

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



UNIVERSITE Abou Bekr Belkaid  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

# Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en  
Génie Mécanique  
Option Génie énergétique

## Thème

Etude de l'influence du nombre de bouilleurs sur les performances d'une installation de réfrigération à absorption

Présenté par :

BENKHALFOUN Kamel Eddine

BENAZZOUZ Saïd

Encadré par :

Mr. M. BENRAMDANE

Soutenu devant le jury :

Mr. A.ZINAI

Mr. K. ALLIANE

Mr. A.AZZI

Président

Examinateur

Examinateur

Promotion: 2013

# Sommaire

Remerciements  
Dédicace  
Liste des figures  
Liste des tables  
Nomenclature  
Résumé

Introduction générale..... **Erreur ! Signet non défini.**

## Chapitre I

### Etude et recherche bibliographique sur les installations de réfrigération frigorifiques

I.1. Introduction.....	2
I.2. Rappel historique.....	2
I.2.1. L'essor de la machine à absorption.....	2
I.2.2. Stade actuel.....	6
I.3. Représentation schématique et principe de fonctionnement.....	14
I.3.1. Principe de fonctionnement.....	<b>Erreur ! Signet non défini.4</b>
I.3.2. Machine à absorption avec $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .....	<b>Erreur ! Signet non défini.5</b>
I.3.2.1. Description.....	<b>Erreur ! Signet non défini.5</b>
I.3.2.2. Fonctionnement.....	<b>Erreur ! Signet non défini.6</b>
I.3.3. Machine à absorption avec $\text{H}_2\text{O- LiBr}$ .....	<b>Erreur ! Signet non défini.7</b>
I.4. Avantages et inconvénients.....	<b>Erreur ! Signet non défini.8</b>
I.4.1. Le mélange (ammoniac-eau), l'ammoniac est le fluide réfrigérant.....	<b>Erreur ! Signet non défini.8</b>
I.4.2. Le mélange (eau - bromure de lithium), l'eau est le fluide réfrigérant : ...	<b>Erreur ! Signet non défini.8</b>
I.5. Diagramme thermodynamique utilisés : .....	<b>Erreur ! Signet non défini.9</b>
I.5.1. Diagramme de merkel.....	<b>Erreur ! Signet non défini.9</b>
I.5.2. Diagramme d'holdham.....	20
I.6. Mélange pour une machine à absorption.....	21
I.6.1. Caractéristique d'un couple binaire.....	21
I.6.2. Caractéristique de l'agent d'absorption.....	22
I.7. Conclusion.....	22

## Chapitre II:

### Les éléments de l'installation à refroidissement solaire (à absorption)

II.1. Introduction sur la conversion thermo solaire.....	23
II.2. Les éléments constituant le système de conversion solaire.....	24
II.2.1. Capteurs solaire.....	24
II.2.1.1. Introduction.....	24

II.2.1.2. Les différents types des capteurs solaires. ....	25
❖ Les capteurs à concentration. ....	28
❖ Capteur à réflecteur cylindro-parabolique. ....	29
❖ Capteur à réflecteur parabolique. ....	30
❖ II.2.1.2.2. Le capteur solaire photovoltaïque. ....	30
II.2.1.3. Principe de fonctionnement d'un capteur. ....	31
II.2.1.4. Utilisations. ....	32
II.2.2. La pompe. ....	33
II.2.2.1. Introduction. ....	33
II.2.2.2. Les différents types des pompes. ....	33
II.2.2.2.1 Les pompes centrifuges. ....	33
II.2.2.2.2 Les pompes volumétriques ....	34
II.2.2.3. Utilisation. ....	35
II.2.3 La bouteille de stockage. ....	36
II.2.4 Le fluide caloporteur. ....	37
II.2.4.1. Introduction. ....	37
II.2.4.2. Choix d'un caloporteur. ....	37
II.3. Les composantes d'une installation à absorption. ....	38
II.3.1. Le bouilleur. ....	38
II.3.2. Le condenseur. ....	38
II.3.2.1 Introduction. ....	38
II.3.2.2. Principe de fonctionnement, classification, choix des condenseurs. ....	39
II.3.3. Evaporateur. ....	40
II.3.3.1. Principe de fonctionnement, classification, choix des évaporateurs. ....	40
II.3.4. Absorbeur. ....	43
II.4. Eléments secondaires. ....	43
II.4.1. Echangeur de chaleur. ....	43
II.4.2. Détendeur. ....	44
II.4.2.1 Introduction. ....	44
II.4.2.2 Rôle. ....	44
II.4.2.3 Classification. ....	45
II.5. Conclusion. ....	45

### **Chapitre III :**

#### **Étude thermodynamique des propriétés de la solution binaire NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O**

III.1. Introduction. ....	46
III.2. Paramètres fondamentaux des substances pures. ....	47
III.3. Notion de potentiel chimique. ....	47

III.3.1	Condition d'équilibre.....	48
III.4.	L'équation d'état fondamentale choisie pour NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	49
III.4.1.	L'enthalpie libre.....	49
III.4.1.1.	Phase liquide.....	50
III.4.1.2.	La phase vapeur.....	51
III.4.2.	Propriétés thermodynamiques.....	52
III.4.2.1	pour la phase liquide.....	52
III.4.2.2.	pour la phase vapeur.....	52
III.5.	Mélange ammoniac-eau.....	53
III.5.1.	Mélange liquide.....	53
III.5.2.	L'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide.....	55
III.5.3.	Mélange vapeur.....	56
III.5.4.	L'enthalpie, l'entropie et le volume massique du mélange vapeur.....	56
III.6.	Conditions de saturation.....	56
III.6.1.	Point de bulle.....	56
III.6.2.	Point de rosée.....	57
III.7.	Propriétés de transport de la solution NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	59
III.7.1.	Densité de la solution liquide.....	59
III.7.2	La viscosité dynamique de la solution liquide.....	60
III.7.3	La viscosité dynamique de la solution gazeuse.....	62
III.7.4.	La conductivité thermique de la solution gazeuse.....	62
III.7.5.	La conductivité thermique de la solution liquide.....	63
III.7.6.	La chaleur spécifique isobare pour la solution gazeuse.....	64
III.7.7.	La chaleur spécifique isobare pour la solution liquide.....	64
III.8.	Conclusion.....	65

## Chapitre IV :

### Etude de l'installation à absorption

IV.1.	Introduction.....	66
IV.2.	Machines frigorifiques dithermes.....	67
IV.3.	Machines frigorifiques trithermes.....	69
IV.4.	La machine à absorption.....	72
IV.4.1.	L'installation à absorption simple effet.....	72
IV.4.1.1.	Bilan énergétique.....	73
IV.4.1.2.	Le bilan des masses.....	75
IV.4.1.3.	Le coefficient de performance.....	77
IV.4.2.	L'installation à absorption double effet.....	78
IV.4.2.1.	Bilan énergétique.....	78

IV.4.2.2 Le bilan des masses.....	80
IV.4.2.3. Le coefficient de performance.....	82
IV.4.3. Le rendement.....	83
IV.5. Conclusion.....	83

## Chapitre V:

### Etudes corporatives des installations à absorption avec différents nombres de bouilleurs

V.1. Introduction.....	84
V.2. Présentation de lieu de l'implantation de l'installation.....	84
V.2.1. Données géographiques.....	84
V.2.2. Donnée météorologique.....	85
V.3. Installation à absorption avec un seul bouilleur.....	86
V.3.1. Bilan massique et énergétique.....	86
V.3.2. Bilans des différents éléments de l'installation.....	87
V4. Installation à absorption avec deux bouilleurs.....	88
V.4.1. Bilan massique et énergétique.....	88
V.4.2. Bilans des différents éléments de l'installation.....	89
V.5. Simulation.....	91
V.5.1. EES (Engineering Equation Solver).....	91
V.5.1. Mathcad.....	92
V.6. Simulation d'une installation à absorption avec un seul bouilleur.....	94
V.6.1. L'effet de la température ( $T_{bou}$ ) sur le COP et le $COP_c$ .....	95
V.6.2. L'effet de ( $T_{cond}$ ) sur le COP.....	96
V.6.3. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) sur le COP.....	97
V.6.4. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) et de bouilleur ( $T_{bou}$ ) sur le COP.....	98
V.6.5. L'effet de la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) sur le COP et le $COP_c$ .....	99
V.6.6. Discussion des résultats d'une installation à simple effet.....	101
V.7. Simulation d'une installation à absorption avec deux bouilleurs.....	101
V.7.1. L'effet de ( $T_{bou}$ ) sur le COP.....	103
V.7.2. L'effet de ( $T_{cond}$ ) sur le COP.....	104
V.7.3. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) sur le COP.....	105
V.7.4. L'effet de la température de l'absorbeur2 ( $T_{abs2}$ ) sur le COP.....	107
V.7.5. L'effet de la température de l'absorbeur1 ( $T_{abs1}$ ) sur le COP.....	108
V.7.6. Discussion des résultats d'une installation à double effet.....	110
V.6. Conclusions.....	110
Conclusion générale.....	111
Bibliographie	

## Introduction générale

Dans un contexte général d'épuisement des ressources énergétiques mondiales et d'une forte croissance des émissions des gaz à effet de serre, l'intérêt pour l'économie d'énergie est devenu un enjeu primordial. Ainsi, le développement durable est aujourd'hui la démarche sur laquelle s'appuie l'ensemble de nos réflexions et études visant à la gestion globale des ressources énergétiques mondiales. Dans le cadre de cette maîtrise de l'énergie, il est nécessaire de recourir à des solutions alternatives dont l'impact du fonctionnement est limité sur l'environnement.

Le présent de travail consiste à faire une étude sur une installation de réfrigération à absorption avec un couple binaire  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

Notre travail est reparti sur cinq chapitres.

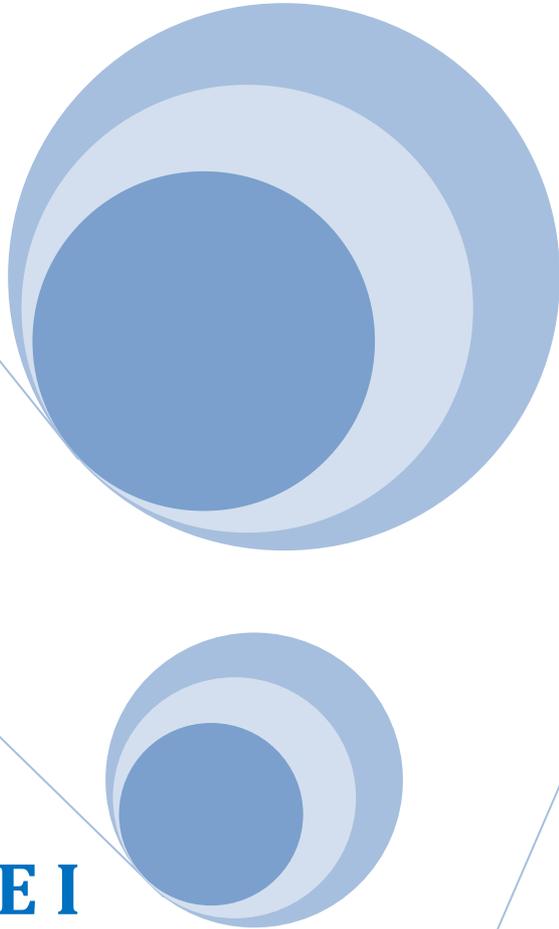
Dans le premier chapitre on a fait une recherche bibliographie sur les installations de réfrigération avec leurs principes de fonctionnement.

Dans le chapitre II on a fait une description des éléments de la conversion thermo solaire et ainsi les éléments d'une installation frigorifique à absorption.

Le chapitre trois consiste à décrire les équations des propriétés thermodynamiques et physiques de couple binaire  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  en toutes ses états en l'installation (vapeur, liquide ou mélange).

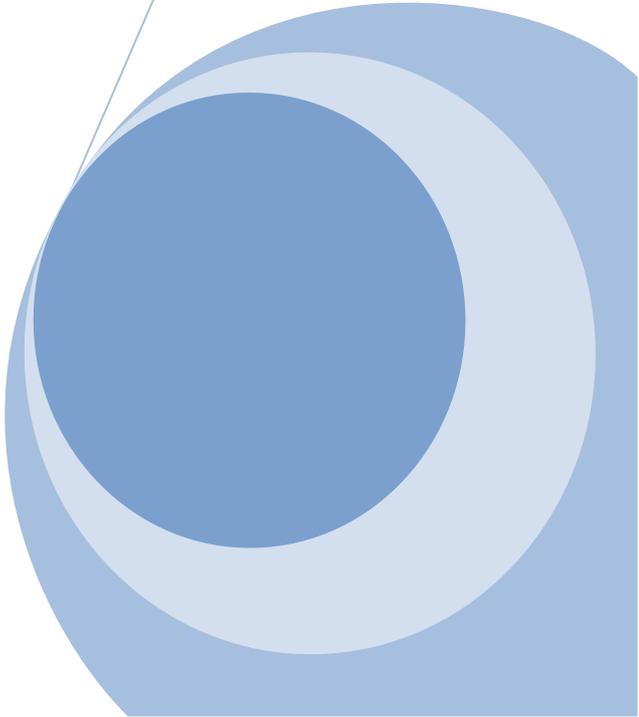
Dans le quatrième chapitre on a déterminé les bilans énergétiques et massiques dans tous les éléments constituant l'installation ainsi que la relation de coefficient de performance (COP) en fonction des bilans.

Le cinquième chapitre consiste à la simulation des bilans d'une machine frigorifique à simple et à double effet avec et l'effet de température de bouilleur, condenseur, évaporateur et l'absorbeur avec des discussions des résultats obtenus.



## **CHAPITRE I**

**Etude et recherche bibliographique  
sur les installations de réfrigération  
frigorifiques.**



### **I.1. Introduction :**

L'objectif de ce chapitre est de faire une recherche bibliographique sur les installations frigorifiques à absorption et de donner le stade actuel dans le monde, puis le principe de fonctionnement de ces machines ; afin de faciliter l'étude de ses performances et de mieux comprendre les spécificités du cycle envisagé.

### **I.2. Rappel historique :**

Depuis sa lointaine origine, l'histoire des machines à absorption a connu de nombreuses péripéties, preuve en est un article de MAIURI daté de 1935 et titré « la renaissance de la machine frigorifique à absorption pour la production industrielle du froid » [01].

Bien que leur importance soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ces machines connaissent des développements importants (recherche sur l'utilisation du rayonnement solaire et sur les économies d'énergie).

La circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation par pompe d'un liquide absorbant dont la teneur en frigorigène absorbé, dépend de la pression. Le travail mécanique nécessaire est très réduit et le système en compte ne consomme de la chaleur [02].

#### **I.2.1. L'essor de la machine à absorption :**

Le père de ces systèmes est le français FERDINAND Carré [03], qui breveta en 1859 la première machine à absorption, utilisant le couple frigorigène ammoniac-eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'Allemand EDMUND Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20<sup>ème</sup> siècle.

Il faut aussi citer les travaux de l'Italien GUIDO Maiuri sur ces machines et ceux des SUÉDOIS Von Platen et MUNTERS sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920) [03].

Depuis la machine frigorifique de Carré a fait l'objet de nombreuses études et perfectionnements de la part des différents concepteurs et chercheurs, ainsi que de la part de scientifiques, parmi eux ALBERT Einstein.

En 1913, le projet est complété par la conception de la première machine frigorifique à absorption destinée au conditionnement d'air. Le début de la seconde guerre mondiale va retarder sa présentation commerciale jusqu'en 1946. L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

En 1919 : la marque Frigidaire fait son apparition.

En 1931 : la fabrication industrielle commence avec Electrolux.

En 1938 : premier groupe frigorifique mécanique pour remorque : le Modèle A par la société Thermo king.

En 1939 : premier réfrigérateur à deux températures, qui permettait de conserver des aliments congelés dans l'un des compartiments.

En 1944 : machine frigorifique à absorption - Le réfrigérateur à absorption a été mis au point par la société suisse Sibir.

De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux

Etats-Unis. Deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau et eau/bromure de lithium ; le premier est préféré pour les applications de faible puissance, le deuxième pour la climatisation de plus grande capacité. En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances aux Etats –Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958) [04].

L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption KWAZAKI (machine eau/bromure de lithium, cycle double effet avec brûleur gaz).

Aujourd'hui, plusieurs études ont été limitées aux applications de chauffage solaire utilisant le cycle à absorption. Dans ce qui suit on donne certaines études faites sur la simulation des cycles à absorption :

G.C Vliet et all [05] ont développé un code sur la simulation des machines à absorption double étages utilisant le couple binaire H<sub>2</sub>O-LiBr. Les algorithmes utilisent pour l'équilibre liquide vapeur étaient extraits du manuel de principes fondamentaux d'ASHRAE (1977). Le modèle a prévu un COP approximativement de 1.12 comparé à une valeur citée de 1.01.

N.E Wijegundera [05] a discuté l'utilisation des cycles idéaux à absorption avec des irrévocabilités externes de transfert thermique pour obtenir les limites de l'exécution des cycles à absorption utilisant l'énergie solaire.

E.A Grolle [05] a effectué une vue d'ensemble détaillée des activités de recherches pendant les 15 dernières années sur les cycles conventionnels de compression de vapeur, et la technologie de l'absorption continuera dans un proche avenir pour les applications dans la réalité.

G. Crossman [05] a décrit les tendances actuelles dans les cycles à absorption simple, double et triple étages. Il a conclu que la technologie de cycle à absorption de base pour la climatisation peut être exploitée avec l'énergie solaire.

R.M Lazzarin et all [06] ont fait une étude expérimentale d'une machine frigorifique à absorption simple étage fonctionnant avec le couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Cette machine est étudiée pour une gamme de température de (250 - 260 K) au niveau de l'évaporateur et pour le circuit du chauffage du bouilleur ; ils ont utilisé le gaz naturel et l'air pour le circuit de refroidissement. Le coefficient de performance obtenu est de (45 - 55 %).

S.A Akam et all [07] ont fait une étude expérimentale d'une boucle frigorifique à absorption-diffusion. Les résultats expérimentaux sont obtenus à l'aide d'un banc d'essai pour deux modes de chauffage : l'énergie électrique et le gaz butane. Ils ont conclu que dans les deux modes de chauffage, le fonctionnement de la machine ne pose aucun problème et des résultats meilleurs du COP dans le cas du chauffage électrique par rapport au chauffage par gaz butane.

À l'université d'Ouargla, T Guérit [08] a fait une analyse et simulation thermodynamique d'une machine à absorption à simple étage (H<sub>2</sub>O-LiBr), couplée à l'énergie solaire. Il a utilisé la méthode de PHIBAR-F-CHART pour la détermination de la fraction solaire annuelle. Les résultats obtenus ont été comparés avec des résultats de la région de Constantine.

A Dobby [09] a fait une étude sur la climatisation solaire, système à absorption, l'étude consiste en : la captation solaire ; la conception d'une machine frigorifique solaire à absorption travaillant avec le couple binaire H<sub>2</sub>O-LiBr ; élaboration des modèles de calcul du flux thermique et l'étude du milieu à conditionner.

Khalid A. Joudi et all [10] ont proposé un software pour la simulation d'un cycle à absorption à simple étage utilisant la solution binaire H<sub>2</sub>O-LiBr comme paire de fonctionnement.

Ils ont utilisé la méthode des volumes finis pour élaborer le transfert de chaleur et de masse au niveau de l'absorbeur. C'est un nouveau modèle de calcul présente. Le programme est développé d'une manière modulaire et les résultats sont comparés à d'autres travaux.

Y. Kaita [11] a fait une analyse de simulation des cycles à absorption à triple effet, pour trois genres de cycles : courant parallèle (parallèle -flow), courant en série (séries -flow), et courant inverse (reverse-flow). Cette simulation montre que les résultats d'un cycle a absorption de courant parallèle donne un meilleur résultat que les autres cycles.

H.T. Chua et all [12] ont présente un modèle de modélisation thermodynamique d'un refroidisseur d'eau a absorption a ammoniac -eau utilisant les équations de transfert de Colburn.

Les résultats sont comparés à d'autres travaux.

N. Ben Ezzine et all [13] ont fait une simulation thermodynamique d'un cycle à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O a deux étages entraine par l'énergie solaire. Ils ont appliqué une analyse du deuxième principe de la thermodynamique pour mesurer l'irréversibilité de chaque composant du cycle, les résultats obtenus montrent que l'absorbeur, les échangeurs de solution et de vapeur froide-condensat et le condenseur ont le plus grand potentiel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle.

N. Chekir et all [14] ont fait une simulation d'une machine frigorifique à absorption fonctionnant avec des mélanges binaires d'alcanes. Dix mélanges ont été considères et compares avec deux modes de refroidissement du condenseur et de l'absorbeur : l'air ambiant à 35 °C et l'eau à 25 °C. Ils ont conclu que dans le cas d'un refroidissement avec de l'air, le COP atteint une valeur de 0.37 pour le système n-butane/octane comparé à 0.27 pour une installation au mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O sous les mêmes conditions. Pour un refroidissement avec l'eau, les systèmes n-butane/octane et propane/octane donnent un COP de 0.63, valeur comparable à celui des systèmes NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Ils ont montre aussi que l'utilisation du n-butane comme fluide frigorigène, l'installation fonctionne sous une pression de condensation ne dépassant pas 5 bar.

### **I.2.2. Stade actuel :**

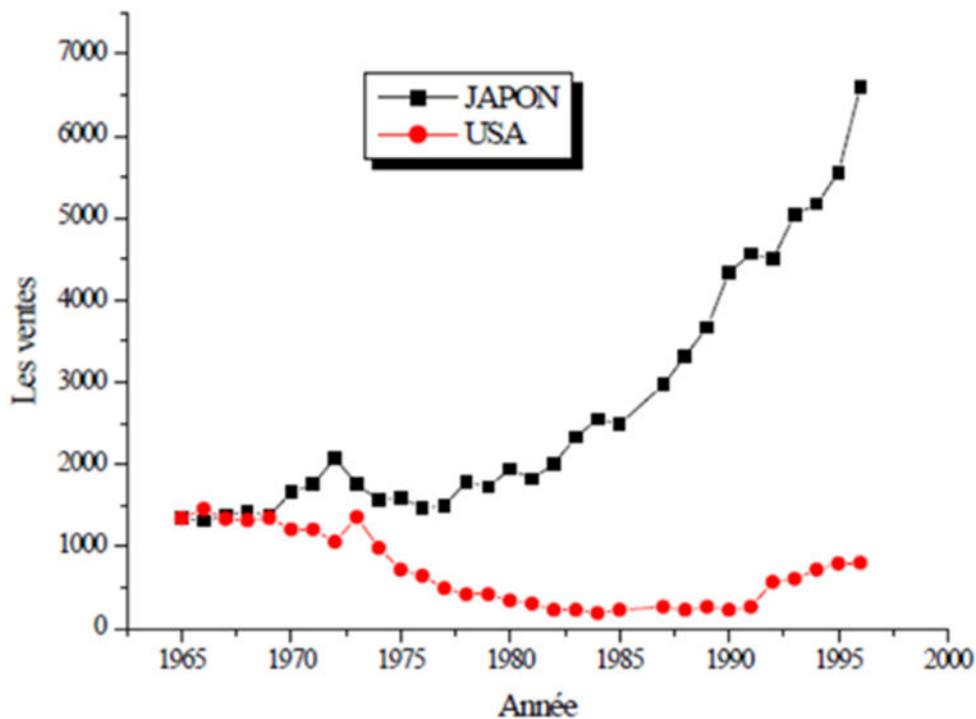
Les machines frigorifiques à absorption constituent un sujet de recherche d'actualité.

Elles présentent une alternative intéressante en raison de la pureté de la solution et elles éliminent le problème de pollution par les composés chlorofluorés.

En Europe, les écoles allemandes ont développé des centres de recherche qui ont abordé ce sujet ; ainsi qu'en France. Il existe aujourd'hui plusieurs installations de climatisation solaire à absorption. En Hollande, l'école de l'université technique de Delft, a commencé dès les années 80 en période de la crise pétrolière, un programme de recherche qui a été matérialisé par des applications concrètes plus intéressantes, dont bientôt trois en France (Banyuls, Diren Guadeloupe et CSTB à Sophia Antipolis) [15].

Aux Etats-Unis, le laboratoire national d'Oak Ridge (Tennessee) est l'un des centres de recherche les plus importants au niveau mondial.

Le Japon, à cause du besoin des ressources naturelles, a développé sous le contrôle du gouvernement un programme de recherche dans le domaine des systèmes à absorption. Une contribution importante a été faite par le Professeur TAKAMOTO Saito de l'université de Tokyo (spécialement les systèmes à absorption en solution H<sub>2</sub>O-LiBr). Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial, figure (I.1) [04].



**Figure (I.1).** Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et le Japon.

La Corée est le 3<sup>ème</sup> producteur mondial de groupe à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 après le Japon et la Chine les 2500, ceci pour des raisons de politique énergétique.

En Chine, grâce au développement économique rapide du pays, la climatisation centralisée des bâtiments est fortement demandée, et Comme la distribution d'électricité est insuffisante et coûteuse, c'est l'absorption qui est favorisée.

En Inde, Thermax est le premier constructeur de climatiseurs à absorption, il a fourni plus de 300 installations en 1997, la plupart fonctionnent à la vapeur.

Citons quelques constructeurs des machines à absorption de différents pays [16], [17] : USA (Carrier, York et Trane) ; Japon (Yazaki, Sanyo, Voltas, Ebara, Mitsubishi, Toshiba, Hitachi, Kawasaki et Takuma) ; Germany (Entropie, Hans Güntner GmbH absorptions kälteKG) ; Korea (LG Machinery, Kyung won centry) ; China (Broad) ; Netherlands (Clibri-stork).

La Colibri-Stork [18], propose des machines pouvant aller jusqu'à -60 °C avec des cycles à simple et double effet. La figure (I.2) présente un exemple de machine à absorption (ARP-S) en cours de réalisation.



**Figure (I.2).** Machine frigorifique à absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O en cours de montage (document Colibri).

Les installations frigorifiques ARP-S, sont des machines à absorption de petites dimensions avec des capacités de 100 KW à 600 KW. Elles sont construites pour fonctionner à des températures de : -30 °C jusqu'à -50 °C. La capacité de réfrigération dépend de la température d'évaporation, la température de la source thermique et la température du fluide de refroidissement.

L'essentiel de la gamme couverte par ce constructeur (Colibri) est donné dans le tableau (I.1) et les performances de processus d'absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O à simple étage qu'il annonce sont présentées dans la figure (I.3).

<i>Modèle</i>	<i>Température d'évaporation</i>	<i>Capacité frigorifique</i>
<i>ARP-S1</i>	<i>de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)</i>	<i>100-250 kw</i>
<i>ARP-S2</i>	<i>de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)</i>	<i>200-400 kw</i>
<i>ARP-S3</i>	<i>de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)</i>	<i>350-600 kw</i>

**Tableau (I.1).** Les différents types des machines à absorption ARP-S.

➤ **Machines eau - ammoniacque**

Les machines eau-ammoniacque sont principalement conçues pour les applications de froid industriel et commercial, avec des températures d'évaporation allant jusqu'à  $-60^{\circ}\text{C}$ . Ce type de machine est utilisé plutôt pour des températures de travail en dessous de  $0^{\circ}\text{C}$ , puisque les unités eau-bromure de lithium ne peuvent pas opérer en dessous de  $0^{\circ}\text{C}$ . La température à laquelle la vapeur doit être fournie dépend de la température du réfrigérant et de celle de l'eau glacée.

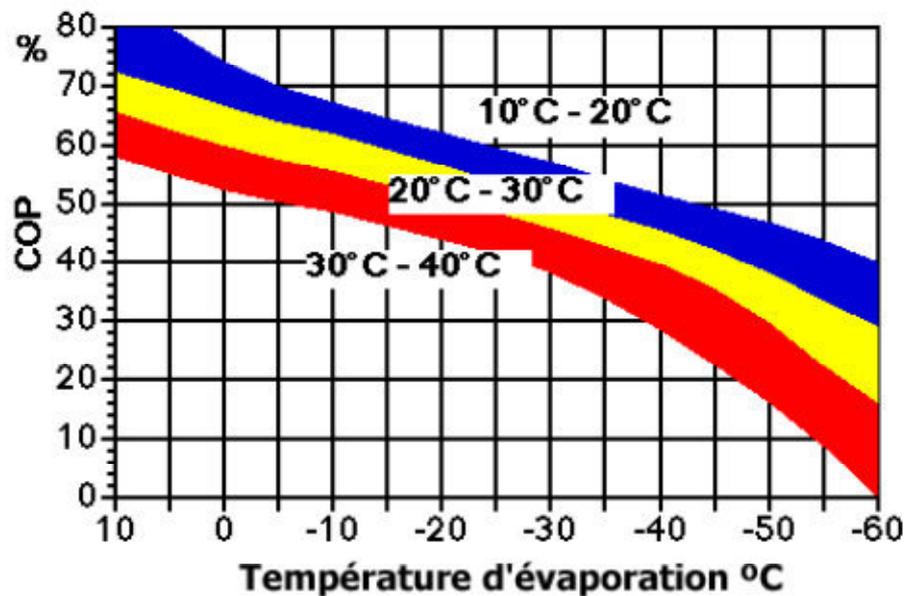


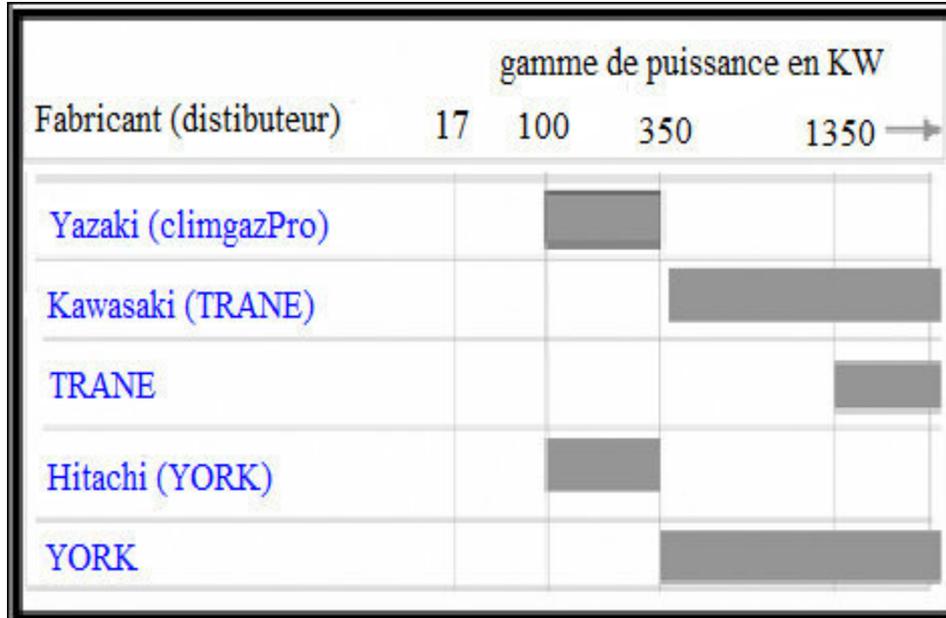
Figure (I.3). La variation de COP on fonction de température d'évaporation

➤ **Performances**

Le diagramme ci-dessus donne une indication sur les coefficients de performance (COP), en fonction de la température d'évaporation et de la température de l'eau de refroidissement. Les différentes couleurs des courbes correspondent à différentes plages de température de l'eau de refroidissement.

