



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ BOUIRA

FACULTE DES SCIENCES ET SCIENCES APPLIQUEES
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre :...../Master/2017.

Série :...../GM/2017.

MEMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme de master
en Génie Mécanique

OPTION :

GENIE CLIMATIQUE ET FRIGORIFIQUE

Simulation d'une machine à absorption sous TRNSYS

Réalisé Par : **Menni Madjed et Mechou Lamine**

Soutenu le: 06 / 07 /2017

Devant le jury composé de :

Président : M^r. Lekhal.R

M.A.A

Université Bouira

Rapporteur : M^r. Mahfoud.B

M.C.A

Université Bouira

Examineurs :

M^r. Laouari.A

M.A.A

Université Bouira

M^r.Messai.T

M.A.A

Université Bouira

2016/2017



Dédicace

Merci mon dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail :

A mes très chers parents.

Papa, ce grand homme, toujours près à me tendre la main lorsqu'e j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier pour ces enfants.

Maman, cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous les joies et les peines avec tout son cœur, aujourd'hui et du fond de mon cœur, je te dis 'MERCI Mama'.

A mon cher frère Hamou

A mes adorables sœurs

A mes oncles, leur femmes, leurs fils et à mes tantes

A mes meilleurs amis et amies

A mes camarades de classe GCF

A mes enseignants depuis ma première année scolaire

A mon encadreur, pour son soutien et son investissement dans mes recherches

A toutes la famille Mechou et Menni

Mechou Lamine

Remerciements

En préambule, je souhaite rendre grâce à Dieu, le clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et la patience de mener à bien ce modeste travail

Je tiens évidemment à débiter ces remerciements en témoignant de ma profonde reconnaissance envers Monsieur Brahim MAHFOUD, maître de conférence à l'Université BOUIRA pour m'avoir encadré et dirigé ce travail avec patience.

Je remercie vivement Monsieur Lekhal.R Maître de conférences à l'Université BOUIRA, qui m'a fait l'honneur de présider le jury, ainsi que pour sa contribution à ma formation.

*Je veux exprimer mes remerciements aux membres de jury,
Monsieur Laouari.AMA à l'Université BOUIRA
Monsieur Messai.TMA à l'Université BOUIRA.*

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les enseignants du département de Génie Mécanique de l'Université BOUIRA

Résumé

Le présent travail est une simulation les influence de température de la machine frigorifique à absorption, utilisant le couple ammoniac/eau avec une pompe mécanique pour activer la circulation de la solution binaire. Dans ce cadre le logiciel de **TRNSYS_16** fournit la possibilité pour simuler un réfrigérateur d'absorption actionné par l'eau chaude à partir d'un capteur solaire fonctionnant sous les données climatique des villes de Béchar et Dar el Baida (Alger). Nos simulations ont été présentées pour différentes surfaces de capteur solaire ($S=6 \text{ m}^2$, 10 m^2 , et 14 m^2) et avec différents volumes de réservoir de stockage d'eau chaude ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 et 1 m^3). On constate qu'avec un réservoir de stockage d'eau chaude de $V=1 \text{ m}^3$ et une surface de capteur de $S=12 \text{ m}^2$ est suffisante pour maintenir la température dans une chambre au-dessous de 26°C pendant la saison de refroidissement.

Mots clés : *absorption; ammoniac/eau; capteur solaire; TRNSYS_16*

Abstract

This work presents the simulation of the absorption machine, using the couple ammoniac/water with a mechanical pump for active the circulation of the binary solution. In this study, **TRNSYS_16** is used to simulate an absorption chiller operated by hot water from an evacuated tube solar collector operation under the data climatic of the towns of Béchar and Dar el Baida (Alger). Our simulations were presented for various surfaces of collector ($S=6 \text{ m}^2$, 10 , and 14 m^2) and with different volumes from storage tank of hot water ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 and 1 m^3). It is found that, with a hot water storage tank $V=1 \text{ m}^3$ and a solar collector area of 12 m^2 is sufficient to maintain the temperature in a room in a typical house below 26°C during the cooling season.

Keywords: *Absorption machine; ammoniac/water; solar collector; TRNSYS_16*

ملخص

في هذه الدراسة يتم محاكاة آلة تبريد بالامتصاص باستخدام محلول ثنائي الأمونياك/الماء مزودة بمضخة لضخ المحلول $((\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}))$, المحاكاة تمت بواسطة برنامج (**TRNSYS_16**) وتم تزويد الآلة بواسطة الماء الساخن المنتج عن طريق الطاقة الشمسية تعمل على بيانات مناخية لمدينتي بشار و الدار البيضاء (الجزائر). النتائج المتحصل عليها تمت من اجل مساحات مختلفة للوح الشمسي ($S=6 \text{ m}^2$, 10 , and 14 m^2). وأحجام مختلفة لصهرج الماء الساخن ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 , 1 m^3). لاحظنا انه من اجل حجم الصهرج $V=1 \text{ m}^3$ و مساحة اللوح الشمسي 12 m^2 نتحصل على درجة حرارة تبريد اقل من 26 درجة داخل الغرفة في فصل الذي يتوجب التبريد

كلمات مفاتيح: *آلة تبريد بالامتصاص, المحاكاة; الطاقة الشمسية, TRNSYS_16*

Table des matières

Nomenclature	vi
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux	viii
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités	
I.1. Généralité sur machines frigorifique à absorption:	3
I .1.1. Historique des machines frigorifique à absorption.....	3
I.1. 2. Différentes machines à absorption :	5
I.1.3.caracteristique:.....	13
I.1.4.Utilisation:.....	14
I.2.Avantage des climatistions solaire:.....	14
I.3.Marché mondial des systèmes solaire thermique:.....	17
I.3.1.Les capteurs solaires:.....	17
I.4.Intérêt de la production de froid par absorption:.....	21
I.4.1.Avantage et inconvénient de la réfrigération par absorption:.....	21
I.4.2.Les couples classiques utilisés dans l'absorption:.....	22
Chapitre II : Modélisation de la machine frigorifique à absorption	
II.1.Poositionnement du porblème:.....	23
II.2.Etude d'un cycle de réfrgération à absorption NH ₃ -H ₂ O:.....	23
Chapitre III : L'environnement de simulation TRNSYS	
III.1.Introduction:.....	31
III.2.TRNSYS Simulation Studio:.....	33
III3.Vue sur la simulateur TRNSYS:.....	33
III.3.Les cnditions de simulation:.....	36
III.3.1.Les conditions climatiques:.....	36
III.4.Simulation de l'installation à absorption:.....	38
III.4.1.Représentations sous TRNSYS:.....	38

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1.Coefficient de performance COP:.....	41
IV.2.Températures des organes de l'installation:.....	42
IV.2.1.Variation de la température ambiante et de la température de capture:.....	44
IV.2. 2. Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du capteur ...	46
IV.2.3 Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du bouilleur..	49
IV.3. Influence du volume de stockage	51
IV.4. Performance de l'installation à absorption.....	53
Conclusion générale.....	54
Bibliographie	55

Nomenclature

Symbole	Notations et symboles Unité	Définition
V	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Volume massique
W	$kJ \cdot S^{-1}$	Puissance mécanique
x		Titre de vapeur
x'		Fraction molaire ou massique liquide
X	%	Fraction molaire ou massique d'un corps dans un mélange
Y		Fraction molaire vapeur
Z		Fraction molaire globale
h	$kJ \cdot kg^{-1}$	Enthalpie massique
f	Pa ou bar	Fugacité
k		Coefficient polytropique
m	$kg \cdot s^{-1}$	Débit-masse
S	$kJ \cdot k^{-1} \cdot kg^{-1}$	Entropie massique

Liste des Indices

B	Relatif à l'ébullition
c	Relatif au point critique
e	Relatif à l'eau
l	Relatif à la phase liquide
p	Relatif à la solution pauvre
r	Relatif à la solution riche
s	Relatif à l'isentropique
s'	Relatif à la solution
v	Relatif à la phase vapeur

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.....	(6)
Figure I.2 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).....	(7)
Figure I.3 : Schéma d'un système frigorifique à absorption avec une solution de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	(8)
Figure I.4 :Composition de la vapeur en fonction de celle du liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	(10)
Figure I. 5 : Diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	(11)
Figure I.6 :Diagramme de Merkel $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	(12)
Figure I.7 : Isotherme dans le diagramme de Merkel.....	(13)
Figure I.8 : Historique du marché mondial en puissance cumulée.....	(17)
Figure I.9 : Évolution des surfaces installées dans l'U .E depuis 1994 (en m^2).....	(18)
Figure I.10 : Vue générale d'un capteur à air.....	(19)
Figure I.11 : Vue générale d'un capteur plan et sa coupe verticale.....	(20)
Figure I.12 :Vue générale d'un capteur CPC.....	(20)
Figure I.13 : Vue générale d'un capteur sous vide.....	(21)
Figure I.14 : Efficacités des différents capteurs solaires et applications aux différentes technologies de climatisation solaire.....	(22)

Chapitre II

Figure II.1 : Schéma d'un cycle à absorption.....	(23)
Figure II.2 : Lentilles d'équilibre isobares à 2 et 20 bar.....	(26)
Figure II.3 – Diagramme de Merkel $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	(26)
Figure II.4 – Représentation dans le diagramme de Oldham $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	(30)

Chapitre II

Figure III.1 : Interface du logiciel TRNSYS.....	(34)
Figure III.2 : Espace de travail de TRNSYS.....	(35)
Figure III.3 : Liens entrée-sortie entre modèles et fenêtre de paramètres de simulation.....	(36)
Figure III.4 : variation de rayonnement mensuel de Dar el Baida.....	(37)
Figure III.5 : variation de la température mensuelle de Dar el Baida.....	(37)
Figure III.6 : variation de rayonnement mensuel de Bechar.....	(38)
Figure III.7 : variation de la température mensuelle de Bechar.....	(38)
Figure III.8 : La configuration de machine absorption sous TRNSYS simulation Studio.....	(40)

Chapitre VI

Figure IV.1 : Le coefficient de performance de la machine a absorption.....	(44)
Figure IV.2 : Températures des organes de l'installation pendant une année a la ville de Dar el Baida.....	(45)
Figure IV.3 : Températures des organes de l'installation pendant une année enregistrée sur la ville de Bechar.....	(45)
Figure IV.4 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de janvier ville de Dar el Baida.....	(46)

Figure IV.5 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de juillet ville de Dar el Beida.....	(47)
Figure IV.6 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de janvier ville de Bechar.....	(47)
Figure IV.7 : variation de la température ambiante et température de la capture pendant la première semaine du mois de juillet ville de Bechar.....	(48)
Figure IV.8 : Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier ville de dar el Beida.....	(49)
Figure IV.9 : Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet ville de dar el Beida.....	(49)
Figure IV.10 :Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Bechar.....	(50)
Figure IV.11 : Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Bechar.....	(50)
Figure IV.12 :Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier ville de dar el Beida.....	(51)
Figure IV.13 : Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet ville de dar El-Beida.....	(52)
Figure IV.14 : Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Bechar.....	(52)
Figure IV.15 : Températures de sorties du bouilleur Par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Bechar.....	(53)
Figure IV.17 : Influence du volume de stockage (a)0.35m ³ , (b) 0.5m ³ et (c)0.35m ³ sur la température de la sortie de ballon de stockage pendant 7 jours de la ville de Bechar.....	(54)
Figure IV.18 : Températures de la chambre pendant une année a la ville de Bechar.....	(55)

Liste des tableaux

Tableau I.1 : caractéristiques des installations a absorption.....	(13)
Tableau I.2 : Domaine débilisations des installations a absorption.....	(14)
Tableau II.1 : État des points du cycle à absorption.....	(29)
Tableau II .2 : Performances du cycle à absorption.....	(29)
Tableau. III. 1 :La description des différents éléments constitutifs de ce système.....	(41)

Introduction générale

La grande partie de l'énergie consommée à l'industrie 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 s'est manifestée principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. En effet, la grande préoccupation du monde actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.

La première crise pétrolière du début des années 1970 a totalement modifié le rapport des pays occidentaux avec l'énergie. L'énergie, abondante et bon marché, est devenue un bien rare et cher. Les efforts ont été concentrés, d'une part sur la baisse du coût de l'énergie, et d'autre part sur la réduction de la consommation énergétique. Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement au CO₂ provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté scientifique. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie. Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie

Il devient impératif de développer des solutions alternatives mettant en valeur les différentes formes des énergies renouvelables, en particulier le solaire thermique. L'idée de la production du froid avec l'énergie solaire qui réchauffe la Terre peut paraître ridicule mais fonctionne bel et bien.

Un processus de production du froid signifie généralement une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir appelé source froide, et la transférer vers un milieu extérieur qui est réchauffé, appelé source chaude.

Objectif de l'étude

L'objectif principal du présent travail est la simulation d'un système de climatisation solaire à absorption. Cette installation de climatisation solaire à absorption a été simulée avec

le logiciel **TRNSYS** _16, utilisant plusieurs modèles de logiciel, sous les données climatiques des villes de Béchar et Dar el Baida (Algérie).

Organisation du mémoire :

Le premier chapitre est consacré à l'intérêt pratique du thème, résidant derrière l'importance primordiale d'étudier le système de fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption fonction avec un fluide frigorigène $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et ses différents types, on s'interroge sur les capteurs solaires et leurs principes de fonctionnements.

Le deuxième chapitre est consacré à expliquer les rôles de chaque composant constituant la machine frigorifique et donner leurs principes de fonctionnement afin de tirer le modèle mathématique représentant l'enchaînement des relations et formules pour calculer la puissance, l'efficacité et le COP de la machine.

Le troisième chapitre se consacre à la simulation de systèmes, et des modèles d'installations solaires de climatisation. Grâce à sa prise en charge des fichiers météo et la fourniture de toute données climatiques **TRNSYS** nous a permis une simulation de deux climats algériens, les villes de Dar el Baida , Bechar représentant respectivement un climat humide et un climat sec, la simulation est faite alors en effectuant des combinaisons modèle / climat en visant des résultats utiles pour notre étude.

Le quatrième chapitre présente les résultats et la discussions de notre étude.

On termine notre travail par une conclusion.

Chapitre I :
Généralités

Chapitre I : Généralités

I.1. Généralité sur machines frigorifiques à absorption:

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel. Parmi les procédés de transformation thermique de l'énergie solaire, la réfrigération solaire est l'application la plus indiquée pour le stockage des denrées alimentaires et des produits pharmaceutiques. [1]

L'énergie thermique d'origine solaire, à température modérée, est disponible un peu partout sous forme intermittente et diluée. Parmi les applications de l'énergie solaire pouvant s'accommoder plus ou moins bien de son intermittence, de sa dilution et de sa température modérée fournie par les capteurs plans, il y a lieu de citer le chauffage et la réfrigération solaire.

Ces deux dernières applications font l'objet d'un plus grand nombre d'études et de réalisations, du moment où le réchauffage et la réfrigération pour un pays développé au climat tempéré représente environ le tiers de ses dépenses totales en énergie.

La réfrigération solaire implique l'utilisation de l'énergie thermique d'origine solaire dans des composants mécaniques afin de produire un effet de refroidissement [2]

La production de froid est équivalente à une absorption de chaleur, car refroidir un corps ne consiste pas à lui donner une quantité de froid (c'est-à-dire, du point de vue physique le froid n'existe pas), mais à lui enlever une quantité de chaleur.

La production froide peut être obtenue par différents moyens fondés sur des techniques de refroidissement bien maîtrisées.

I.1.1. Historique des machines frigorifiques à absorption

La première machine frigorifique a été conçue en 1877 par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange a cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité [4, 5].

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac (frigorigène), eau (*absorbant*) [4,3]. En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré 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 [4].

A partir de 1880, Linde« *Linde's Ice Machine Company*» a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 1920, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkel, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique [4].

Les années 1940 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation [3, 4].

Cependant le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures [4].

Dés 1960 une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964 [4].

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (Les groupes à absorption sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane)

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenu un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur,

dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement.

I. 2. Différentes types machines à absorption :

A.Machines à simple effet :

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.1 montre le schéma du principe d'une machine fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme NH_3 dans le couple NH_3/H_2O , l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur.

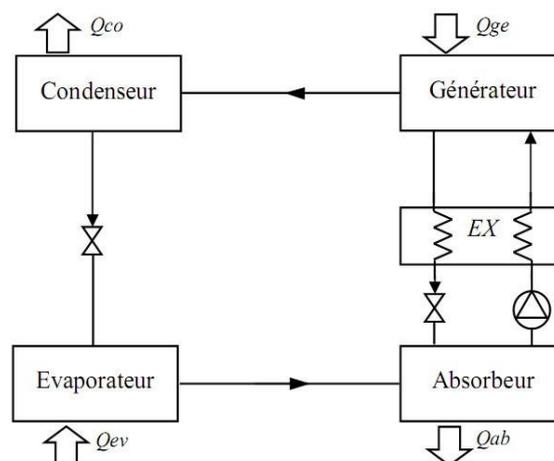


Figure I.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60%. [6]

B.Machine à double effet:

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958 [7], la figure II.2 montre un tel système fonctionnant avec $H_2O/LiBr$.

Le générateur à haute pression est chauffé par une source de chaleur extérieure, les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie au générateur basse pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium.

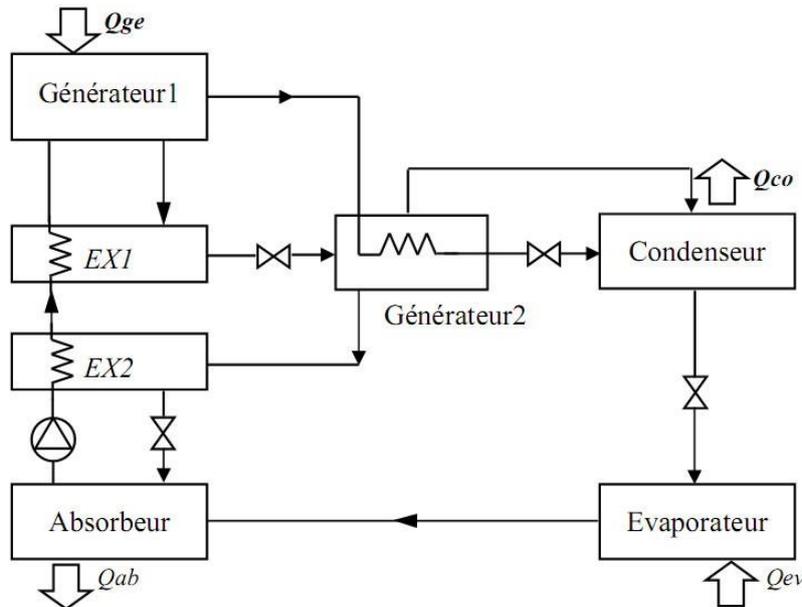


Figure I.2 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).

COP_{th} compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de $130^{\circ}C$ à $160^{\circ}C$, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire.

L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité [8] mais marginale (2 opérations recensées [9]) en raison des températures de fonctionnement demandées.

C. Principe de fonctionnement d'une installation à absorption avec une solution de NH_3/H_2O :

Le schéma d'une installation frigorifique à absorption est représenté sur la figure I.3. Nous allons traiter le cas d'une solution binaire constituée d'eau (le constituant le moins volatil) et d'ammoniac (le constituant le plus volatil).

