absorption refrigeration system ». *Energy conversion and management* 42, 1575-1605, 2001.
- [127] **Jan F. Kreider**, Handbook of heating, ventilation and air-conditioning, ISBN 0-8493-9584-4, 2001.
- [128] **Chatagnon, N., Bachmann, M.** « Caractérisation technique de la machine à absorption solaire Rotartica en régime dynamique - Phase 2 ». ANNEXE - Projet ABCLIMSOL WP1, H-E15-2009-02819-FR 1.0, 2 octobre 2009.
- [129] **Michael, J., Moran, H., Shapiro, N., Bruce, R., Munson, D.P.** « Introduction to Thermal Systems Engineering ». Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer, ISBN 0-471-20490-0, by John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [130] **Grossman, G.** « Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning » *Solar Energy* 72(1), 2002.
- [131] **Gibout, S., J. Castaing-Lasvignottes, et al.** « Modélisation en régime variable d’une machine frigorifique à absorption pour une application solaire ». *Revue Générale du Froid* 1058, 2005.
- [132] **Castaing-Lasvignottes, J., Marc, O. et al.** « Modélisation et simulation dynamique d’une machine frigorifique à absorption H<sub>2</sub>O/LiBr ». Application Solaire. COFRET. Nantes, 2008.
- [133] **Hammad, M., Habali, S.** « Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet ». *Applied Thermal Engineering* 20: 1785-1798, 2000.
- [134] **Florides, G. A., Kalogirou, S. A. et al.** « Design and construction of a LiBr–water absorption machine ». *Energy Conversion and Management* 44: 2483–2508, 2003.
- [135] **Castaing-Lasvignottes, J.** « Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide ». *Institut français du froid industriel*, 2001.
- [136] **Marc, O.** « Etude expérimentale modélisation et optimisation d’un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment ». Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l’Energie et l’environnement. Thèse, Université de la Réunion. 2010.
- [137] **Schüco**. Documentation constructeur relative à la machine à absorption LB 30, 2007.
- [138] **Guillaume, A.** « Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d’une unité de rafraîchissement solaire par absorption ». Université de Pau et des pays de l’Adour, 2011.

- [139] **Romero, R.J., Rivera, W., Gracia, J., Best, R.** « Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide ». *Appl Therm Eng*; 21:1137–47, 2001.
- [140] **Badescu, V.** « Model for a solar-assisted climatization system ». *Energy*, September 1998.
- [141] **Tierney, M.J.** « Options for solar-assisted refrigeration Trough collectors and double effect chillers ». *Renewable Energy*, 2007.
- [142] **Larkeche, O** « Modélisation d'une machine frigorifique à absorption : application des équilibres de phases ». Thèse de Doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [143] **Maouel, H., Mohammedi, K.** « Simulation and analysis of a solar cooling system ». *Journal of Applied Engineering Sciences* vol. 13(26), no. 381 pp. 243-252, 2023.
- [144] **TRNSYS** (Transient System Simulation Tool) version 2016.