Les coûts des machines eau-ammoniacque varient entre 1250 et 1750€ par tonne de glace/heure. Le COP d'un système eau-ammoniacque est à peu-près le même que celui d'un système eau-bromure de lithium à simple effet.

En continuation, on représente un graphe pour la sélection rapide d'un constructeur de groupes à absorption au gaz en fonction de la puissance frigorifique figure (I.4) ; ainsi quelques productions des machines à absorption industrielles [figures (I.5.a, b, c, d, e, f)] :



**Figure (I.4).** La gamme de puissance en KW de quelques fabricants dans le monde.



**Figure (I.5.a).** Refroidisseur de liquide à absorption à simple étage

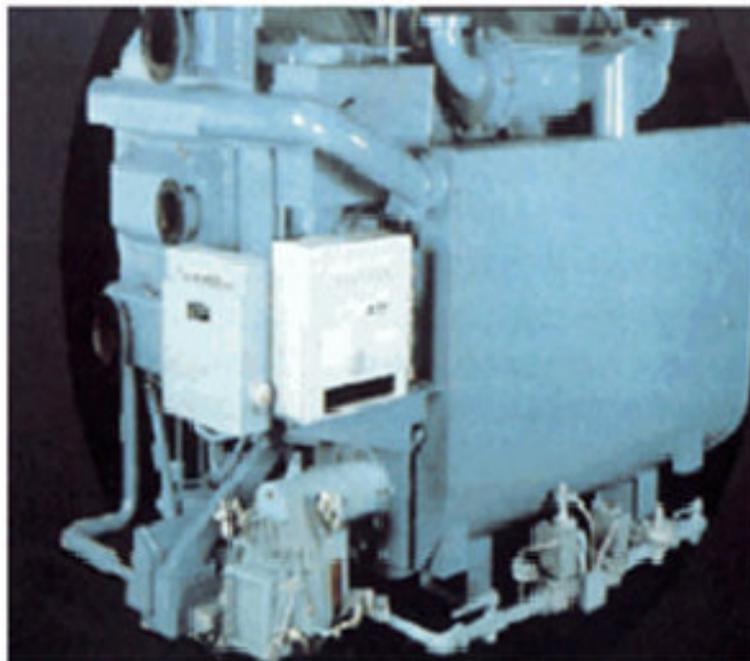
Série ABS-PRC005-EN 465 KW Octobre 2004 (doc Trane).



**Figure (I.5.b).** Refroidisseur de liquide à absorption à double étages  
Série ABSC 390 à 6000 KW .Juin2002 (doc Trane).



**Figure (I.5.c).** machine à absorption de type  
YIAST-1A1 THRU YIA –ST-14F3 (doc .York).



**Figure (I.5.d).** machine à absorption de type YPC-F (doc .York)



**Figure (I.5.e).** machine à absorption de CH-V(doc .Climgazpro-yazaki)



**Figure (I.5 .f).** machine à absorption de type YPMC-F (doc .York-HITACHI)

### I.3. Représentation schématique et principe de fonctionnement :

Le premier souci dans l'étude des différents cycles de la machine à absorption est de choisir un mode de représentation. En effet, il existe plusieurs façons de représenter un même cycle.

L'objectif de l'étude des différentes représentations schématiques du cycle est de distinguer parmi toutes les représentations possibles celles qui conviennent mieux à l'étude des cycles à changement de phase.

Donc, on peut représenter un cycle d'une machine à absorption par la combinaison de deux cycles de Rankine d'une machine thermique et une machine frigorifique en superposition et il en résulte un cycle de machine à absorption simple étage représenté dans la figure (I.6). La machine thermique joue le rôle du moto-compresseur d'une machine frigorifique à compression [19].

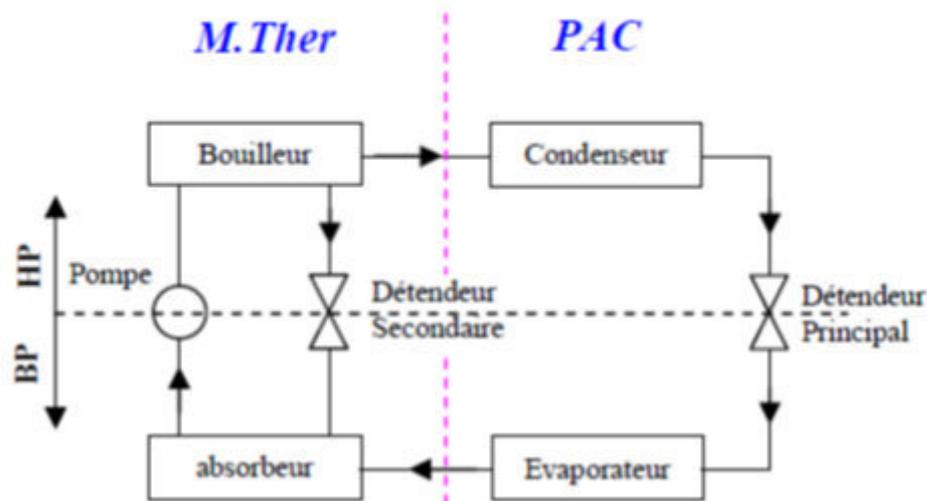


Figure (I.6). Machine à absorption simple étage par la superposition de deux cycles de Rankine d'une machine thermique et PAC.

#### I.3.1. Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur la théorie et les propriétés des mélanges (ou couples) binaires. Les mélanges utilisés dans ces machines comprennent un « solvant » et un fluide frigorigène qui, en un certain point du cycle est « absorbé » par le solvant d'où le nom donné à ce type de machine ; et en un autre point est libéré du solvant.

Afin d'obtenir ce résultat, il est nécessaire que le solvant présente à froid une très grande affinité pour le fluide frigorigène ; lorsque la température du mélange s'élève, cette affinité diminue et il y a dégagement du fluide frigorigène du solvant.

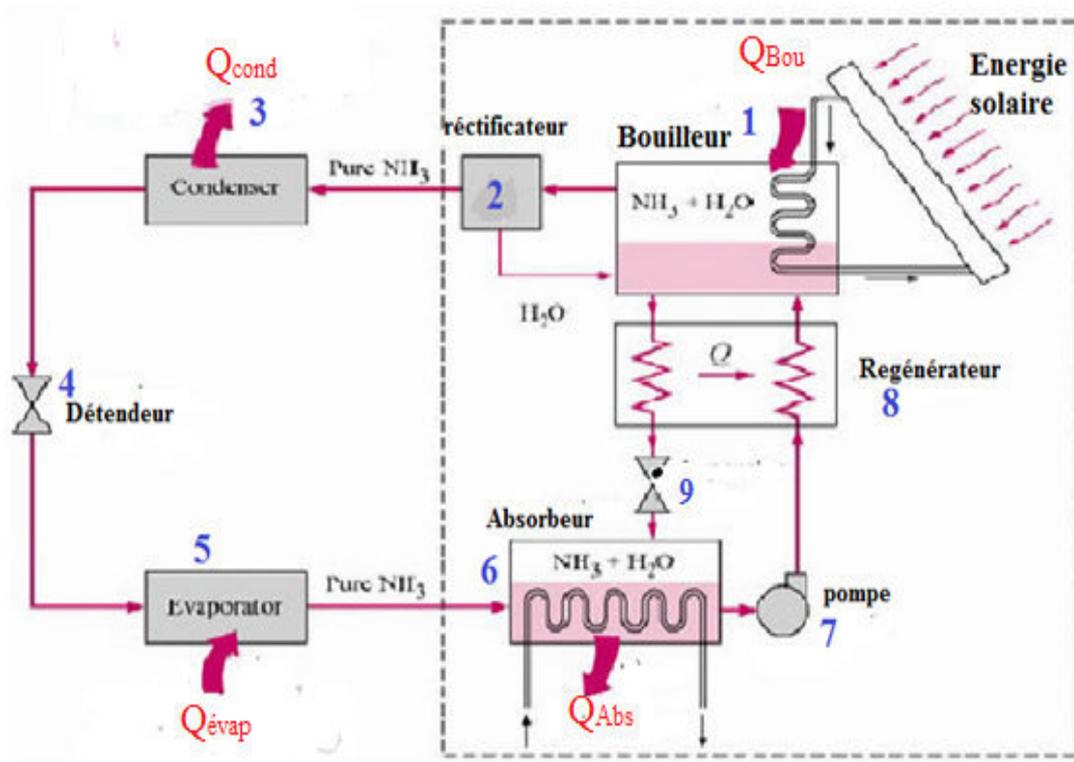
Les deux principaux couples binaires utilisés industriellement sont les couples suivants :

Couple	Solvant	Fluide Frigorigène
Ammoniac-Eau	Eau	Ammoniac
Eau-Bromure de lithium	Bromure de lithium	Eau

**I.3.2. Machine à absorption avec NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O :**

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber l'ammoniac (1000 fois son volume à 0°C) et de libérer par chauffage la presque totalité du gaz absorbé (à 100°C) [20]. Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées pourront donc nous assurer la production de froid désirée dans un évaporateur.

**I.3.2.1. Description :**



**Figure(I.7).** Machine à absorption avec NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

Une telle machine comprend figure (I.7) :

- Un bouilleur (1) dans lequel sera chauffée la solution ammoniacale.
- Un rectificateur-séparateur d'eau (2) libérant l'ammoniac des gouttelettes d'eau entraînées.
- Un condenseur (3).
- Un détendeur (4).
- Un évaporateur (5).
- Un absorbeur (6).
- Une pompe de circulation de solution (7).
- Un échangeur thermique (8).
- Un robinet régulateur de débit de solution (9).

#### **I.3.2.2. Fonctionnement :**

La solution ammoniac-eau est chauffée dans le bouilleur (1) par le serpentin de vapeur. La solubilité de l'ammoniac dans l'eau diminue, l'ammoniac gazeux se dégage sous une pression très voisine de sa tension de vapeur saturante à la température de la solution en ébullition. La solution restant dans le bouilleur s'appauvrit en ammoniac d'où le nom de solution pauvre qui lui est donné.

L'ammoniac gazeux se sépare des gouttelettes d'eau entraînées mécaniquement par le fluide dans le rectificateur-séparateur (2) et va se condenser dans le condenseur (3).

L'ammoniac liquide est admis à travers le détendeur (4) à l'évaporateur (5) où, détendu, il s'y vaporise sous la pression  $P_5$  correspondant à sa température d'évaporation  $T_5$ . Les vapeurs provenant de cette vaporisation sont acheminées vers l'absorbeur (6) où elles rencontrent la solution pauvre venant du bouilleur et dont le débit est réglé par le robinet de réglage (9).

L'absorbeur est maintenu à une température très voisine de la température ambiante par une circulation d'eau, afin de favoriser au maximum la dissolution de l'ammoniac dans la solution pauvre, d'une part ; et d'autre part d'éliminer à l'extérieur du système, la chaleur provenant de la dissolution de l'ammoniac dans l'eau.

La solution ammoniacale pauvre ainsi enrichie par absorption d'ammoniac ; d'où l'appellation de solution riche ; est prise en charge par une pompe (7) permettant de compenser la différence de pression existant entre l'absorbeur et le bouilleur.

Nous avons donc une circulation de deux fluides :

- L'ammoniac pratiquement pur qui, entre la sortie du bouilleur et l'entrée à l'absorbeur, subit les transformations habituelles d'un fluide frigorigène ;
- La solution ammoniacale, alternativement pauvre et riche qui circule entre le bouilleur et l'absorbeur.

L'échangeur thermique (8) a pour but d'améliorer le rendement de la machine en refroidissant la solution pauvre avant son admission à l'absorbeur, et en réchauffant la solution riche avant son retour au bouilleur, les deux solutions circulant à contre-courant dans l'échangeur de chaleur.

Les détendeurs (4) et (9), ainsi que la pompe (7), assurent la délimitation des circuits haute et basse pressions rôle que jouait à lui seul le détendeur dans les machines à compression mécanique.

Donc le schéma nous montre que le seul organe mécanique de l'installation est la pompe à solution (7).

### **I.3.3. Machine à absorption avec H<sub>2</sub>O- LiBr :**

Ce sont des machines dans lesquelles on utilise l'affinité du bromure de lithium pour l'eau, le bromure de lithium étant le solvant et l'eau agissant en tant que fluide frigorigène. Les puissances frigorifiques de ces machines sont très élevées. Leur gamme s'étend de 170 KW à 3500 KW environ [20]. Elles sont très utilisées en conditionnement d'air, notamment aux U.S.A. L'innocuité du fluide frigorigène (eau) a contribué à leur développement ainsi que certaines simplifications de matériels rendues possibles grâce aux caractéristiques physiques de l'eau.

#### **I.4. Avantages et inconvénients**

##### **I.4.1. Le mélange (ammoniac-eau), l'ammoniac est le fluide réfrigérant :**

###### **Avantage :**

- Le prix peu élevé.
- Chaleur latente inférieure à celle de l'eau.
- Gamme d'utilisation très grande.
- Il convient même aux températures inférieures à (0°C) donc gamme d'utilisation très large.

###### **Inconvénients :**

- L'ammoniac est toxique c'est la raison pour laquelle son utilisation est limitée par la réglementation à des cas particuliers.
- L'ammoniac vapeur qui sort du bouilleur contient quelques traces de vapeur d'eau et qui parcourt le circuit frigorigène.

##### **I.4.2. Le mélange (eau - bromure de lithium), l'eau est le fluide réfrigérant :**

###### **Avantage :**

- L'eau non toxique.
- Chaleur latente massique plus grand comparativement avec les autres fluides réfrigérants, c'est un avantage dans les grandes installations en limitant les débits nécessaires donc en réduisant les dimensions et par la suite le cout.
- L'eau est un fluide inflammable.
- Faible viscosité.
- Moins couteux.

###### **Inconvénients :**

- Les températures inférieures à zéro degré (0°C) lui sont interdites afin d'éviter la congélation se qui convient à la climatisation et la conservation des aliments.
- Danger de cristallisation surtout en transitoire.
- Bromure de lithium (BrLi) est couteux.
- L'installation (H<sub>2</sub>O-BrLi) travaille sous vide à une pression nettement inférieure à la pression atmosphérique.

I.5. Diagramme thermodynamique utilisés :

I.5.1. Diagramme de merkel :

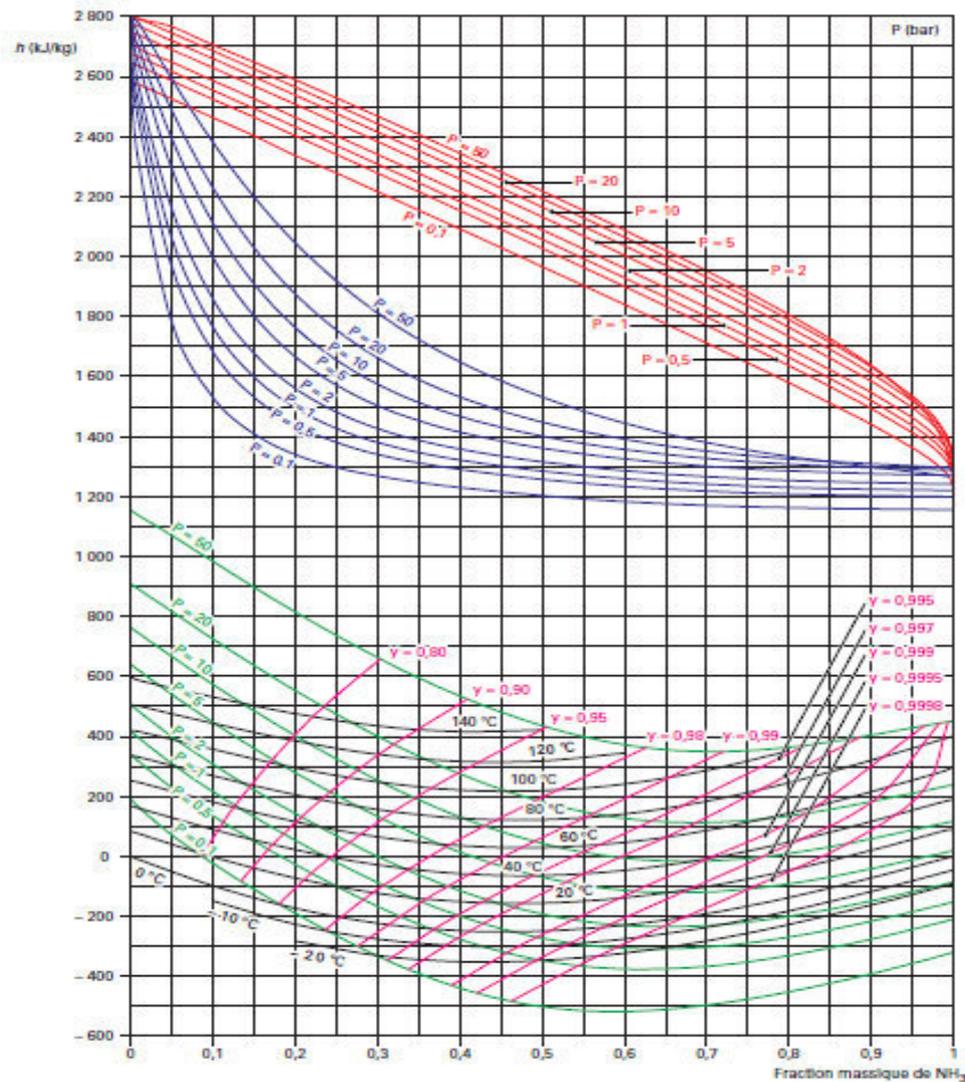


Figure (I.9). Diagramme de Merkel relatif au couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

Le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies figure (I.9).

Il comporte, à la partie inférieure, des réseaux d'isothermes et d'isobares, de même que des courbes d'égale concentration de la phase vapeur en équilibre avec la phase liquide ; à la partie supérieure, des courbes de référence permettent, en partant d'un point d'équilibre déterminé dans la partie inférieure, de définir les caractéristiques de la phase vapeur.

I.5.2. Diagramme d'holdham :

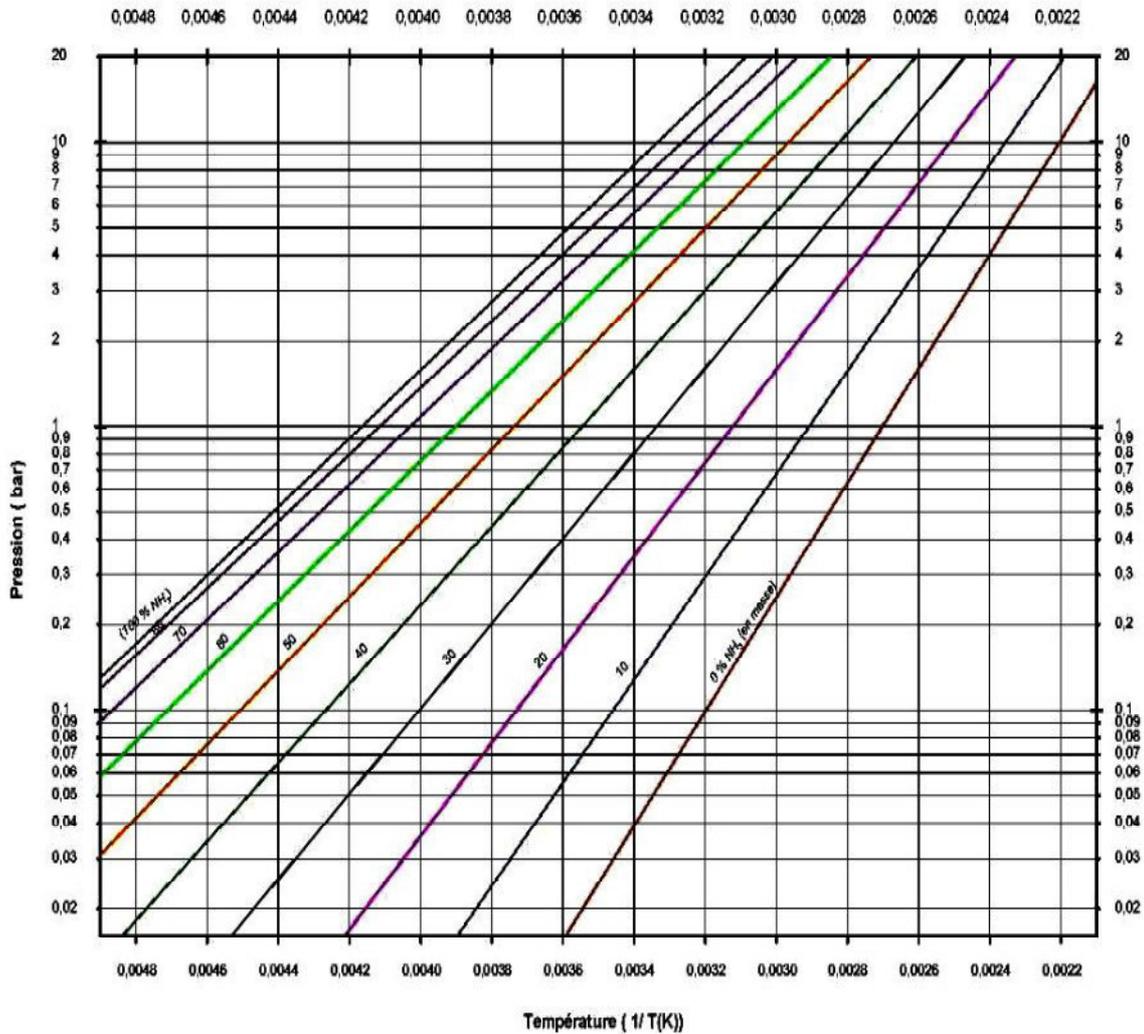


Figure (I.10). diagramme d'Oldham relatif au couple NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption, figure (I.10). L'axe des abscisses est gradué en  $(1/T)$  et l'axe des ordonnées en  $(\text{Log } P)$ . Dans ce système de coordonnées, les courbes traduisant l'équilibre du système binaire dans la phase vapeur aussi bien que dans la phase liquide sont, à très peu de chose près, des droites. La droite de teneur (100 %) correspond à l'équilibre liquide-vapeur de l'ammoniac pur, la droite de teneur (0 %) à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau pure.

## **I.6. Mélange 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.

### **I.6.1. Caractéristique d'un couple binaire :**

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 :

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

Les couples ammoniac-eau et eau-bromure de lithium sont les couples qui remplissent le plus de critères.

### **I.6.2. Caractéristique de l'agent d'absorption :**

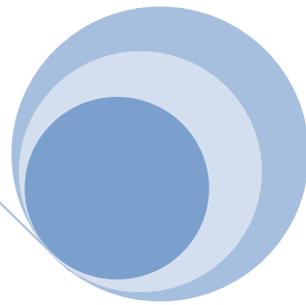
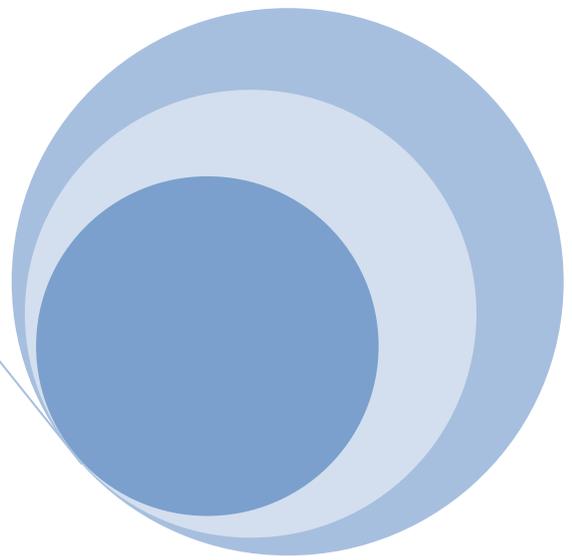
L'agent d'absorption doit répondre aux caractéristiques suivantes :

1. La tension de vapeur à la température nécessaire dans le bouilleur doit être négligeable ou très faible par comparaison à la tension de vapeur du fluide frigorigène.
2. L'agent d'absorption doit rester liquide dans tout le cycle et ne pas donner lieu à des possibilités de cristallisation ; la stabilité chimique doit être bonne et il ne doit pas être corrosif.
3. La chaleur massique doit être faible pour éviter des pertes. La conductivité thermique doit être élevée, la viscosité et la tension superficielle faible pour favoriser la transmission de chaleur et l'absorption.

### **I.7. Conclusion :**

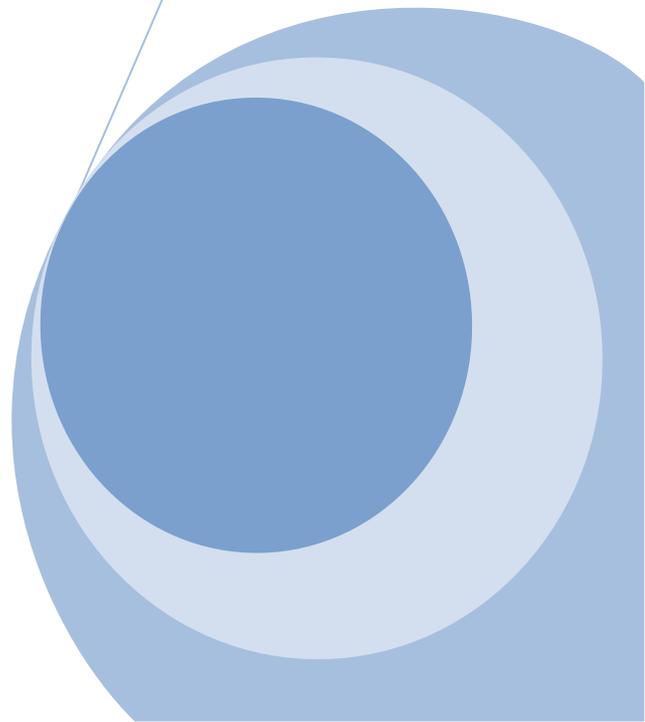
Nous avons présenté dans ce chapitre le fondement théorique et les travaux de recherches réalisées dans ce domaine. Cette partie d'étude nous a permis d'avoir une idée sur les différentes liaisons reliant les divers paramètres.

Donc, l'étude thermodynamique complète des installations frigorifiques à absorption requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé, cette partie fera l'objet des chapitres suivants.



## **CHAPITRE II**

### **Les éléments de l'installation à refroidissement solaire (à absorption)**



### II.1. Introduction sur la conversion thermo solaire [21] :

La réfrigération solaire utilise les rayonnements solaires pour la production du froid. Ceci peut être réalisé à l'aide d'une installation de réfrigération à absorption. Ce type d'installation utilise trois sources thermiques. Les rayonnements solaires absorbés par le capteur solaire (figure II.1) font chauffer le fluide caloporteur. Le fluide chaud est ensuite dirigé vers le bouilleur de la machine frigorifique à absorption. La chaleur véhiculée par le fluide caloporteur provoque la séparation du couple fluide frigorigène-sorbant.