Dans le cas d'une installation à absorption, on utilise de l'ammoniac (NH_3) comme agent réfrigérant. Comme dans une installation frigorifique à compression, l'ammoniaque liquide s'évapore dans un évaporateur, se chargeant de chaleur. Dans un absorbeur, l'ammoniac en forme de vapeur est ensuite dissoute dans de l'eau. La solution ammoniac est chauffée, de telle sorte que se dégage de l'ammoniac sous forme de vapeur. Dans un condenseur, la vapeur ammoniac est de nouveau condensée pour en faire de l'ammoniac liquide.

Afin de pouvoir établir une différence de température entre l'évaporation et la condensation, il faut créer une différence de pression. L'arrivée de l'énergie d'entraînement s'effectue via le bouilleur et elle est uniquement thermique. Le réchauffement du bouilleur peut s'effectuer avec du gaz. [10]

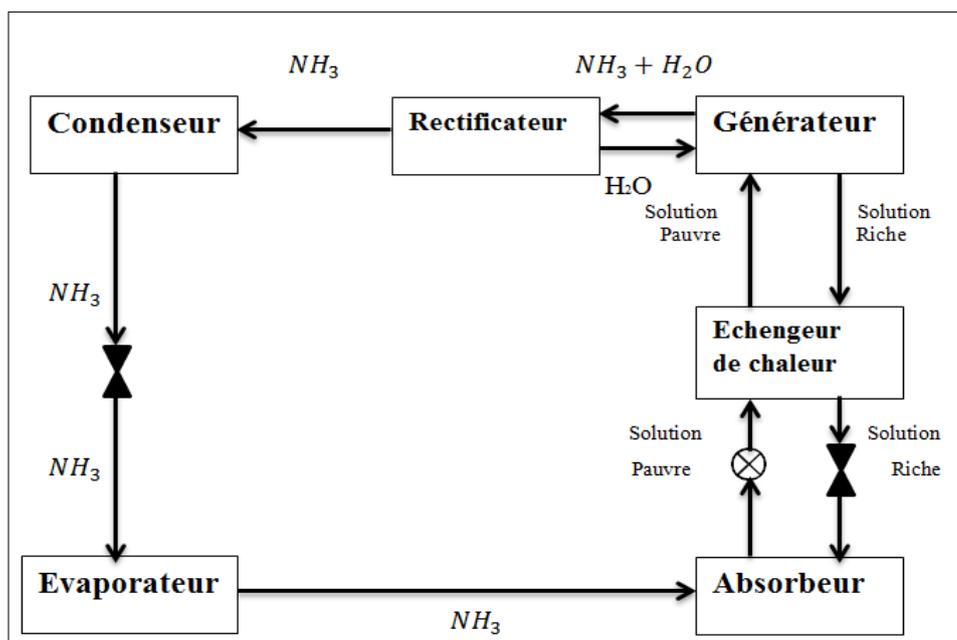


Figure I.3: Schéma d'un système frigorifique à absorption avec une solution de NH_3/H_2O

D.Diagrammes utilisés pour les cycles de réfrigération à absorption

Le principal intérêt des cycles de réfrigération à absorption liquide est qu'ils ne requièrent qu'une faible puissance mécanique comparativement à leurs homologues à compression de vapeur (moins de 1 %). Utilisant un cycle thermodynamique tritherme, ils permettent d'utiliser directement de la chaleur à moyenne ou haute température pour produire

du froid, sans nécessiter ou presque d'apport d'énergie mécanique. À ce titre, ils ont théoriquement des rendements globaux en termes d'énergie primaire supérieurs aux cycles à compression de vapeur. De surcroît, ils mettent en jeu des fluides dont l'impact sur la couche d'ozone et sur l'effet de serre est nul. En revanche, ils nécessitent un apport de chaleur à température moyenne ou élevée, de telle sorte que leur impact indirect n'est pas nécessairement nul : tout dépend de la source d'énergie utilisée. Un autre avantage des cycles à absorption liquide est qu'ils peuvent être utilisés dans des installations énergétiques intégrées produisant à la fois de la puissance mécanique, de la chaleur à moyenne température et du froid. On parle alors de trigénération, et les rendements totaux obtenus sont extrêmement élevés. Les cycles à absorption liquide mettent en jeu au moins **deux fluides : un solvant et un soluté** (le réfrigérant). Bien que d'autres couples soient étudiés, les seuls qui soient utilisés en pratique pour la quasi-totalité des applications sont les deux couples LiBr-H₂O et NH₃-H₂O. Parmi les conditions requises pour que le couple pressenti soit approprié, il faut d'une part que le solvant ait une grande affinité vis-à-vis du soluté, et d'autre part que ce dernier soit beaucoup plus volatil que le solvant, afin que la séparation des deux constituants soit la meilleure possible. Les courbes de la figure 14 visualisent, pour le **couple eau ammoniac**, la relation existant entre la fraction massique de liquide et celle de la vapeur d'ammoniac, pour différentes pressions (1, 2,5, 10 et 20 bar). Elle montre clairement que, dès lors que la fraction massique liquide du soluté x dépasse 0,4, la teneur en ammoniac de la vapeur y dépasse 0,95. Pour le mélange bromure de lithium-eau, la séparation est encore plus nette, au point que l'on peut légitimement supposer que la vapeur d'eau est pure.

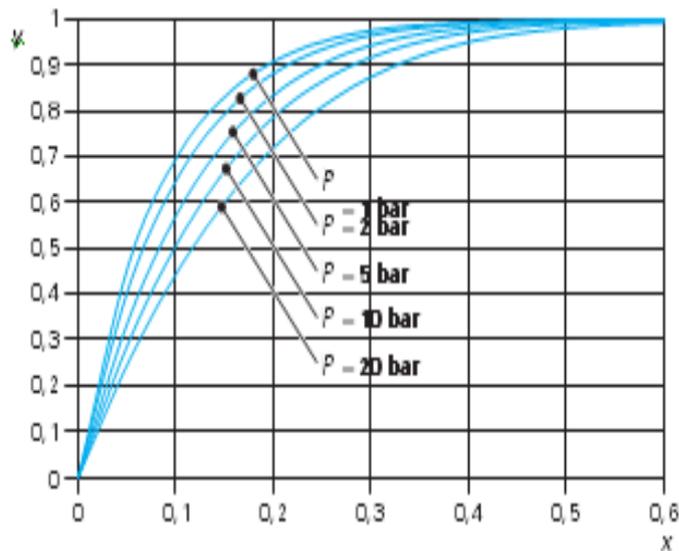


Figure I.4 – Composition de la vapeur en fonction de celle du liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

- Diagramme d'Oldham

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption. Les évolutions d'une solution binaire sont accompagnées d'échange de chaleur dont l'intensité dépend de trois paramètres fondamentaux : la pression P , la température T et la fraction massique X [11]

Les propriétés de solution binaire ont été étudiées par divers chercheurs et sont concrétisées par différents diagrammes pour le calcul des installations à absorption. Parmi ceux-ci, celui d'Oldham est l'un des plus simples qui permet une bonne représentation des installations, c'est un diagramme $[\ln(P), -1/T]$.

Pour un titre donné X , il est possible de lire les valeurs de P et de T par une relation générale du type : $\log_{10}(P) = A - \frac{B}{T}$

Où les termes A et B sont fonction de la fraction massique X , tout en étant différents selon qu'il s'agit de la phase vapeur. Le choix de ces échelles est basé sur la constatation que les lignes d'égale concentration sont alors des droites, ce qui simplifie grandement leur tracé, puisqu'elles sont déterminées par deux points. Cependant, ce diagramme ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine [11]

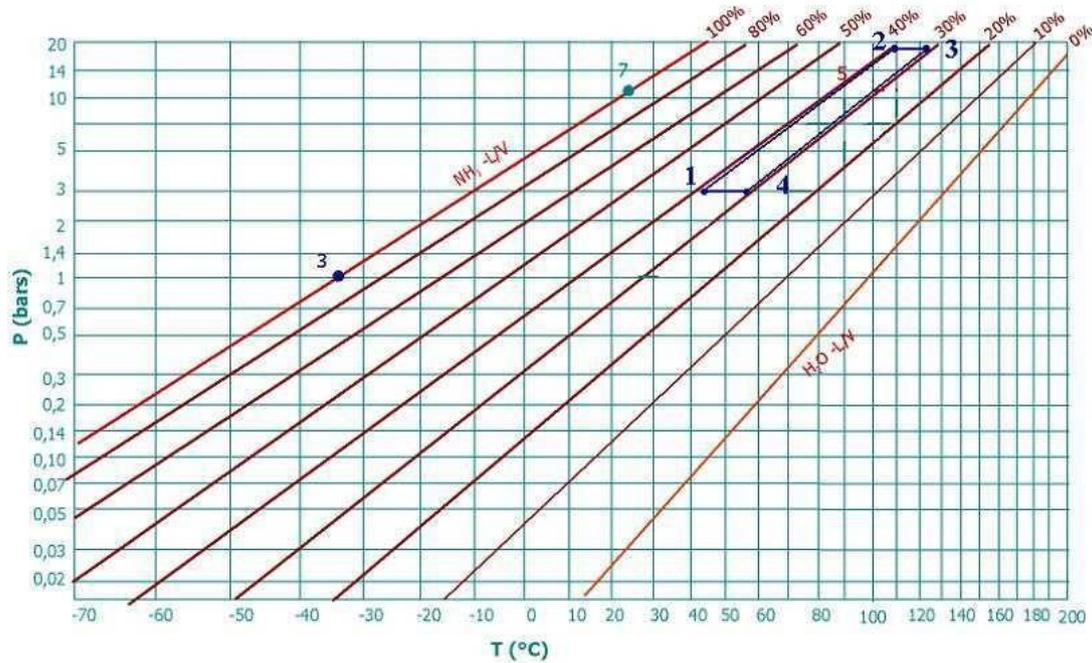


Figure I. 5: Diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [11]

- Diagramme de Merkel

Le diagramme d'Oldham est facile à comprendre et à utiliser comme on le verra plus loin, mais, tout comme les lentilles d'équilibre isobares ou isothermes, il présente l'inconvénient de ne fournir aucune information sur les énergies mises en jeu. Le diagramme de Merkel (ou diagramme enthalpie-concentration) est quant à lui construit avec l'enthalpie comme ordonnée, et la fraction massique du soluté (ou souvent du solvant pour le couple $\text{LiBr-H}_2\text{O}$) en abscisse. Il permet ainsi de superposer les informations de plusieurs lentilles d'équilibre isobares tout en faisant apparaître les enthalpies. On trouvera figure **I.6** le diagramme de Merkel du mélange ammoniac-eau. Il comprend cinq types de courbes :

- un faisceau de courbes de rosée à $P = \text{Cte}$, en rouge ;
- un faisceau de courbes de bulle pour les mêmes pressions, en vert ;
- un faisceau d'isothermes en zone liquide, en noir, valable quelle que soit la pression, l'influence de la pression sur l'enthalpie du liquide étant en première approximation négligeable (à titre d'exemple, l'écart d'enthalpie de la solution liquide à 30 % d'ammoniac en masse varie à 0 °C de 5 kJ/kg lorsque la pression passe de 0,5 à 50 bar, tandis que la partie utile du diagramme couvre plus de 1 000 kJ/kg dans la zone liquide) ;

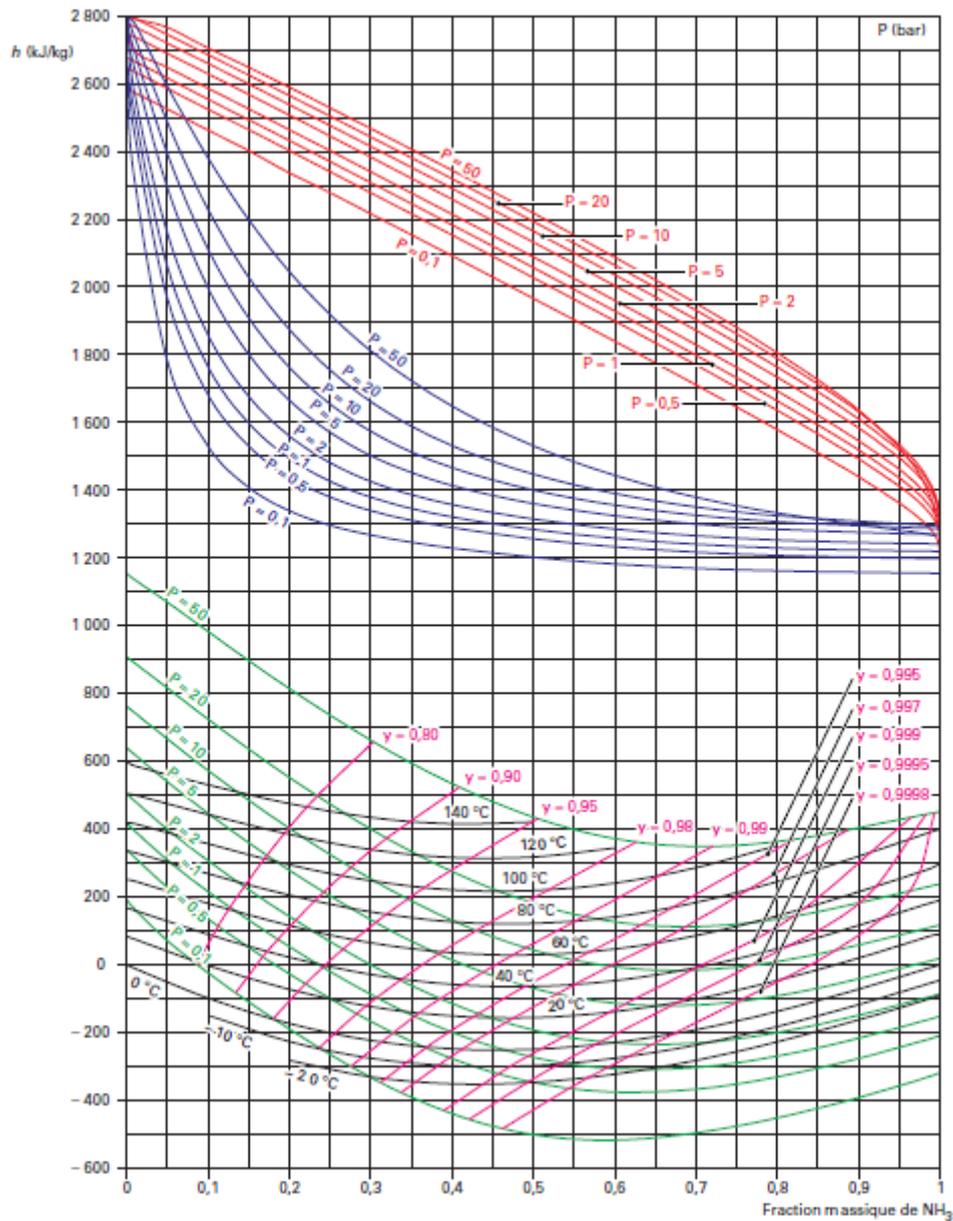


Figure I.6 – Diagramme de Merkel NH₃-H₂O

— un ensemble de courbes dites auxiliaires ou de construction, en bleu, qui permet, pour une pression donnée, connaissant la fraction massique en soluté du liquide x , de déterminer la fraction massique en soluté de la vapeur y ;

— un faisceau d'isotitres en frigorigène de la phase vapeur, en magenta, qui permet, pour une pression donnée, de connaître la fraction massique en liquide correspondant à l'isotitre vapeur choisi (ce dernier ensemble de courbes est parfois omis du diagramme de Merkel).

En revanche, on ne fait pas apparaître dans le diagramme de Merkel les isothermes dans la zone vapeur, car elles dépendent de la pression et le diagramme deviendrait illisible.

On prendra garde à ce que ce diagramme se compose deux types de courbes : des courbes d'équilibre liquide-vapeur, et des isothermes à l'état liquide. Il peut en résulter des difficultés d'interprétation des points de cycle que l'on y fait apparaître, si l'on ne spécifie pas s'ils sont ou non à l'équilibre liquide-vapeur.

Dans le diagramme de la figure I.7, la pression de saturation pour $x = 0,22$ et $T = 120\text{ °C}$ est égale à 10 bar. Pour connaître la valeur de la fraction massique y de la vapeur, on trace le segment vertical passant par $x = 0,22$ jusqu'à la courbe auxiliaire correspondant à 10 bar, puis le segment horizontal partant de ce point jusqu'à l'isobare de rosée pour 10 bar, puis on abaisse la verticale jusqu'à l'axe des abscisses, ce qui donne $y = 0,83$.

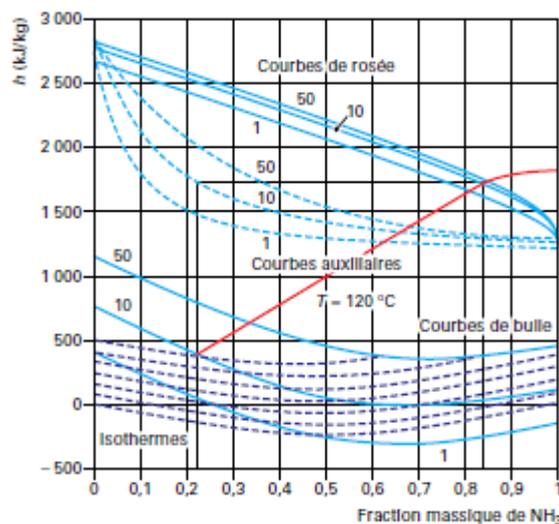


Figure I.7 : Isotherme dans le diagramme de Merkel

E. Mélanges pour une machine à absorption

Bien que, théoriquement, il n'y ait aucune impossibilité d'utiliser des mélanges d'ordre supérieur, on se limite pratiquement aux mélanges binaires qui sont donc une combinaison d'un fluide frigorigène et d'un agent d'absorption.

Le choix du fluide interne d'une machine à absorption est d'abord dicté par le cycle choisi et l'application à laquelle la machine est destinée. Il faut ensuite tenir compte des réglementations concernant les fluides frigorigènes qui sont de plus en plus contraignantes.

A l'heure actuelle, les couples ammoniac/eau et eau/bromure de lithium sont les seuls utilisés dans les machines commercialisées.

Les deux substances fluides frigorigène-agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent avoir les caractéristiques suivantes [12]:

- Absence de phase solide;
- L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène;
- Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant;
- La pression de travail doit être modérée;
- Une bonne stabilité chimique;
- L'absence de corrosion;
- Une sécurité, non toxique, non inflammable;
- Une faible viscosité et conductivité thermique élevée;
- Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.

I.1. 3. Caractéristiques des installations à absorption :

Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes [5]:

	Absorption simple effet	Absorption double effet
Source chaude	Eau chaude 70 /80 °C	Eau surchauffée 150°C
COP	0,6 – 0,7	1,1 – 1,2
Gamme de puissance (MW)	0,1 – 5,8	0,1 – 5,3
Surface m ² /KW	0,1 – 0,03	0,1 – 0,03
Poids Kg/KW	8,5 – 22	8,5 – 22

Tableau I.1: caractéristiques des installations à absorption.

Les machines à triple effet existent et sont viables techniquement cependant leur coût d'investissement ne les rend pas encore commercialisables. Elles fonctionnent avec une température en entrée de 180°C et ont un COP voisin de 1,5. Les solutions décentralisées de production de froid par absorption sur réseau de chaleur devraient majoritairement conduire à de l'absorption simple du fait d'un niveau de température moins élevé de la source

chaude. Une production centralisée permettrait plus facilement l'utilisation d'absorbeur double effet avec un meilleur rendement.

I.1.4. Utilisation:

L'eau chaude fournie par un réseau de chaleur en été avoisinant les 90°C, seules les machines simple effet pourront être utilisées dans le cas de la climatisation [5].

Puissance	Utilisation
35 KW à 150 KW	Solution en pied de bâtiment
150KW à 300KW	Solution en pied de bâtiment, besoins plus importants
300KW à 500KW	Solution décentralisée avec mini réseau de froid (plusieurs bâtiments)
500KW	Solution décentralisée avec mini réseau de froid, besoins plus important.

Tableau I.2 : Domaine d'installations des installations à absorption.

I.2. Avantage des climatisations solaire:

Respect de l'environnement, absence de CFC, HCFC et HFC : Les machines de production de froid par absorption ne contiennent ni CFC (chlorofluorocarbures), ni HCFC (hydrochlorofluorocarbures), ni HFC (hydrofluorocarbures), dont les effets néfastes sur l'environnement sont démontrés et qui font l'objet d'une réglementation sévère visant à en interdire progressivement l'usage.

- Depuis juillet 1999, il y a obligation de détenir un certificat d'étanchéité des installations de réfrigération et de climatisation de plus de 2 kg de fluide HCFC.
- Depuis le 1er janvier 2001, l'utilisation des CFC est interdite
- De plus, pour les nouveaux équipements, l'utilisation des HCFC est interdite:
- depuis le 1er janvier 2001 pour tous les groupes frigorifiques de capacité nominale

supérieure à 100 kW (mode froid uniquement);

- depuis le 1er juillet 2002 pour tous les groupes frigorifiques neufs de capacité nominale inférieure à 100 kW (mode froid uniquement);
- à partir du 1er janvier 2004 pour tous les groupes frigorifiques neufs pouvant fonctionner en mode pompe à chaleur ou réversible (quelle que soit la capacité nominale).

La maintenance d'équipement existant avec du HCFC neuf sera autorisée jusqu'au 1er janvier 2010.

Enfin, l'utilisation des HCFC recyclés en vue d'effectuer la maintenance sera interdite à compter du 1er janvier 2015.

Les fluides frigorigènes utilisés (l'ammoniac et l'eau) dans les machines à absorption sont sans effet sur l'environnement. Concernant l'ammoniac, et du fait de l'évolution des contraintes réglementaires qui frappent les CFC, HCFC, son utilisation s'étend. Son intérêt supplémentaire est d'être le fluide qui permet de produire des températures négatives en utilisant le principe de l'absorption.

Niveau sonore réduit, le fonctionnement d'un groupe à absorption est très silencieux, ce qui permet d'installer les groupes dans des locaux sensibles (centres culturels, hôpitaux, hôtels, commerces) où les nuisances sonores sont à proscrire.

Le niveau sonore d'un groupe à absorption en fonctionnement est sensiblement équivalent à celui d'une chaudière. En effet, à l'exception du ventilateur (cas des machines refroidies par air), du brûleur et de la pompe de solution (et de la pompe de réfrigérant sur certaines machines), il n'y a pas de pièces mécaniques en mouvement.

Fiabilité et durée de vie, l'absence de vibrations sur les machines à absorption, due aux très faible nombre de pièces mécaniques (les seules pièces en mouvement sont celles de la pompe de solution et du ventilateur du brûleur), renforce leur fiabilité et leur longévité. La durée de vie d'un groupe à absorption est supérieure à vingt ans.

Souplesse, le régime de fonctionnement peut être adapté précisément aux besoins de chaud et de froid grâce au system de stockage et le system d'apion (électriques ou gaz).

On constate que la performance des groupes reste bonne même à faible charge.

Simplicité d'installation, le matériel est compact, pré-assemblé, câblé et testé en usine. Les machines de petite et moyenne puissance (inférieure ou égale à 350 kW) peuvent être installation à l'extérieur des bâtiments (gamme compacte).

Simplicité d'exploitation, les opérations de maintenance sont simples et toujours précisées par le constructeur ou le distributeur.

Le coût d'exploitation, le fonctionnement d'un groupe à absorption n'implique pas d'augmentation de puissance électrique, car l'énergie motrice de l'installation provient directement de l'énergie solaire gratuite, donc pas de changement de tarification afférente.

I.3. Marché mondial des systèmes solaire thermique :

Entre 1999 et 2006, le marché du solaire thermique a connu une croissance moyenne de 14 %. Fin 2008, le parc mondial d'installations solaire thermique est estimé à 169 GW, soit 241 millions de m². La Chine est largement en tête des pays climatisation de chaleur d'origine solaire avec 65 GW de puissance installée en 2006.

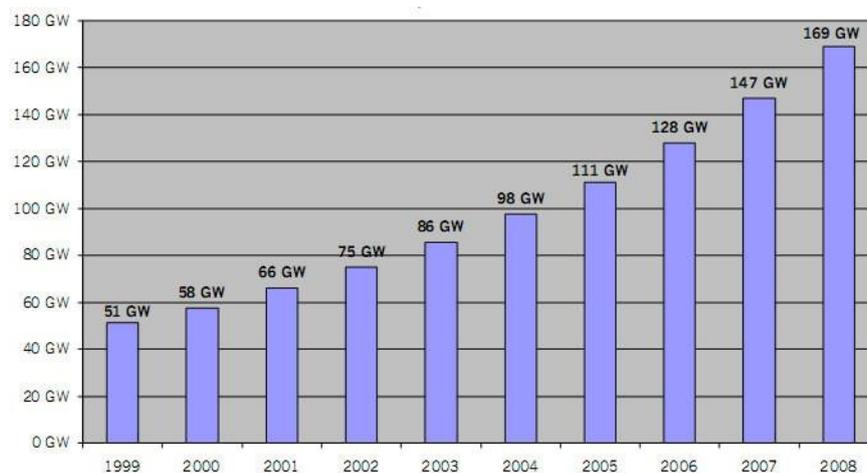


Figure I.8 : Historique du marché mondial en puissance cumulée.[13]

Le marché européen reste très largement dominé par la technologie des capteurs plans vitrés, qui représentent 86 % du marché européen, contre 9,8 % pour les capteurs à tube sous vide et 3,6 % pour les capteurs non vitrés.

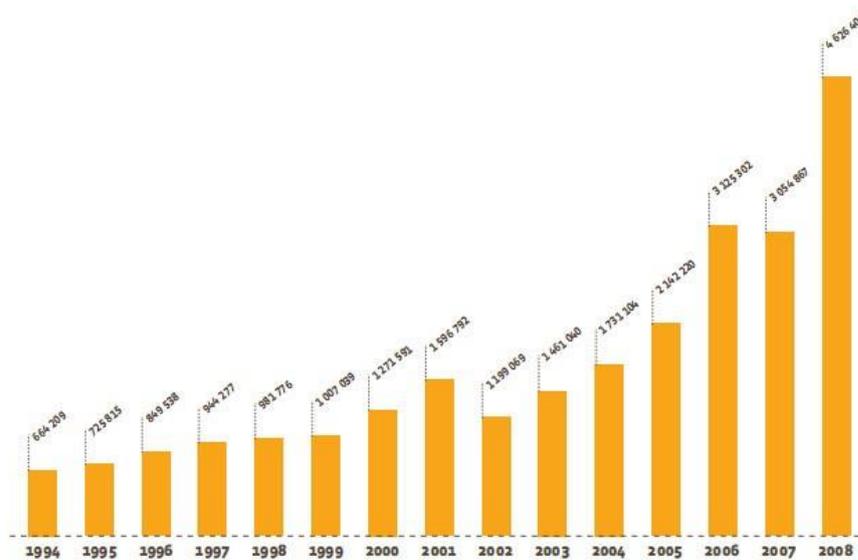


Figure I.9 : Évolution des surfaces installées dans l'U.E depuis 1994 (en m²).[13]

1.3.1 Les capteurs solaires

A. Introduction

Le rafraîchissement solaire se différencie de la production d'eau chaude par le niveau élevé de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie. Pour les groupes de froid à sorption (absorption et adsorption), la température utile dépasse généralement 80°C ; les valeurs les plus basses étant d'environ 50°C. Pour les systèmes à dessiccation, la température de fonctionnement va de 55°C à 90°C. Compte-tenu des débits élevés nécessaires pour alimenter le système, une stratification du volume de stockage de l'eau chaude est difficile et la température de retour dans le capteur est donc relativement élevée, elle aussi. Ceci induit une limitation dans le choix du type de capteur.

En conséquence, les capteurs solaires plans et les capteurs à air sont bien adaptés pour les systèmes à dessiccation. Lorsque l'on utilise un groupe de froid à adsorption, l'utilisation des capteurs plans sélectifs est limitée aux régions à fort ensoleillement. Dans les régions moins ensoleillées, ou pour les groupes de froid nécessitant des températures de fonctionnement plus élevées comme les machines à absorption simple effet, des capteurs à hautes performances doivent être utilisés. Si on se limite aux capteurs fixes, des températures encore plus élevées peuvent être obtenues grâce à des capteurs sous vide à concentration optique. Il peut s'agir d'une option intéressante pour les systèmes utilisant des groupes de froid à absorption haut performance [14].

B. Principe de fonctionnement

Le capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil sous forme de chaleur (rayonnement) et la transmettre à un fluide caloporteur.

La chaleur est récupérée grâce à un fluide (eau + antigel ou air) 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.

Le capteur solaire sera d'autant plus performant 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" [11].

C. Type des capteurs solaires

Il existe deux types de capteurs solaires : Les capteurs fixes et les capteurs solaires à poursuite, qui utilise un système motorisé pour suivre la course du soleil. Ces derniers produisent des hautes températures qui ne sont pas considérées dans les technologies de climatisation solaire actuelles.

Les capteurs solaires fixes sont composés d'un absorbeur, chargé d'emmagasiner la plus grande quantité d'énergie solaire grâce à une absorptivité grande et une émissivité faible. De plus, du verre entre l'air extérieur et l'absorbeur permet de laisser passer la quasi-totalité du rayonnement courte longueur d'onde tout en ayant une transmissivité nulle pour les grandes longueurs d'onde provenant de l'absorbeur. [14].

Le verre crée ainsi un effet de serre tout en évitant également les pertes par convection. On distingue quatre types de capteur solaire fixes différents:



Figure I.8: Vue générale d'un capteur à air [15].

❖ Les capteurs à air:

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air, généralement pour le préchauffage de l'air neuf. Ils sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute ($\leq 70^{\circ}\text{C}$), car le rendement baisse fortement avec la hausse de la température de l'air caloporteur. L'avantage de ces capteurs est leur faible coût ainsi que la faible complexité d'installation. Des ailettes sont dessinées dans l'absorbeur pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre l'air et l'absorbeur.

❖ Les capteurs plans:

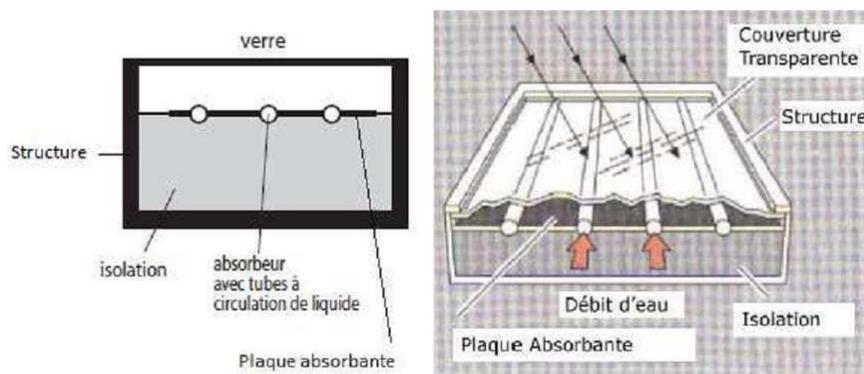


Figure I.9: Vue générale d'un capteur plan et sa coupe verticale [15].

Ces capteurs permettant de chauffer un liquide caloporteur (généralement un mélange eau-glycol). Ils sont utilisés généralement pour la production d'eau chaude sanitaire. Un absorbeur sélectif ainsi qu'une vitre en verre technique permettant de garder un bon rendement avec des températures dans l'ordre de 100°C .

❖ Les capteurs à concentration fixes:

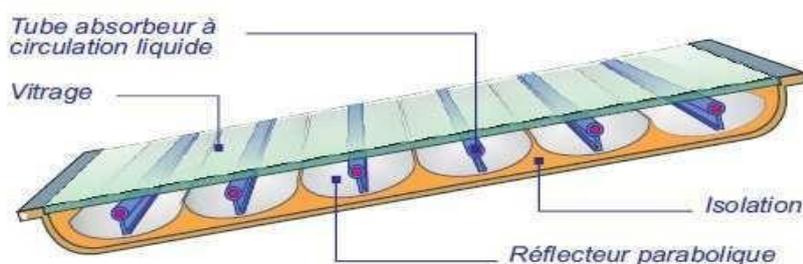


Figure I.10: Vue générale d'un capteur CPC [15].

Ces capteurs sont de même type que les capteurs plans, mais ils concentrent les rayons de soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteur disposé en son face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement direct est très fort, mais perdent rapidement en efficacité lors des ensoleillements moindres. Ils sont généralement prévus pour la production de chaude.

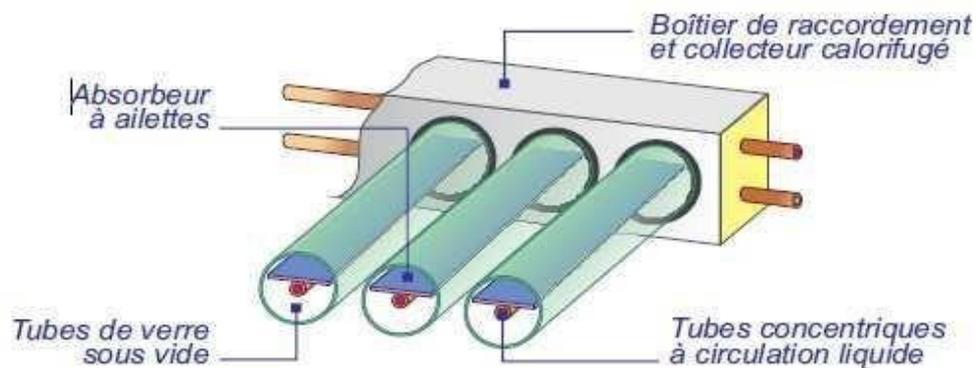


Figure I.11: Vue générale d'un capteur sous vide [15].

❖ Les capteurs sous vides CS:

Ces capteurs diffèrent de leur conception car ils sont composés de plusieurs tubes en verre dans lesquelles règne un vide poussé, limitant les échanges convectifs entre l'absorbeur (placé à l'intérieur de tube) et le verre.

D. Efficacités des différents capteurs solaires

Chaque type de capteur est caractérisé par une courbe de fonctionnement qui montre l'efficacité en fonction de la différence de température entre le fluide et l'air ambiant, divisé par le rayonnement de solaire en W/m^2 ($\Delta T/G$). A partir des températures de source chaude de chaque technologie de climatisation solaire, il est possible de déterminer quel type de capteurs devra être utilisé. La figure I.13, montre cette répartition [14].

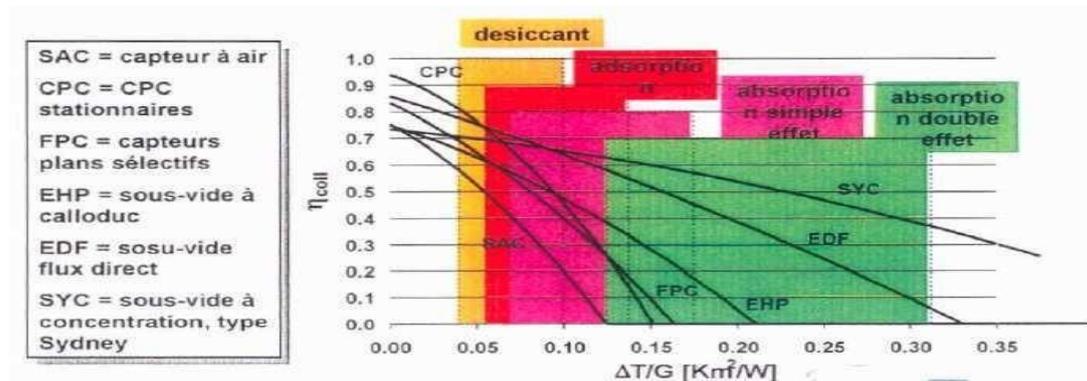


Figure I.12: Efficacités des différents capteurs solaires et applications aux différentes technologies de climatisation solaire [15].

Les capteurs CPC stationnaire ont la plus grande efficacité (proche de 95 %) lorsque le rapport ($\Delta T/G$) est faible, suivi par les capteurs à sous vide à flux direct, puis les capteurs plans et enfin les capteurs sous vide à caloduc, types Sydney et les capteurs à air ont environ la même efficacité, à savoir environ 0.75 [15].

I.4 Intérêt de la production de froid par absorption :

Le COP donne une idée de l'efficacité énergétique d'un cycle frigorifique. Celui d'une machine frigorifique à absorption à simple effet se situe entre 0,7 et 1,0. Mais contrairement à une machine frigorifique à compression mécanique, une machine à absorption peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable comme le solaire par exemple. Ce qui fait d'elle une offre sérieuse, d'autant de plus qu'elle n'utilise aucun fluide nocif que les réglementations internationales interdisent progressivement comme les chlorofluorocarbures (CFC).

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment (individuels, petits résidentiels et tertiaires).

I.4.1 Avantages et inconvénient de la réfrigération par absorption :

A) Avantages:

- Pas de fluide frigorigène nocif pour l'environnement.
- Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- Maintenance simplifiée,
- Coût énergétique intéressant par rapport à l'électricité (à peu près équivalent en été mais

nettement moins en hiver).

Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique)

- Le poids et l'encombrement limités.

b) Inconvénients:

- son coefficient de performance est variable.
- Problèmes de production pour les températures en dessous de 0°C.
- Le liquide absorbant utilisé peut se cristalliser et rendre le circuit non opérationnel.

I.4.2 .Les couples classiques utilisés dans l'absorption:

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. Une étude faite par Marcriss [18] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont: (NH₃/H₂O) et (H₂O/LiBr). Ces deux couples ont fourni pendant plusieurs années les meilleures performances comparées aux autres.

Le frigorigène NH₃ présente une grande chaleur latente et peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77 °C à la pression atmosphérique. Cependant ce couple est volatil donc il y a une nécessité d'avoir une rectification des vapeurs du réfrigèrent. En plus, il présente des pressions de travail assez élevés et donc nécessite des installations complexes et coûteuses. Malgré les avantages de ce couple, il reste à craindre à cause de sa toxicité et de sa corrosivité envers le cuivre et ses alliages. L'usage du (H₂O/LiBr) dans les systèmes à absorption a commencé en 1930 [17]. Deux aspects remarquables de ce couple sont le non - volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé) et aussi la grande chaleur latente de vaporisation d'eau. Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0°C et nécessite donc des installations spéciales. La solution H₂O-LiBr est corrosive et à hautes concentrations la cristallisation de l'eau peut se produire.