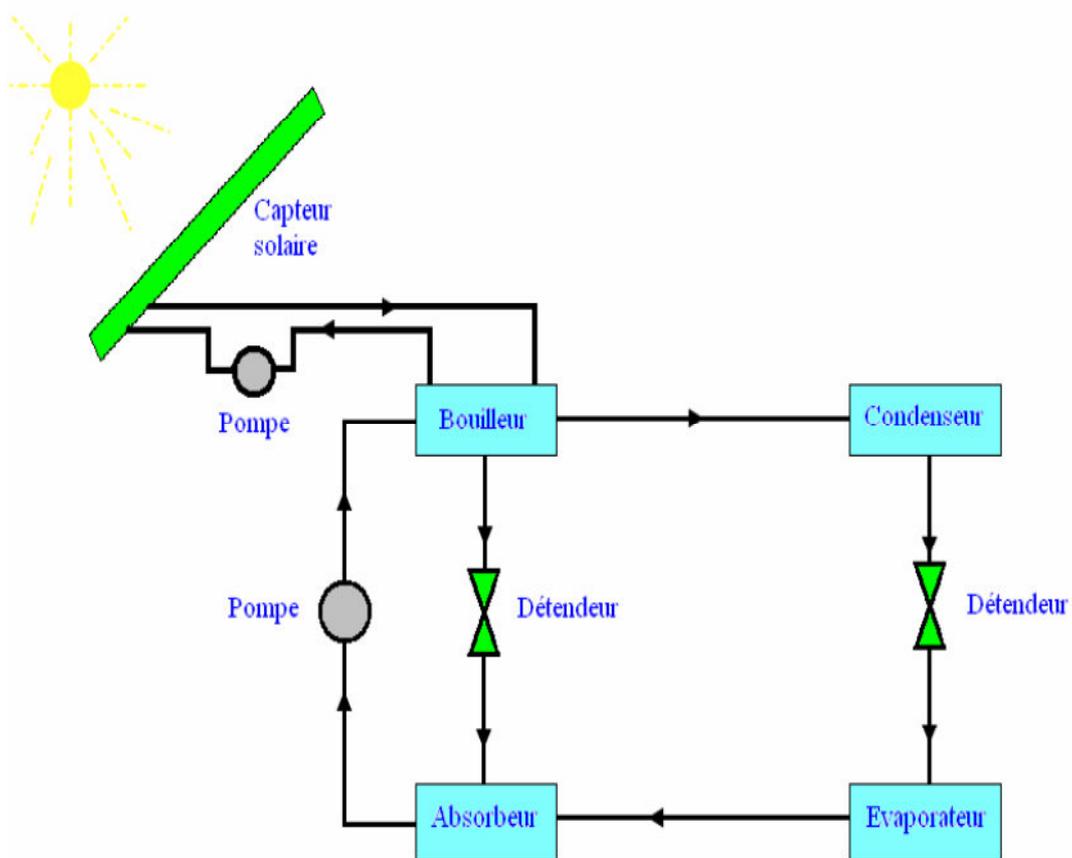


Figure (II.1). Installation de réfrigération solaire à absorption.

Dans ce cas, on peut diviser l'installation en deux parties:

- L'installation de conversion thermo-solaire.
- L'installation à absorption.

L'installation de conversion thermo-solaire comporte les éléments suivants :

- Le capteur solaire qui permet la conversion des rayonnements solaires en énergie thermique. La chaleur est véhiculée ensuite par le fluide caloporteur vers l'installation de réfrigération à absorption.

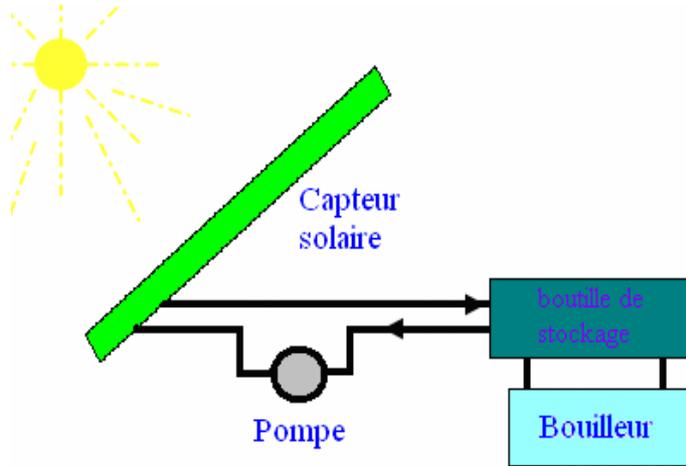


Figure (II.2). La conversion thermo-solaire

- La pompe assure la circulation de fluide caloporteur dans l'installation.
- La bouteille de stockage.
- Le fluide caloporteur.

## II.2. Les éléments constituant le système de conversion solaire :

### II.2.1. Capteurs solaires :

#### II.2.1.1. Introduction :

Un capteur solaire est un échangeur de chaleur qui transforme les radiations solaires en énergie interne transmise par un fluide caloporteur (généralement eau, air ou huile).

Principalement, il y a deux catégories de capteurs solaires : sans concentration ou stationnaires et à concentration. Dans le capteur sans concentration, nous avons la même surface de réception et d'absorption de l'énergie solaire, alors qu'un capteur à concentration a des surfaces réceptrices concaves qui réfléchissent le rayonnement et le concentrent sur une petite surface qui l'absorbe [22].

Les capteurs solaires sont caractérisés par leur mouvement (stationnaire, à poursuite simple et à poursuite double) et par leur température opératoire. Les capteurs stationnaires ont une position fixe et ne suivent pas la position du soleil dans le ciel.

### **II.2.1.2. Les différents types des capteurs solaires :**

#### **II.2.1.2.1. Le capteur solaire thermique :**

Il est constitué d'un panneau noir absorbant la chaleur du soleil pour la transmettre à de l'eau circulant dans le capteur solaire. Il existe principalement deux types de capteurs solaires thermiques. Le capteur plan le plus simple et le moins cher et le capteur à tubes sous vide ayant un meilleur rendement solaire car il récupère plus efficacement le rayonnement solaire.

Le capteur solaire aux panneaux solaires est principalement utilisé pour le réchauffage de l'eau chaude sanitaire ou le complément au chauffage de la maison ou de l'immeuble. Dans le premier cas l'installation est dite chauffe-eau solaire individuel (CESI) ou système solaire centralisé (SSC). À noter qu'il existe une forme simplifiée du chauffe-eau solaire individuel, c'est le CESI optimisé. Plus petit, et moins cher il correspond à une demande appropriée au marché de la basse consommation.

Il existe plusieurs types de capteurs thermiques.

#### **❖ Les capteurs plans opaques (non vitrés) :**

Ce sont les capteurs les plus simples du marché. Ils sont constitués d'un ensemble de tuyaux opaques de couleur foncée qui jouent à la fois le rôle de:

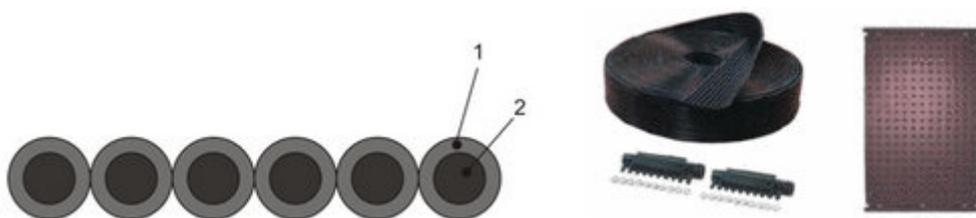


Figure (II.3). Coupe d'un capteur plan sans vitre.

1. plaque absorbante qui permet la captation de l'énergie thermique du rayonnement solaire.
2. tuyauterie dans laquelle circule directement le fluide caloporteur (généralement l'eau).

Ils ne possèdent ni isolation ni couvercle transparent. Leur rendement est donc globalement moins bon sauf s'ils sont destinés à des applications estivales à basse température (proche de la température extérieure), par exemple pour les piscines extérieures ... Leur simplicité va de pair avec un coût très réduit.



Figure (II.4). Le capteur plan sans vitre.

### ❖ Les capteurs plans vitrés :

Il s'agit des capteurs que l'on rencontre le plus souvent ; ils conviennent pour la plupart des applications courantes (ECS, appoint chauffage, piscine...)

Un capteur plan vitré se compose des éléments fondamentaux suivants :

1. Un boîtier qui contient tous les éléments constitutifs fragiles du capteur comme les tubes, la plaque absorbante...
2. un joint d'étanchéité pour empêcher l'eau de pénétrer quand il pleut ;
3. un couvercle transparent qui crée un effet de serre au-dessus de la plaque absorbante : en général un verre trempé dit solaire, présentant une faible teneur en fer pour permettre un haut degré de transmission lumineuse ;
4. une isolation thermique qui réduit la déperdition de chaleur par la face arrière et les côtés du capteur ;
5. une plaque absorbante qui permet la conversion du rayonnement solaire en énergie thermique transportée par le fluide ;
6. les tubes traversés par le fluide caloporteur qui évacue la chaleur jusqu'à l'extérieur du capteur ;

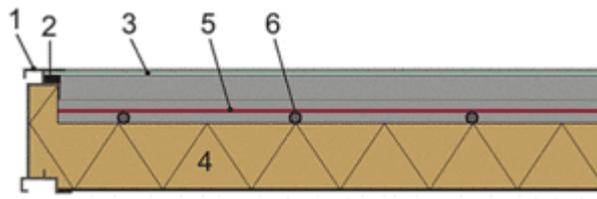


Figure (II.5). Coupe d'un capteur plan vitré.

### ❖ Les capteurs à tube sous vide

L'isolation de ce type de capteurs est assurée par le vide. Par facilité de conception, ces capteurs ont toujours une forme cylindrique, d'une longueur d'environ 2 m et d'un diamètre approximatif de 10 cm. Ces capteurs sous vide ont en général un rendement optique (correspondant au rendement de production d'eau chaude à une température égale à celle de l'ambiance) plus faible mais de meilleurs coefficients d'isolation thermique que les capteurs plans.

Ils récupéreront dès lors moins d'énergie à basse température que leurs homologues plans. Plus efficaces pour la production d'eau chaude à température élevée par rapport à l'ambiance extérieure, ils seront principalement utilisés pour des applications comme le chauffage, la climatisation par ab/adsorption ou encore certains processus particuliers,...

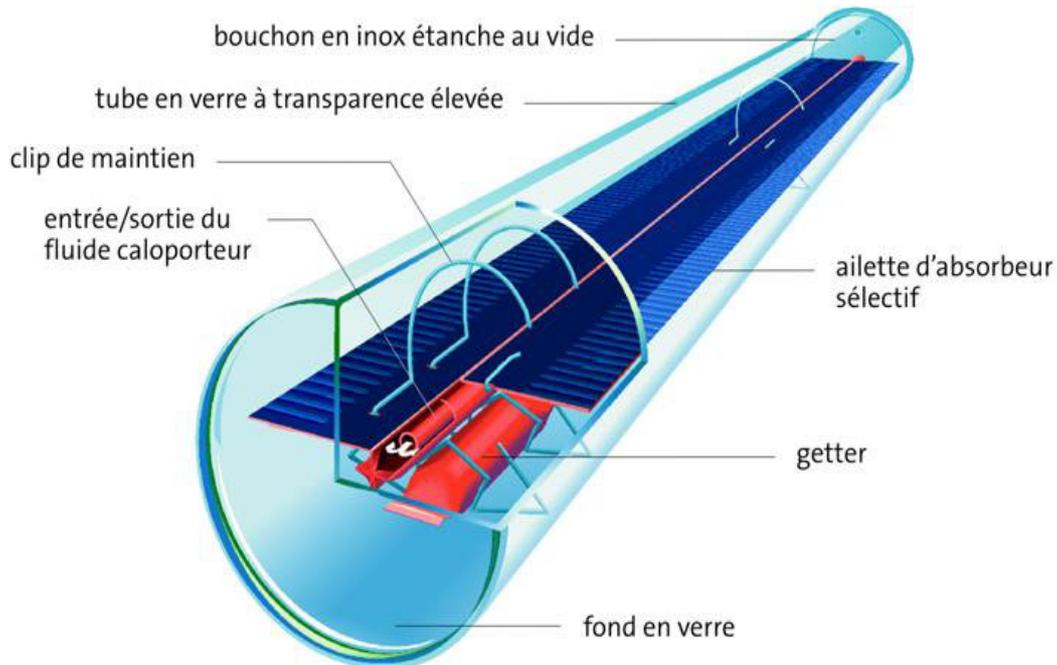


Figure (II.6). Le capteur sous vide.

#### ❖ Les capteurs à concentration :

L'utilisation des réflecteurs permet de concentrer les rayons du soleil sur l'absorbeur d'un capteur solaire, cela permet de diminuer considérablement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité aux hautes températures. Un autre avantage de ce système est que les réflecteurs sont sensiblement moins coûteux, par unité de surface, que les capteurs [22]. Ce type de capteur est utilisé pour des applications à hautes températures, telles que la production de vapeur dans les turbines à vapeur (production de l'électricité), et pour la détoxification thermique. Ces capteurs ont un meilleur rendement dans des régions où le ciel est souvent dégagé. Les capteurs fixes à concentration peuvent être à air, à circulation de liquide, ou même un four (cuisinière solaire).

**❖ Capteur à réflecteur cylindro-parabolique :**

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de «U». Les réflecteurs cylindriques concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur. Parfois, un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Les réflecteurs cylindro-paraboliques utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple axe ou à double axe. Dans de rares cas, ils peuvent être stationnaires. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400 °C et peuvent produire de la vapeur afin de produire de l'électricité. En Californie [3], des installations de plusieurs mégawatts ont été construites et utilisent des réflecteurs cylindro-paraboliques reliés à des turbines à gaz [22].



Figure (II.7). Capteur à réflecteur cylindro-parabolique.

### ❖ Capteur à réflecteur parabolique :

Un capteur à réflecteur parabolique ressemble à un grand réflecteur satellite, mais il possède un miroir et des réflecteurs du type miroir et un absorbeur en son foyer. Il utilise un système de pointeur solaire à double axe. Un système à réflecteur parabolique utilise un ordinateur afin de suivre les mouvements du soleil et afin de concentrer les rayons du soleil sur un récepteur situé au foyer sur le devant du réflecteur. Dans certains systèmes, un moteur thermique, tel que le moteur Stirling, est relié au récepteur afin de produire de l'électricité. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre 1 000 °C sur le récepteur [22], et parvenir à des rendements optimaux de conversion de l'énergie thermique en électricité en utilisant une faible quantité d'énergie.



Figure (II.8). Capteur à réflecteur parabolique.

#### II.2.1.2.2. Le capteur solaire photovoltaïque :

Les cellules photovoltaïques convertissent le rayonnement en courant continu qui peut être utilisé via un onduleur pour les besoins électriques de la maison de l'immeuble. Ces capteurs solaires photovoltaïques peuvent avoir plusieurs utilisations. En premier lieu l'autoconsommation, mais également la revente sur le réseau public. En parallèle, ce type

d'énergie renouvelable et directement liée à la notion de stockage d'énergie. Capteurs solaires et stockage énergie permettant de répondre aux différentes variations de demande énergétique



Figure (II.9). Le capteur solaire photovoltaïque.

### II.2.1.3. Principe de fonctionnement d'un capteur :

L'énergie solaire passe à travers la couverture transparente et entre en contact avec la surface noire de l'absorbeur, une grande partie est absorbée et transférée au fluide circulant dans les tubes vers le ballon de stockage ou vers d'autres utilisations. La partie arrière de l'absorbeur est généralement constituée d'une couche isolante qui réduit les pertes par conduction. Les tubes peuvent être soudés à la plaque absorbante ou ils peuvent faire partie intégrale de la plaque. A leurs extrémités, ils sont connectés à des tubes capteurs de diamètre supérieur.

#### ❖ Composants d'un capteur plan :

Un capteur ou collecteur solaire plan comprend normalement cinq parties :

1. Une couverture transparente, composée éventuellement de plusieurs éléments (vitre),
2. L'absorbeur qui est aussi la plaque où se réalise la conversion de l'énergie solaire en chaleur,
3. Un circuit caloporteur appelé aussi échangeur,
4. Une isolation thermique arrière et latérale,
5. Une structure de liaison, modulaire ou intégrée (toiture solaire).

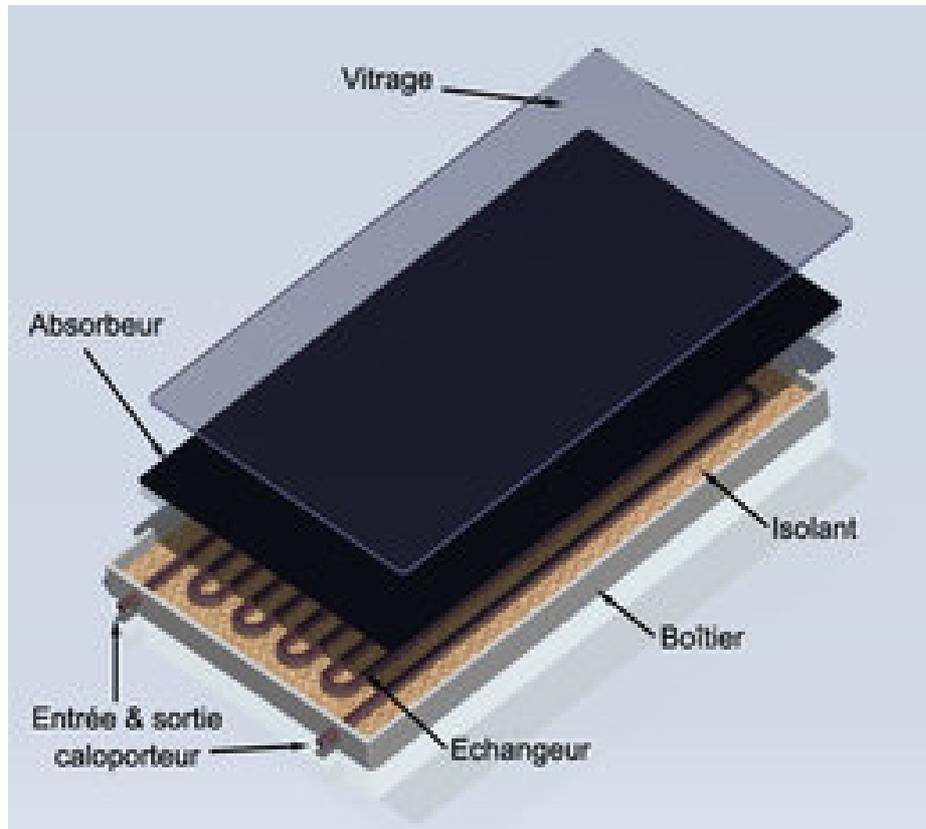


Figure (II.10). La coupe d'un capteur plan vitré.

#### II.2.1.4. Utilisations :

Les capteurs solaires sont utilisés pour :

Le chauffage habitations ou pour produire de l'eau chaude sanitaire (ECS) dans un chauffe-eau solaire.

La production de chaleur.

Le chauffage des piscines.

Dans les domaines de climatisation et réfrigérations industrielle.

**II.2.2. La pompe [19]:****II.2.2.1. Introduction :**

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

**II.2.2.2. Les différents types des pompes :**

Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales:

- ❖ **Les pompes centrifuges** : le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.
- ❖ **Les pompes volumétriques** : l'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

**II.2.2.2.1 Les pompes centrifuges :**

Une pompe centrifuge est constituée par:

- ✓ une roue à aubes tournant autour de son axe.
- ✓ un distributeur dans l'axe de la roue.
- ✓ un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

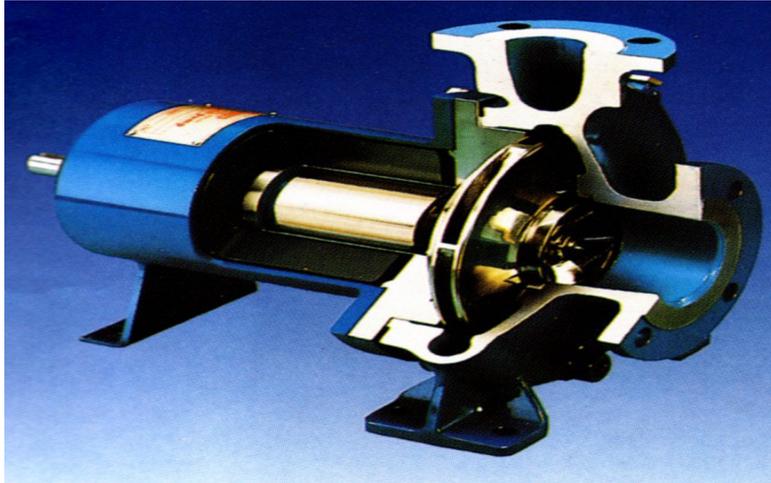


Figure (II.11) La pompe centrifuge.

#### II.2.2.2.2. Les pompes volumétriques :

On distingue généralement:

- **Les pompes volumétriques rotatives** : Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.
- **Les pompes volumétriques alternatives**: la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

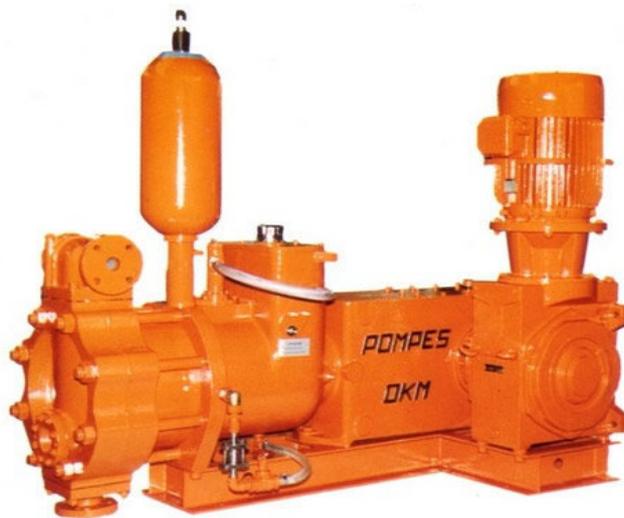


Figure (II.12). La pompe volumétrique.

**Principe de fonctionnement :**

- Les pompes centrifuges :

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

- les pompes volumétriques :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant:

Exécution d'un mouvement cyclique pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

**II.2.2.3. Utilisation :**

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- utilisation de liquides visqueux: la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe.
- utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Les pompes volumétriques sont utilisées pour les applications suivantes :

- agriculture : transfert d'effluent, alimentation animale, irrigation.
- environnement : transfert de boues d'épuration, boues déshydratées

**II.2.3 La bouteille de stockage [22]:**

La bouteille de stockage est un réservoir de fluide caloporteur, thermiquement isolé et placé après le capteur pour deux raisons : Le stockage de l'énergie thermique et assurer l'aspiration du liquide par la pompe.

- Ses critères d'action sur l'environnement : Actuellement et d'une façon progressive, les fluides polluants sont remplacés par d'autres moins polluants et qui assurent la même fonction.
- Ses critères techniques : Ils influent sur la faisabilité et la fiabilité du système calorifique et sur les interactions entre le caloporteur et les composants de ce système.
- Ses critères économiques : Toujours présents au coeur des problèmes techniques.



Figure (II.13). Bouteille de stockage.

**II.2.4 Le fluide caloporteur :****II.2.4.1. Introduction :**

Le fluide caloporteur est fluide utilisé pour transporter l'énergie thermique, il est caractérisé par son capacité d'absorber l'énergie thermique. Il existe deux principaux types de caloporteurs :

- Les caloporteurs monophasiques, constitués d'un liquide à grande capacité calorifique. le transfert de chaleur s'effectue en chaleur sensible par variation de la température du fluide caloporteur. Les plus connus des fluides caloporteurs de cette catégorie sont l'eau et l'air. Les transferts sensibles supposent des débits importants.
- Les caloporteurs biphasiques constitués du liquide et de son vapeur ou d'un liquide et d'un solide. Les transferts de chaleur s'effectuent en chaleur latente par changement de la phase du fluide caloporteur. Le plus connu des fluides caloporteurs de cette catégorie est le dioxyde de carbone  $CO_2$ .

**II.2.4.2. Choix d'un caloporteur :**

Pour bien choisir un fluide caloporteur en vue d'une application déterminée, on doit considérer :

- Ses critères thermodynamiques : Puisque les systèmes calorifiques relèvent précisément des lois de la thermodynamique, le fluide caloporteur est choisi pour ses propriétés thermodynamiques (grande capacité calorifique, faible viscosité, etc.).
- Ses critères de sécurité : Sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du caloporteur dans l'atmosphère.

### II.3. Les composantes d'une installation à absorption :

#### II.3.1. Le bouilleur [21]:

C'est un échangeur de chaleur qui permet de séparer les deux fluides à l'aide de la chaleur absorbé par le capteur solaire (réaction endothermique). Il est muni d'une entrée qui permet l'alimentation en solution riche en frigorigène à l'aide de la pompe et de deux sorties, la première vers le condenseur et qui permet son alimentation en vapeur surchauffée du frigorigène, et la deuxième vers l'absorbeur et qui véhicule la solution pauvre en passant à travers une détente qui fait chuter la pression.

L'ammoniac gazeux se sépare des gouttelettes d'eau entraînées mécaniquement par le fluide dans le rectificateur-séparateur.

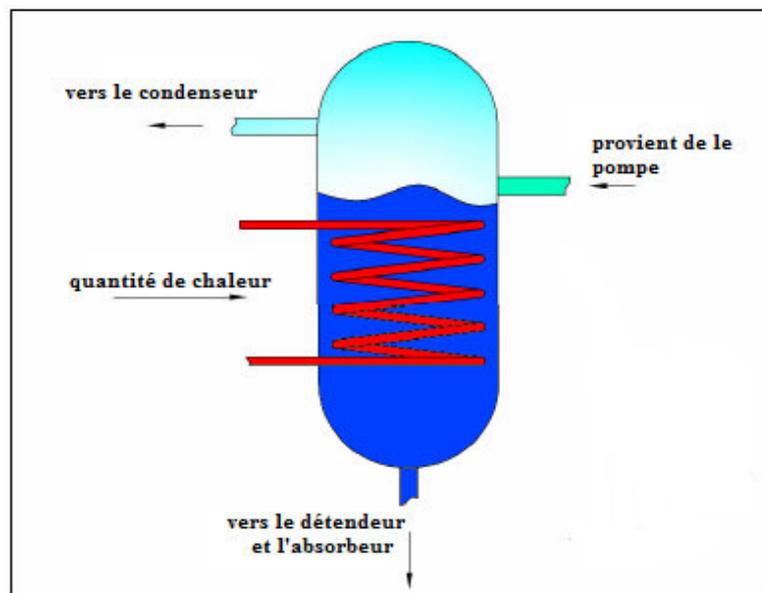


Figure (II.14). Le bouilleur

#### II.3.2. Le condenseur :

##### II.3.2.1 Introduction :

Le condenseur est un appareil dont la fonction principale est de condenser la vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. C'est un appareil qui condense un corps de l'état gazeux à l'état liquide. La chaleur latente du corps est transférée dans le fluide réfrigérant. C'est à dire un changement de phase à température constante. Le fluide réfrigérant varie en fonction de la

température de condensation du gaz (air, eau, saumure). Le fluide à condenser est soit un corps pur, soit un mélange de vapeurs en présence éventuellement d'autres gaz incondensables.

Dans ce dernier cas, la condensation ne se fait pas à température constante. Avec la présence de gaz incondensables, la condensation n'est pas complète. Il restera toujours une quantité à condenser à la sortie du condenseur. Nous pouvons distinguer deux grandes familles de condenseurs :

- Les condenseurs à fluides séparés, sans contact entre la vapeur et le fluide réfrigérant.
- Les condenseurs à contact direct, avec le mélange de la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant.

### II.3.2.2. Principe de fonctionnement, classification, choix des condenseurs :

#### ❖ Principe de fonctionnement :

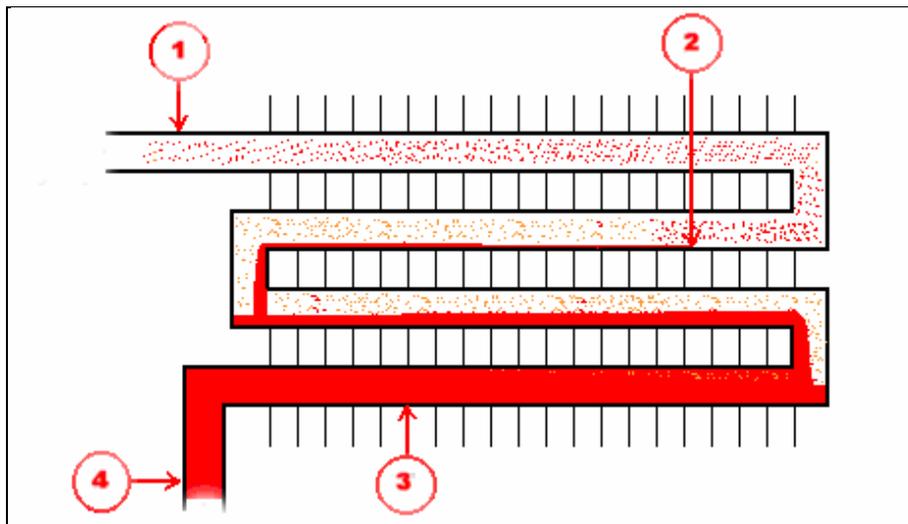


Figure (2.15). Principe de fonctionnement de condenseur

**Repère 1 :** Les vapeurs surchauffées quittent le compresseur et entrent dans le condenseur.

**Repère 2 :** Les premières gouttelettes de liquide apparaissent.

**Repère 2 et 3 :** Petit à petit, les molécules de gaz se condensent, la proportion de vapeur diminue et est remplacée par le liquide.

**Repère 3 :** La dernière molécule de gaz ayant disparue, on trouve donc uniquement le liquide.

**Repère 3 et 4:** Le liquide continue à se refroidir au contact du médium de refroidissement (air, eau).

**Repère 4 :** Ce point correspond à la sortie du condenseur, le changement de phase est terminé et le liquide retourne au détendeur.

❖ **Classification des condenseurs:**

➤ **Condenseur à chaleur sensible :**

1- **Condenseur à air:** l'air est un médium de condensation dont on peut disposer gratuitement et en quantité illimitée; il permet d'assurer économiquement la condensation des vapeurs de fluide frigorigène.

2- **Condenseur à eau :** l'eau, comme l'air, absorbe le flux calorifique du fluide frigorigène sous forme de chaleur sensible, ce qui se traduit par un échauffement de l'eau servant à la condensation.

➤ **Condenseur à chaleur latente :**

1- Condenseur atmosphérique.

2- Condenseur à évaporation forcée.

### **II.3.3. Evaporateur :**

L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui permet l'absorption de la chaleur provenant du médium à refroidir par le biais d'un liquide qui s'évapore suite à son chauffage.

Au début de l'évaporation nous observons un mélange gaz + liquide, mais la proportion de liquide est à ce moment-là majoritaire, puis petit à petit le fluide cède de sa chaleur et la proportion gaz liquide va s'inverser, pour avoir finalement en sortie d'évaporateur que du gaz qui sera aspiré par le compresseur.