Chapitre II :
Modélisation de la
machine frigorifique à
absorption

Chapitre II : Modélisation de la machine frigorifique à absorption

II.1. positionnement du problème

La modélisation est basée sur les lois de la conservation de chaleur et de masse au niveau de chaque élément, auxquelles on ajoute les équations d'équilibre de mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, l'enthalpie en tout point du cycle de la machine.

Le principe de fonctionnement de cette configuration de climatisation solaire est relativement similaire à un système à compression classique. En effet, le procédé fait appel à un condenseur et un évaporateur. Il y a également une zone de haute pression et de basse pression. La différence vient du fait que la compression n'est pas mécanique, mais résulte du phénomène d'absorption/désorption.

II.2. Etude d'un cycle de réfrigération à absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Un cycle de machine à absorption à ammoniac comporte huit éléments principaux (Figure II.1) :

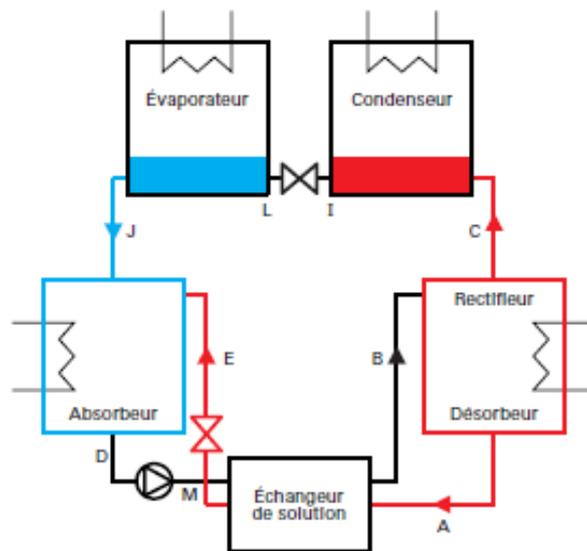


Figure II.1 – Schéma d'un cycle à absorption

— un désorbeur-rectifieur, qui reçoit de la source chaude un flux de chaleur, et dans lequel entre la solution riche à haute pression, préchauffée dans l'échangeur de solution (B). Il en

sort d'une part la vapeur de réfrigérant (NH_3) presque pure (C), et d'autre part la solution appauvrie (A) ;

— le condenseur, dont sort la vapeur condensée et éventuellement sous-refroidie (I), la chaleur extraite étant rejetée à l'environnement ;

— un détendeur de réfrigérant, qui réduit la pression du réfrigérant, qui en sort à l'état diphasique à basse température (L) ;

— un évaporateur dans lequel le réfrigérant à basses pression et température est vaporisé et éventuellement légèrement surchauffé (J), en prélevant à la source froide le flux de chaleur utile (effet frigorifique) ;

— un absorbeur, dans lequel entrent le réfrigérant vaporisé et la solution pauvre préchauffée dans l'échangeur de solution, et du quel sort la solution riche (D), la chaleur extraite étant rejetée à l'environnement ;

— un échangeur de solution, qui permet d'effectuer une régénération interne entre la solution riche et la solution pauvre ;

— une pompe est nécessaire pour pressuriser la solution riche avant son entrée dans l'échangeur ;

— un détendeur en sortie d'échangeur ramène la solution pauvre à la pression de l'absorbeur.

On notera que le condenseur, le détendeur de réfrigérant et l'évaporateur fonctionnent de la même manière que dans un cycle frigorifique à compression de vapeur. Nous analysons ci-dessous un tel cycle en le représentant à la fois dans les lentilles d'équilibre isobares et dans le diagramme de Merkel, puis nous le représenterons dans le diagramme d'Oldham. Les valeurs numériques permettant de construire ces diagrammes ont été calculés par un progiciel. Le lecteur intéressé par une étude très détaillée de ces cycles pourra se référer aux articles [20]. Il y trouvera notamment des explications précises sur la manière de calculer une rectification.

Dans le désorbeur, qui reçoit un apport de chaleur, la solution riche est partiellement vaporisée (B-C) à 120 C° , et partiellement appauvrie et chauffée (B-A) jusqu'à 140 C° . B-C est un segment horizontal sur la lentille d'équilibre isobare de la (figure II.2), et sur le diagramme de Merkel de la (figure II.3) un segment oblique qui se construit aisément grâce aux courbes auxiliaires. B-A suit dans les deux cas l'isobare saturée. La détermination du point A suppose que l'on se donne une hypothèse sur le fonctionnement du désorbeur: soit la température T_A , soit la fraction massique en liquide de solution pauvre x_p , soit la chaleur fournie. On notera que l'appauvrissement de la solution n'est rendu possible que par un arrangement particulier de l'appareil, par exemple à contre-courant, si non $T_A = T_C$. Il importe de souligner ce point, car on fait très souvent dans la littérature l'hypothèse implicite ou

explicite que le désorbeur est isotherme, tout en présentant sur le diagramme de Merkel des points A, B et C positionnés comme dans notre exemple, ce qui est impossible physiquement.

$A: T = 140c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, X = 0.28$ Liquide pauvre sortie désorbeur contre-courant ;

$B: T = 120c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, X = 0.37$ Début vaporisation liquide riche ;

$C: T = 120c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, Y = 0.93$ Vapeur issue du liquide riche. \parallel

La vapeur sortant en C du désorbeur est ensuite rectifiée, c'est-à-dire légèrement refroidie (ici à $97c^{\circ}$), car son titre est insuffisant en réfrigérant. Cette opération permet d'obtenir en G de la vapeur presque pure ($y = 0,995$). La détermination du point G (sur la courbe de rosée) suppose que l'on se donne sa température ou son titre en vapeur. Il sort aussi du rectifieur une très petite quantité de liquide (H) qui généralement retombe dans l'absorbeur où elle est mélangée avec le liquide pauvre. Le point H se déduit simplement de G sur les deux diagrammes : il est sur la courbe de bulle à la température et à la pression de G.

$G: T = 97c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, X = 0.995$ vapeur sortie rectifieur ;

$H: T = 97c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, X = 0.47$ liquide sortie rectifieur ;

$F: T = 97c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, X = 0.93$ état moyen rectifieur;

La vapeur de réfrigérant est dirigée vers le condenseur, dont elle sort en I, à la haute pression et à $54c^{\circ}$. Elle est alors détendue isenthalpiquement (point I dans le diagramme de Merkel et la lentille d'équilibre isobare, point L dans la lentille).

Le point est dans la zone diphasique à la basse pression. Le réfrigérant est ensuite vaporisé dans l'évaporateur jusqu'au point J. Pour déterminer les points I et L, on fait généralement l'hypothèse que le réfrigérant est pur, et on utilise le diagramme (h, P) ou (T, s) de l'ammoniac.

$I: T = 54c^{\circ}, P = 20 \text{ bar}, y = 0,995$ liquide condensé sortie condenseur ;

$L: T = -15c^{\circ}, P = 2 \text{ bar}, z = 0,995$ diphasique sortie détenteur, entrée évaporateur.

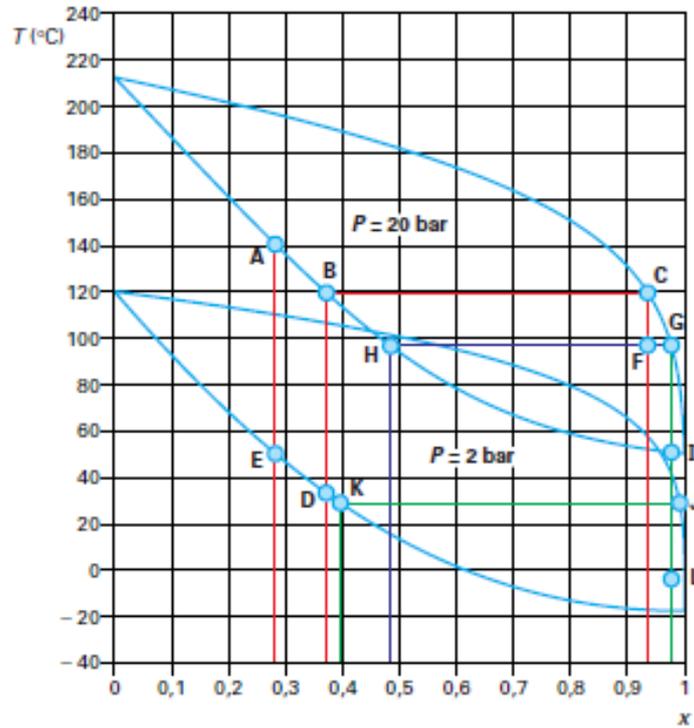


Figure II.2 : Lentilles d'équilibre isobares à 2 et 20 bar [18]

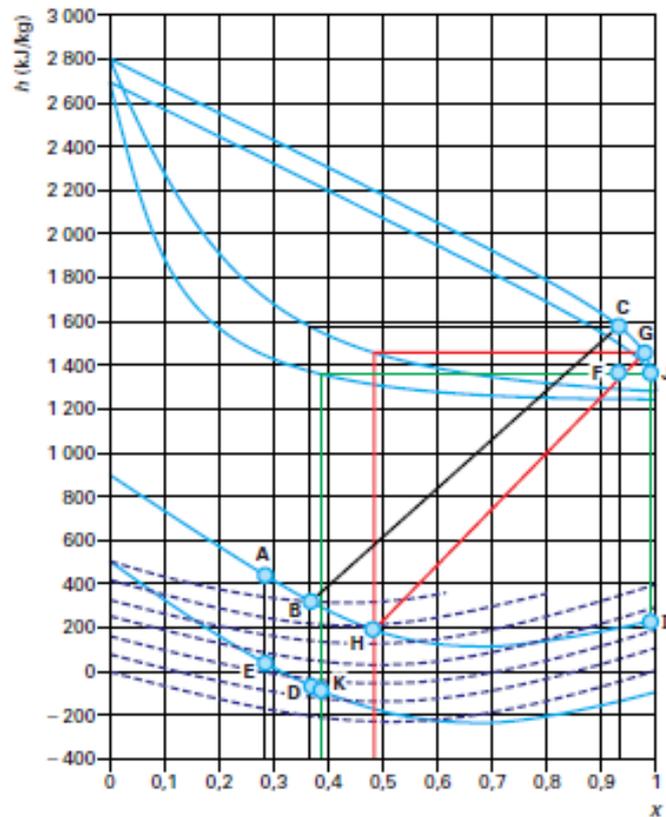


Figure II.3 – Diagramme de Merkel NH₃-H₂O [18]

La solution pauvre réchauffe la solution riche dans un échangeur régénérateur liquide-liquide. Les fractions massiques x_r et x_p des deux solutions étant constantes, ces deux évolutions correspondent sensiblement aux segments verticaux (A-E) et (D-B) dans les deux types de diagrammes que nous considérons. On remarque sur le diagramme de Merkel que les enthalpies massiques mises en jeu sont comparables, et les niveaux de température compatibles. Comme les débits des deux solutions sont peu différents, l'échange de chaleur peut se faire. En toute rigueur, les points E et B ne sont pas exactement situés sur les courbes de bulle correspondant à leur pression : leur état exact dépend des caractéristiques de l'échangeur de solution. Pour la simplicité de l'analyse, nous ne tiendrons pas compte de cet écart dans ce qui suit.

D : $T = 30^\circ\text{C}$, $P = 2$ bar, $Z = 0,37$ liquide riche en sortie absorbeur ;

E : $T = 55^\circ\text{C}$, $P = 2$ bar, $Z = 0,28$ liquide pauvre en sortie échangeur de solution.

Dans l'absorbeur, la vapeur (supposée pure) issue de J est condensée en K, puis mélangée au liquide pauvre pour donner la solution riche qui sort en D, l'opération nécessitant une extraction de chaleur. La détermination du point D suppose que l'on se donne une hypothèse complémentaire sur le fonctionnement de l'absorbeur: soit la valeur du titre de la solution riche, soit sa température, soit la chaleur extraite.

Comme indiqué précédemment, le point B se déduit de D, connaissant sa pression et x_r .

J : $T = 45^\circ\text{C}$, $P = 2$ bar, $y = 0,995$ vapeur sortie évaporateur ;

K : $T = 45^\circ\text{C}$, $P = 2$ bar, $x = 0,395$ vapeur condensée dans l'absorbeur.

Pour être précis, il faudrait représenter le point M en sortie de la pompe de solution riche. Toutefois, comme la compression à l'état liquide est quasiment isotherme, et met en jeu un travail faible, M serait quasiment confondu avec D, étant bien entendu qu'il n'est pas à l'équilibre liquide-vapeur, mais à l'état liquide sous-refroidi.

M : $T = 30^\circ\text{C}$, $P = 20$ bar, $Z = 0,37$ sortie pompe de solution riche.

Appelant \dot{m} le débit de réfrigérant.

\dot{m}_p le débit de la solution pauvre.

\dot{m}_r le débit de la solution riche, le bilan matière (débit masse total et débit-masse du réfrigérant) du désorbeur donne :

$$\dot{m}_r = \dot{m} + \dot{m}_p \quad (\text{II.1})$$

$$\dot{m}_r X_r = \dot{m} + \dot{m}_p X_p \quad (\text{II.2})$$

Ce système d'équation permet d'exprimer \dot{m}_r et \dot{m}_p en fonction de \dot{m} , X_p et X_r

$$\dot{m}_r = \dot{m} \frac{1 - X_p}{X_r - X_p} \quad (\text{II.3})$$

$$\dot{m}_p = \dot{m} \frac{1-X_r}{X_r-X_p} \quad (\text{II.4})$$

$$\dot{m}=1, \dot{m}_p=8, \dot{m}_r=7.$$

Les puissances thermiques mises en jeu dans les transformations sont les suivantes (dans le cadre des hypothèses simplificatrices que leurs courbes de bulle respectives) :

Bilan du Condenseur :

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_I - h_G) = 1(232-1440) = -1208 \text{ KW} \quad (\text{II.5})$$

Bilan d'Evaporateur :

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_J - h_I) = 1(1375-232) = 1143 \text{ KW} \quad (\text{II.6})$$

Bilan de Désorbeur :

$$Q_{des} = \dot{m}h_C + \dot{m}_p h_A - \dot{m}_r h_B = 1*1575 + 8*450 - 7*325 = 2900 \text{ KW} \quad (\text{II.7})$$

Bilan d'Absorbeur :

$$Q_{abs} = -\dot{m}h_J - \dot{m}_p h_E + \dot{m}_r h_D = -1*1375 - 8*50 + 7*(-65) = -2230 \text{ KW} \quad (\text{II.8})$$

Bilan de l'échangeur de solution riche

$$Q_{sol} = \dot{m}_r(h_B - h_D) = 7(325 - (-65)) = 2730 \text{ KW} \quad (\text{II.9})$$

Bilan de l'échangeur de solution pauvre

$$Q_{sol} = \dot{m}_p(h_A - h_E) = 8(450 - 50) = 3200 \text{ KW} \quad (\text{II.10})$$

La puissance mécanique de la pompe de solution riche :

$$W = \dot{m}_r(h_M - h_D) \neq 0 \quad (\text{II.11})$$

Que l'on peut estimer égal à $V\Delta P$.

Le COP est défini comme le rapport de la puissance utile Q_{evap} à la puissance payante ($Q_{des} + W$).

Cette manière de faire comporte l'hypothèse implicite que l'échangeur de solution est équilibré, ce qui n'est pas tout à fait vérifié comme le montrent les tableaux 1 et 2, valables pour un cycle sans sous-refroidissement en sortie de condenseur.

En négligeant la puissance W , il vient :

$$COP = \frac{\dot{m}(h_J - h_I)}{\dot{m}h_C + \dot{m}_p h_A - \dot{m}_r h_B} = \frac{1(1375 - 232)}{1*1575 + 8*450 - 7*325} = 0,394 \quad (\text{II.12})$$

$$COP = \frac{\dot{m}(h_J - h_I)}{h_C + \frac{1-X_p}{X_r-X_p} h_A - \frac{1-X_r}{X_r-X_p} h_B} = \frac{1(1375 - 232)}{1575 + \frac{1-0,28}{0,37-0,28} * 450 - \frac{1-0,37}{0,28-0,37} * 325} = 0,394 \quad (\text{II.13})$$

	T (c°)	P (bar)	z	X	y	H (kJ/kg)	M (kg/s)
A	140	20		0,28		450	8
B	120	20		0,37		325	7
C	120	20			0,93	1575	7
D	30	2	0,37			-65	7
E	55	2		0,28		50	8
F	97	20	0,93			1300	
G	97	20	0,995			1440	1
H	97	20				200	
I	54	20			0,995	232	1
J	45	2			0,995	1375	1
K	45	2		0,395		-60	1
L	-15	2	0,995			232	1
M	45	20				-60	7

Tableau II.1 – État des points du cycle à absorption

Condenseur	-1208
Évaporateur	1143
Désorbeur	2900
Absorbeur	-2230
Echangeur de solution riche	2730
Echangeur de solution pauvre	3200
Travail pompe	5 (estimation)
COP	0,394

Tableau III .2 – Performances du cycle à absorption

Toutefois, la température la plus basse dans l'absorbeur étant égale à 30 C°, on peut sans difficulté utiliser la source froide pour sous-refroidir à cette température le réfrigérant liquide, ce qui baisse l'enthalpie des points I et L, et donc le titre en vapeur après détente.

L'enthalpie mise en jeu dans l'évaporateur augmente, et le COP augmente légèrement (d'environ 10 %, passant de 0,4 à 0,44).

Il est possible de représenter dans le diagramme d'Oldham les points de ce cycle à l'équilibre liquide-vapeur (figure II.4). On appelle cycle des solutions cette représentation. Il a la forme caractéristique d'un losange que nous avons évoquée plus haut. On note que les analyses que permet ce type de diagramme sont beaucoup plus sommaires que celles que procure le diagramme de Merkel : les seules informations dont on dispose sont les pressions, les températures et les fractions massiques de la solution.

Le cycle à absorption que nous venons de présenter fonctionne selon un cycle dit à simple effet, conduisant à des performances relativement limitées. Si l'on dispose d'une source de chaleur à température suffisamment élevée, on peut utiliser des cycles plus performants, dits à effet multiple ou en cascade. Le lecteur intéressé pourra se référer à la littérature spécialisée.