#### **II.3.3.1. Principe de fonctionnement, classification, choix des évaporateurs :**

❖ **Principe de fonctionnement**

Le fluide entre dans l'évaporateur où a lieu la transformation liquide/vapeur à basse pression. L'air ambiant extérieur, qui pénètre dans l'habitacle en passant à travers les ailettes de l'évaporateur perd une partie de ses calories, ce qui va permettre au fluide de se vaporiser.

L'air est refroidi et le fluide sort de l'évaporateur à l'état gazeux. L'air, en passant à travers les ailettes refroidies, se déshumidifie et la quantité de vapeur dégagée se transforme en givre par condensation. Cet air se trouve ainsi déshumidifié et en partie dépoussiérée.

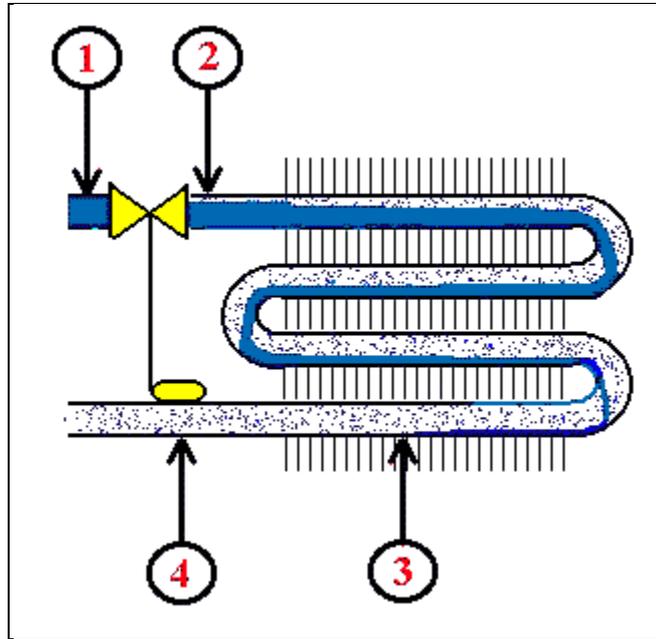


Figure (2.16). Principe de travail de l'évaporateur

**Repère 1** : le liquide frigorigène arrive au détendeur en liquide sous refroidi.

**Repère 2** : le liquide se détend et en partie se vaporise.

**Repère 2 et 3** : au fur et à mesure de l'avancement du fluide dans l'évaporateur, celui-ci s'évapore par échange de chaleur avec l'air (ou l'eau, la saumure etc.)

**Repère 3** : Ce point correspond à 100% de vapeur.

**Repère 3 et 4** : c'est la zone de surchauffe qui, rappelons-le, se mesure en prenant la différence de température prise au thermomètre entre le repère 4 et la pression d'aspiration du compresseur traduite en degré [21].

#### ❖ Classification des évaporateurs :

Suivant le but qui leur est assigné, les évaporateurs peuvent être classés en :

- Evaporateurs refroidisseurs de liquide. Ils peuvent se subdiviser en évaporateurs à immersion qui sont placés au sein même du liquide à refroidir et, en un certain nombre d'autres types pour lesquels, le liquide à refroidir traversera de part en part

l'évaporateur lumidôme et le fluide frigorigène se trouvant séparé du liquide par une paroi métallique.

- Evaporateurs refroidisseurs de gaz. Le refroidissement des gaz et plus généralement de l'air des locaux.
- Evaporateurs spéciaux.
- Evaporateurs pour accumulation de froid.

Refroidissements de liquide	A immersion	A serpentin
		A grilles
	Coaxiaux	
	A ruissellement	
	Multitubulaire à calandre	Horizontaux
		Verticaux
	spéciaux	A enveloppe
		A tambours
Refroidissement de gaz	A circulation naturelle	
	A circulation forcée	
Fabriques de glace		
Accumulateurs de froid	Accumulation externe	
	Accumulation interne	

Tableau (2.1). Classification des évaporateurs.

### II.3.4. Absorbeur :

C'est un échangeur de chaleur qui permet la solubilité du fluide frigorigène dans l'absorbant accompagnée d'un dégagement de chaleur au milieu ambiant (réaction exothermique). Généralement, l'absorbeur est maintenu à une température voisine de la température de condensation.

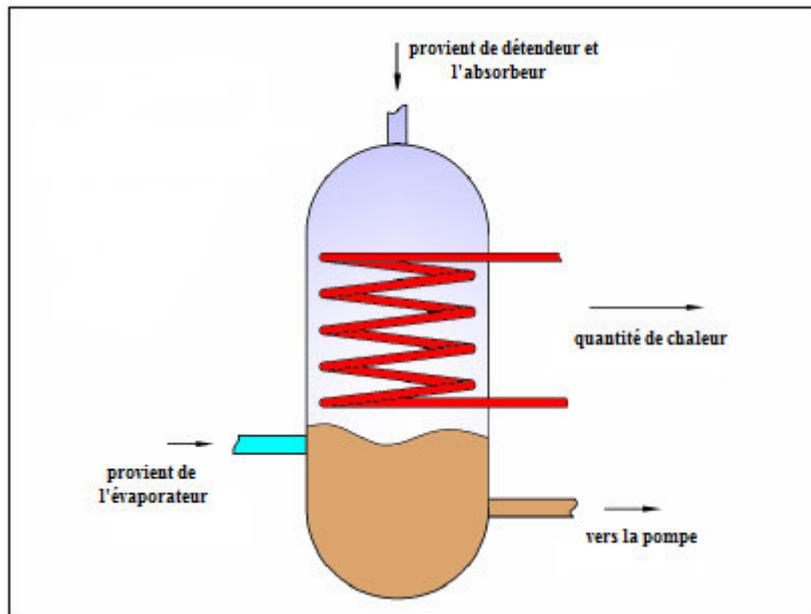


Figure (2.17). L'absorbeur.

## II.4. Eléments secondaires :

### II.4.1. Echangeur de chaleur :

Un échangeur chaleur de - dispositif dans lequel se réalise un transfert thermique entre deux milieux dû à une différence de température entre les milieux. Dans les maisons à très basse consommation énergétique ou à énergie positive, un système de ventilation à double flux peut intégrer un échangeur réchauffant l'air entrant avec l'énergie prélevée dans l'air sortant.

On a plusieurs types d'échangeurs.

- À courant co-courant : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.
- À contre-courant : idem, mais les courants vont dans des sens opposés.
- À courant croisé : les deux fluides sont positionnés perpendiculairement.

- À tête d'épingle : un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, que le deuxième fluide traverse. Cette configuration est comparable à un échangeur à courant parallèle sur la moitié de la longueur, et pour l'autre moitié à un échangeur à contre-courant.

- A contact direct ou à mélange : les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau

## II.4.2. Détendeur :

### II.4.2.1 Introduction :

Le détendeur permet d'alimenter correctement l'évaporateur en fluide frigorigène en optimisant son remplissage en fonction des apports externes. C'est lui qui assure le changement de phase du fluide de l'état liquide à l'état gazeux en abaissant brusquement la pression à l'entrée de l'évaporateur.

### II.4.2.2 Rôle :

- Assurer la détente par laminage du fluide liquide, au travers d'un orifice de section constante ou variable (orifice calibré, capillaire) ou de section variable.
- Régler le débit du fluide frigorigène admis dans l'évaporateur (ou dans une bouteille séparatrice basse pression) de façon à maintenir des conditions de fonctionnement prédéterminées (pression d'évaporation ou surchauffe en sortie d'évaporateur ou niveau de liquide dans la bouteille).

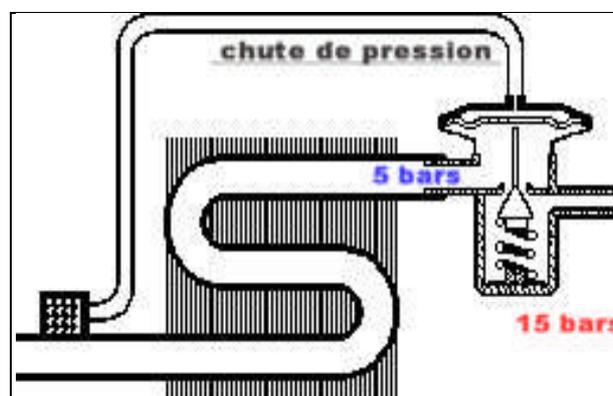


Figure (2.18). Détendeur thermostatique.

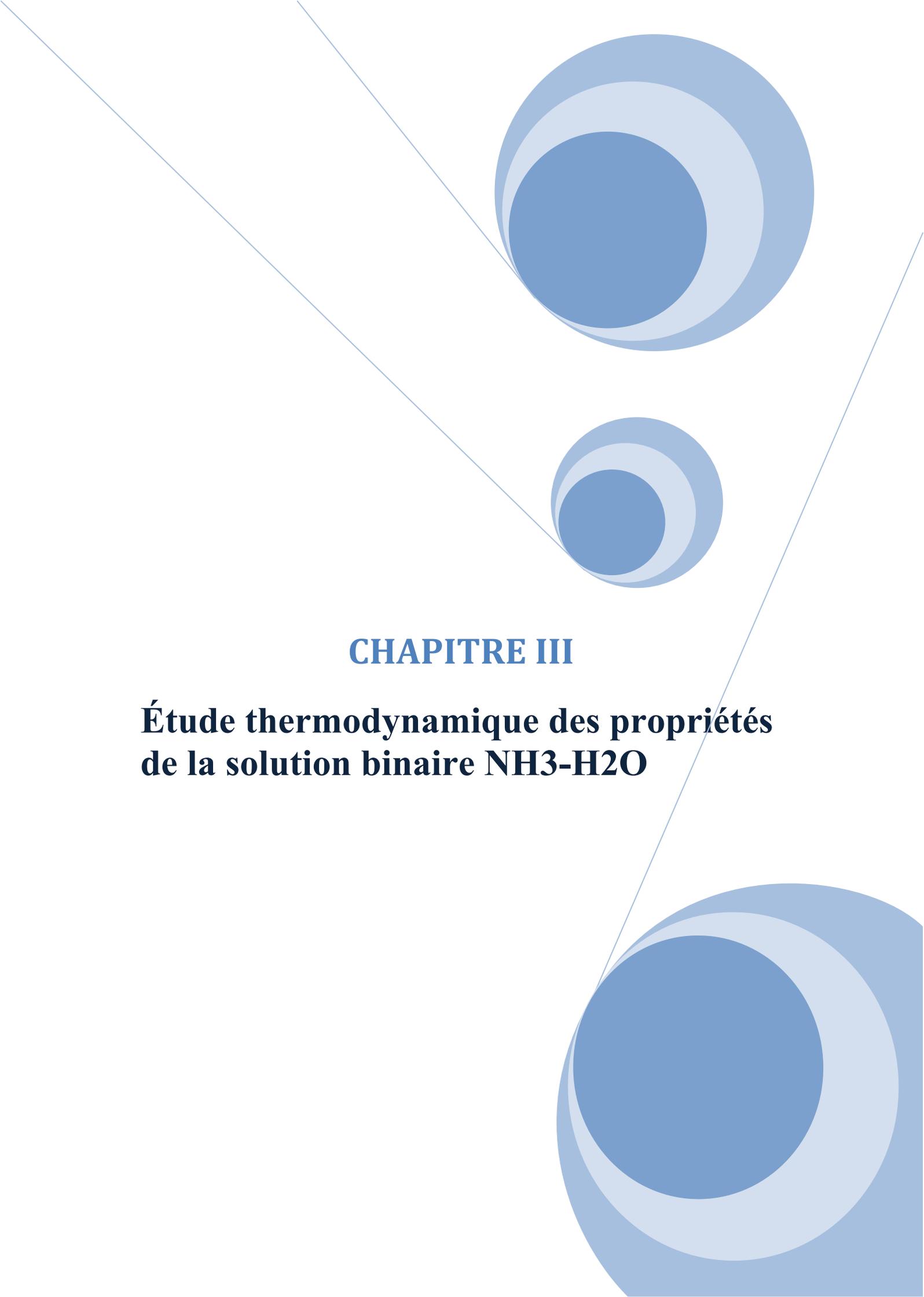
### **II.4.2.3 Classification :**

On trouve plusieurs types de détendeur parmi lesquels, on peut citer :

- Le détendeur manuel.
- Le détendeur automatique.
- Le détendeur pressostatique.
- Le détendeur thermostatique.
- Le détendeur électronique.
- Le détendeur multi-orifices.

### **Conclusion :**

De façon générale ce chapitre définit les éléments principale et secondaire de l'installation thermosolaire ainsi que de l'installation de réfrigération à absorption.



## CHAPITRE III

# Étude thermodynamique des propriétés de la solution binaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

### III.1. Introduction :

Ce chapitre décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'ammoniac et eau.

Les modèles mathématiques de calcul et de simulation des systèmes à absorption exigent la connaissance d'un grand nombre de propriétés thermodynamiques et de transports des fluides de fonctionnement. Pour atteindre ce but, un grand nombre de recherches expérimentales a été effectué ou les résultats ont été matérialisés dans une série de tableaux et diagrammes avec des données utiles ; le diagramme ( $h, \xi$ ) est bien connu, réalisé par Merkel et Bosniakovic [02].

Enick et al [24] ont employé l'équation d'état du Peng-Robinson pour prévoir les propriétés thermodynamiques du mélange. Weber [25] a présenté un modèle pour estimer le deuxième et le troisième coefficient de Viriel du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Rukes et Dooley [26] ont employé le calcul de l'énergie libre de Helmotz des composantes pour dériver après les propriétés thermodynamiques à la solution.

Beaucoup de chercheurs ont employé le calcul de l'enthalpie libre de Gibbs pour formuler les propriétés thermodynamiques du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O [Ziegler et Trepp [27] ; Ibrahim et Klein [28] ; Xu et Goswami [29] ; Jodan [30]. Mais chaque chercheur a formulé les conditions de l'équilibre liquide-vapeur avec différents moyens ; Ziegler et Trepp (1984). Ibrahim et Klein (1993) et Xu et Goswami (1999) l'ont formulé en égalisant des fugacités des composantes dans les deux phases. D'autre part. Jordan (1997) par égalisation des potentiels chimiques des composants. Nag et Gupta [31] ont considéré l'équation d'état de Peng-Robinson pour la phase liquide.

### III.2. Paramètres fondamentaux des substances pures [32] :

Les valeurs des paramètres utilisées pour la détermination des équations. Sont décrites dans le tableau suivant.

		NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
Masse molaire	$M \text{ [kg.kmole}^{-1}\text{]}$	17.03026	18.015268
Point critique	Température $T_c \text{ [k]}$	405.4	647.14
	Pression $P_c \text{ [bar]}$	113.336	220.64
	Masse volumique $\rho_c \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$	225	322
Point d'ébullition	Température $T_{eb} \text{ [k]}$	239.74	373.15
	Pression $P_{eb} \text{ [bar]}$	1.013325	1.013325
Point triple	Température $T_t \text{ [k]}$	195.41	273.16
	Pression $P_t \text{ [bar]}$	0.06077	6.112 10 <sup>-3</sup>

Tableau (III.1). Les paramètres fondamentaux des substances pures.

### III.3. Notion de potentiel chimique [33] :

Considérons l'expression de la différentielle  $du$  de l'énergie interne obtenue par application simultanée des deux principes à un système fermé, et si  $n_1, n_2, \dots, n_i$  représentent les nombres de moles respectifs des différents composants présents dans la phase, on peut écrire que :

$$du = TdS - PdV + \frac{\partial u}{\partial n_1} dn_1 + \dots + \frac{\partial u}{\partial n_i} dn_i \quad (\text{III. 1})$$

On plus simplement :

$$du = TdS - PdV + \sum_i \frac{\partial u_i}{\partial n_i} dn_i \quad (\text{III. 2})$$

$$\text{Où :} \quad \left( \frac{\partial u}{\partial n_i} \right)_{s,v,n_j} = n_{i,j} \quad (\text{III. 3})$$

Les quantités telles que  $\left(\frac{\partial u}{\partial n_i}\right)_{s,v,n_j} = n_{i,j}$  sont les potentiels chimiques des composants dans le système. Le potentiel chimique interne, défini par « Gibbs », est une mesure de l'influence de l'énergie interne de la phase considérée sur l'influence du nombre de moles du constituant (i).

Si l'on envisage maintenant l'enthalpie, l'énergie libre et l'enthalpie libre de la phase considérée définies respectivement par :

$$H = u + PV \quad (\text{III. 4})$$

$$F = u - TS \quad (\text{III. 5})$$

$$G = H - TS \quad (\text{III. 6})$$

En calculant leurs différentielles et en substituant, les nouvelles expressions :

$$dH = TdS + VdP + \sum_i \mu_i dn_i \quad (\text{III. 7})$$

$$dF = -SdT - PdV + \sum_i \mu_i dn_i \quad (\text{III. 8})$$

$$dG = -SdT + VdP + \sum_i \mu_i dn_i \quad (\text{III. 9})$$

Et par conséquent :

$$\mu_i = \left(\frac{\partial u}{\partial n_i}\right)_{s,v,n_j} = \left(\frac{\partial H}{\partial n_i}\right)_{s,p,n_j} = \left(\frac{\partial F}{\partial n_i}\right)_{T,v,n_j} = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_j} \quad (\text{III. 10})$$

L'enthalpie libre peut être calculée sur la base des potentiels chimiques  $\mu_i$  des deux composantes (NH<sub>3</sub> et H<sub>2</sub>O) :

$$G = (1 - x)\mu_{H_2O} + x\mu_{NH_3} \quad (\text{III. 11})$$

### III.3.1 Condition d'équilibre :

A l'équilibre de la phase, à côté de l'égalité de la pression et de la température, il existe en plus l'égalité entre les potentiels chimiques de toutes les composantes des phases existantes.

$$\mu_i^g(T, P, x^g) = \mu_i^l(T, P, x^l) \quad i = NH_3, H_2O \quad (\text{III. 12})$$

### III.4. L'équation d'état fondamentale choisie pour NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O :

Parmi les modèles cités précédemment on a choisi celui de MICHEL FEIDT [34] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermiques et des équations avantages des deux et évite le besoin de faire des itérations a fin d'avoir les conditions d'équilibre de phases. Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases à des pressions et des températures élevées.

Le domaine de validité pour les relations qui suit est :

Pour les températures (k) : 230<T<600.

Pour les pressions (bar) : 0.2<P<110.

Ce domaine se trouve sous les points critiques de toutes les composantes, de sorte que la détermination de l'équation d'état pour le mélange, ne prend pas en considération les particularités référents au domaine d'état critique. L'équation d'état ne décrit pas l'état dans la quelle la solution se trouve dans l'état d'agrégation solide [34].

#### III.4.1. L'enthalpie libre :

L'équation fondamentale de l'enthalpie libre de Gibbs est donnée sous une forme intégrale (Ziegler et Trepp [27], Ibrahim et Klein [28], Xu et Yogi Goswami [29]) :

$$G = H_0 - TS_0 + \int_{T_0}^T C_p dT + \int_{P_0}^P V dp - T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (\text{III. 13})$$

Cette équation est valable pour la phase gazeuse, ainsi que liquide.

### III.4.1.1. Phase liquide :

Le comportement de l'état liquide du point de vue thermique est décrit par les corrélations suivantes (Ziegler et Trepp [27]), où le volume liquide est fonction de la pression et de la température et  $Cp^L$  molaire du liquide de la température :

$$V^L = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2 \quad (\text{III. 14})$$

$$Cp^L = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (\text{III. 15})$$

Donc :

$$G^L = H_0^L - TS_0^L + \int_{T_0}^T Cp^L dT + \int_{P_0}^P V^L dp - T \int_{T_0}^T \frac{Cp^L}{T} dT \quad (\text{III. 16})$$

Le développement de l'équation (II.16) avec l'aide des équations (II.14) et (II.15) donne la forme réduite :

$$\begin{aligned} G_r^L = & H_{r,0}^L - T_r S_{r,0}^L + B_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - B_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) \\ & - B_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + (A_1 + A_3 T_r + A_4 T_r^2)(P_r - P_{r,0}) \\ & + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,0}^2) \end{aligned} \quad (\text{III. 17})$$

Les grandeurs adimensionnelles d'état sont :

- La température réduite :  $T_r = \frac{T}{T_b}$  ;
- L'enthalpie libre molaire réduite :  $G_r = \frac{G}{RT_B}$  ;
- La pression réduite :  $P_r = \frac{P}{P_B}$  ;
- L'enthalpie molaire réduite :  $H_r = \frac{H}{RT_B}$  ;
- L'entropie molaire réduite :  $S_r = \frac{S}{R}$  ;
- Le volume molaire réduit :  $V_r = \frac{VP_B}{RT_B}$  .

Les indices utilisés sont :

- r : pour la grandeur réduite ;
- B: pour la grandeur référence ;
- L : la phase liquide ;
- g : la phase gazeuse ;
- 0 : l'état de référence.

Les grandeurs de références sont [34] :

$$T_B = 100k ; P_B = 10 \text{ bar} \quad \text{et} \quad R = 8.3143 \text{ kj/kmole.K}$$

### III.4.1.2. La phase vapeur :

Dans la phase vapeur (Ziegler et Trepp [27]) donne les corrélations qui interviennent :

$$V^g = \frac{RT}{P} + c_1 + \frac{c_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4 P^2}{T^{11}} \quad (\text{II. 18})$$

$$Cp^g = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 - T \int_0^P \left( \frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right) dP \quad (\text{III. 19})$$

Et :

$$G^g = H_0^g - TS_0^g + \int_{T_0}^T Cp^g dT + \int_{P_0}^P V^g dp - T \int_{T_0}^T \frac{Cp^g}{T} dT \quad (\text{III. 20})$$

Après le développement on trouve :

$$\begin{aligned} G_r^g = & H_{r,0}^g - T_r S_{r,0}^g + D_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - D_1 T_r \ln \left( \frac{T_r}{T_{r,0}} \right) \\ & - D_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + T_r \ln \left( \frac{P_r}{P_{r,0}} \right) + C_1 (P_r - P_{r,0}) \\ & + C_2 \left( \frac{P_r}{T_r^3} - 4 \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^3} + 3 \frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^4} \right) + C_3 \left( \frac{P_r}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{11}} + 11 \frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^{12}} \right) \\ & + \frac{C_4}{3} \left( \frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{11}} \right. \\ & \left. + 11 \frac{P_{r,0}^3 T_r}{T_{r,0}^{12}} \right) \end{aligned} \quad (\text{III. 21})$$

**III.4.2. Propriétés thermodynamiques :**

L'enthalpie, l'entropie et le volume molaires sont liés à l'enthalpie libre de Gibbs [34] :

$$H = -RT_B T_r^2 \left[ \frac{\partial(G_r/T_r)}{\partial T_r} \right]_{P_r} \quad (\text{III. 22})$$

$$S = -R \left[ \frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right]_{P_r} \quad (\text{III. 23})$$

$$V = \frac{RT_B}{P_B} \left[ \frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right]_{T_r} \quad (\text{III. 24})$$

Après le développement des équations on trouve :

**III.4.2.1 pour la phase liquide :**

$$H^L = RT_B \left[ H_{r,0}^L + B_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) + (P_r - P_{r,0})(A_1 - A_4 T_r^2) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,0}^2) \right] \quad (\text{III. 25})$$

$$S^L = R \left[ S_{r,0}^L + B_1 \ln \left( \frac{T_r}{T_{r,0}} \right) + B_2(T_r - T_{r,0}) + \frac{B_3}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) - (A_3 + 2A_4 T_r)(P_r - P_{r,0}) \right] \quad (\text{III. 26})$$

$$V^L = \frac{RT_B}{P_B} [A_1 + A_2 P_r + A_3 T_r + A_4 T_r^2] \quad (\text{III. 27})$$

**III.4.2.2. pour la phase vapeur :**

$$H^g = RT_B \left[ H_{r,0}^g + D_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) + C_1(P_r - P_{r,0}) + 4C_2 \left( \frac{P_r}{T_r^3} - \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^3} \right) + 12C_3 \left( \frac{P_r}{T_r^{11}} - \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{11}} \right) + 4C_4 \left( \frac{P_r^3}{T_r^{11}} - \frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{11}} \right) \right] \quad (\text{III. 28})$$

$$S^g = R \left[ S_{r,0}^g + D_1 \ln \left( \frac{T_r}{T_{r,0}} \right) + D_2(T_r - T_{r,0}) + \frac{D_3}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + 3C_2 \left( \frac{P_r}{T_r^4} - \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^4} \right) + 11C_3 \left( \frac{P_r}{T_r^{12}} - \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{12}} \right) + \frac{11}{3} C_4 \left( \frac{P_r^3}{T_r^4} - \frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^4} \right) - \ln \left( \frac{P_r}{P_{r,0}} \right) \right] \quad (\text{III. 29})$$

$$V^g = \frac{RT_B}{P_B} \left[ C_1 + \frac{C_2}{T_r^3} + \frac{C_3}{T_r^{11}} + \frac{C_4 P_r^2}{T_r^{11}} + \frac{T_r}{P_r} \right] \quad (\text{III. 30})$$

	Ammoniac	Eau	Mélange	
A1	$3.971423 \cdot 10^{-2}$	$2.748796 \cdot 10^{-2}$	E1	-41.733398
A2	$-1.790557 \cdot 10^{-5}$	$-1.016665 \cdot 10^{-5}$	E2	0.02414
A3	$-1.308905 \cdot 10^{-2}$	$-4.452025 \cdot 10^{-3}$	E3	6.702285
A4	$3.752836 \cdot 10^{-3}$	$8.389246 \cdot 10^{-4}$	E4	-0.011475
B1	$1.634519 \cdot 10^1$	$1.214557 \cdot 10^1$	E5	63.608967
B2	-6.508119	-1.898065	E6	-62.490768
B3	1.448937	$2.911966 \cdot 10^{-1}$	E7	1.761064
C1	$-1.049377 \cdot 10^{-2}$	$2.136131 \cdot 10^{-2}$	E8	0.008626
C2	-8.288224	$-3.169291 \cdot 10^1$	E9	0.387983
C3	$-6.647257 \cdot 10^2$	$-4.634611 \cdot 10^4$	E10	0.004772
C4	$-3.045352 \cdot 10^3$	0	E11	-4.648107
D1	3.673647	4.019170	E12	0.836376
D2	$9.989629 \cdot 10^{-2}$	$-5.175550 \cdot 10^{-2}$	E13	-3.553627
D3	$3.617622 \cdot 10^{-2}$	$1.951939 \cdot 10^{-2}$	E14	0.000904
$H_{r,0}^L$	4.878573	21.821141	E15	24.361723
$H_{r,0}^G$	26.468879	60.965058	E16	-20.736547
$S_{r,0}^L$	1.644773	5.733498		
$S_{r,0}^G$	8.339026	13.453430		
$T_{r,0}$	3.2252	5.0705		
$P_{r,0}$	2	3		

Tableau (III.2). Les coefficients pour les équations (III.13.17.21.22.23.24.25.26) et (III.32.33.34) [34].

### III.5. Mélange ammoniac-eau :

#### III.5.1. Mélange liquide [34] :

Selon l'analyse donnée par Ziegler et Trepp [27], la fonction de Gibbs d'un mélange liquide de l'ammoniac-eau est donnée par la relation idéale de mélange de solution plus l'énergie d'excès de Gibbs  $G^E$ . Cette énergie, dont la relation est proposée par Xu et Yogi Goswami [29], est limitée à trois facteurs, tient compte de la déviation du comportement idéal de solution (la solution liquide ne se comporte pas comme une solution idéale).

$$G_r^E = x(1-x)[F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2] \quad (\text{III. 31})$$

Avec :

$$F_1 = E_1 + E_2 P_r + (E_3 + E_4 P_r) T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (\text{III. 32})$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_r + (E_9 + E_{10} P_r) T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (\text{III. 33})$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (\text{III. 34})$$

Les coefficients  $E_i$  ( $i=1 \dots 16$ ), pour les équations (III.32.33.34) sont indiqués dans le tableau (III.2). L'enthalpie, l'entropie et le volume d'excès sont données par [34] :

$$H^E = -RT_B T_r^2 \left[ \frac{\partial(G_r^E/T_r)}{\partial T_r} \right]_{P_r, x} \quad (\text{III. 35})$$

$$S^E = -R \left[ \frac{\partial G_r^E}{\partial T_r} \right]_{P_r, x} \quad (\text{III. 36})$$

$$V^E = \frac{RT_B}{P_B} \left[ \frac{\partial G_r^E}{\partial P_r} \right]_{T_r, x} \quad (\text{III. 37})$$

Après le développement on trouve :

$$\begin{aligned} H^E = RT_B x(1-x) & \left[ E_1 + E_2 P_r + \frac{2E_5}{T_r} + \frac{3E_6}{T_r^2} + (2x-1) \left( E_7 + E_8 P_r + \frac{2E_{11}}{T_r} + \frac{3E_{12}}{T_r^2} \right) \right. \\ & \left. + (2x-1)^2 \left( E_{13} + E_{14} P_r + \frac{2E_{15}}{T_r} + \frac{3E_{16}}{T_r^2} \right) \right] \quad (\text{III. 38}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S^E = Rx(1-x) & \left[ -E_3 - E_4 P_r + \frac{E_5}{T_r^2} + \frac{2E_6}{T_r^3} + (2x-1) \left( -E_9 - E_{10} P_r + \frac{E_{11}}{T_r^2} + \frac{2E_{12}}{T_r^3} \right) \right. \\ & \left. + (2x-1)^2 \left( \frac{E_{15}}{T_r^2} + \frac{2E_{16}}{T_r^3} \right) \right] \quad (\text{III. 39}) \end{aligned}$$

$$V^E = \frac{RT_B}{P_B} x(1-x) [E_2 + E_4 T_r + (2x-1)(E_8 + E_{10} T_r + (2x-1)^2 E_{14})] \quad (\text{III. 40})$$

Donc, l'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange liquide  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  devient :

$$H_m^L = xH_{\text{NH}_3}^L + (1-x)H_{\text{H}_2\text{O}}^L + H^E \quad (\text{III. 41})$$

$$S_m^L = xS_{\text{NH}_3}^L + (1-x)S_{\text{H}_2\text{O}}^L + S^E + S^{ml} \quad (\text{III. 42})$$

$$V_m^L = xV_{\text{NH}_3}^L + (1-x)V_{\text{H}_2\text{O}}^L + V^E \quad (\text{III. 43})$$

Avec :  $S^{ml} = -R[x \ln(x) + (1-x) \ln(1-x)] \quad (\text{III. 44})$

### III.5.2. L'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide :

La concentration massique est la rapport entre la masse de l'ammoniac et celle de la solution :

$$\xi = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (\text{III. 45})$$

Où  $m_{\text{NH}_3}$  : est la masse d'ammoniac de la solution ;

$m_{\text{H}_2\text{O}}$  : est la masse d'eau.