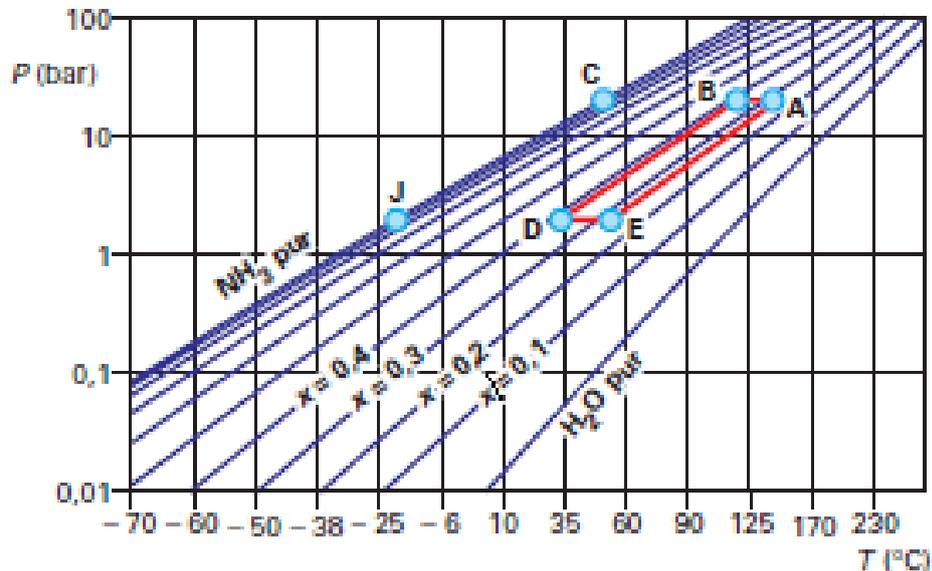


Figure II.4 – Représentation dans le diagramme de Oldham NH₃-H₂O

Chapitre III :
L'environnement de
simulation TRNSYS

Chapitre III : L'environnement de simulation TRNSYS

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, une simulation dynamique d'un système de rafraîchissement solaire à absorption sera réalisée à l'aide de logiciel **TRNSYS**. Le logiciel de simulation **TRNSYS** est un environnement complet et extensible, dédié à la simulation dynamique des systèmes.

TRNSYS (TraNsient System Simulation program) est un environnement de simulation des systèmes énergétiques qui fut initialement développé par l'université du Wisconsin pour pouvoir faire des simulations des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire thermique et photovoltaïque, les systèmes HVAC, la géothermie, l'énergie éolienne, les stratégies de régulation ... mais aussi la modélisation détaillée des bâtiments et leur couplage avec différents systèmes énergétiques.

Le logiciel est basé sur les modèles de type « boîte noire » écrits en fortran ou en C++ qu'on désigne par « type » dans **TRNSYS** et qui font partie des éléments de la bibliothèque de **TRNSYS** mais peuvent aussi être créés et paramétrés par l'utilisateur et classés dans la bibliothèque à l'instar de la bibliothèque payante « TESS » qu'on peut ajouter à la bibliothèque de **TRNSYS** et dont les éléments ont été créés et regroupés sous forme de Plugin. Les modèles « types » sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties sur chaque modèle, les entrées peuvent être soit les sorties d'un autre équipement soit imposées par l'utilisateur, les sorties peuvent soit faire l'objet d'entrées à un autre modèle, ou bien être exploitées autrement (affichage sous forme de graphe, intégration pour quantifier une grandeur le long d'une durée de temps donnée, utilisation dans des équations mathématiques...). Outre les entrées et sorties il existe un paramètre « paramètre » qui caractérise chaque équipements en général il représente les constantes du modèle de l'équipement par exemple pour un capteur solaire : l'inclinaison, l'orientation, la surface, les constantes...

Une autre caractéristique de **TRNSYS** c'est qu'il utilise dans la simulation des fichiers météo « weather », ces fichiers contiennent des données horaires annuelles de plusieurs

paramètres (températures, humidités, rayonnements solaires, vitesse du vent, pression ...) en d'autres termes quand on fait des simulations on ne se contente pas de simuler des systèmes énergétiques mais aussi les tester dans différents climats.

En **TRNSYS**, le pas temporel est l'unité de temps « heure » s'il y'a modification par l'utilisateur vers un pas inférieur le calcul se fait alors par interpolation entre une heure et une autre, si l'on veut lancer la simulation sur une période donnée, on doit connaître les heures correspondantes, par exemple pour lancer une simulation au 1 mars de 00h00 à 24h00 on choisit les heures correspondant au jour en commençant du premier janvier donc de l'heure 14h16 à l'heure 14h40, ce qui nous donne sur une période de 1 an c'est-à-dire 365 jours 8760 heures.

Pour le bâtiment on utilise un autre environnement dérivé qui s'appelle TRNBUILD dans lequel on peut concevoir des bâtiments en détail (dimensions, orientations, matériaux de construction...) pour pouvoir les utiliser sous **TRNSYS**. Plus de détails seront présentés ultérieurement sous forme d'annexe.

❖ **Avantages**

- 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.

III.2. TRNSYS Simulation Studio

« TRNSYS 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 noire (qu'il est cependant possible d'ouvrir). On introduit pour chaque sous programme les différents paramètres les variables d'entrée et de sortie.

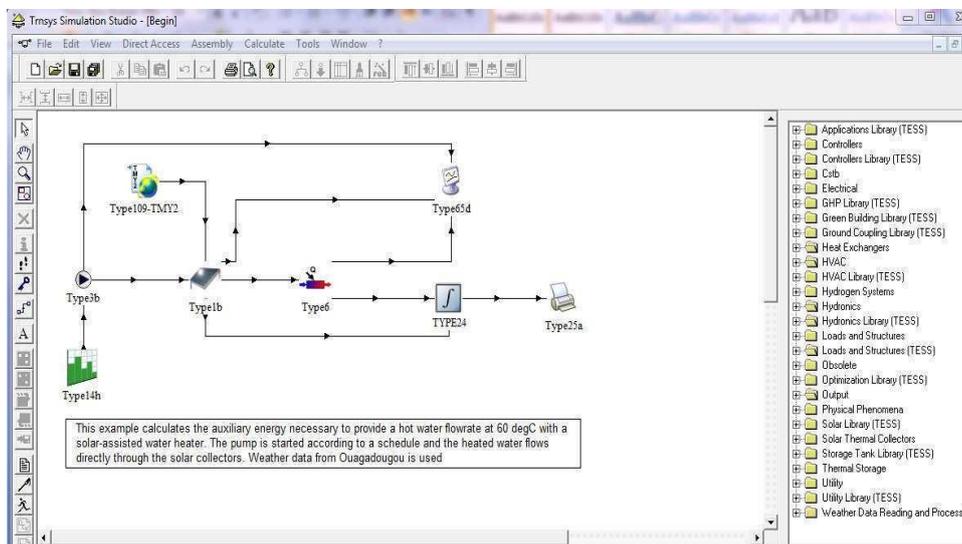


Figure III.1 : Interface du logiciel TRNSYS

III.3 Vue sur le simulateur TRNSYS

Le simulateur TRNSYS s'appuie sur le principe de la simulation dynamique c'est-à-dire qu'il tient compte de la variation du temps, son environnement est composé d'un espace de travail, les barres d'outils et de la bibliothèque des modèles sous forme d'icônes placées dans des fichiers dans l'onglet Library l'insertion des modèles dans l'espace de travail se fait par glissement avec le curseur.

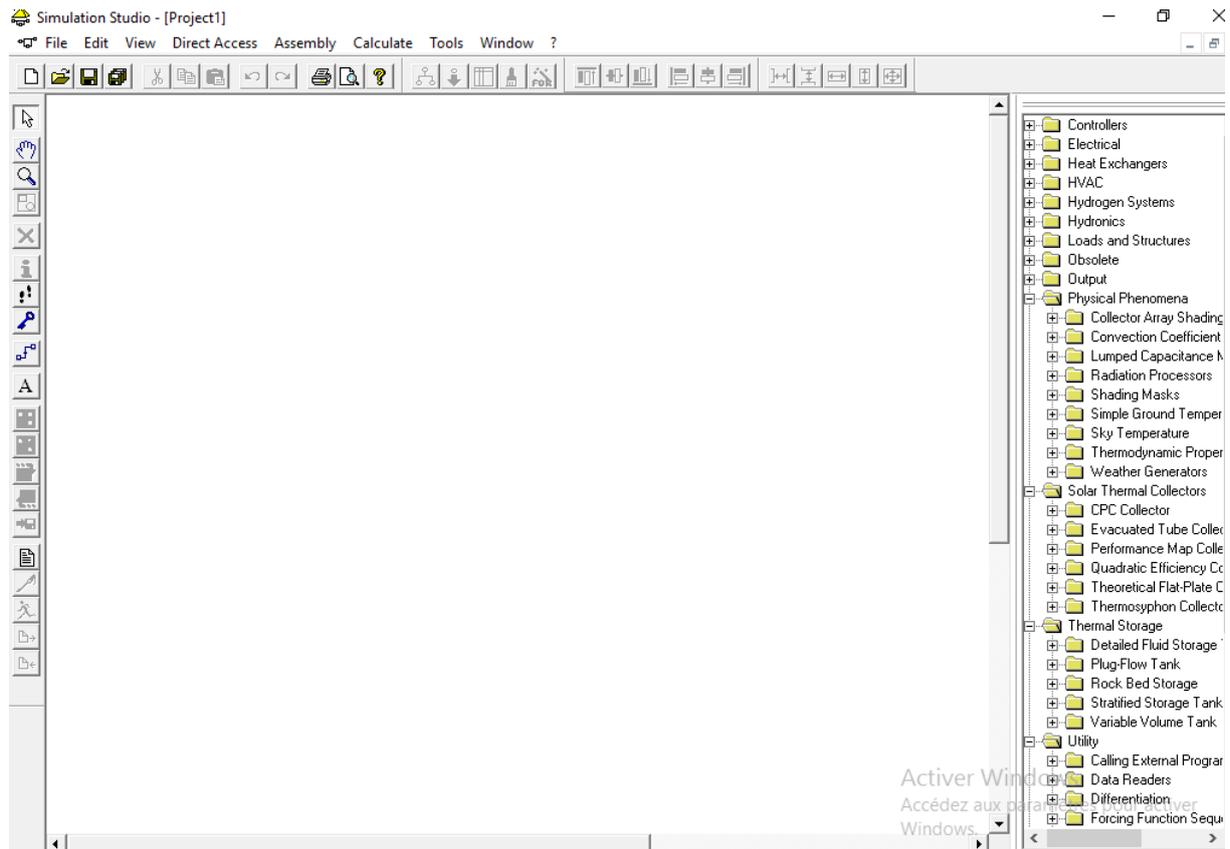


Figure III.2: Espace de travail de TRNSYS

Une fois l'icône du modèle appelé «type » est inséré on peut modifier ses paramètres par exemple la puissance d'une machine, les coefficients de déperditions dans un capteur..., les modèles sont liés entre eux par des flèches, si on fait un double clic de la souris on pourrait gérer les entrées sorties, il existe des outils de sortie finaux tels que l'afficheur de graphe, ou l'intégrateur et l'imprimante qui exporte les données dans un fichier externe, mais aussi des entrées qui lisent leurs données sur un fichier telles que les fichier météo, pour gérer les paramètres de simulations tels que le début et la fin de simulation ainsi que le pas horaire on clic sur l'icône « control cards », on peut également insérer des icones « équation » pour traiter des données par exemple additionner des débits, calculer un rendement...

Sur la figure III.1 on peut voir un fichier un collecteur qui tire ses entrées d'un fichier météo et qui ensuite affiche sa température de sortie ainsi que le débit sur un afficheur de graphe.

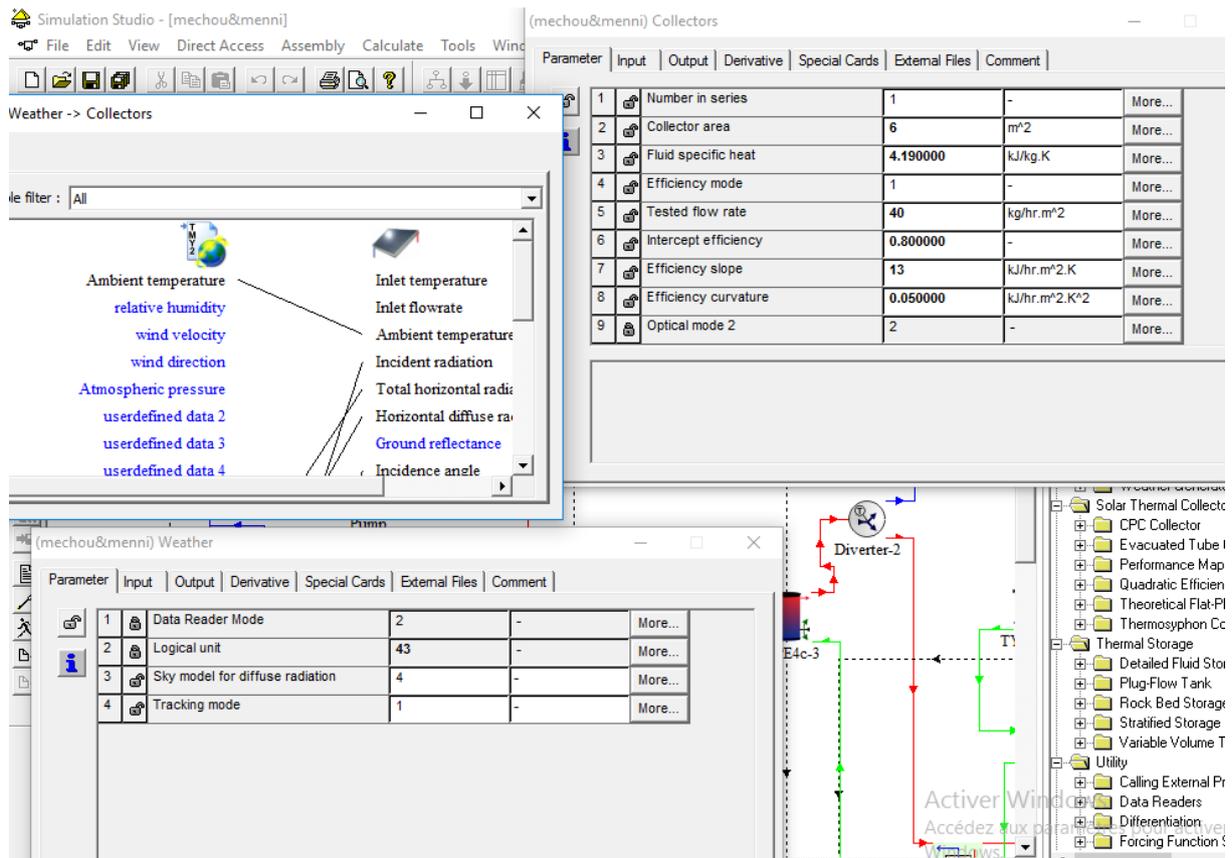


Figure III.3: Liens entrée-sortie entre modèles et fenêtre de paramètres de simulation

TRNSYS contient tant d'autres fonctionnalités mais nécessite une bonne compréhension afin de pouvoir l'exploiter correctement et savoir surtout gérer les erreurs qui surviennent à chaque fois, méthodiquement il est recommandé de se référer au manuel d'utilisation contenu dans la documentation qui accompagne le logiciel.

III.3. Les conditions de simulation

III.3.1. Les conditions climatiques

- La ville de Dar el Beida

Longitude	Latitude	Altitude	Temperature Max	Humidité absolue
3.25 E	36.717N	25 m	37°C	13 g/Kg

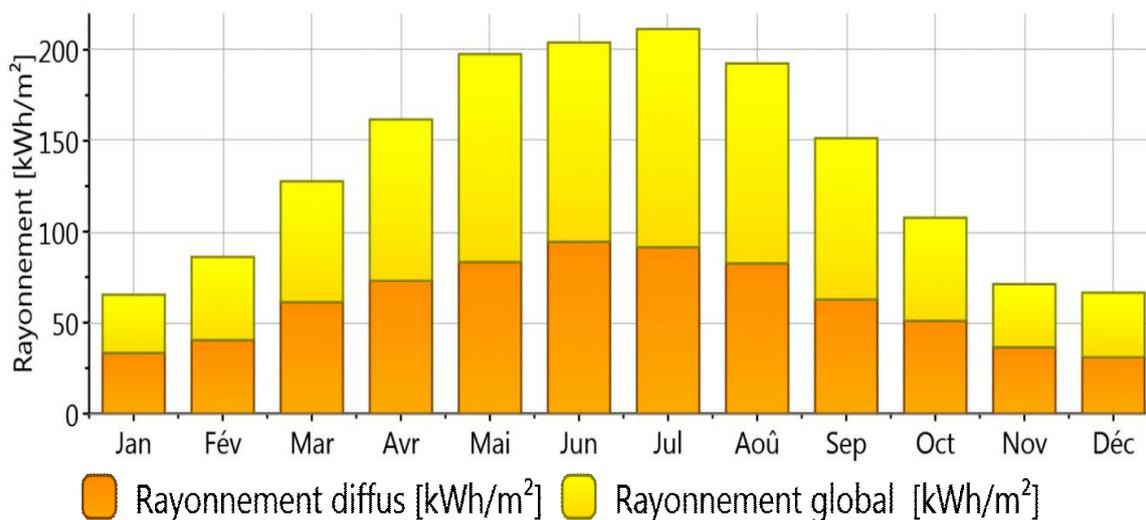


Figure III.4 : variation de rayonnement mensuel de Dar el Baida

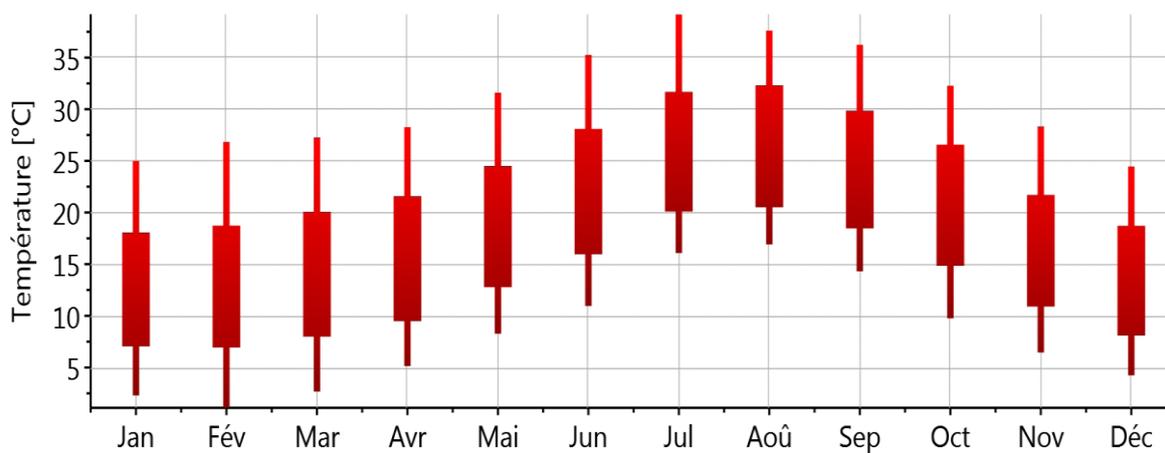


Figure III.5: variation de la température mensuelle de Dar el Baida

- **La ville de Bechar**

Longitude	Latitude	Altitude	Température Max	Humidité absolue
2.233 O	31.617N	772 m	44°C	13 g/Kg

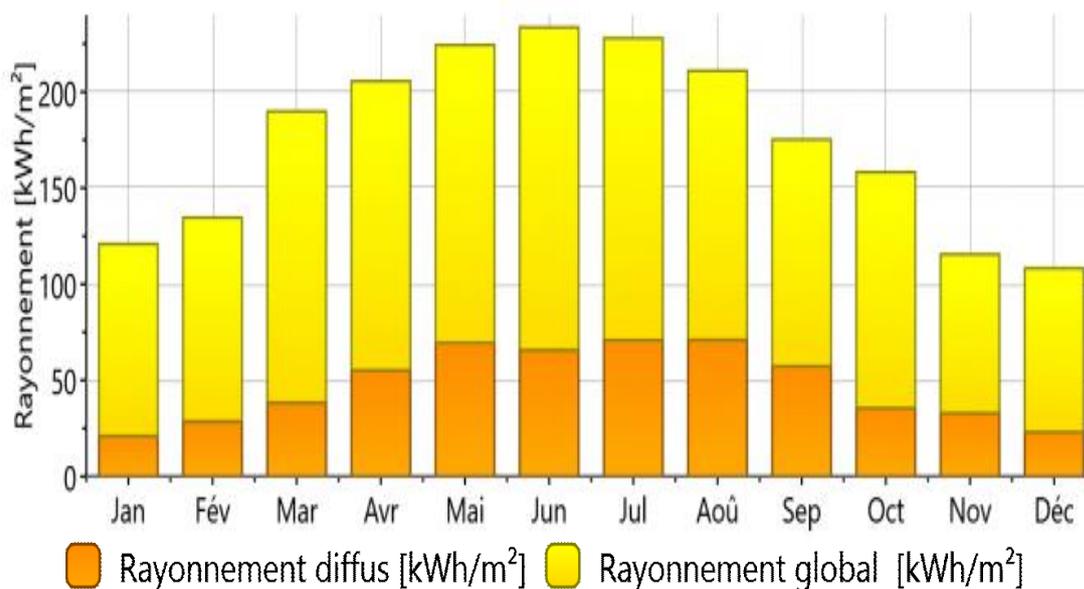


Figure III.6 : variation de rayonnement mensuel de Bechar

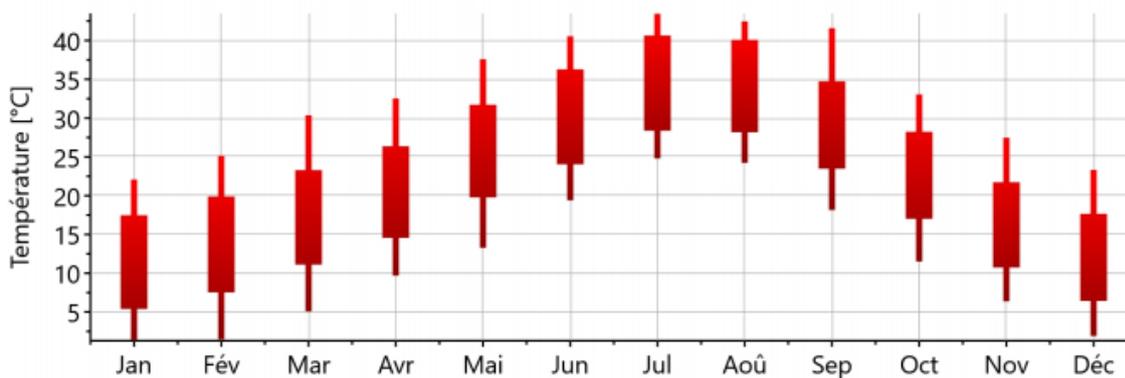


Figure III.7 : variation de la température mensuelle de Bechar

III.4 Simulation de l'installation à absorption

III.4.1. Représentation sous TRNSYS

Dans ce travail nous prévoyons une simulation numérique par **TRNSYS_16** d'une machine solaire à absorption utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement sous les données climatique de la ville de Dar el Baida (Algérie). Cette installation est constituée de 6,10 ,14m² de captage. Un modèle de simulation dynamique détaillée de l'installation solaire et les organes de la machine a été développé pour différentes conditions de fonctionnement et comparées avec les données de mesure afin de prédire les performances du système.

La figure III.8 représente la modélisation de la machine frigorifique à absorption alimentée par l'énergie solaire, pour la réalisation en utilise les types suivantes:

1)- fichier météo de la région de Dar el Baida et Bechar, 2)- deux types du deviseur, 3)- trois types du mélangeur, 4)- deux types du pompe, 5)-capteur, 6)-ballon de stockage, 7)- bouilleur, 8)- condenseur, 9)- évaporateur, 10)- absorbeur, 11)- échangeur de chaleur, 12)-ploter les résultats, 13)-débitmètre.

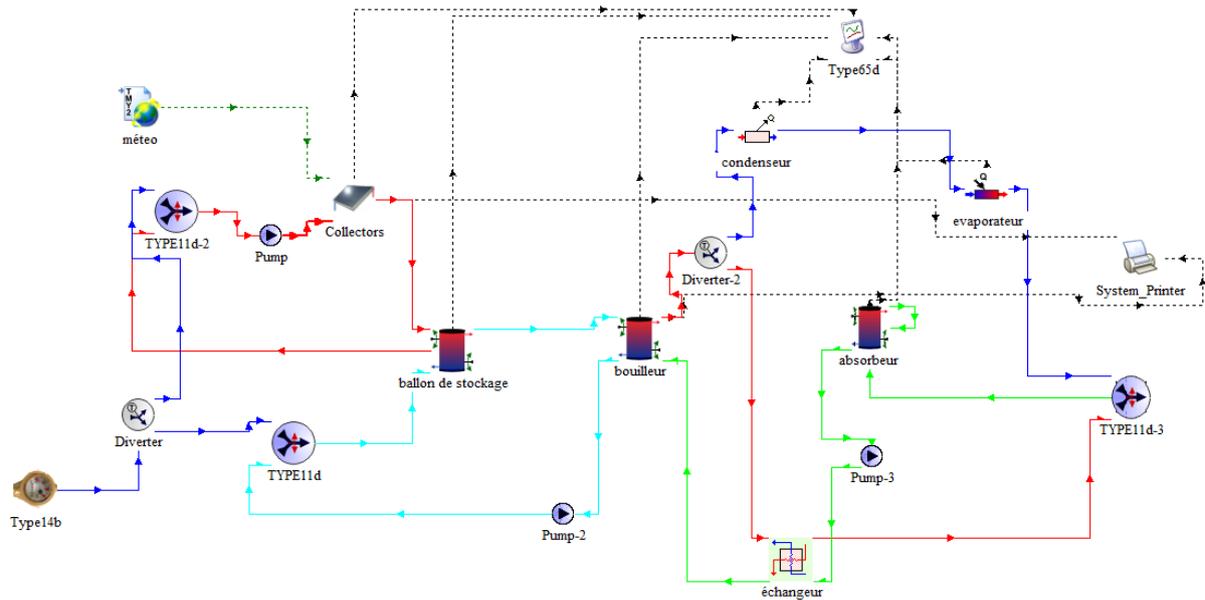


Figure III.8: La configuration de machine a absorption sous **TRNSYS** simulation Studio.

 <p>Type109-TM Y2</p>	<p>Permettant de simuler les conditions météorologiques d'une ville définie et l'irradiation résultante sur les capteurs en fonction de leurs orientations et Leurs inclinaisons</p>
 <p>Type11d</p>	<p>C'est un mélangeur d'écoulement</p>
 <p>Type65d</p>	<p>Cet élément permet de sortir sous forme de courbe ou de tableau Excel les différents résultats de la simulation.</p>
 <p>Type14b</p>	<p>Tirage d'eau (La source)</p>
 <p>TYPE5f</p>	<p>échangeur de chaleur (contre courant)</p>

 Type25f	Traceur en line
 Type4c	Réservoir de stockage stratifié
 Type1b	Capteur plan de surface
 Type6	Évaporateur
 Type3b	Pompe avec une seule vitesse
 Type92	Condenseur
 Diverter	Diviseur

Tableau. III. 2 La description des différents éléments constitutifs de ce système

Chapitre IV :
Résultats et
discussions

Chapitre IV : Résultats et discussions

La simulation de système absorption solaires à donné des résultats qu'on va discuter dans ce dernier chapitre. La présentation des résultats est faite en deux manières, l'une est hebdomadaire consiste à présenter des résultats pour la première semaine du mois de janvier et de Juillet.

Une partie des résultats de **TRNSYS** sont traités et représentés graphiquement et l'autre partie sont exportés dans des fichiers **Origine** où ils sont traités et représentés graphiquement. Le deuxième est saisonnier, elle présente les résultats pour la saison entière de climatisation pour la ville de dar El Beida et de Bechar.

IV.1 Coefficient de performance COP

Le COP est défini selon la relation (II.11) comme le rapport de la puissance utile Q_{evap} à la puissance payante ($Q_{des} + W$), en négligeant la puissance W , il vient :

$$COP = \frac{\dot{m}(h_J - h_I)}{\dot{m}h_C + \dot{m}_P h_A - \dot{m}_R h_B}$$

Après avoir lancée la simulation, nous avons pris les valeurs suivantes.

$$\dot{m}=1\text{kg/s}, \quad \dot{m}_P=8\text{kg/s}, \quad \dot{m}_R=7\text{kg/s}.$$

$$h_J = 1375\text{kJ/kg}, h_I = 232\text{kJ/kg}, h_C = 232\text{kJ/kg}, h_A = 232\text{kJ/kg},$$

$$h_B = 232\text{kJ/kg}$$

Le calcul du COP donne:

$$COP = 0,394$$

Le coefficient de performance COP de la machine à absorption est représenté dans la figure (IV.1). Il est de 0,394 avec un régime permanent représentant le fonctionnement normal de la machine durant 1344 heures

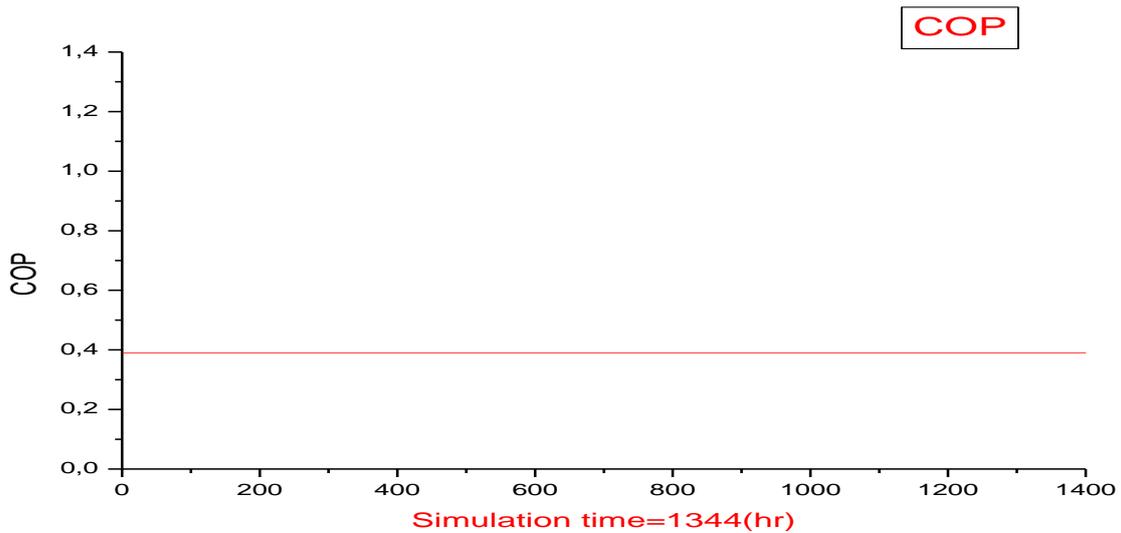


Figure IV.1 : Le coefficient de performance de la machine a absorption.

IV.2. Températures des organes de l'installation

Pour la ville de Darel-Baida nous avons représenté sur la figure (IV.2) la simulation de la machine pendant une année, les résultats sont : la température de sortie du capteur (outlet), la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage), la température de sortie du bouilleur (T-bouilleur), la température de sortie du condenseur (T-condenseur) et la température de sortie de l'évaporateur (T-évaporateur) en fonction de temps sur une surface inclinée (32°), la températures de sortie du capteur est plus dominante par rapport à la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage) et de bouilleur.

Les résultats de la simulation pendant une année enregistrée sur la ville de Bechar est représentés sur figure (IV.3), pour permettre la comparaison nous avons présentés les mêmes température dans le cas de la ville de Dar el Baida c .à .d : la température de sortie du capteur (outlet), la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage), la température de sortie du bouilleur (T-bouilleur), la température de sortie du condenseur (T-condenseur) et la température de sortie de l'évaporateur (T-évaporateur) en fonction de temps sur une surface inclinée (32°) de $S=6m^2$. On remarque que la température de sortie du capteur est plus dominante par rapport à la température de sortie du ballon de stockage (T-stockage) et de bouilleur et elle est supérieure si on la compare avec la ville de Dar el Baida, parce que c'est un climat sec et chaud.

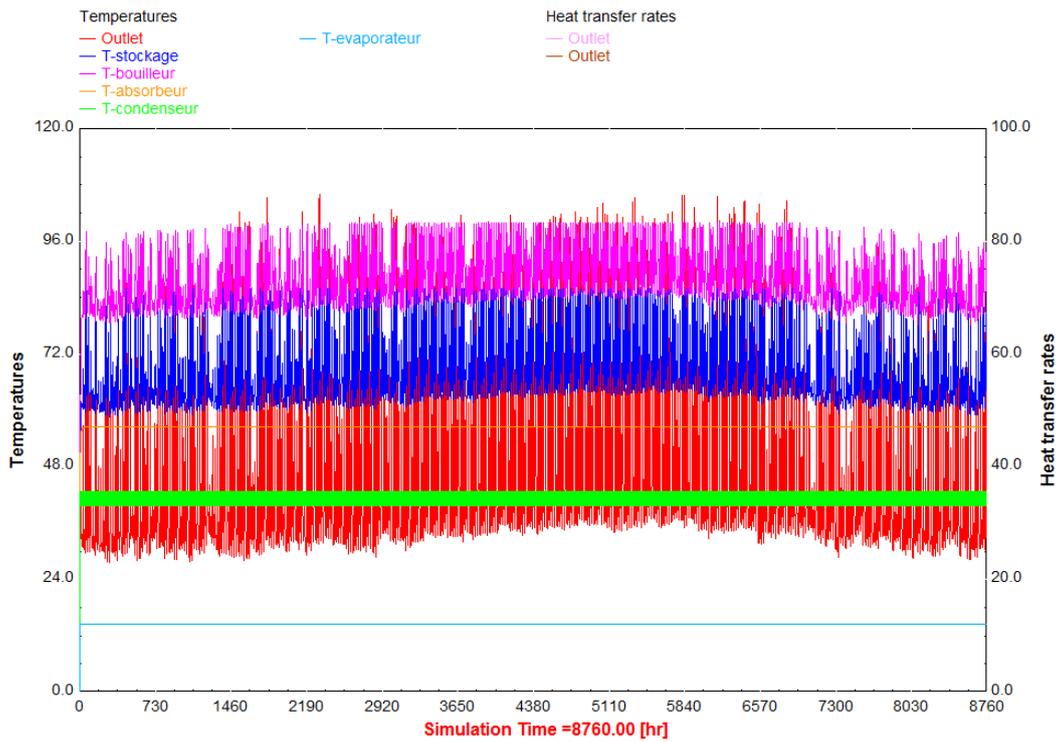


Figure IV.2 : Températures des organes de l’installation pendant une année à la ville de Dar el Baida.

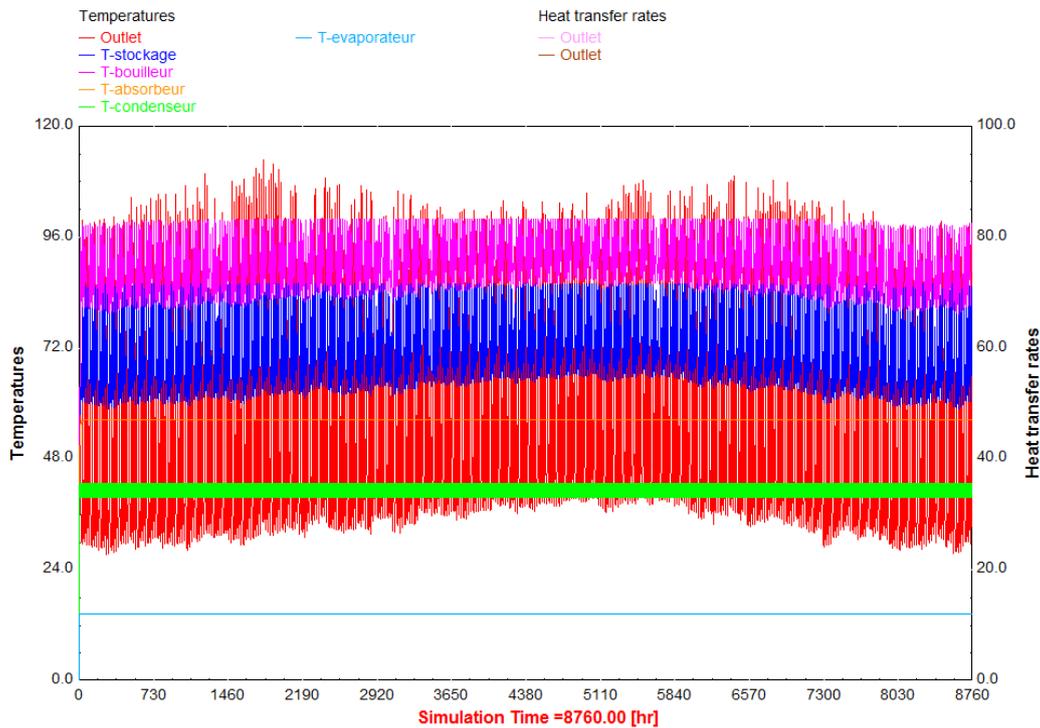


Figure IV.3 : Températures des organes de l’installation pendant une année enregistrée sur la ville de Bechar.

IV.2.1 variation de la température ambiante et la température de capteur

Les figures(IV .4-7) représente simultanément la température de sortie du capteur solaire de surface $S=6m^2$ et la température ambiante pendant la première semaine du mois de janvier et la première semaine du mois de juillet pour les deux cites (Dar el Baida et Bechar)on constate que la température du capteur est très élevé par rapport a la température ambiante car le capteur, on remarque aussi qu'on été (mois de juillet), où la climatisation est nécessaire, peut fournir des températures de sortie intéressantes de l'ordre de (60 °C _ 80 °C) ces valeurs de températures sont suffisantes au niveau du bouilleur. Pour la première semaine du mois de janvier, les températures de sortie insuffisantes et oscille entre (40 °C _ 75 °C), mais elles sont composer par la température ambiante qui représente un état moyenne.