Entre la concentration massique  $\xi$  et celle molaire  $x$  existe la relation approchée :

$$x \simeq \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}\xi}{M_{\text{NH}_3} + \xi} \quad (\text{III. 46})$$

La masse molaire à une solution de concentration molaire  $x$  est :

$$M^L = (1-x)M_{\text{H}_2\text{O}} + xM_{\text{NH}_3} \quad (\text{III. 47})$$

Il en résulte donc les expressions pour l'enthalpie, l'entropie et le volume de la solution liquide :

$$h_m^L = \frac{H_m^L}{M^L} \quad (\text{III. 48})$$

$$s_m^L = \frac{S_m^L}{M^L} \quad (\text{III. 49})$$

$$v_m^L = \frac{V_m^L}{M^L} \quad (\text{III. 50})$$

**III.5.3. Mélange vapeur :**

La solution dans la phase vapeur à été considérée comme étant une solution idéale. Cette hypothèse est basée sur l'absence de l'énergie d'excès de Gibbs  $G^E$ . L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange vapeur de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O sont calculés par :

$$H_m^g = yH_{NH_3}^g + (1 - y)H_{H_2O}^g \quad (III. 51)$$

$$S_m^g = yS_{NH_3}^g + (1 - y)S_{H_2O}^g + S^{mg} \quad (III. 52)$$

$$V_m^g = yV_{NH_3}^g + (1 - y)V_{H_2O}^g \quad (III. 53)$$

Où :

$$S^{mg} = -R[y \ln(y) + (1 - y) \ln(1 - y)] \quad (III. 54)$$

**III.5.4. L'enthalpie, l'entropie et le volume massique du mélange vapeur :**

Ont pour expressions :

$$h_m^g = \frac{H_m^g}{M^g} \quad (III. 55)$$

$$s_m^g = \frac{S_m^g}{M^g} \quad (III. 56)$$

$$v_m^g = \frac{V_m^g}{M^g} \quad (III. 57)$$

Où  $M^g$  est la masse molaire de la solution dans la phase vapeur.

$$M^g = (1 - y)M_{H_2O} + yM_{NH_3} \quad (III. 58)$$

**III.6. Conditions de saturation :****III.6.1. Point de bulle :**

Le point de bulle est à partir de la corrélation proposée par EL-Sayer et Tribus [34] :

$$T_{eb} = T_{c,m} - \sum_{i=1}^7 \left\{ \left[ C_i + \sum_{j=1}^{10} (C_{ij}x^j) \right] \left[ \ln \left( \frac{P_{c,m}}{P} \right) \right]^i \right\} \quad (III. 59)$$

Avec :

$$T_{c,m} = T_c^{H_2O} - \sum_{l=1}^4 (a_l x^l) \quad (III. 60)$$

$$P_{c,m} = P_c^{H_2O} e^{(\sum_{l=1}^8 (b_l x^l))} \quad (III. 61)$$

Où  $T_{c,m}$  : est la température critique du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ;

$P_{c,m}$  : est la pression critique du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O .

**III.6.2. Point de rosée :**

Le point de rosée est calculé à partir de la corrélation par EL-Sayer et Tribus [35] :

$$T_d = T_{c,m} - \sum_{i=1}^6 \left\{ \left[ d_i + \sum_{j=1}^4 A_{ij} [\ln(1.0001 - x)]^j \right] \left[ \ln \left( \frac{P_{c,m}}{P} \right) \right]^i \right\} \quad \text{(III. 62)}$$

Les équations (III.59.60.61.62) la pression en [psi] et la température en [°F].

Les coefficients pour les équations (III.59.60.61.62) sont indiqués dans le tableau (III.3) [33].

$i$	$a_i$	$b_i$	$C_i$	$d_i$
1	205.0009	0.368105523897	153.634521459	153.17055346
2	280.930556	-.36679548875	-13.0305543892	-11.7705687461
3	-317.0130009	46.6000470809	-1.14845282991	-1.78126355957
4	263.194444	-262.921061996	0.550358094447	0.647385455059
5		732.99536936	-0.0753450148427	-0.0719950751898
6		-1076.0613489	0.0048111668267	0.00285423950706
7		797.948078048	-0.000120433757177	
8		-235.903904222		

$A_{ij}$	$j$	1	2	3	4
$i$					
1		194.793913463	74.236124188	9.84103819552	0.436843852745
2		-74.3508283362	-33.2941879809	-4.78866918581	-0.225416733476
3		13.0175447367	6.1586564117	0.789740337141	0.0321510834958
4		-0.90857587517	-0.356752691147	0.0238067275502	0.00495593933952
5		-0.00071863574153	-0.0251026383533	-0.0191664613304	-.00017014253867
6		0.00195441702983	0.00280533349937	0.0013899436563	0.000116422611616

$C_{ij}$	$i$	1	2	3	4	5	6	7
$j$								
1		-462.460321366	421.443122208	-248.783804168	126.965580728	-33.5343446156	3.97454953787	-0.170806170177
2		23739.9986309	-14560.354925	4807.07241098	-2090.45270574	601.878586689	-77.026846469	3.48182859299
3		-194504.35292	53051.4495633	13565.1003309	1993.17101166	-3064.82070658	541.19105807	-27.7957587743
4		639383.528867	382763.793582	-466407.780832	100706.510396	71.7954752052	-1696.60270972	113.762064546
5		-523748.057636	-3.58358986875E+6	2.82708344764E+6	-687388.808612	51780.666659	1713.45942707	-258.750496922
6		-2.32827147551E+6	1.22432653815E+7	-8.46971515799E+6	2.13241246959E+6	-209714.899856	4019.01019872	311.002585218
7		7.56241853499E+6	-2.23079700156E+7	1.4459588896E+7	-3.69919965914E+6	405011.985355	-14844.7928004	-123.917993454
8		-9.66829589504E+6	2.28966568499E+7	-1.42810875331E+7	3.68836522546E+6	-428310.461566	19481.0094551	-123.480627492
9		5.92208187086E+6	-1.24833248091E+7	7.59640359678E+6	-1.97512239296E+6	238153.698326	-12107.0794501	154.375042114
10		-1.43240552125E+6	2.81331171633E+6	-1.68400264482E+6	440201.446068	-54497.0973336	2966.92804386	-48.5083828701

Tableau (III.3). Les coefficients pour les équations (III.59.60.61.62) [34].

**III.7. Propriétés de transport de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [36] :****III.7.1. Densité de la solution liquide :**

Une relation semi-empirique du calcul de la densité de la solution liquide à la saturation est la suivante :

$$\begin{aligned} \rho = & (-0.00695T^3 + 1.304T^2 - 57.675T)\xi^3 + (0.00547T^3 - 1.0625T^2 + 48.75T + 50)\xi^2 \\ & - (0.00128T^3 - 0.264T^2 + 14.1T + 305)\xi + 8.3310^{-5}T^3 \\ & - 0.0206T^2 \cdot 0.817T + 990 \end{aligned} \quad (\text{III. 63})$$

Cette relation fournit les valeurs de la densité exprimées en ( $\text{Kg.m}^{-3}$ ), le domaine de précision satisfait pour les calculs techniques est :

Pour les températures :  $0 < T < 100$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] ;

Pour les concentrations :  $0.1 < \xi < 0.5$  [ $\text{kg} / \text{m}^3$ ].

On peut calculer la concentration massique de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  sur la base de la connaissance des densités et des températures :

$$\begin{aligned} \xi = & -5.5965 + 8.1301v - 25260v^2 + 0.029266T - 1.0999 \cdot 10^{-4}T^2 - 0.047472vT \\ & + 0.017601v^2T + 1.698410^{-4}vT^2 \\ & - 605013 \cdot 10^{-5}v^2T^2 \quad v[\text{m}^3/\text{kg}] \text{ et } T[^{\circ}\text{C}] \end{aligned} \quad (\text{III. 64})$$

Dans le domaine de validité de l'équation (III.63), l'erreur moyenne dans le calcul de la concentration est de 0.0012, mais celle maximale est de 0.004.

Dans la figure (III.1) on représente le diagramme des variations de la densité de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  en fonction de la concentration et la température.

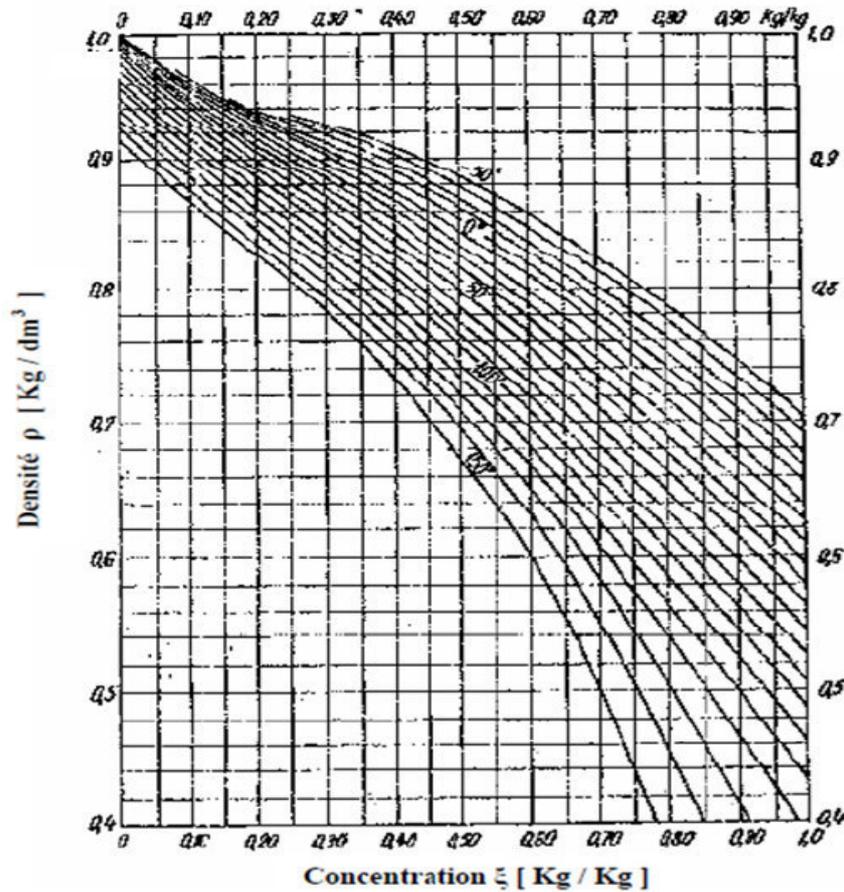


Figure (III.1). La densité de la solution NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O liquide.

**II.7.2 La viscosité dynamique de la solution liquide :**

Pour la viscosité dynamique de la solution liquide, il est proposé la relation :

$$\ln(\mu) = \xi \ln(\mu_{NH_3}^L) + 3\xi^2(1 - \xi) \ln[C_1 \ln(\mu_{NH_3}^L) + C_2] + (1 - \xi)^3 \ln(\mu_{H_2O}^L) + 3\xi^1 - \xi^2 \ln C_3 \ln \mu_{H_2O}^L + C_4 \tag{III.65}$$

les constantes de cette relation ont pour valeurs :

$$C_1=1.6582 \quad C_2=7.1638 \quad C_3=1.3575 \quad C_4=3.6066$$

La viscosité dynamique de l'eau liquide est :

$$\mu_{H_2O}^L = 10^{-6} \exp\left(6.278 - \frac{1731}{T} + 5.616 \cdot 10^5 T^2\right) \tag{III.66}$$

La viscosité dynamique de l'ammoniac liquide est :

$$\mu_{NH_3}^L = 10^{-6} \exp\left(0.3180 - \frac{2214}{T} + 5.9839 \cdot 10^5 T^2\right) \tag{III.67}$$

Dans les relation (II.66) et (II.67), T[k], μ[Pa.s].

La figure (III.2) présente la variation de viscosité dynamique en fonction de la concentration massique. Le domaine de validité de l'équation (III.65) est :

Pour les concentrations :  $0.3 < \xi < 0.9$  ;

Pour les températures :  $10 < T < 60$  °C.

Dans ce domaine, l'erreur moyenne fournie par l'équation (III.65) est de 6%, alors que celle maximale est de 12%.

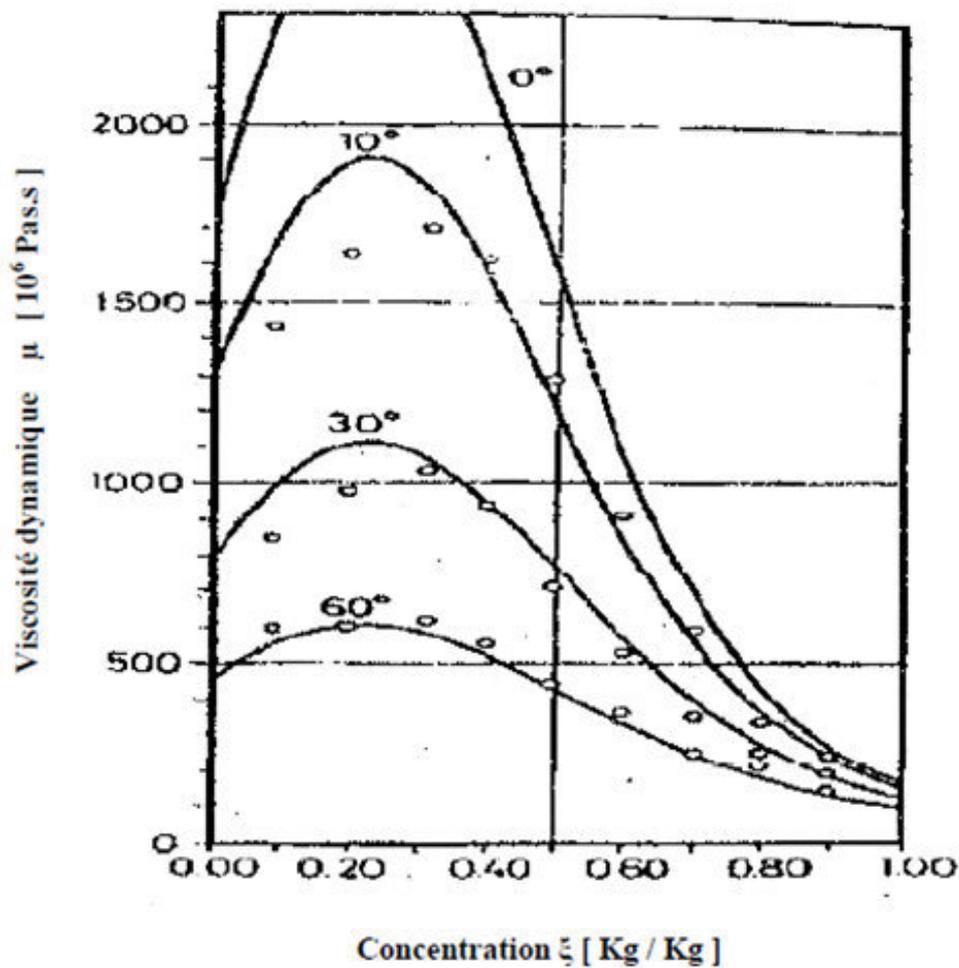


Figure (III.2). La viscosité dynamique de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  liquide.

### III.7.3 La viscosité dynamique de la solution gazeuse

La solution gazeuse est considérée comme étant une solution idéale, donc la viscosité de la solution gazeuse est :

$$\mu^g = (1 - \xi)\mu_{H_2O}^g + \xi\mu_{NH_3}^g \quad (\text{III. 68})$$

Avec :

$$\mu_{H_2O}^g = -31.89 + 41.45 \cdot 10^{-2} T - 8.272 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (\text{III. 69})$$

$$\text{Et : } \mu_{NH_3}^g = -9.372 + 38.99 \cdot 10^{-2} T - 44.05 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (\text{III. 70})$$

La relation (III.69), pour la vapeur d'eau est valable pour l'intervalle de température :

0°C < T < 1000°C, et la relation (III.70) est valable pour l'intervalle de : -200 °C < T < 1200 °C, ainsi que les valeurs calculées résulte en micropois. La température est exprimée en k.

### III.7.4. La conductivité thermique de la solution gazeuse :

Pour la solution gazeuse composée de la vapeur d'eau et de l'ammoniac en phase gazeuse, on peut accepter l'hypothèse d'une solution idéale composée d'un gaz parfait. Dans ces conditions, la conductivité thermique de la solution gazeuse a l'expression :

$$\lambda^g = (1 - \xi)\lambda_{H_2O}^g + \xi\lambda_{NH_3}^g \quad (\text{III. 71})$$

Où  $\lambda_{H_2O}^g$  et  $\lambda_{NH_3}^g$  représentent la conductivité thermique de l'eau en étant vapeur et la conductivité thermique d'ammoniac gazeuse, respectivement.

$$\lambda_{H_2O}^g = 17.53 - 2.42 \cdot 10^{-2} T + 4.3 \cdot 10^{-4} T^2 - 21.73 \cdot 10^{-8} T^3 \quad (\text{III. 72})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : 0 °C < T < 800 °C.

$$\lambda_{NH_3}^g = 091 + 12.87 \cdot 10^{-2} T + 2.93 \cdot 10^{-4} T^2 - 8.68 \cdot 10^{-8} T^3 \quad (\text{III. 73})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : 0 °C < T < 1400 °C. Les valeurs calculées pour les deux équations (III.72.73) résultent en (microcal/s.cm.k). La température est exprimée e k.

### III.7.5. La conductivité thermique de la solution liquide

Pour la solution liquide, on peut accepter l'hypothèse d'une solution idéale. Dans ces conditions la conductivité thermique de la solution liquide a pour expression :

$$\lambda^L = (1 - \xi)\lambda_{\text{H}_2\text{O}}^L + \xi\lambda_{\text{NH}_3}^L \quad (\text{III. 74})$$

Avec :

$$\lambda_{\text{H}_2\text{O}}^L = -0.4743 + 5.793 \cdot 10^{-3}T - 7.222 \cdot 10^{-6}T^2 \quad (\text{III. 75})$$

La relation (III.75) est valable pour l'intervalle de :  $273\text{k} < T < 373\text{k}$ .

$$\lambda_{\text{NH}_3}^L = 1.06094741 - 1.5765 \cdot 10^{-3}T - 1.2285 \cdot 10^{-6}T^2 \quad (\text{III. 76})$$

La relation(III.76) est valable pour l'intervalle de :  $-77\text{ }^\circ\text{C} < T < 100\text{ }^\circ\text{C}$ .  $\lambda$  en  $(\text{w/m.k})$ .

La figure (III.3), représente la variation de la conductivité thermique de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  liquide en fonction de la concentration et de la température.

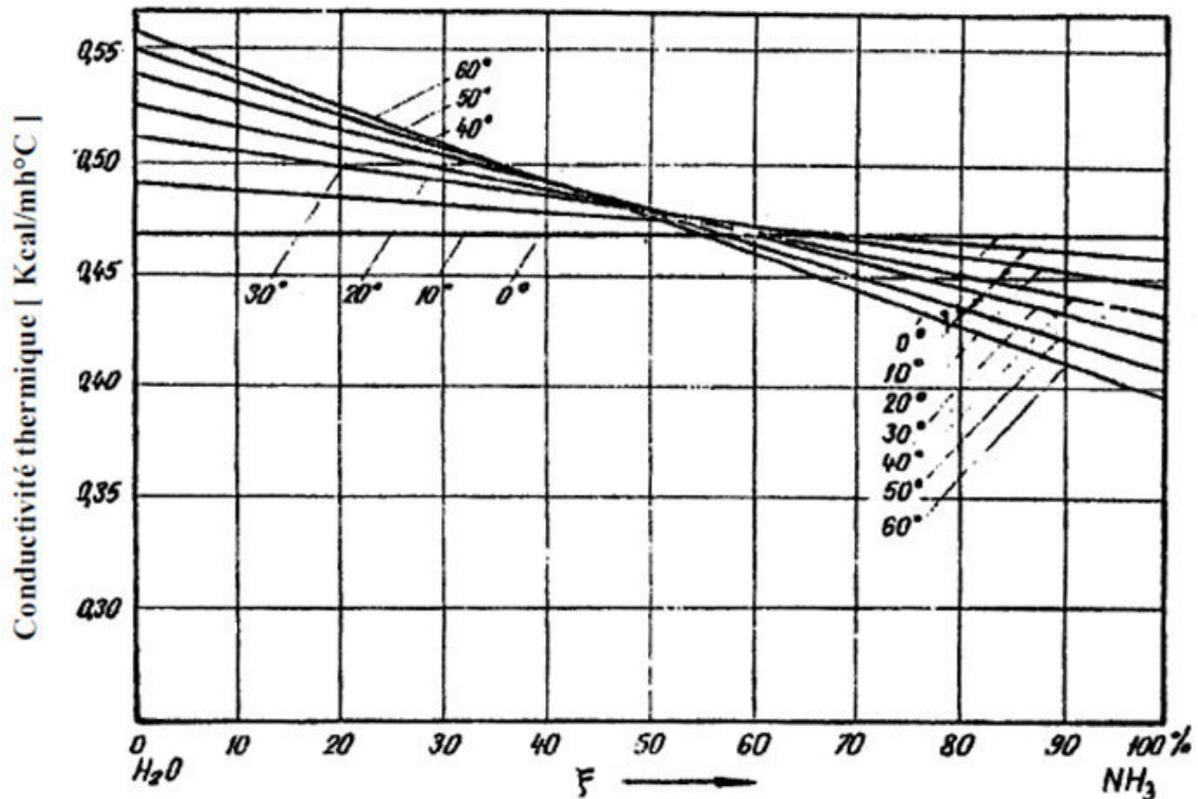


Figure (III.3). La conductivité thermique de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  liquide.

### III.7.6. La chaleur spécifique isobare pour la solution gazeuse

En adaptant l'hypothèse de la solution idéale dans la phase gazeuse, composée à son tour d'un gaz parfait, on peut supposer les relations suivantes pour le calcul de la chaleur spécifique isobare de la solution gazeuse :

$$Cp^g = (1 - \xi)Cp_{H_2O}^g + \xi Cp_{NH_3}^g \quad (\text{III. 77})$$

La chaleur spécifique isobare pour la vapeur d'eau donnée par :

$$Cp_{H_2O}^g = 1.79 + 0.11 \cdot 10^{-3}T + 0.59 \cdot 10^{-6}T^2 - 2.00 \cdot 10^{-10}T^3 \quad (\text{III. 78})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de :  $10 \text{ }^\circ\text{C} < T < 115 \text{ }^\circ\text{C}$ .

La chaleur spécifique isobare pour l'ammoniac vapeur est donnée par :

$$Cp_{NH_3}^g = 1.604 + 1.4 \cdot 10^{-3}T + 10^{-6}T^2 - 6.96 \cdot 10^{-10}T^3 \quad (\text{III. 79})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de :  $-50 \text{ }^\circ\text{C} < T < 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Les valeurs calculées résultent en (kJ/kg.k), la température est exprimée en k.

### III.7.7. La chaleur spécifique isobare pour la solution liquide

La chaleur spécifique isobare de la solution liquide est donnée par la relation :

$$Cp^L = 4.186[1 + \xi^2(0.118 + 0.00208T)] \quad (\text{III. 80})$$

Où bien on peut le calculée à partir de la relation :

$$Cp^L = (1 - \xi)Cp_{H_2O}^L + \xi Cp_{NH_3}^L \quad (\text{III. 81})$$

Les relations de calcul pour les chaleurs spécifiques isobares de l'ammoniac et l'eau liquide sont :

$$Cp_{NH_3}^L = -8.049678 + 0.1301846T - 464.2274 \cdot 10^{-6}T^2 + 575.9936 \cdot 10^{-9}T^3 \quad (\text{III. 82})$$

La relation (II.82) valable pour le domaine :  $-77 \text{ }^\circ\text{C} < T < 100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$Cp_{H_2O}^L = 2.8217826 + 11.82545 \cdot 10^{-3}T - 35.041006 \cdot 10^{-6}T^2 + 36.003786 \cdot 10^{-9}T^3 \quad (\text{III. 83})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de :  $0 \text{ }^\circ\text{C} < T < 350 \text{ }^\circ\text{C}$ . Les valeurs calculées résultent en (kJ/kg.k), la température est exprimée en k.

La figure (II.4), présente la variation de la solution NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O liquide en fonction de la concentration et la température.

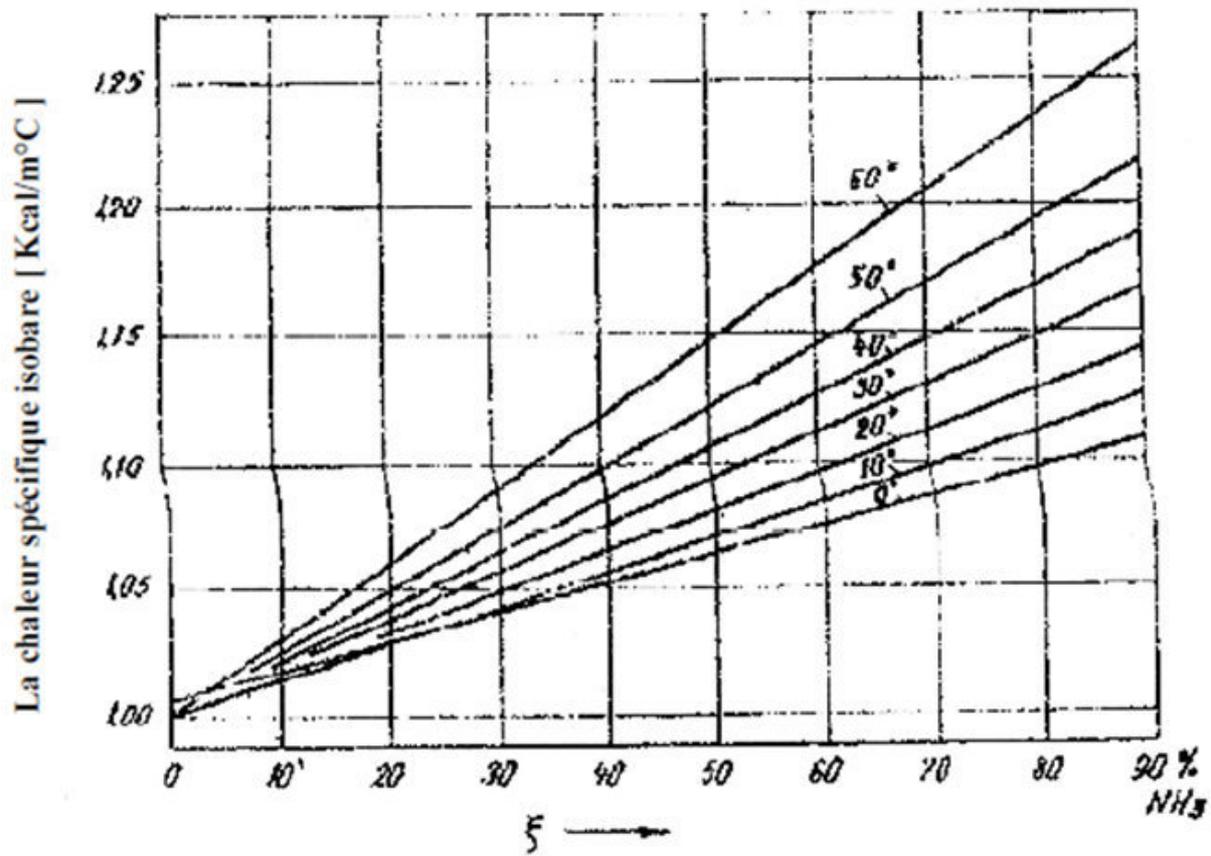


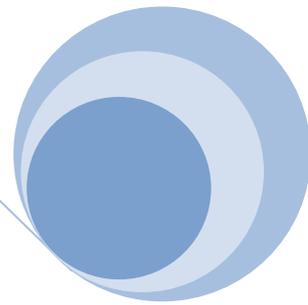
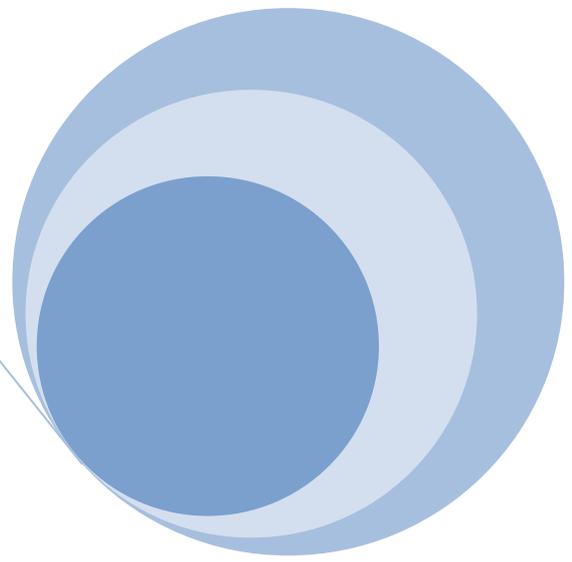
Figure (III.4). La chaleur spécifique isobare de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  liquide.