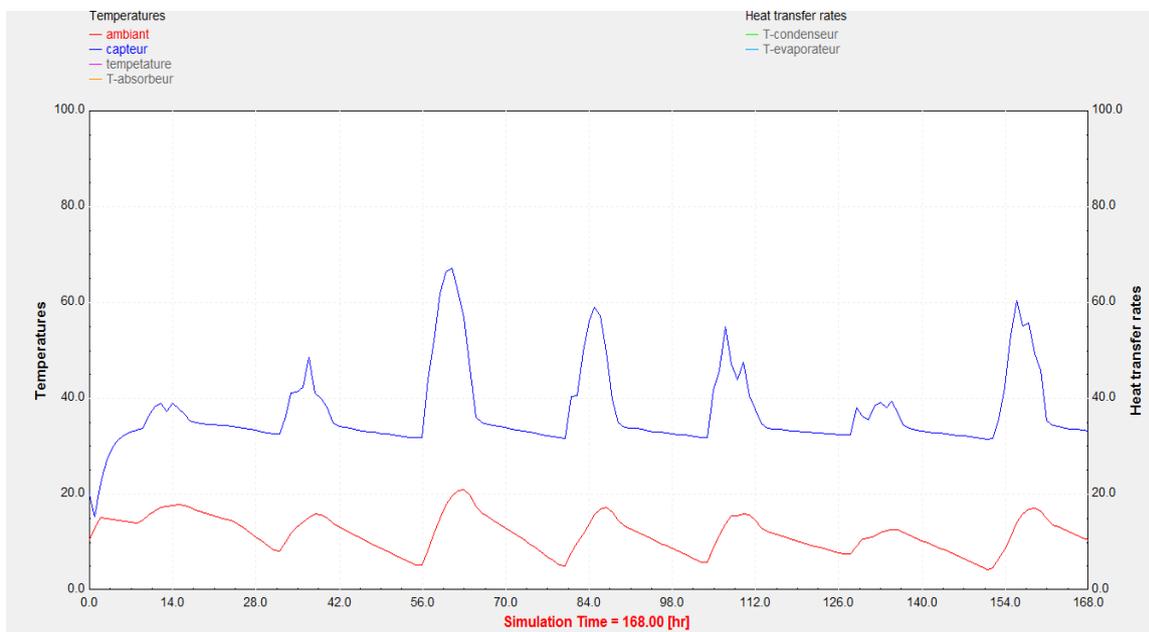


Figure IV.4 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de janvier ville de Dar el Baida.

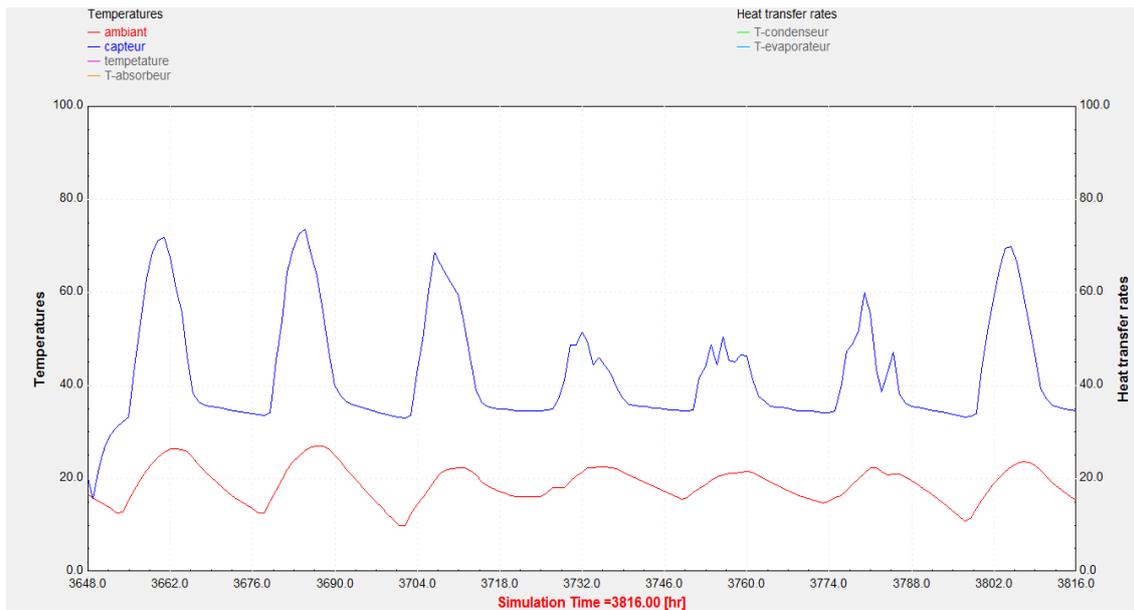


Figure IV.5 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de juillet ville de Dar el Baida.

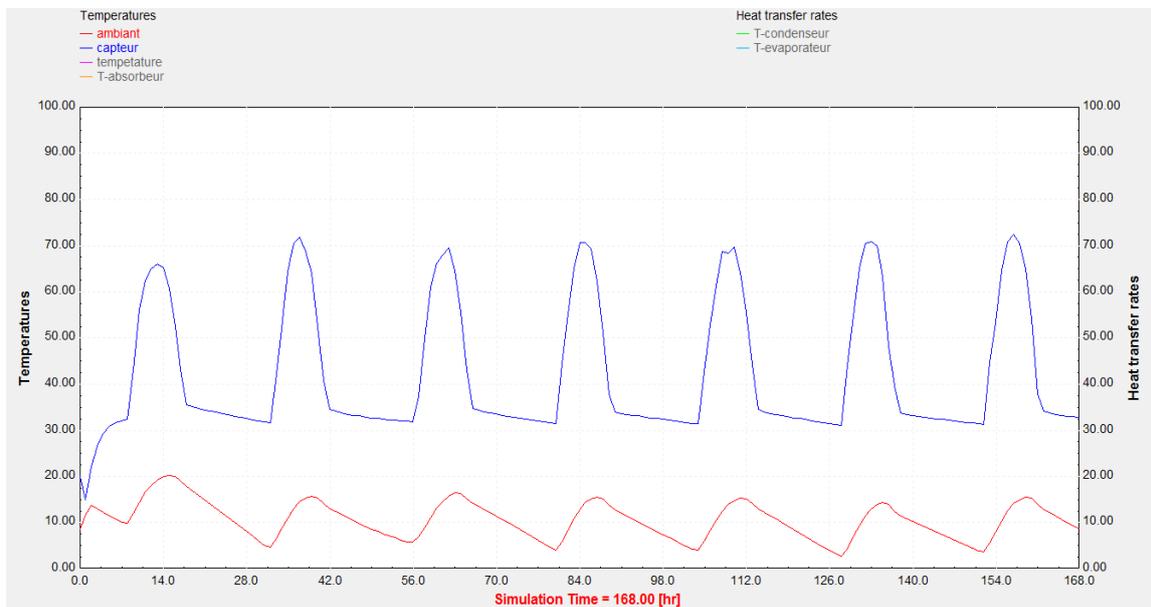


Figure IV.6 : variation de la température ambiante et température de capture pendant la première semaine du mois de janvier ville de Bechar.



Figure IV.7: variation de la température ambiante et température de capteur pendant la première semaine du mois de juillet ville de Bechar.

IV.2. 2. Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du capteur

Pour voir l'influence de la surface du captage sur les températures de sortie du capteur et la température des bouilleurs. Nous avons varié la surface de captage de 6m^2 , 10m^2 et 14m^2 . On constate qu'au fur et à mesure on augmente la surface de captage, les températures augmentent car le fluide caloporteur a assez de temps pour changer la chaleur absorbée. En variant la surface de captage, les températures de sortie de capteur oscillent entre ($60\text{ }^\circ\text{C}$ à $100\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de janvier pour le cite de dar El Beida (Fig. IV.8), et oscillent entre ($70\text{ }^\circ\text{C}$ à $110\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de juillet pour le même cite (Fig. IV.9).

Pour le cite de Bechar en remarque que les températures de sortie de capteur oscillent entre ($65\text{ }^\circ\text{C}$ à $110\text{ }^\circ\text{C}$), pendant la première semaine du mois de janvier pour le cite de Bechar (Fig. IV.10), et oscillent entre ($80\text{ }^\circ\text{C}$ à $120\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de juillet pour le même cite (Fig. IV.11).

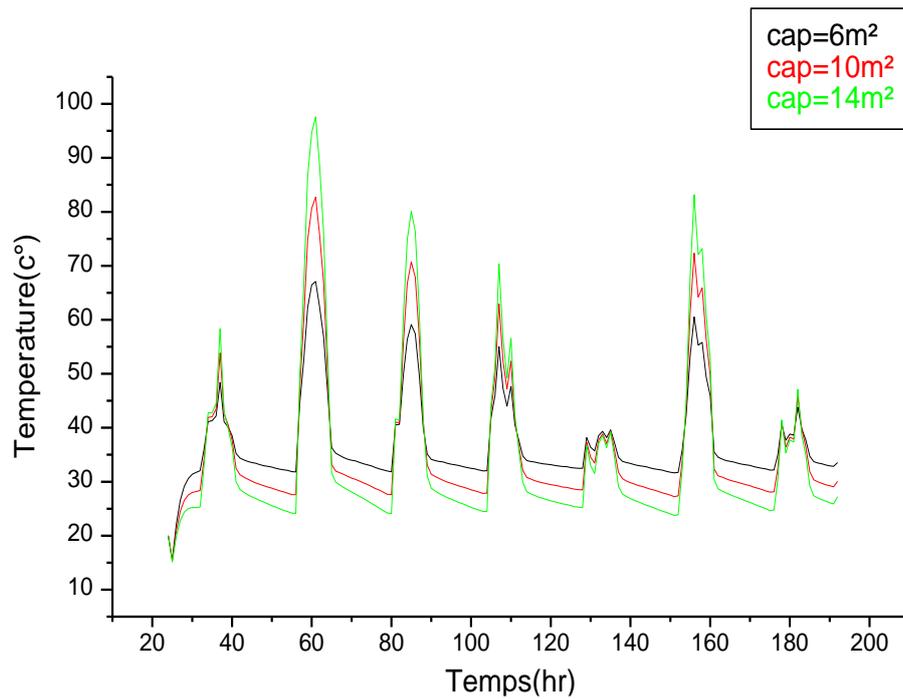


Figure IV.8 : Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Dar el Beida.

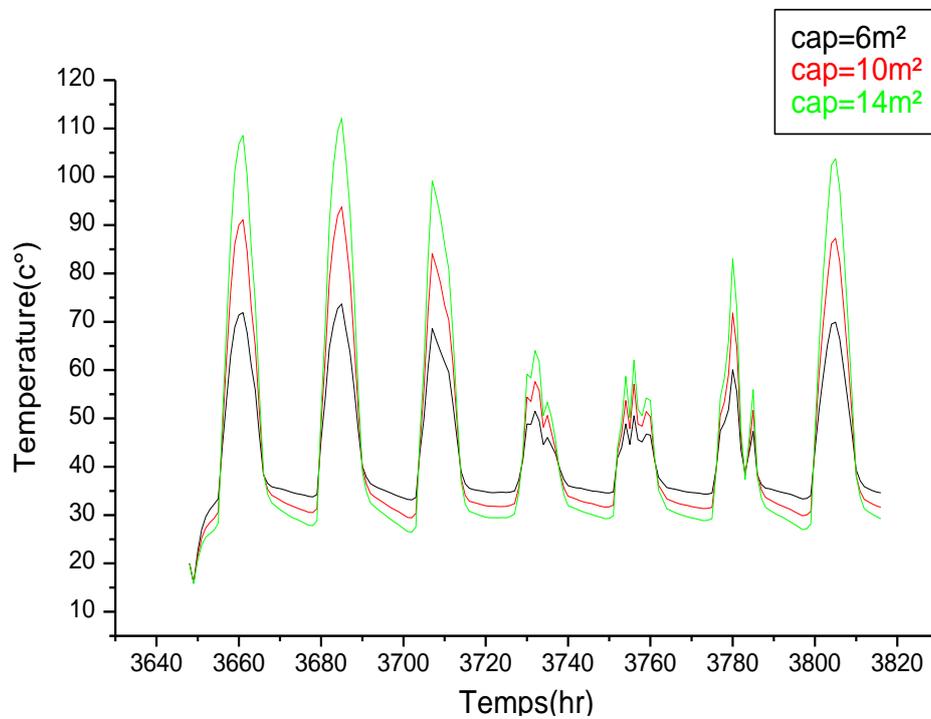


Figure IV.9: Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Dar el Beida.

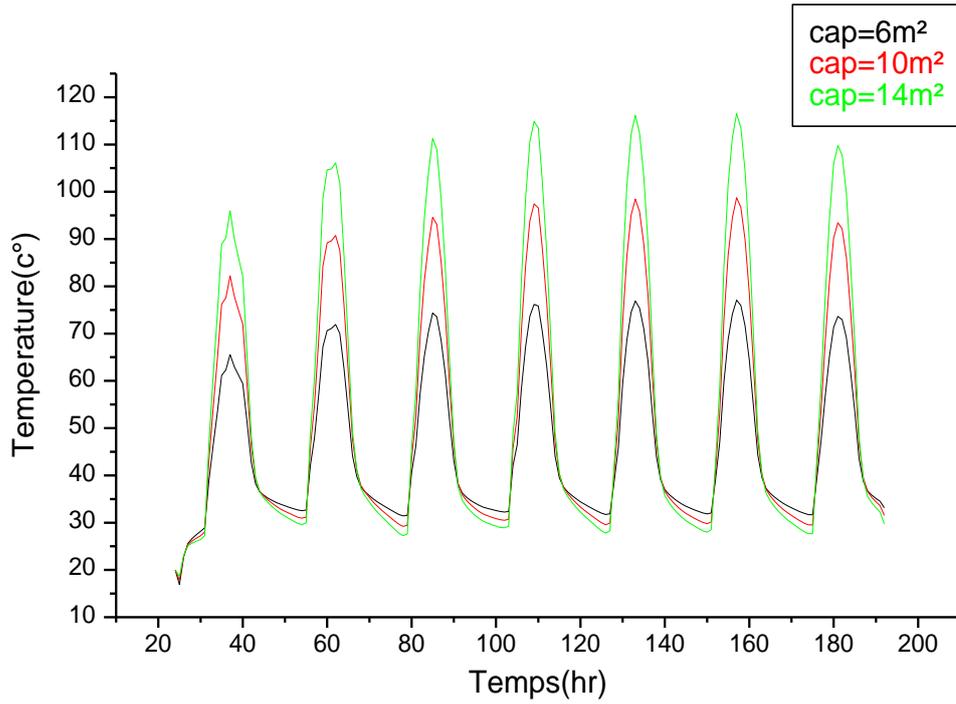


Figure IV.10 :Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Bechar

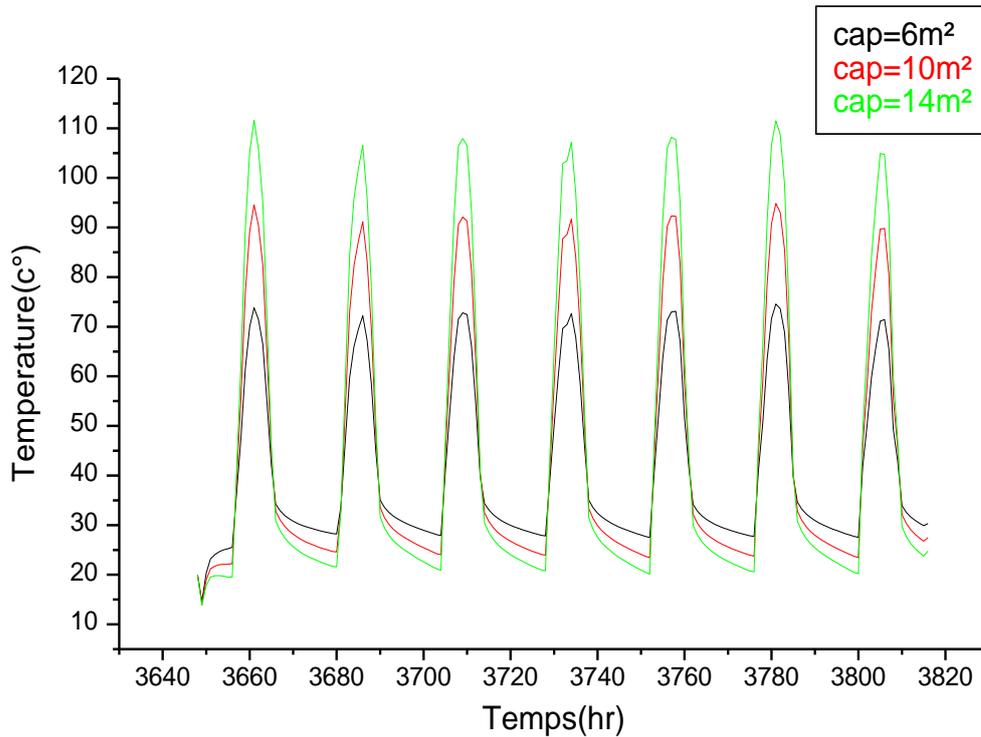


Figure IV.11 : Températures de sorties du capteur par rapport a la surface de captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Bechar.

IV.2.3 Influence de la surface de capteur sur la température de sortie du bouilleur

Presque les même remarque de la section précédente, car nous avons varié la surface de captage de 6m^2 , 10m^2 et 14m^2 et la température de bouilleur augmente et oscillent entre ($60\text{ }^\circ\text{C}$ à $90\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de janvier pour le cite de Dar el Beida (Fig. IV.12), et oscillent entre ($80\text{ }^\circ\text{C}$ à $100\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de juillet pour le même cite (Fig. IV.13).

Pour le cite de Bechar en remarque que les températures de sortie de capteur oscillent entre ($65\text{ }^\circ\text{C}$ à $110\text{ }^\circ\text{C}$), pendant la première semaine du mois de janvier pour le cite de Bechar (Fig. IV.14) et oscillent entre ($80\text{ }^\circ\text{C}$ à $120\text{ }^\circ\text{C}$) pendant la première semaine du mois de juillet pour le même cite (Fig. IV.15).

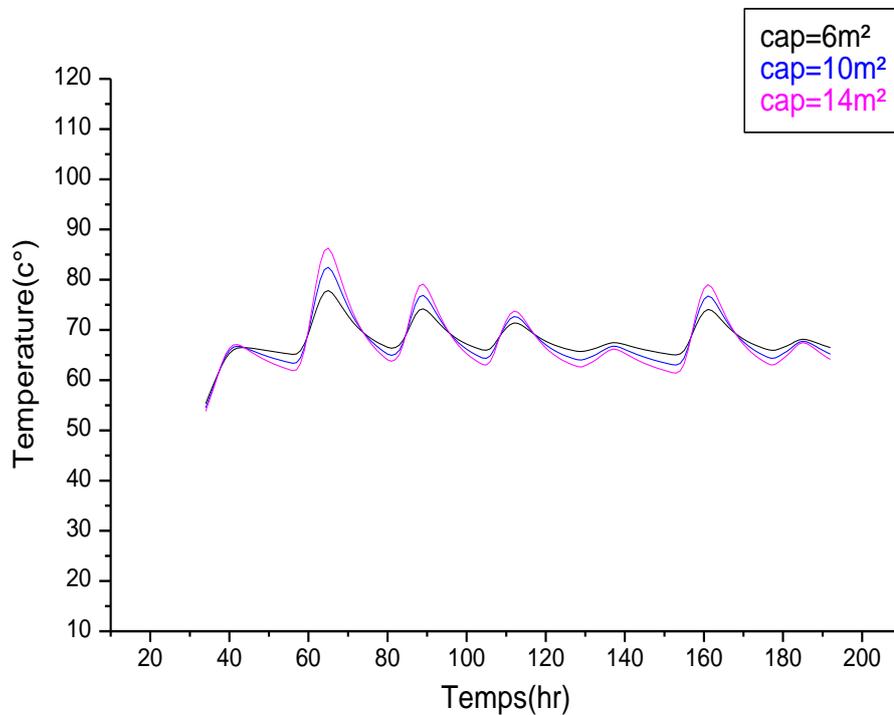


Figure IV.12:Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Dar el Beida

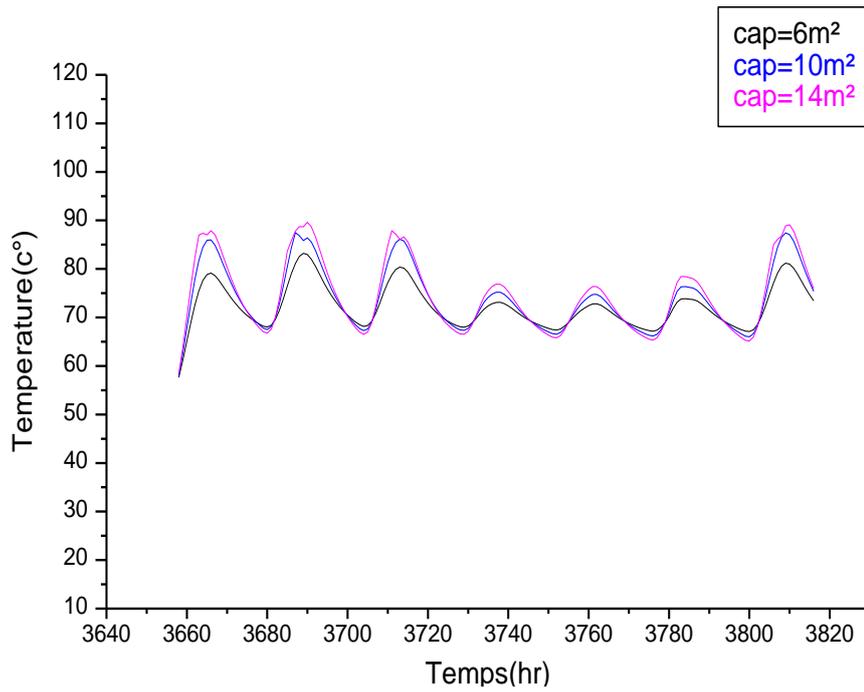


Figure IV.13 : Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Dar el Beida

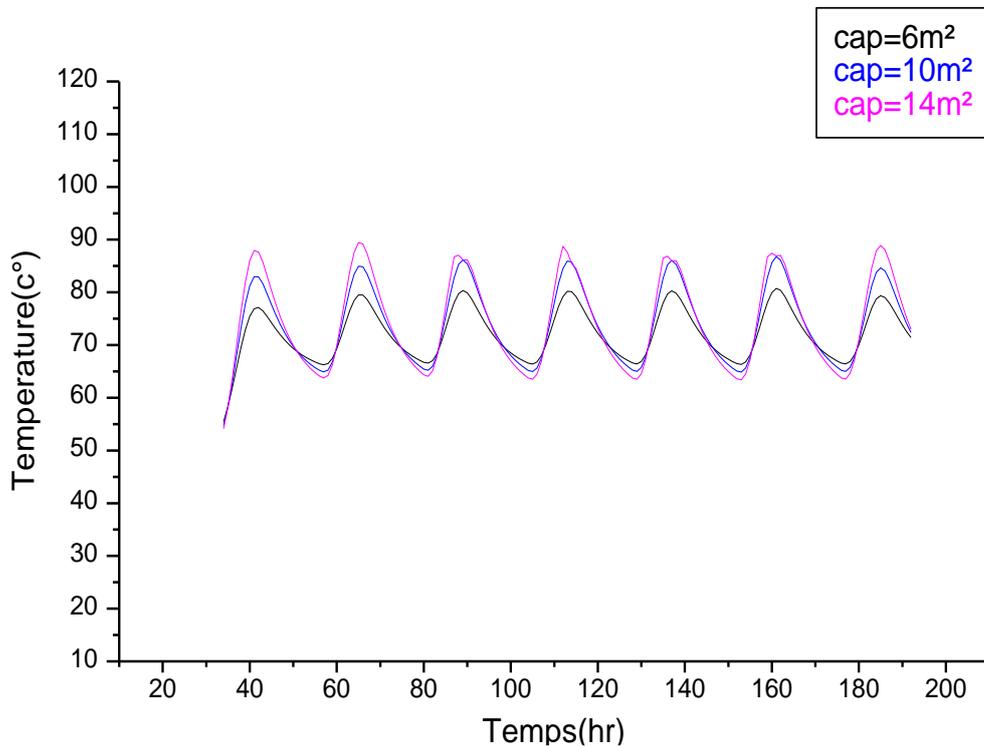


Figure IV.14 : Températures de sorties du bouilleur par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de janvier ville de Bechar.

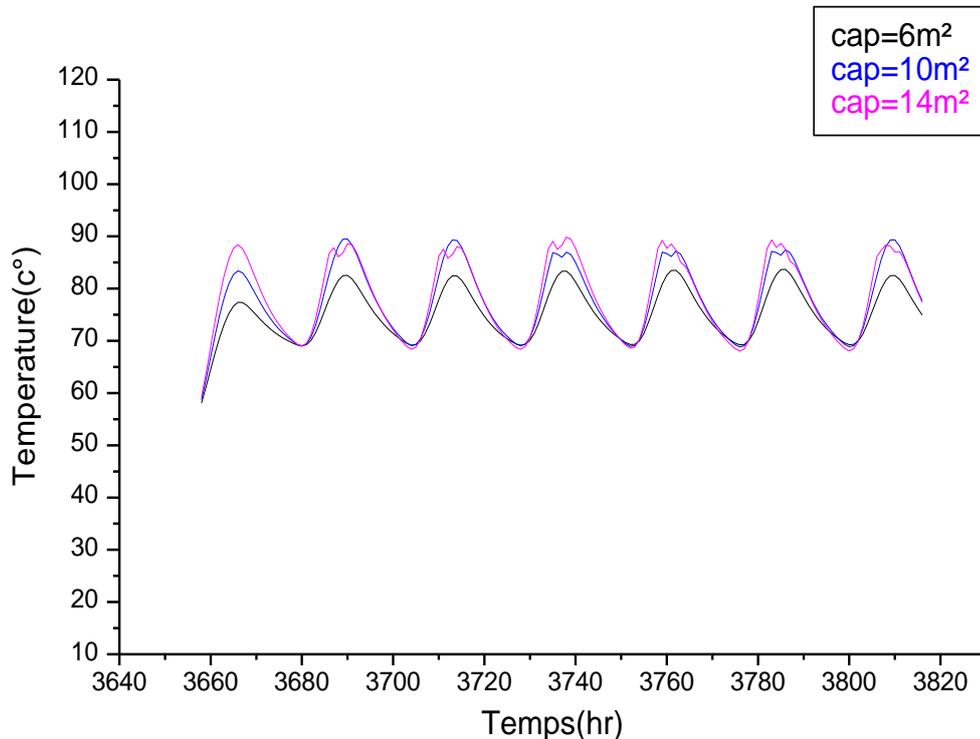


Figure IV.15 : Températures de sorties du bouilleur Par rapport a la surface du captage pendant une semaine du mois de juillet ville de Bechar.

IV.3.Influence du volume de stockage

Pour voir l'influence du volume de ballon de stockage sur les températures de sortie du capteur et les températures à la sortie du ballon de stockage. Nous avons varié le volume des stockage de ($V=0.35 \text{ m}^3, 0.5 \text{ m}^3, 1 \text{ m}^3$). On observe sur la figure (IV.17)l'influence du volume de stockage (a) 0.35 m^3 , (b) 0.5 m^3 et (c) 0.35 m^3 sur la température de la sortie de ballon de stockage pour une surface de captage de (6 m^2) pendant 7 jours dans la ville de Bechar, on constate qu'au fur et à mesure en augmentant le volume de stockage, les températures diminues car le fluide caloporteur à assez pas de temps pour changer la chaleur dégagée par l'échangeur du ballon de stockage.

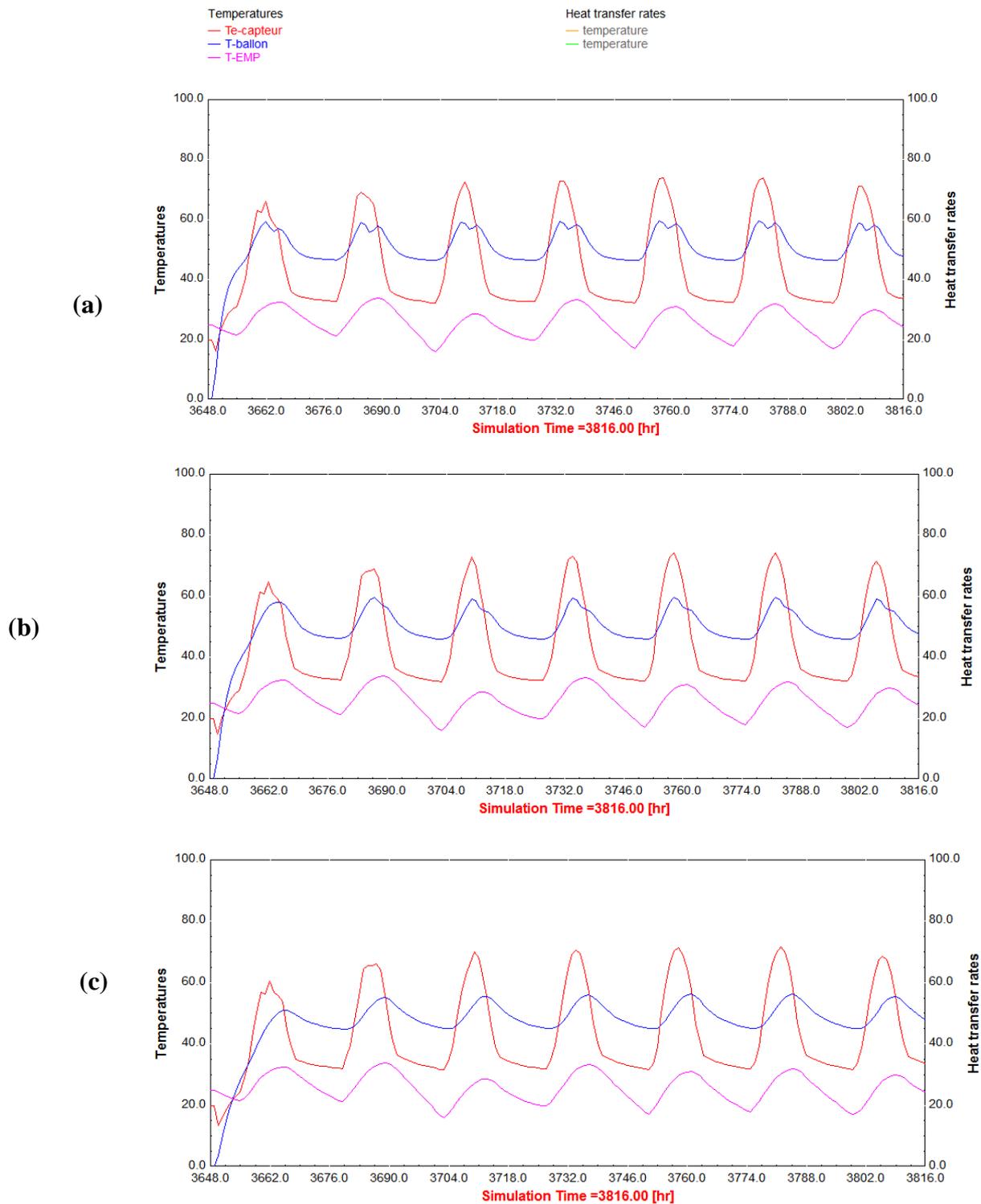


Figure IV.17 : Influence du volume de stockage (a)0.35m³, (b) 0.5m³ et (c)1m³sur la température de la sortie de ballon de stockage pendant 7 jours dans la ville de Bechar

IV.4. Performance de l'installation à absorption

Pour voir les performances de cette installation sur un bâtiment comporte une pièce d'une maison de 16 m² à Bechar, avec une fenêtre simple-glacée et une porte de bois. La salle est de brique et de construction en béton, non isolé. Un ventilateur circule l'air de pièce par le serpentin de refroidissement. Le réfrigérateur rejette la chaleur à l'air ambiant par un circuit de l'eau de refroidissement en utilisant une tour de refroidissement sèche. Un réservoir stratifié stocke l'eau chaude est permettre au réfrigérateur de fonctionner quand il y a une énergie solaire insuffisante disponible (qui a lieu principalement la nuit). Le circuit de capteur solaire est commandé de sorte qu'il fonctionne quand la chaleur est disponible et requis par le réfrigérateur ou le réservoir de stockage; le reste du système fonctionne sans interruption pendant le refroidissement pour maintenir la température ambiante au point de réglage.

On constate qu'avec un réservoir de stockage d'eau chaude de $V=1 \text{ m}^3$ et une surface de capteur de $S=10 \text{ m}^2$ est suffisante pour maintenir la température dans une chambre au-dessous de 26°C pendant la saison de refroidissement

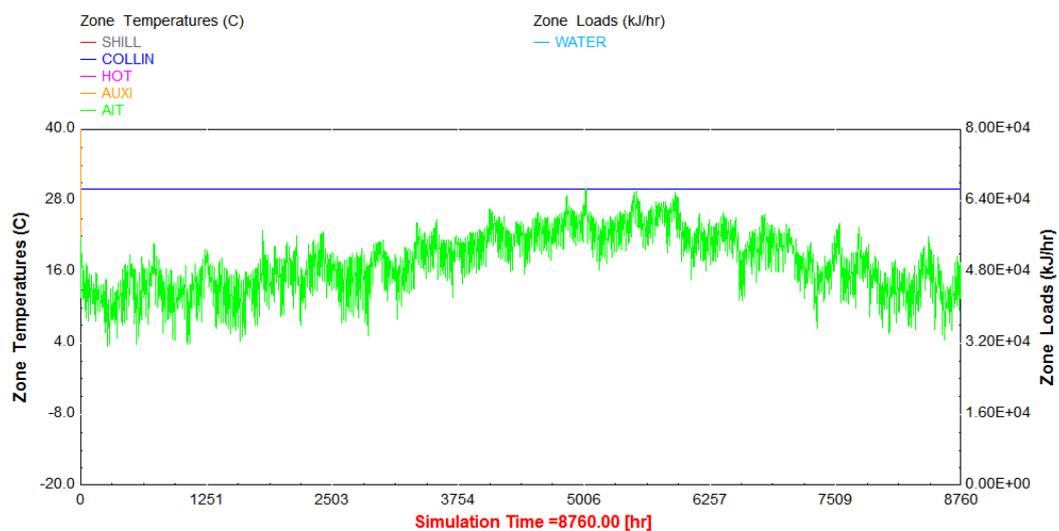


Figure IV.18 : Températures de la chambre pendant une année a la ville de Bechar

Conclusion générale

Dans ce projet de fin d'étude nous avons essayé de faire la simulation des organes de la machine frigorifique à absorption, utilisant le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Le logiciel de **TRNSYS_16a** a été utilisé pour simuler un réfrigérateur d'absorption actionné par l'eau chaude à partir d'un capteur solaire fonctionnant sous les données climatiques des villes de Béchar et Dar el Baida (Algérie). Nos simulations ont été présentées pour différentes surfaces de capteur solaire ($S=6 \text{ m}^2$, 10 , et 14 m^2) et avec différents volumes de réservoir de stockage d'eau chaude ($V=0.35 \text{ m}^3$, 0.5 m^3 et 1 m^3). La machine frigorifique à absorption est installée sur un bâtiment comportant une pièce d'une maison de 16 m^2 à Bechar et à Dar el Beida, les conclusions suivantes sont établies

- En variant la surface de captage, les températures du capteur et du bouilleur oscillent entre (70 °C à 110 °C) et entre (80 °C à 120 °C) pour les sites de Dar el Beida et Bechar respectivement, donc le rendement évacué de capteur solaire est suffisant pour rencontrer l'absorption d'énergie thermique exigée par le système pendant la saison de refroidissement.
- L'augmentation du volume de réservoir stratifié d'eau chaude entraîne une diminution de la température de sortie du ballon de stockage, qui nous a menés à une augmentation de la surface de capteur pour assurer les besoins de refroidissement.
- Un réservoir de stockage d'eau chaude de $V=1 \text{ m}^3$ et une surface de capteur de $S=10 \text{ m}^2$ est suffisante pour maintenir la température dans une chambre au-dessous de 26 °C pendant la saison de refroidissement.
- On compare les deux climats des sites, Dar el Beida et Bechar ce dernier offre des possibilités intéressantes pour l'usage des systèmes de refroidissement, qui utilise l'énergie thermique d'origine solaire en été.

Bibliographie

- [1] Ph. Grenier, J. J. Guillemot, F. Meunier, M. Pons, Solar powered solid adsorption cold store. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol 110, 1988
- [2] R. E. Critoph, Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption Cycle. *International Journal of refrigeration*, N° 24, 2001
- [3] Bulletin Institut International du Froid historique IIF N°2002-1.
- [4] R. Daoudi, thèse de doctorat Université de Tlemcen, INPL, Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique, 1999
- [5] Maxime Dumini Techniques de l'Ingénieur, Systèmes à éjection et à absorption BE 9 735, traité Génie énergétique, 2002
- [6] PIERRENEVEU Absorption liquide machine, <http://www.neveu.pierre.free.fr> site consulté en novembre 2008
- [7] A. EL Almers, Renewable Energy ,thèse de Doctorat Université de Tetouan Maroc , étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, 2002
- [8] Tierney M.J, Renewable Energy, Options for solar-assisted refrigeration trough collectors and double-effect chillers, 2007
- [9] LOKURLU A, MÜLLER G. Experiences with the worldwide first cooling system based on parabolic trough collectors (SOLIPTM PTC 1800) combined with double effect chillers, in: 1st International conference for solar air cooling, oct. 2005.
- [10] Chekirou Wassila, Thèse de doctorat énergétique Université de Mentouri-Constantine, Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, 2008
- [11] G. Bouhelal, Tlemcen, U.A.B. Belkaid, L'utilisation de L'énergie solaire pour Les besoins de la climatisation », Mémoire de magister, 2012
- [12] K. Sahraoui, Tiaret: Université Ibn Khaldoun Tiaret, Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption. Mémoire de magister, 2007

- [13] TRNSYS, site internet, [en ligne] disponible sur www.trnsys.com, 2007
- [14] R. CHELAN, Projet de fin d'études Université de St-Etienne France, La climatisation solaire, 2004
- [15] T. Vitte, Thèse de doctorat, Lion: L'institut national des sciences appliquées de Lyon, Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment: Proposition d'une stratégie de régulation du système, 2007
- [16] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, 1988.
- [17] Park YM, Sonntag RE. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach. ASHRAE Trans 1990.
- [18] Renaud GICQUEL, « Diagrammes thermodynamiques, mélanges utilisés en réfrigération » Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique 2002.