### III.8. Conclusion

Le mélange ammoniac-eau a été le couple binaire principal dans les machines frigorifiques à absorption pour plusieurs années. Beaucoup d'études ont été faites sur l'équilibre vapeur-liquide et sur les propriétés thermodynamiques et de transport de ce mélange, y compris des données  $P\text{-}T\text{-}x\text{-}y$  et des propriétés thermiques.

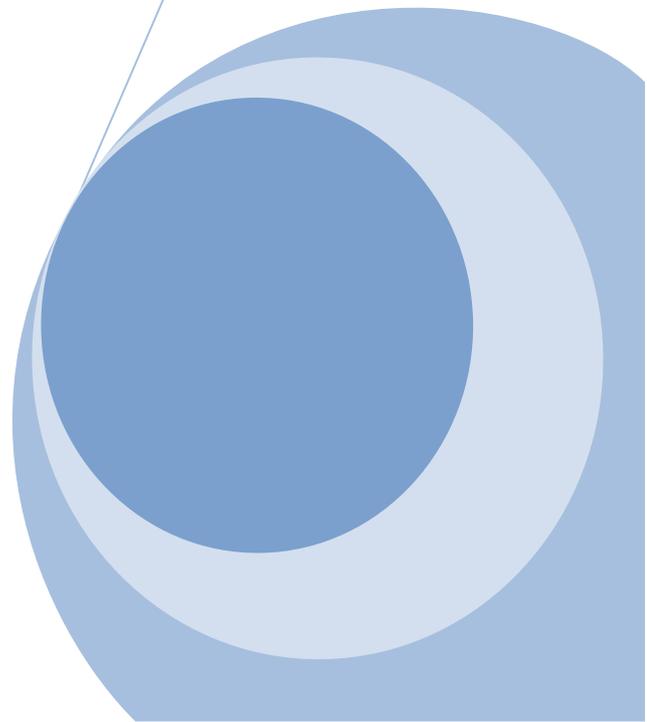
Aussi, une description du modèle développé, est présentée ; une équation d'état pour la phase vapeur et une équation décrivant la non idéalité de la phase liquide. Ces équations permettront la résolution du problème de l'équilibre liquide-vapeur, quasiment nécessaire pour le calcul du cycle.

Cependant les écarts à l'idéalité sont généralement beaucoup plus marqués en phase liquide, en raison de sa densité, qu'en phase vapeur, et par conséquent il est d'usage d'adopter l'hypothèse d'un équilibre entre une phase vapeur assimilée à un mélange de gaz parfait et une phase liquide non idéale, ce qui permet de simplifier aussi les calculs mathématiques.



## **CHAPITRE IV**

# **Etude de l'installation à absorption**



## IV.1. Introduction :

Comme le cycle à compression mécanique de vapeur, ce cycle comprend deux isobares (l'une à haute pression (*HP*) et l'autre à basse pression (*BP*) avec changement de phase liquide/vapeur. Le passage du liquide de la *HP* à la *BP* s'effectue, comme dans le cas de la compression mécanique de vapeur, au travers d'un organe de détente (capillaire ou vanne de laminage). Mais la compression des vapeurs entre la *BP* et la *HP* s'effectue en utilisant le phénomène physique de l'absorption. Le fluide frigorigène est absorbé (s'il s'agit d'un cycle à absorption liquide). L'absorbant est alors mis en contact thermique avec une source chaude et une source froide ce qui permet au fluide frigorigène de décrire un cycle comprenant deux isoconcentrations et deux isobares. Ce cycle fonctionne avec trois sources de chaleur : la source froide où le froid est produit (correspondant à la température de l'évaporateur), la source chaude d'où vient l'énergie thermique utile pour la régénération d'absorbant et enfin la température intermédiaire de rejet thermique pour le condenseur mais également pour le refroidissement de l'absorbant. Il faut noter que les échanges de chaleur de l'absorbant avec les sources extérieures de chaleur s'effectuent à température variable. On ne se trouve pas dans les conditions idéales d'un cycle tritherme. Afin de s'en rapprocher, des cycles à régénération sont conçus où de la chaleur est échangée au sein du cycle.

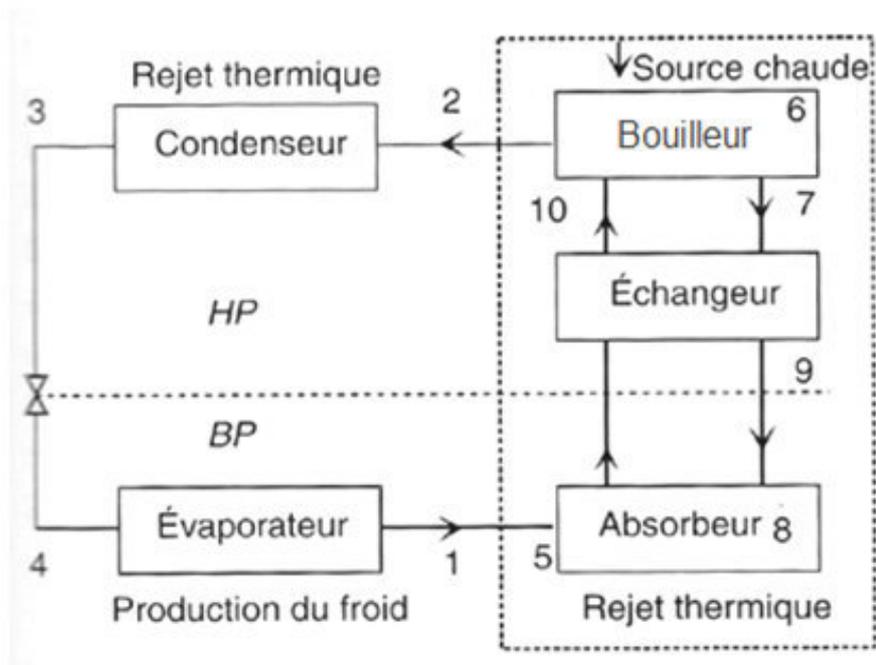


Figure (IV.1). Unité de production du froid par absorption.

### IV.2. Machines frigorifiques dithermes [37] :

Les deux principes de la thermodynamique montrent qu'une production de froid nécessite obligatoirement le rejet d'une quantité de chaleur à une température  $T_c$  supérieure à  $T_0$ , ainsi que l'apport de travail mécanique  $W$  :

$$\begin{cases} \sum_i^{i=n} Q_i + W = 0 \\ \sum_i^{i=n} \frac{Q_i}{T_i} + P(S) = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Avec :  $P(S) > 0$

Le deuxième principe montre clairement que la somme  $\sum Q_i/T_i$  doit comporter nécessairement un terme négatif pour que l'égalité soit vérifiée. En effet, une production de froid correspond à un apport de chaleur, et donc, à un terme  $Q_0/T_0$  positif. D'autre part, ce rejet thermique  $Q_c$  ( $Q_c < 0$ ) effectué à la température de l'environnement, c'est-à-dire à une température  $T_c$  supérieure à  $T_0$ , sera donc obligatoirement plus élevée en valeur absolue que  $Q_0$ . On aura donc :

$$T_c > T_0 \Rightarrow |Q_0| < |Q_c| \quad (4.2)$$

Et, d'après le premier principe :

$$W = -Q_0 - Q_c > 0 \quad (4.3)$$

Ce qui montre qu'un générateur ditherme consomme nécessairement du travail et doit donc être associé à un moteur. Les deux principes deviennent pour une telle machine :

$$\begin{cases} Q_c + Q_0 + W = 0 \\ \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_0}{T_0} + P(S) = 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

En combinant les deux équations du système (4.4), on obtient l'expression du travail nécessaire :

$$W = Q_0 \left( -1 + \frac{T_c}{T_0} \right) + T_c \cdot P(S) \quad (4.5)$$

Avec :

$$\begin{cases} Q_0 > 0 \\ \left( -1 + \frac{T_c}{T_0} \right) > 0 \\ P(S) > 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

L'équation (4.5) montre que le travail sera minimal pour une machine réversible (cycle de Carnot inversé).

On définit le coefficient de performance d'un générateur ditherme comme étant le rapport entre la puissance froid utile  $Q_0$  et la puissance mécanique consommée  $W$  :

$$COP = \frac{Q_b}{W} \tag{4.7}$$

D'après (4.5),

$$Q_0 = \frac{W - T_c \cdot P(S)}{-1 + \frac{T_c}{T_0}} \tag{4.8}$$

D'où :

$$COP = \frac{1}{-1 + \frac{T_c}{T_0}} - \frac{T_c \cdot P(S)}{W \cdot \left(-1 + \frac{T_c}{T_0}\right)} \tag{4.9}$$

Ou encore :

$$COP = \frac{T_0}{T_c - T_0} - \frac{T_0 \cdot T_c \cdot P(S)}{W \cdot (T_c - T_0)} = \frac{T_0}{T_c - T_0} \cdot \left(1 - \frac{T_c \cdot P(S)}{W}\right) \tag{4.10}$$

Dans le cas d'une machine de Carnot, ce terme  $P(S)$  est nul et le coefficient de performance ne dépend que des deux températures  $T_0$  et  $T_c$  :

$$COP_c = \frac{T_0}{T_c - T_0} \tag{4.11}$$

La figure 4.2. Schématise le fonctionnement des générateurs dithermes, qui sont à la base des machines à compression de gaz ou de vapeur.

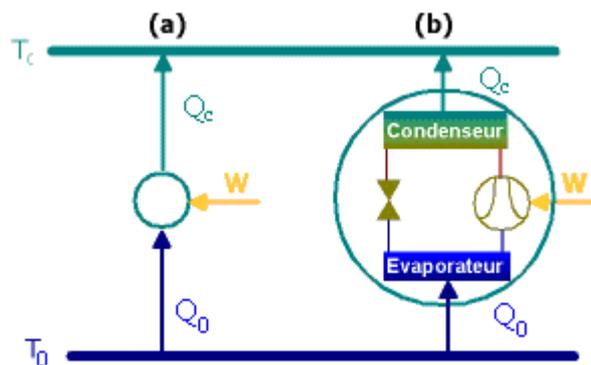


Figure (IV.2). Principe du générateur ditherme (a), selon lequel fonctionnent les machines à compression de vapeur (b).

### IV.3. Machines frigorifiques trithermes :

L'utilisation de trois niveaux de température permet de produire du froid à partir de chaleur uniquement [37]. Considérons une machine susceptible d'échanger de la chaleur à trois niveaux de température  $T_0$ ,  $T_c$  et  $T_h$  vérifiant  $T_0 < T_c < T_h$  et échangeant éventuellement du travail avec l'extérieur. L'écriture des deux principes donne :

$$\begin{cases} Q_0 + Q_c + Q_h + W = 0 \\ \frac{Q_0}{T_0} + \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_h}{T_h} + P(S) = 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

Ceci conduit à :

$$\begin{cases} W = -(Q_0 + Q_c + Q_h) \\ \dot{Q}_c = -\frac{T_c}{T_0} \cdot Q_0 - \frac{T_c}{T_h} \cdot Q_h - T_c \cdot P(S) \end{cases} \quad (4.13)$$

On en déduit une expression du travail  $W$  :

$$W = Q_0 \cdot \left( -1 + \frac{T_c}{T_0} \right) + Q_h \cdot \left( -1 + \frac{T_c}{T_h} \right) + T_c \cdot P(S) \quad (4.14)$$

Le premier et le troisième terme étant obligatoirement positifs et le terme  $(-1 + T_c/T_h)$  étant négatif, l'équation (4.14) montre que le travail peut être nul, c'est-à-dire qu'il est possible de produire du froid  $Q_0$  en utilisant une source thermique à une température  $T_h$  supérieure à  $T_0$ .

Pour une telle machine, on a donc :

$$W = 0 \quad (4.15)$$

Et donc :

$$Q_0 \cdot \left( -1 + \frac{T_c}{T_0} \right) + Q_h \cdot \left( -1 + \frac{T_c}{T_h} \right) + T_c \cdot P(S) = 0 \quad (4.16)$$

Le coefficient de performance sera ici défini comme étant le rapport entre la puissance frigorifique  $Q_0$  et la puissance thermique  $Q_h$  consommée à  $T_h$ .

$$COP = \frac{Q_0}{Q_h} \quad (4.17)$$

Que l'on peut exprimer à l'aide de l'expression (4.16) :

$$COP = \frac{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c}} - \frac{P(S)}{Q_h \cdot \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c} \right)} \quad (4.18)$$

Dans le cas d'une machine réversible [ $P(S) = 0$ ], on obtient :

$$COP_c = \frac{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_h}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c}} \quad (4.19)$$

Une telle machine réversible, qui conduit au coefficient de performance maximum que l'on peut attendre d'une machine tritherme, est schématisée sur la figure 4.3. Elle met en œuvre deux cycles de Carnot (un direct, un inverse) dont les aires doivent être égales.

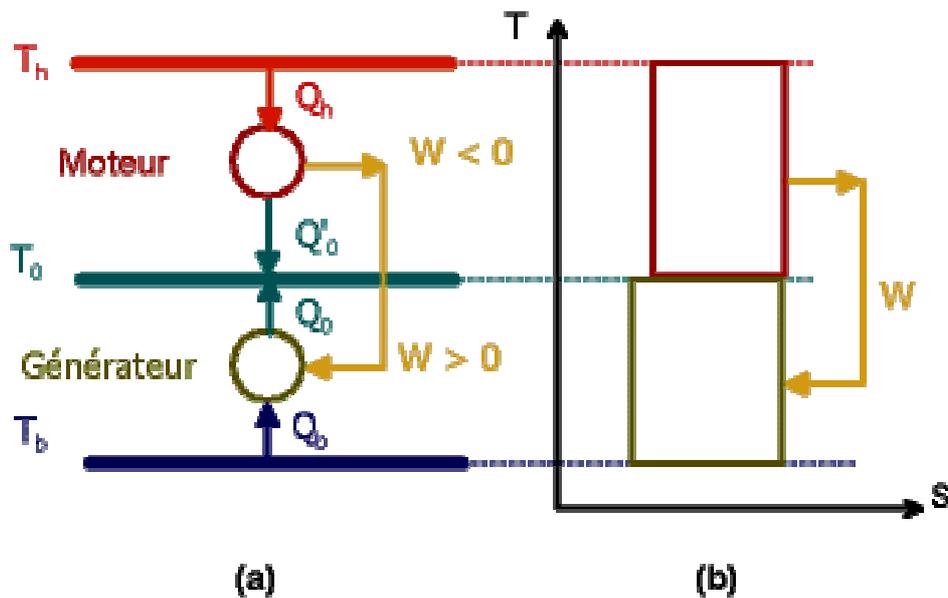


Figure (IV.3). Machine de Carnot tritherme.

Dans la Figure 4.3, les aires des deux cycles dans le diagramme  $(T, S)$  sont égales : elles représentent le travail fourni par le moteur (sens direct) et celui consommé par le générateur (sens inverse).

La figure 4.4. Représente l'évolution du  $COP$  de la machine réversible précédente en fonction de la température de source chaude utilisée. Le cas  $T_h = \infty$  correspond à un générateur ditherme.

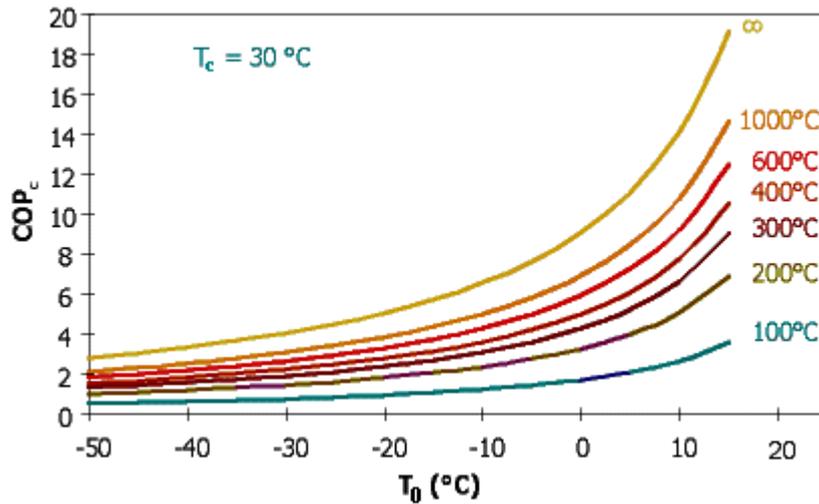


Figure (IV.4). Evolution du  $COP$  d'une machine tritherme de Carnot en fonction de la température  $T_0$  et de la température  $T_h$ .

Il apparaît donc intéressant de développer les systèmes trithermes, qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels, on peut donc espérer des sources d'irréversibilité moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique. En d'autre terme, la différence entre rendement réel et rendement de Carnot pour les machines trithermes sera moins importante que pour les générateurs dithermes.

Pour ces raisons, plusieurs procédés trithermes sont actuellement développés. On peut citer notamment :

- ❖ les machines à absorption liquide,
- ❖ les machines à adsorption solide,
- ❖ les machines à réaction chimique,
- ❖ les machines à éjection.

L'objectif visé est d'atteindre des  $COP$  supérieurs à 1 qui, compte tenu de ce qui précède, permettrait de concurrencer les machines à compression de vapeur. Bien que cet objectif ait été déjà atteint sur des pilotes de laboratoire, seules les machines à absorption liquide sont actuellement commercialisées, principalement par des constructeurs japonais et américains. Les  $COP$  de ces machines commerciales restent pour l'instant de l'ordre de 0,3 à 0,7 suivant le procédé utilisé, mais devrait rapidement tendre vers l'unité dans les années à venir et par suite connaître un développement important, tant pour les applications domestiques, qu'industrielles [4]. Ce sont donc ces dernières qui vont être présentées maintenant.

#### IV.4. La machine à absorption :

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés

- Eau+Bromure de Lithium ( $H_2O / LiBr$ ), l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau ( $NH_3 / H_2O$ ), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

##### IV.4.1. L'installation à absorption simple effet :

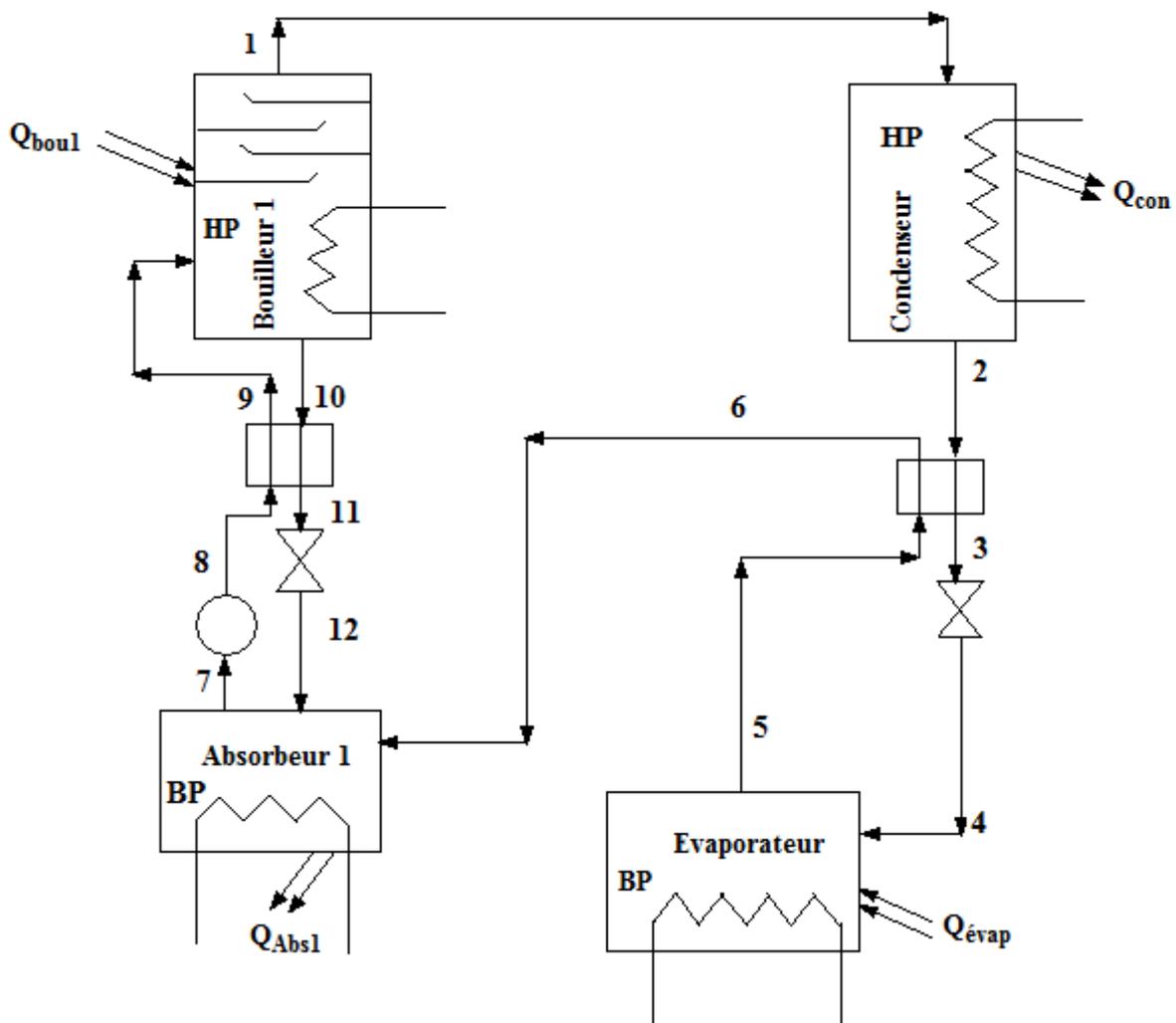


Figure (IV.5). Le bilan énergétique de l'installation à absorption simple effet

#### IV.4.1.1. Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie de l'installation frigorifique à absorption s'établit comme suit :

$$Q_{\text{évap}} + Q_b + W_p = Q_{\text{abs}} + Q_{\text{cond}} \quad (4.20)$$

C'est-à-dire la somme des puissances thermiques représentant l'énergie totale absorbée (fournie à la machine frigorifique) est égale à la somme des puissances thermiques évacuées,

Avec :

$Q_{\text{con}}$  : La quantité de chaleur rejetée par le condenseur ( $W$ ).

$Q_{\text{évap}}$  : La quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur ( $W$ ).

$Q_b$  : La quantité de chaleur absorbée par le bouilleur ( $W$ ).

$Q_{\text{abs}}$  : La quantité de chaleur rejetée par l'absorbeur ( $W$ ).

$W_p$  : La puissance de la pompe ( $W$ ).

Pour déterminer les paramètres de chaque point de l'installation, chaque élément de l'installation sera étudié séparément.

- **Bouilleur :**

$$Q_b = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 \quad (4.21)$$

Avec :

$h_1$ : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du bouilleur ( $T_1$ ) et à la haute pression (Ph).

$h_9$ : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_9$ ) et à la haute pression (Ph).

$h_{10}$ : Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du bouilleur ( $T_{\text{bou}}$ ) et à la haute pression (Ph).

$\dot{m}_9, \dot{m}_1$  : Débit massique de solution riche a haut pression (kJ/s).

$\dot{m}_{10}$  : Débit massique de solution pauvre a haut pression (kJ/s).

- **Condenseur :**

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.22)$$

$\dot{m}$  : Le débit massique de réfrigération (kg / s).

$\dot{m}_1, \dot{m}_2$ : Débit massique de solution riche a haut pression (kJ / s).

$h_2$ : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température ( $T_{\text{cond}}$ ) et à la haute pression (Ph)

- **Evaporateur :**

$$Q_{\text{évap}} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 \quad (4.23)$$

$\dot{m}_4, \dot{m}_5$  : Débit massique de solution riche à basse pression ( $kJ/s$ ).

$h_5$ : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température ( $T_{\text{évap}}$ ) et la basse pression (Pb).

$h_4$  : Enthalpie liquide à la température ( $T_4$ ) et à la basse pression (Pb).

- **Absorbeur :**

$$Q_{\text{abs}} = \dot{m}_7 h_7 - (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12}) \quad (4.24)$$

$\dot{m}_6$  : Débit massique de solution riche à basse pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_7$  : Débit massique de solution

$\dot{m}_{12}$  : Débit massique de solution pauvre à basse pression ( $kJ/s$ ).

$h_6$ : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température ( $T_6$ ) et la basse pression (Pb).

$h_7$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur ( $T_7$ ) et à la basse pression (Pb).

$h_{12}$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_{12}$ ) à la basse pression (Pb).

- **Détendeur :**

La détente est isenthalpique ( $h = cst$ ) au niveau des détendeurs. Donc,

$$h_3 = h_4 \quad (4.25)$$

$$h_{11} = h_{12} \quad (4.26)$$

$h_3$ : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température ( $T_3$ ) et à la haute pression (Ph).

$h_{11}$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_{11}$ ) à la haute pression.

- **Pompe de solution :**

$$\mathcal{W}_p = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7$$

$$W_p = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \quad (4.27)$$

Et :

$$W_p = \dot{V}_7 (p_8 - p_7) \quad (4.28)$$

$h_8$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_8$ ) et à la haute pression (Ph).

$\dot{m}_7$  : Débit massique de solution pauvre a basse pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_8$  : Débit massique de solution riche a haut pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{V}$  : Le débit volumique de fluide ( $m^3/s$ ).

Donc :

$$h_8 - h_7 = \frac{p_8 - p_7}{\rho_i} \quad (4.29)$$

$\rho_i$  : La masse volumique de solution ( $kg / m^3$ ).

- **Echangeur liquide-vapeur :**

Dans l'échangeur liquide-vapeur, le bilan d'énergie est :

$$h_6 - h_5 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_5} (h_2 - h_3) \quad (4.30)$$

Donc la relation de température  $T_6$  est donnée par l'expression suivante :

$$T_6 = T_3 \cdot eff + T_5(1 - eff) \quad (4.31)$$

- **Echangeur liquide-liquide :**

Dans l'échangeur, le bilan d'énergie est :

$$h_9 - h_8 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8} (h_{10} - h_{11}) \quad (4.32)$$

Donc la relation de température  $T_9$  est donnée par l'expression suivante :

$$T_9 = T_{11} \cdot eff + T_8(1 - eff) \quad (4.33)$$

#### IV.4.1.2. Le bilan des masses :

On fait le bilan des masses quelque soit dans le bouilleur ou dans l'absorbeur on trouve :

$$\dot{m}_{riche} = \dot{m}_{pauvre} + \dot{m}_{totale} \quad (4.34)$$

Le système est donc composé de  $\dot{m}_{H_2O}$  masse de fluide absorbeur (en  $kg$ ), et  $\dot{m}_{NH_3}$  la masse de fluide frigorigène. Ainsi la masse totale du mélange binaire sera :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{NH_3} \quad (4.35)$$

Le titre de la solution exprime le rapport entre la masse de soluté (le fluide frigorigène) et la masse de solution, que celle-ci soit liquide ou gaz :

$$x = \frac{\dot{m}_{NH_3}}{\dot{m}_s} \quad (4.36)$$

Et donc la masse de fluide frigorigène dans une solution est égale à la masse totale de solution multipliée par le titre.

Alors le bilan des masses sera comme suivant :

- **Bouilleur :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_9 &= \dot{m}_1 + \dot{m}_{10} \\ \dot{m}_9 x_9 &= \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{10} x_{10}\end{aligned}\quad (4.37)$$

- **Condenseur :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \dot{m}_1 x_1 &= \dot{m}_2 x_2\end{aligned}\quad (4.38)$$

- **Evaporateur :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_4 &= \dot{m}_5 \\ \dot{m}_4 x_4 &= \dot{m}_5 x_5\end{aligned}\quad (4.39)$$

- **Absorbeur :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} &= \dot{m}_7 \\ \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} &= \dot{m}_7 x_7\end{aligned}\quad (4.40)$$

- **Détendeur :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_3 &= \dot{m}_4 \\ \dot{m}_3 x_3 &= \dot{m}_4 x_4\end{aligned}\quad (4.41)$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} \\ \dot{m}_{11} x_{11} &= \dot{m}_{12} x_{12}\end{aligned}\quad (4.42)$$

$\dot{m}_3$  : Débit massique de solution riche à haut pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_{11}, \dot{m}_{12}$  : Débit massique de solution pauvre à basse pression ( $kJ/s$ ).

- **Pompe de solution :**

$$\begin{aligned}\dot{m}_7 &= \dot{m}_8 \\ \dot{m}_7 x_7 &= \dot{m}_8 x_8\end{aligned}\quad (4.43)$$

A l'aide des équations (4.39), (4.40), (4.41), (4.42), (4.43), (4.44) et (4.45) on aura :

$$\dot{m}_{totale} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_{riche} = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

$$\dot{m}_{pauvre} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

$$x_{totale} = x_1 = x_2 = x_3 = x_4 = x_5 = x_6$$

$$x_{riche} = x_7 = x_8 = x_9$$

$$x_{pauvre} = x_{10} = x_{11} = x_{12}$$

A l'aide de l'équation (4.36) on aura :

$$\dot{m}_{pauvre} = \frac{x_{totale} - x_{riche}}{x_{riche} - x_{pauvre}} \dot{m}_{totale} \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_{riche} = \frac{x_{totale} - x_{pauvre}}{x_{riche} - x_{pauvre}} \dot{m}_{totale} \quad (4.45)$$

#### IV.4.1.3. Le coefficient de performance

En utilisant les bilans enthalpiques (4.21), (4.23) et (4.29) et le bilan masse (4.36), on trouve l'expression du coefficient de performance de la machine :

$$COP = \frac{Q_{\text{évap}}}{Q_{\text{bou}} + W_p} = \frac{\dot{m}_4(h_5 - h_4)}{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_7(h_8 - h_7)}$$

$$COP = \frac{\dot{m}_{totale}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{totale} h_1 + \dot{m}_{pauvre} h_{10} - \dot{m}_{riche} h_9 + \dot{m}_{riche}(h_8 - h_7)}$$

A l'aide de l'équation (4.47) et (4.46) on obtient :

$$COP = \frac{\dot{m}_{totale}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{totale} \left[ h_1 + \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} h_{10} + \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} (h_8 - (h_9 + h_7)) \right]}$$

Où  $x_1 = 1$  (par ce que à l'entrée de condenseur et la sortie d'évaporateur contient uniquement le fluide frigorigène)

Soit finalement :

$$COP = \frac{(h_5 - h_4)}{\left[ h_1 + \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} h_{10} + \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} (h_8 - (h_9 + h_7)) \right]} \quad (4.46)$$

IV.4.2. L'installation à absorption double effet:

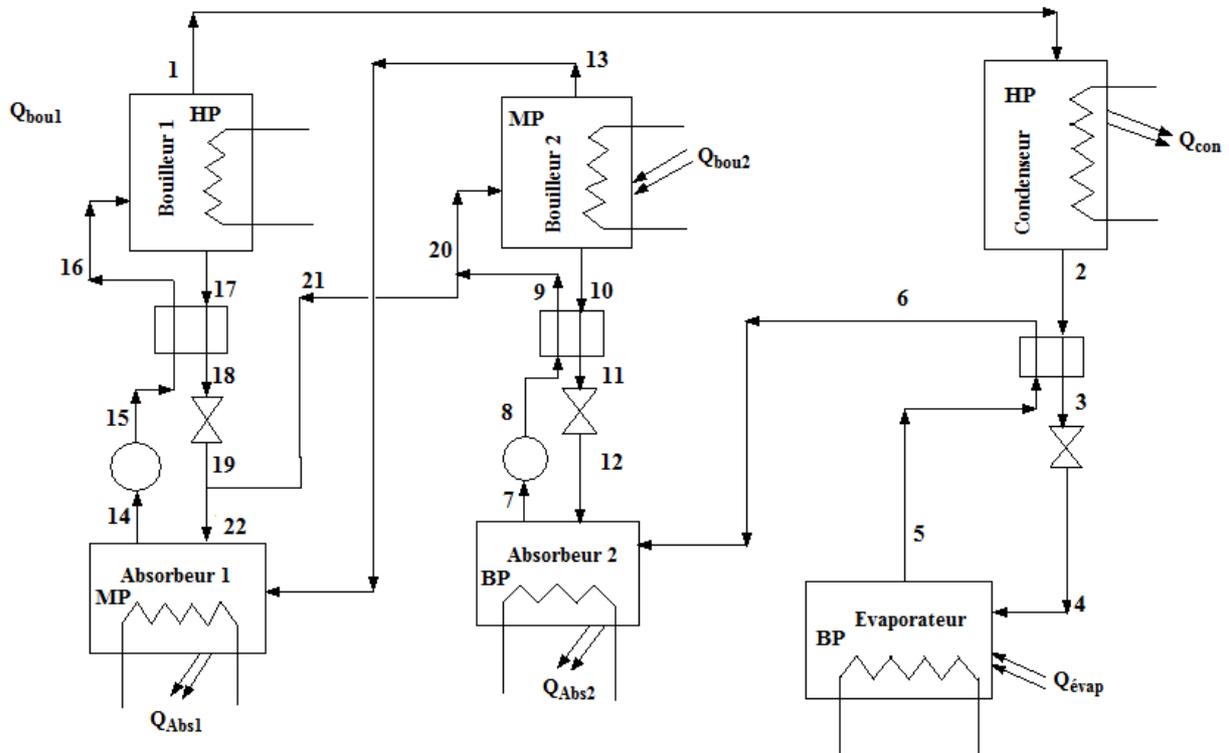


Figure (IV.5). Le bilan énergétique de l'installation à absorption double effet

IV.4.2.1. Bilan énergétique :

• **Bouilleur 1 :**

$$Q_{bou1} = (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{17} h_{17}) - \dot{m}_{16} h_{16} \tag{4.47}$$

$h_{16}$ : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_{16}$ ) et à la haute pression(Ph).

$h_{17}$ : Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du le premier bouilleur ( $T_{bou1}$ ) et à la haute pression (Ph).

• **Bouilleur 2 :**

$$Q_{bou2} = (\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{13} h_{13}) - \dot{m}_{20} h_{20} \tag{4.48}$$

$h_{10}$ : Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du deuxième bouilleur (Tb) et à la moyenne pression (Pm).

$h_{13}$ : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du bouilleur 2 ( $T_{13}$ ) et à la moyenne pression (Pm)

$h_{20}$ : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_{20}$ ) et à la moyenne pression (Pm).

- **Condenseur :**

$$Q_{con} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.49)$$

- **Evaporateur :**

$$Q_{\acute{e}vap} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 \quad (4.50)$$

- **Absorbeur 2:**

$$Q_{abs2} = \dot{m}_7 h_7 - (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12}) \quad (4.51)$$

- **Absorbeur 1:**

$$Q_{abs1} = \dot{m}_{14} h_{14} - (\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{22} h_{22}) \quad (4.52)$$

$h_{14}$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température de deuxième absorbeur ( $T_{14}$ ) et à la basse pression (Pb).

$h_{22}$ : Enthalpie du liquide de la solution à la température ( $T_{22}$ ) à la basse pression (Pb).

- **Détendeur :**

La détente est isenthalpique ( $h = cst$ ) au niveau des détendeurs. Donc,

$$h_3 = h_4 \quad (4.53)$$

$$h_{11} = h_{12} \quad (4.54)$$

$$h_{18} = h_{19} \quad (4.56)$$

$h_{21}$ : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_{21}$ ) et à la moyenne pression (Pm).

$h_{22}$ : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température ( $T_{22}$ ) et à la basse pression (Pb)

- **Pompe de solution 2 :**

$$\mathcal{W}_{p_2} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\mathcal{W}_{p_2} = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \quad (4.57)$$

$$W_{p_2} = \dot{V}_7 (p_8 - p_7)$$

- **Pompe de solution 1 :**

$$\mathcal{W}_{p_1} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{14} h_{14}$$

$$\mathcal{W}_{p_1} = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14}) \quad (4.58)$$

$$W_{p_1} = \dot{V}_{14} (p_{15} - p_{14})$$

- **Echangeur liquide-vapeur :**

$$h_6 - h_5 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_5} (h_2 - h_3) \quad (4.59)$$

Donc la relation de température  $T_6$  est donnée par l'expression suivante :

$$T_6 = T_3 \cdot eff + T_5(1 - eff) \quad (4.60)$$

- **Echangeur liquide-liquide 1**

$$h_9 - h_8 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8} (h_{10} - h_{11}) \quad (4.61)$$

Donc la relation de température  $T_9$  est donnée par l'expression suivante

$$T_9 = T_{11} \cdot eff + T_8(1 - eff) \quad (4.62)$$

- **Echangeur liquide-liquide 2**

$$h_{16} - h_{15} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_{15}} (h_{17} - h_{18}) \quad (4.63)$$

Donc la relation de température  $T_{16}$  est donnée par l'expression suivante

$$T_{16} = T_{18} \cdot eff + T_{15}(1 - eff) \quad (4.64)$$

#### IV.4.2.2 Le bilan des masses :

- **Bouilleur 1 :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_{16} &= \dot{m}_1 + \dot{m}_{17} \\ \dot{m}_{16}x_{16} &= \dot{m}_1x_1 + \dot{m}_{17}x_{17} \end{aligned} \quad (4.65)$$

$\dot{m}_{16}$  : Débit massique de solution à haut pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_{17}$  : Débit massique de solution pauvre à haut pression ( $kJ/s$ ).

- **Bouilleur 2 :**

$$\begin{aligned} 2\dot{m}_{20} &= 2\dot{m}_{21} = \dot{m}_9 \\ \dot{m}_{20} &= \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} \\ \dot{m}_{20}x_{20} &= \dot{m}_{10}x_{10} + \dot{m}_{13}x_{13} \end{aligned} \quad (4.66)$$

$\dot{m}_{13}$  : Débit massique de solution riche à haut pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_{20}$  : Débit massique de solution à haut pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_{21}$  : Débit massique de solution à haut pression ( $kJ/s$ ).

- Condenseur :

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \dot{m}_1 x_1 &= \dot{m}_2 x_2\end{aligned}\quad (4.67)$$

- Evaporateur :

$$\begin{aligned}\dot{m}_4 &= \dot{m}_5 \\ \dot{m}_4 x_4 &= \dot{m}_5 x_5\end{aligned}\quad (4.68)$$

- Absorbeur 2:

$$\begin{aligned}\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} &= \dot{m}_7 \\ \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} &= \dot{m}_7 x_7\end{aligned}\quad (4.69)$$

- Absorbeur 1:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{13} + \dot{m}_{22} &= \dot{m}_{14} \\ \dot{m}_{13} x_{13} + \dot{m}_{22} x_{22} &= \dot{m}_{14} x_{14}\end{aligned}\quad (4.70)$$

$\dot{m}_{22}$  : Débit massique de solution pauvre à basse pression ( $kg/s$ ).

- Détendeur :

$$\begin{aligned}\dot{m}_3 &= \dot{m}_4 \\ \dot{m}_3 x_3 &= \dot{m}_4 x_4\end{aligned}\quad (4.71)$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} \\ \dot{m}_{11} x_{11} &= \dot{m}_{12} x_{12}\end{aligned}\quad (4.72)$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{18} &= \dot{m}_{19} \\ \dot{m}_{18} x_{18} &= \dot{m}_{19} x_{19}\end{aligned}\quad (4.73)$$

$\dot{m}_{18}$  : Débit massique de solution pauvre à haut pression ( $kg/s$ ).

$\dot{m}_{19}$  : Débit massique de solution pauvre à basse pression ( $kg/s$ ).

- Pompe de solution 2 :

$$\begin{aligned}\dot{m}_7 &= \dot{m}_8 \\ \dot{m}_7 x_7 &= \dot{m}_8 x_8\end{aligned}\quad (4.74)$$

- **Pompe de solution 1 :**

$$\begin{aligned} \dot{m}_{14} &= \dot{m}_{15} \\ \dot{m}_{14}x_{14} &= \dot{m}_{15}x_{15} \end{aligned} \quad (4.75)$$

$\dot{m}_{14}$  : Débit massique de solution à basse pression ( $kJ/s$ ).

$\dot{m}_{15}$  : Débit massique de solution à haut pression ( $kJ/s$ ).

#### IV.4.2.3. Le coefficient de performance

En utilisant les bilans enthalpiques (4.47), (4.48), (4.50), (4.57), (4.58) et le bilan masse (4.36), on trouve l'expression du coefficient de performance de la machine :

$$COP = \frac{Q_{\text{évap}}}{Q_{\text{bou1}} + Q_{\text{bou2}} + W_{p1} + W_{p2}} \quad (4.76)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_4(h_5 - h_4)}{\dot{m}_1(h_1 + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_7(h_8 - h_7) + \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}))}$$

$$COP = \frac{\dot{m}_{\text{tot}}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{\text{tot}}(h_1 + h_{13}) + \dot{m}_{16}(h_{15} - (h_{16} + h_{14})) - \dot{m}_7(h_8 - \left(\frac{h_{20}}{2} + h_7\right)) + \dot{m}_{10}h_{10}}$$

A l'aide de l'équation (4.47) et (4.46) on obtient :

$$COP = \frac{\dot{m}_{\text{tot}}(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{\text{tot}} \left[ h_1 + h_{13} + \frac{1 - x_{17}}{x_{16} - x_{17}} (h_{15} - (h_{16} + h_{14})) - \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} (h_8 - \left(\frac{h_{20}}{2} + h_7\right)) + \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} h_{10} \right]}$$

Où  $x_m = 1$  (par ce que à l'entrée de condenseur et la sortie d'évaporateur contient uniquement le fluide frigorigène)

Soit finalement :

$$COP = \frac{(h_5 - h_4)}{h_1 + h_{13} + \frac{1 - x_{17}}{x_{16} - x_{17}} (h_{15} - (h_{16} + h_{14})) - \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} (h_8 - \left(\frac{h_{20}}{2} + h_7\right)) + \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} h_{10}} \quad (4.77)$$

**IV.4.3. Le rendement :**

Le rendement de cycle est fonction de celui de cycle de Carnot théorique :

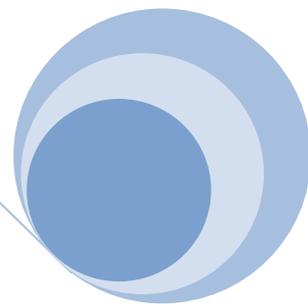
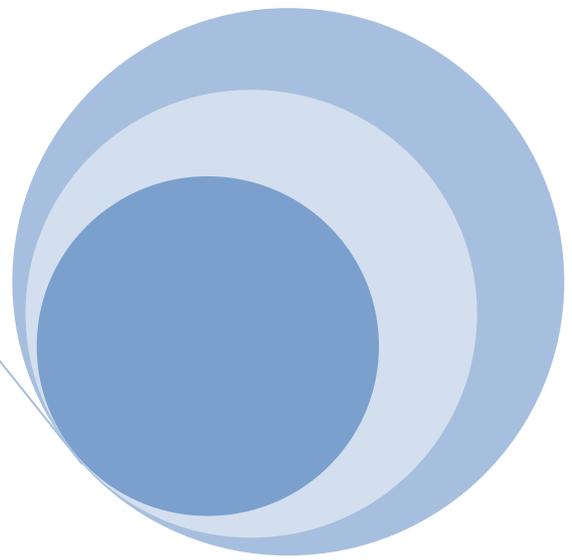
$$\eta_c = \frac{COP}{COP_c} \quad (4.78)$$

Avec le  $COP_c$  est calculé comme suivant :

$$COP_c = \frac{T_{bou} - T_{abs}}{T_{bou}} \cdot \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (4.79)$$

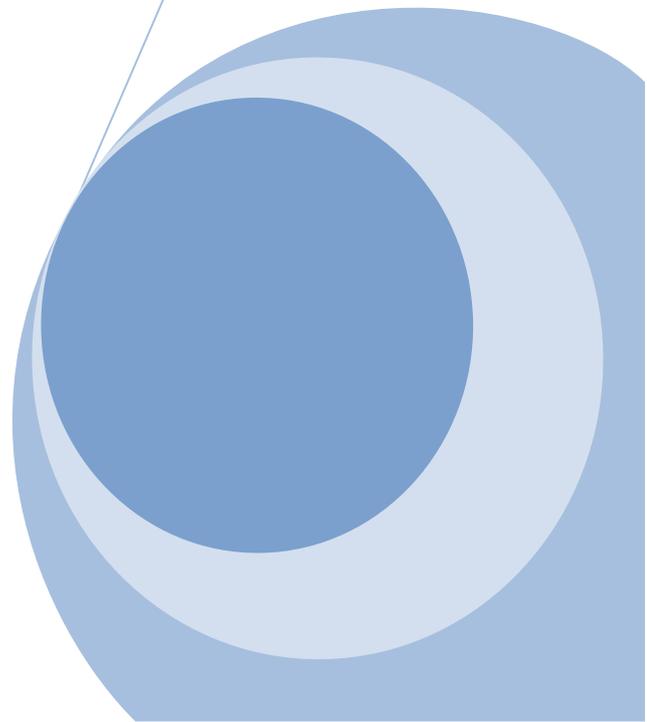
**IV.5. Conclusion :**

On façon générale ce chapitre étudier pour faire déterminer les bilans massiques et énergétique de l'installation de réfrigération.



## **CHAPITRE V**

**Etudes comparatives des installations  
à absorption avec différents nombres  
de bouilleurs**



**V.1. Introduction :**

Ce chapitre est consacré à la simulation des bilans d'une machine de réfrigération solaire à absorption à simple et double effet fonctionne avec le couple binaire (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O), dans le présent travail, nous sommes intéressée à déterminer les performances de cette installation solaire.

Cette installation est implantée dans le site de Tlemcen dont la connaissance des caractéristiques climatiques et géographiques de la région où se trouve notre installation est un facteur très important de l'étude.

**V.2. Présentation de lieu de l'implantation de l'installation :****V.2.1. Données géographiques :**

Pour choisir la position optimale du capteur, il faut connaître la position de soleil vis-à-vis la terre.

Le tableau (5 ,1) présente les coordonnées géographiques de quelques régions de l'Algérie.

	<b>Alger</b>	<b>Tlemcen</b>	<b>Chlef</b>	<b>Batna</b>	<b>Biskra</b>	<b>Adrar</b>	<b>Tamanrasset</b>
<b>Latitude</b>	36°72'	35°00'	36°22'	35°55'	34°81'	27°82'	22°72'
<b>Longitude</b>	2°53'E	1°19'O	1°21'E	6°11'E	5°44'E	0°17'O	5°31'E
<b>Altitude</b>	300m	806m	112m	1040m	124m	286m	1400m

Tableau (V.1) : Caractéristiques de quelques zones, du pays [38].

**V.2.2. Donnée météologique :**

Ces éléments sont variables, mais on peut estimer une moyenne mensuelle comme l'indique le Tableau (V.1) pour quelques régions du pays :

	<b>Alger</b>	<b>Tlemcen</b>	<b>Chlef</b>	<b>Batna</b>	<b>Biskra</b>	<b>Adrar</b>	<b>Tamanrasset</b>
<b>Janvier</b>	10,98	9,82	10,42	7,61	11,92	12,42	7,6
<b>Février</b>	11,76	10,81	11,71	14,47	13,76	15,52	14,46
<b>Mars</b>	12,66	13,56	13,36	17,56	16,46	19,31	17,56
<b>Avril</b>	14,36	15,71	15,91	22,42	19,86	23,91	22,41
<b>Mai</b>	17,01	17,16	19,21	26,36	24,26	27,76	26,36
<b>Juin</b>	21,15	22,25	24,75	28,85	29,95	33,66	28,85
<b>Juillet</b>	24,49	24,74	28,84	28,69	33,19	35,85	28,70
<b>Août</b>	24,69	24,69	28,72	28,33	32,43	35,49	28,34
<b>Septembre</b>	22,79	23,54	25,14	26,49	28,14	31,49	26,49
<b>Octobre</b>	18,95	19,05	20,00	22,70	21,99	24,60	22,70
<b>Novembre</b>	14,76	15,46	14,61	17,02	16,11	17,46	17,01
<b>Décembre</b>	12,48	11,82	11,77	13,84	12,77	13,62	13,81

Tableau (V.2) : La température ambiante moyenne mensuelle en °C [38].

V.3. Installation à absorption avec un seul bouilleur :

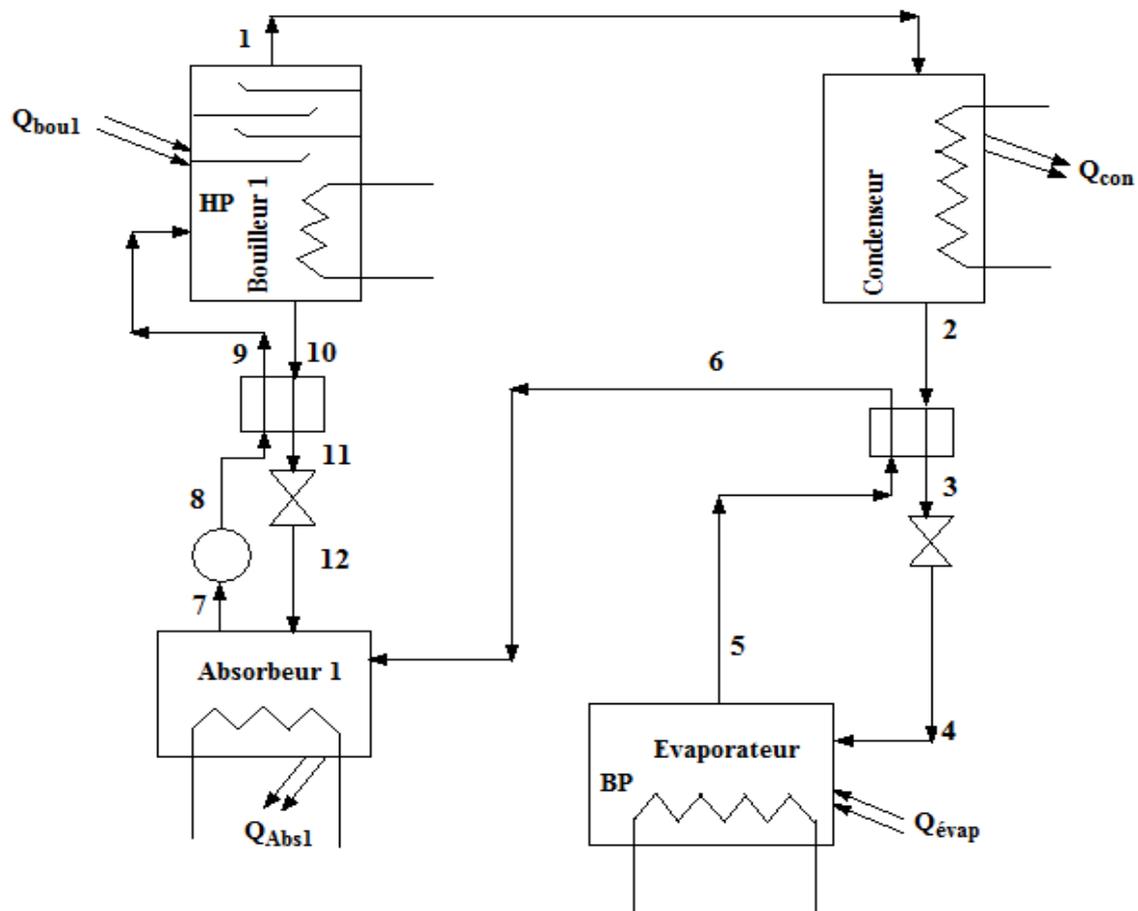


Figure (V.1). Installation à absorption avec un seul bouilleur.

V.3.1. Bilan massique et énergétique :

Pour mettre sur pied le bilan thermique d'un composant, il est nécessaire de connaître avec précision les enthalpies des fluides de travail à l'état liquide et gazeux en fonction de la température et de la concentration.

Pour faire ces calculs des différents bilans des différents éléments de l'installation on utilise deux méthodes : Le diagramme de Merkel et le diagramme de Moullier ou bien les équations des enthalpies citées dans le chapitre III.

On prend comme donnée : température et pression.

L'intervalle de pression qu'on a choisi varie entre (2 bar et 20 bar).

L'installation de réfrigération simple effet fonctionne avec un panneau solaire de haute performance (sous vide ou concentration).

**V.3.2. Bilans des différents éléments de l'installation :**

➤ **Bouilleur :**

Les données :

$$T_{\text{bou}} = 120^{\circ}\text{c}$$

$$P_1 = 20 \text{ bar.}$$

Le choix de la pression élevée nous ramène un titre élevée.

On calcule l'enthalpie et le titre on utilise le diagramme de Merkel.

$$h_1 = 1570 \text{ Kj /Kg}$$

$$x_1 = 0.995$$

Ou bien d'après l'équation (III.28) de chapitre III.

➤ **Condenseur :**

Les données :

$$T_{\text{cond}} = 80^{\circ}\text{c}$$

$$P_2 = 20 \text{ bar}$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$h_2 = 240 \text{ KJ/kg}$$

$$x_2 = 0,995$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Evaporateur :**

Les données :

$$T_{\text{évap}} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$P = 2 \text{ bar}$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$h_5 = 1410 \text{ KJ/kg}$$

$$x_5 = 0,995$$

Ou bien d'après l'équation (III.28) de chapitre III.

➤ **Absorbeur :**

Les données :

$$T_{\text{Abs}} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$P = 2 \text{ bar}$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$h_7 = -90 \text{ KJ/kg}$$

$$x_7 = 0,37$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Pompe de solution :**

Les données :

$$T_{pom} = 30 \text{ °C.}$$

$$P = 20 \text{ bar.}$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$h_8 = -80 \text{ KJ/kg}$$

$$x_8 = 0,37$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

**V4. Installation à absorption avec deux bouilleurs :**

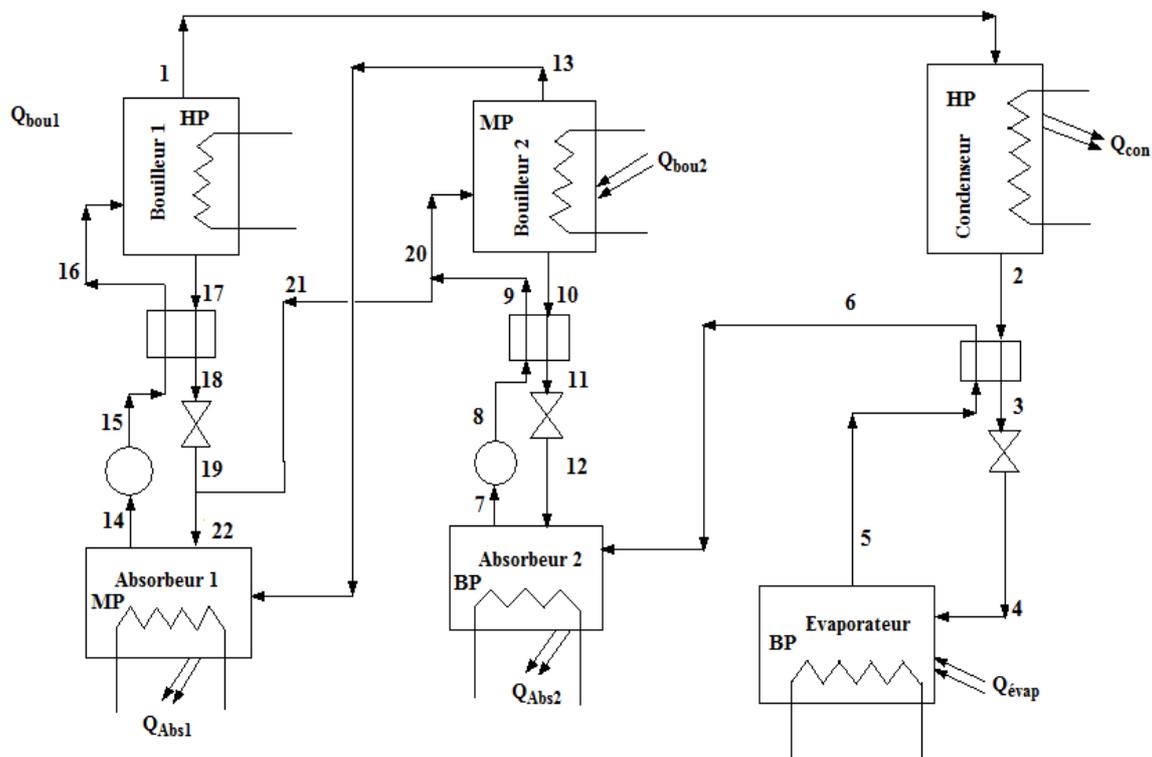


Figure (V.2). Installation à absorption avec deux bouilleurs.

**V.4.1. Bilan massique et énergétique :**

On prend comme donnée : température et pression.

L'intervalle de pression qu'on a choisi varie entre (2 bar et 20 bar). Avec une pression moyenne  $PM = 10 \text{ bar}$

L'installation de réfrigération double effet fonctionne avec un panneau solaire de moins performance (capteur plan).

**V.4.2. Bilans des différents éléments de l'installation :**

➤ **Bouilleur 1 :**

Les données :

$$T_{\text{bou1}}=70^{\circ}\text{C}$$

$$P_1=20 \text{ bar}$$

On utilise le diagramme de Moullier.

$$h_1=1550 \text{ KJ /Kg.}$$

$$x_1=1.$$

Ou bien d'après l'équation (III.28) de chapitre III.

➤ **Bouilleur 2 :**

Les données :

$$T_{\text{bou2}}=70^{\circ}\text{C.}$$

$$P_{13}=10 \text{ bar.}$$

On utilise le diagramme de Moullier.

$$H_{13}=1605 \text{ KJ /Kg.}$$

$$x_1=1.$$

Ou bien d'après l'équation III.28) de chapitre III.

➤ **Condenseur :**

Les données :

$$T_{\text{cond}}=40^{\circ}\text{C.}$$

$$P_2=20 \text{ bar.}$$

On utilise le diagramme de Merkel .

$$h_2=380 \text{ KJ/kg.}$$

$$x_2=1.$$

Ou bien d'après l'équation(III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Evaporateur:**

Les données :

$$T_{\text{évap}} = 25^{\circ}\text{C.}$$

$$P = 2 \text{ bar.}$$

On utilise le diagramme de Merkel .

$$h_5 = 1310 \text{ KJ/kg.}$$

$$x_5 = 1.$$

Ou bien d'après l'équation (III.28) de chapitre III.

➤ **Absorbeur 2:**

Les données :

$$T_{\text{Abs2}} = 30^{\circ}\text{C}.$$

$$P_7 = 2 \text{ bar}.$$

On utilise le diagramme de Merkel .

$$h_7 = -90 \text{ KJ/kg}.$$

$$x_7 = 0,37.$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Absorbeur 1 :**

Les données :

$$T_{\text{Abs2}} = 55^{\circ}\text{C}$$

$$P_{14} = 10 \text{ bar}$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$H_{14} = 140 \text{ KJ/kg}$$

$$x_7 = 0,26$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Pompe de solution 2 :**

Les données :

$$T_{\text{pom}} = 30^{\circ}\text{C}.$$

$$P = 20 \text{ bar}.$$

On utilise le diagramme de Merkel.

$$h_8 = -80 \text{ KJ/kg}$$

$$x_8 = 0,37$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

➤ **Pompe de solution 1 :**

Les données :

$$T_{\text{pom}} = 55^{\circ}\text{C}.$$

$$P = 20 \text{ bar}.$$

On utilise le diagramme de Merkel

$$h_{15} = 180 \text{ KJ/kg}$$

$$x_{15} = 0,26$$

Ou bien d'après l'équation (III.25) de 3<sup>ème</sup> chapitre.

## V.5. Simulation :

La simulation est basée sur l'écriture des bilans massiques et énergétiques de chaque élément de la machine.

L'enthalpie en tout point du cycle de la machine est calculée à partir des expressions analytiques de l'énergie libre de Gibbs données par Ziegler et Trepp citée dans le chapitre III ou bien à l'aide de digramme de Merkel et Moullier.

Notre simulation se fait avec deux logiciels :

### V.5.1. EES (Engineering Equation Solver) :

Ce logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques mais les suivantes en font particulièrement usage : la thermodynamique, la mécanique des fluides le transfert de chaleur et la chimie.

Dans nos travaux on utilise ce logiciel pour tracer les cycles de réfrigération à absorption simple et double effet.

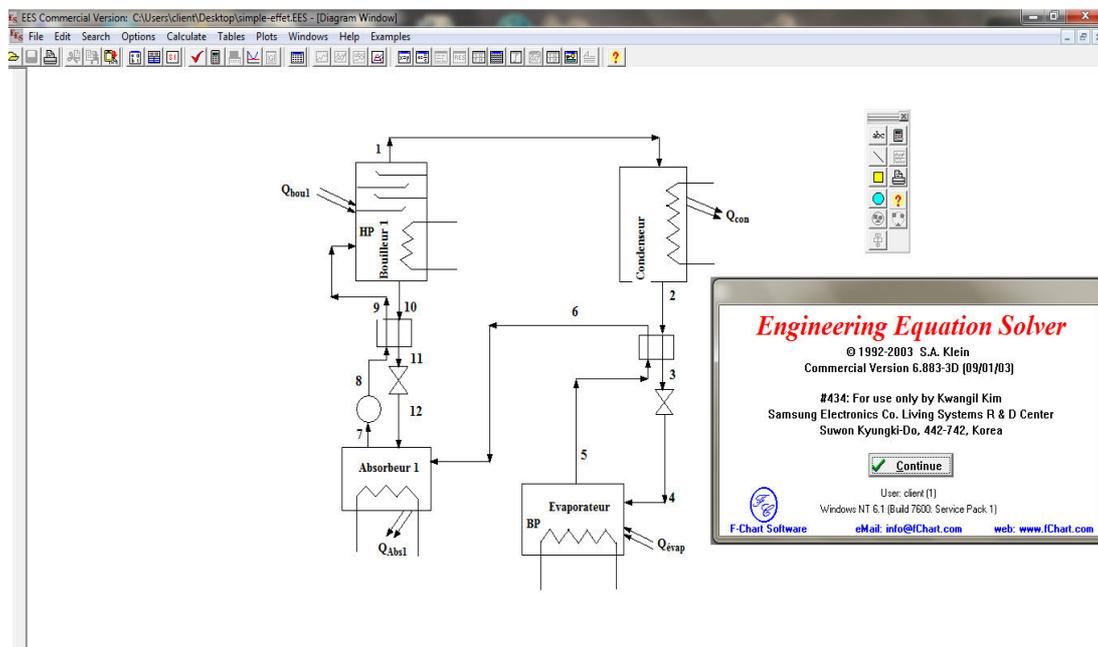


Figure (V. 3). Logiciel EES.

### **V.5.1. Mathcad :**

Est un logiciel permettant de réaliser des calculs scientifiques. Son interface permet en outre de réaliser des rapports c'est-à-dire des documents formatés qui mêlent des calculs et des textes nécessaires à la compréhension d'un projet d'ingénierie.

Mathcad offre une interface conviviale de type tableau blanc, effectue instantanément le recalcul et repose sur une architecture ouverte qui prend en charge .NET et le format XML natif.

Les ingénieurs utilisent Mathcad pour la création et la documentation de leurs calculs techniques. Grâce à son format visuel et son interface bloc-notes uniques, Mathcad intègre dans une même feuille de calcul les notations, textes et graphiques mathématiques standard. Ces caractéristiques font de Mathcad un l'outil pour capturer les connaissances, réutiliser des calculs et collaborer avec le bureau d'études.

Contrairement aux tableurs et outils de calcul propriétaires, Mathcad permet aux ingénieurs de concevoir et en même temps de documenter des calculs techniques à l'aide d'un assortiment complet de fonctionnalités de mathématiques appliquées et de calculs dynamiques basés sur les unités.

Mathcad contient des fonctions de calculs formels et symboliques.

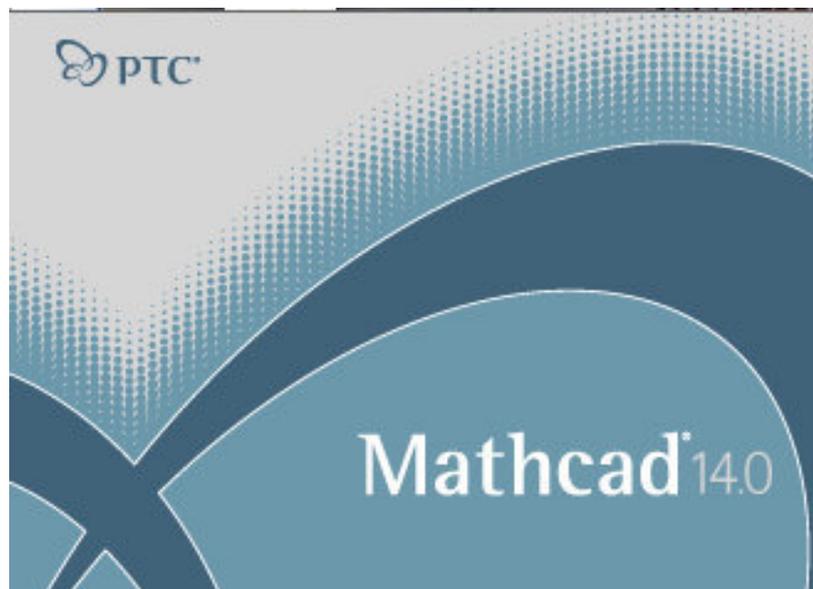


Figure (V.4). Interface de Mathcad.

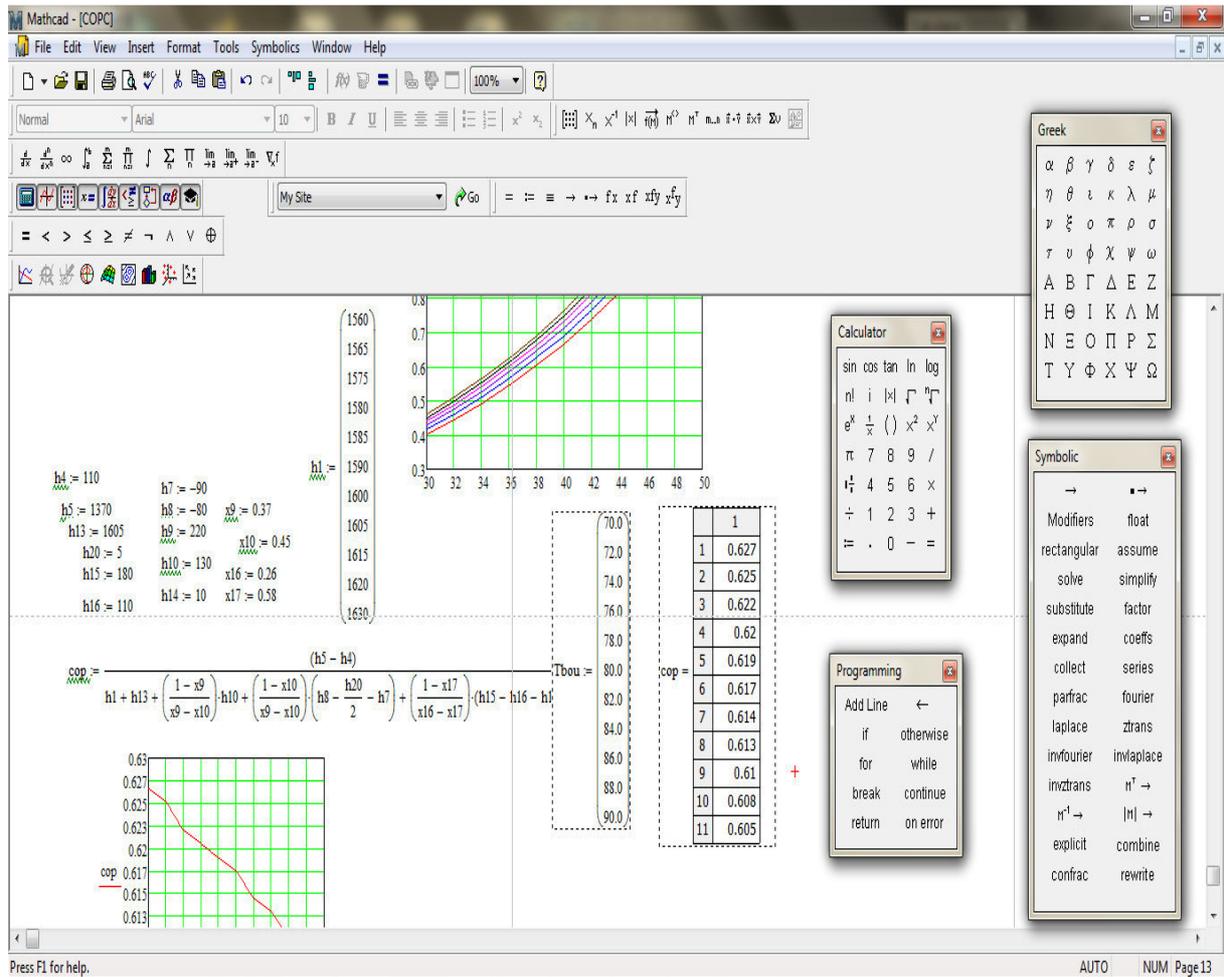


Figure (V.5). Utilisation de logiciel mathcad.

**V.6. Simulation d'une installation à absorption avec un seul bouilleur :**

A l'aide de diagramme de Merkel on détermine les caractéristiques des différents points de cycle d'absorption simple effet.

Points	T(°C)	P(bar)	h(KJ/kg)	x	$\dot{m}$
1	120	20	1570	0,995	$\dot{m}_1$
2	80	20	240	0,995	$\dot{m}_1$
3	55	20	230	0,995	$\dot{m}_1$
4	-15	2	230	0,995	$\dot{m}_1$
5	45	2	1410	0,995	$\dot{m}_1$
6	60	2	1520	0,995	$\dot{m}_1$
7	30	2	-90	0,37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
8	30	20	-80	0,37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
9	100	20	215	0,37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
10	140	20	450	0,28	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$
11	80	20	130	0,28	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$
12	80	2	230	0,28	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$

Tableau (V. 3). Les caractéristiques d'une installation à absorption simple effet.

**V.6.1. L'effet de ( $T_{bou}$ ) sur le COP et  $COP_c$  :**

On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 45°C et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à 30°C et la température de condenseur ( $t_{cond}$ ) 80°C, et on fait varier la température de générateur ( $T_{bou}$ ) de (120°C – 140°C).

Tb (°C)	h (KJ/kg)	x	COP	$COP_c$
120	1570	0.995	0.30412	0.964
122	1595	0.92	0.30218	0.97
124	1605	0.91	0.3014	0.975
126	1620	0.90	0.30025	0.98
128	1640	0.89	0.29873	0.984
130	1655	0.885	0.2976	0.989
132	1660	0.88	0.29723	0.994
134	1665	0.875	0.29686	0.998
136	1680	0.87	0.29574	1.002
138	1695	0.86	0.29463	1.006
140	1750	0.82	0.29064	1.01

Tableau (V.4). la variation de (COP) on fonction de température de bouilleur  $T_{bou}$  .

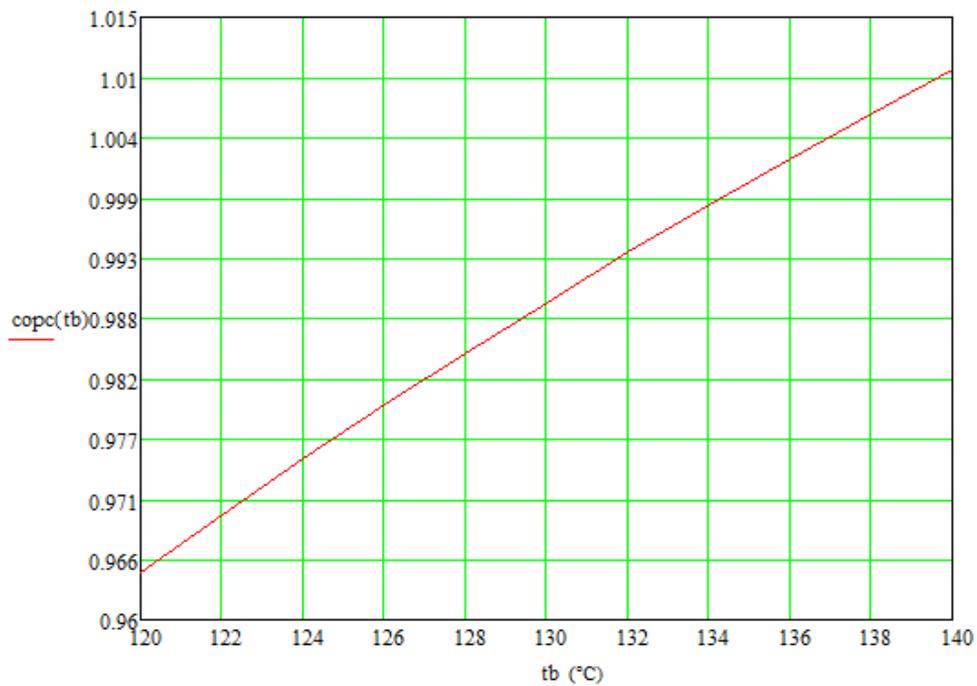


Figure (V.6). Variation du coefficient de performance de carnot ( $COP_c$ ) on fonction de  $T_{bou}$ .

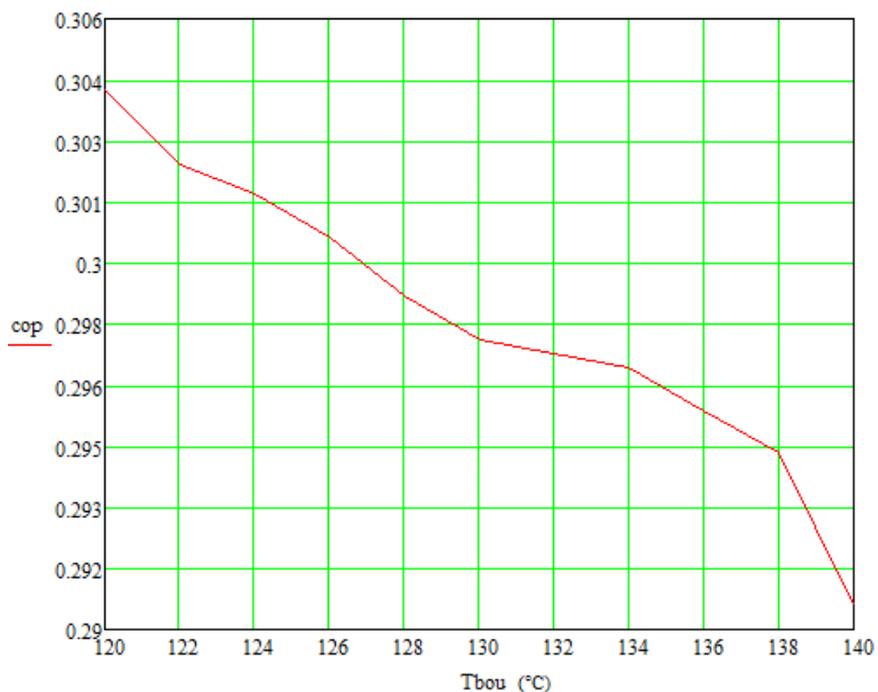


Figure (V.7). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{bou}$ .

### V.6.2. L'effet de ( $T_{cond}$ ) sur le COP :

On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 45°C et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à 30°C et la température de bouilleur ( $T_b$ ) 120°C, et on fait varier la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) de (80°C – 100°C).

$T_c$ (°C)	$h$ (KJ/kg)	$x$	$COP_c$
80	240	0.995	0.964
82	235	0.981	0.912
84	230	0.975	0.865
86	230	0.973	0.823
88	228	0.970	0.785
90	225	0.968	0.75
92	225	0.968	0.718
94	223	0.966	0.689
96	220	0.965	0.662
98	220	0.965	0.637
100	218	0.963	0.614

Tableau (V.5). la variation de (COP) on fonction de température de condenseur  $T_{cond}$ .

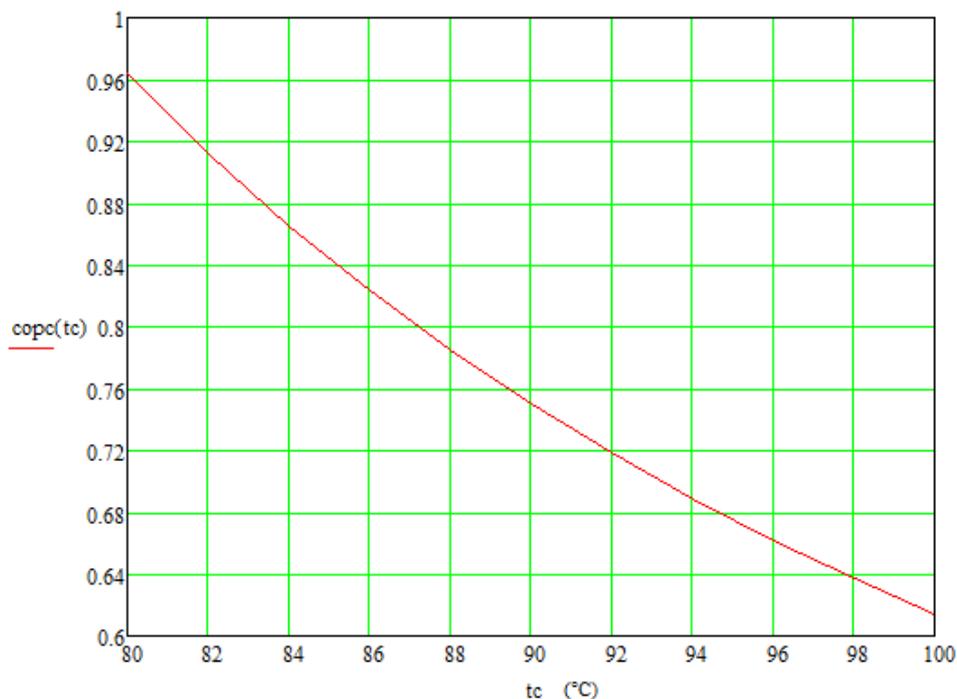


Figure (V.8). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de  $T_{cond}$ .

### V.6.3. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) sur le COP

On fixe la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) à  $80^{\circ}C$  et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à  $30^{\circ}C$  et la température de bouilleur ( $T_{bou}$ )  $120^{\circ}c$ , et on fait varier la température d'évaporateur ( $T_{evap}$ ) de ( $30^{\circ}C - 50^{\circ}C$ )

$T_{eva}$ ( $^{\circ}C$ )	$h$ (KJ/kg)	X	COP	$COP_c$
30	1375	0.978	0.295	0.45
32	1380	0.975	0.296	0.5
34	1382	0.973	0.297	0.554
36	1385	0.972	0.298	0.614
38	1390	0.970	0.299	0.679
40	1400	0.968	0.302	0.75
42	1403	0.968	0.302	0.829
44	1408	0.965	0.304	0.917
46	1415	0.960	0.305	1.015
48	1420	0.955	0.307	1.125
50	1425	0.950	0.308	1.25

Tableau (V.6). la variation de (COP) on fonction de température d'évaporateur  $T_{evap}$ .

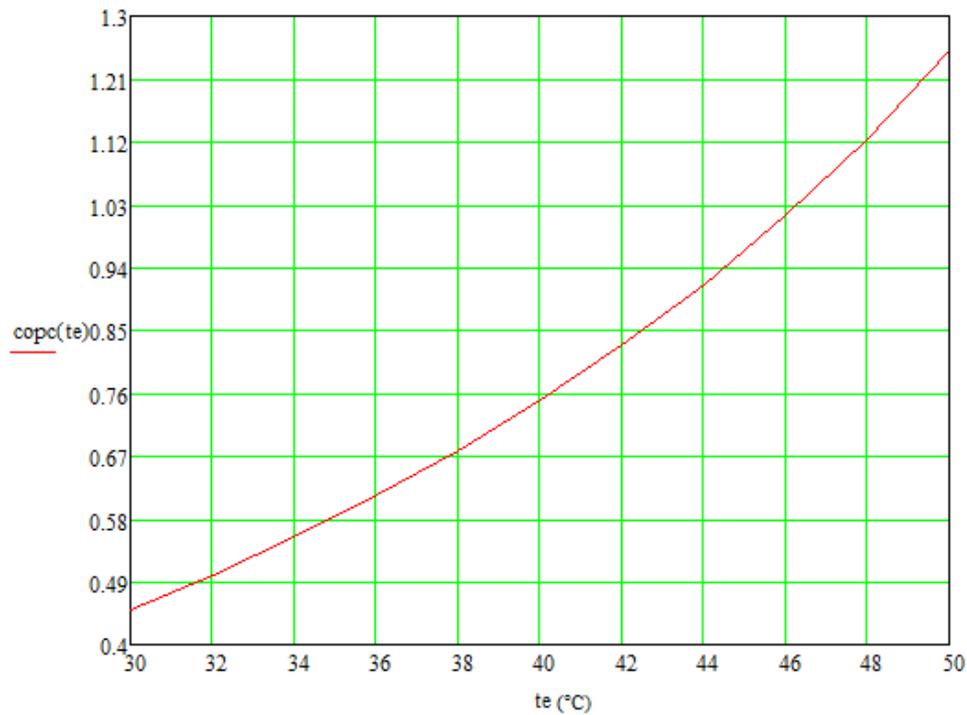


Figure (V.9). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de  $T_{evap}$ .

**V.6.4. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) et de bouilleur ( $T_{bou}$ ) sur le COP :**

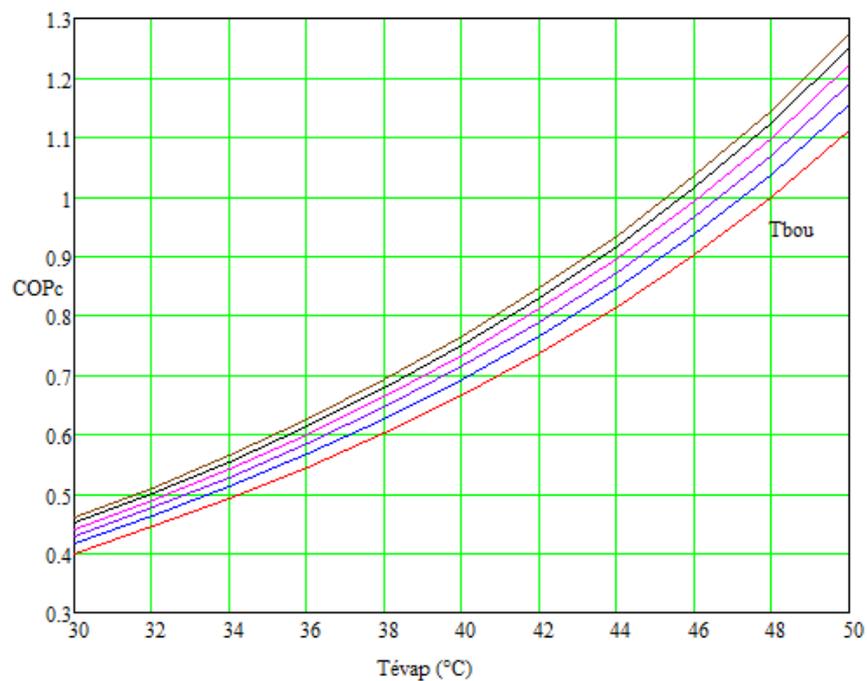


Figure (V.10). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de  $T_{abs}$  et  $T_{bou}$ .

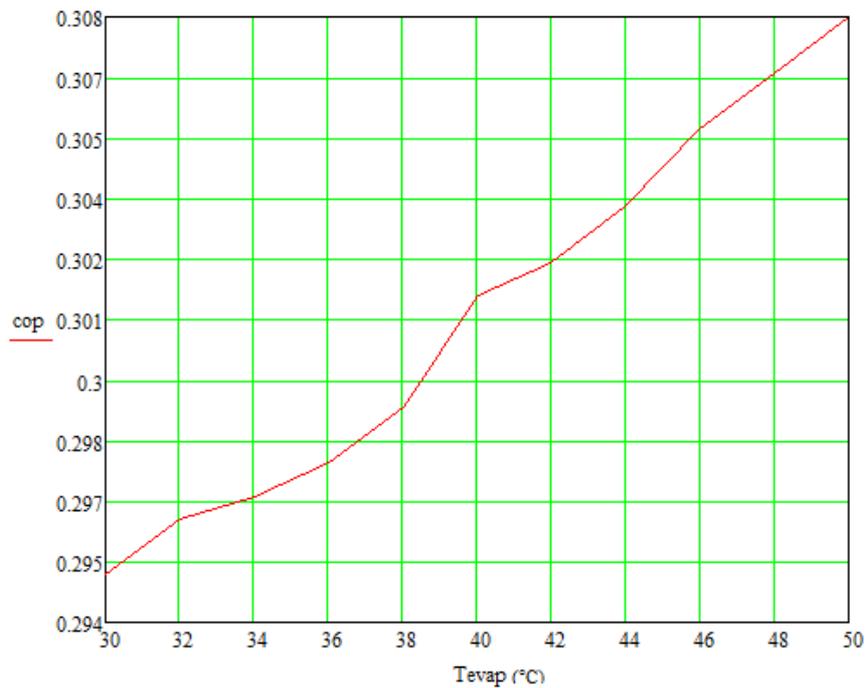


Figure (V.11). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{\text{evap}}$ .

**V.6.5. L'effet de la température de l'absorbeur ( $T_{\text{abs}}$ ) sur le COP et le  $\text{COP}_c$  :**

On fixe la température d'évaporation ( $T_{\text{evap}}$ ) à 45°C et la température de bouilleur ( $T_{\text{bou}}$ ) à 120°C et la température de condenseur ( $T_{\text{cond}}$ ) 80°C, et on fait varier la température de l'absorbeur ( $T_{\text{abs}}$ ) de (20°C – 40°C).

$T_{\text{abs}}$ (°C)	h (KJ/kg)	x	COP	$\text{COP}_c$
20	-160	0.44	0.266	1.071
22	-150	0.43	0.271	1.05
24	-135	0.41	0.278	1.029
26	-120	0.40	0.286	1.007
28	-105	0.39	0.295	0.986
30	-90	0.37	0.304	0.964
32	-80	0.36	0.311	0.943
34	-65	0.35	0.321	0.921
36	-60	0.34	0.324	0.9
38	-52	0.33	0.33	0.879
40	-40	0.32	0.339	0.857

Tableau (V.7). la variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur  $T_{\text{abs}}$ .

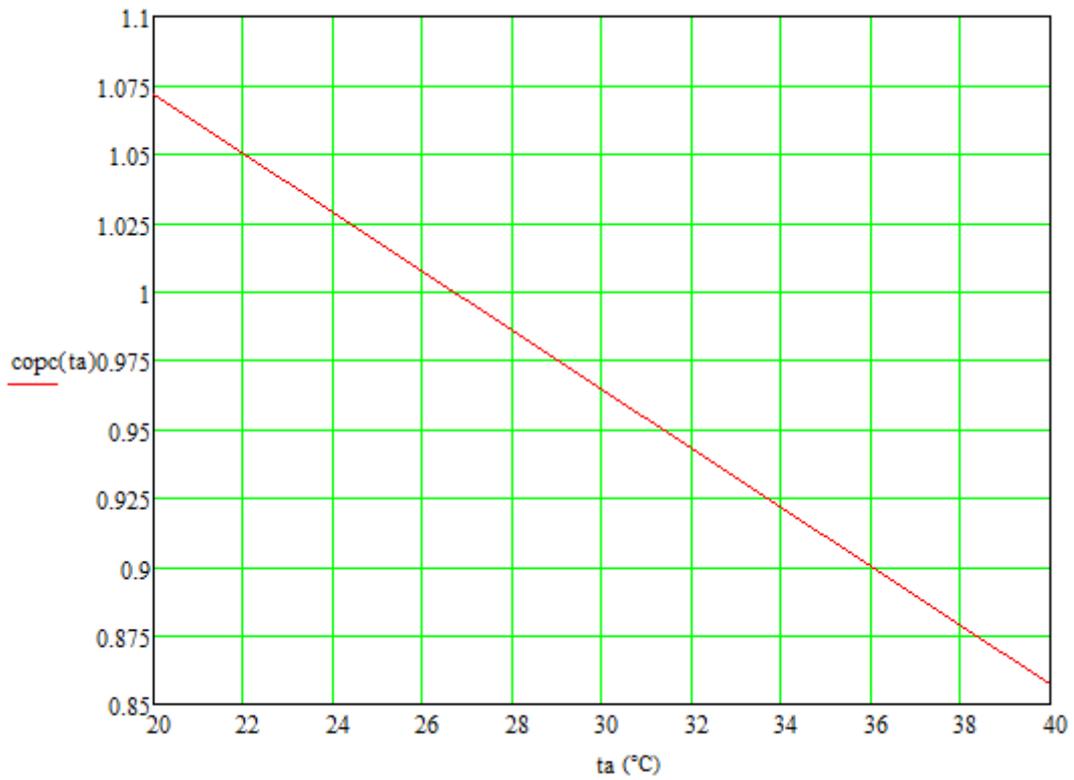


Figure (V.12). Variation du coefficient de performance ( $\text{COP}_c$ ) on fonction de  $T_{\text{abs}}$ .

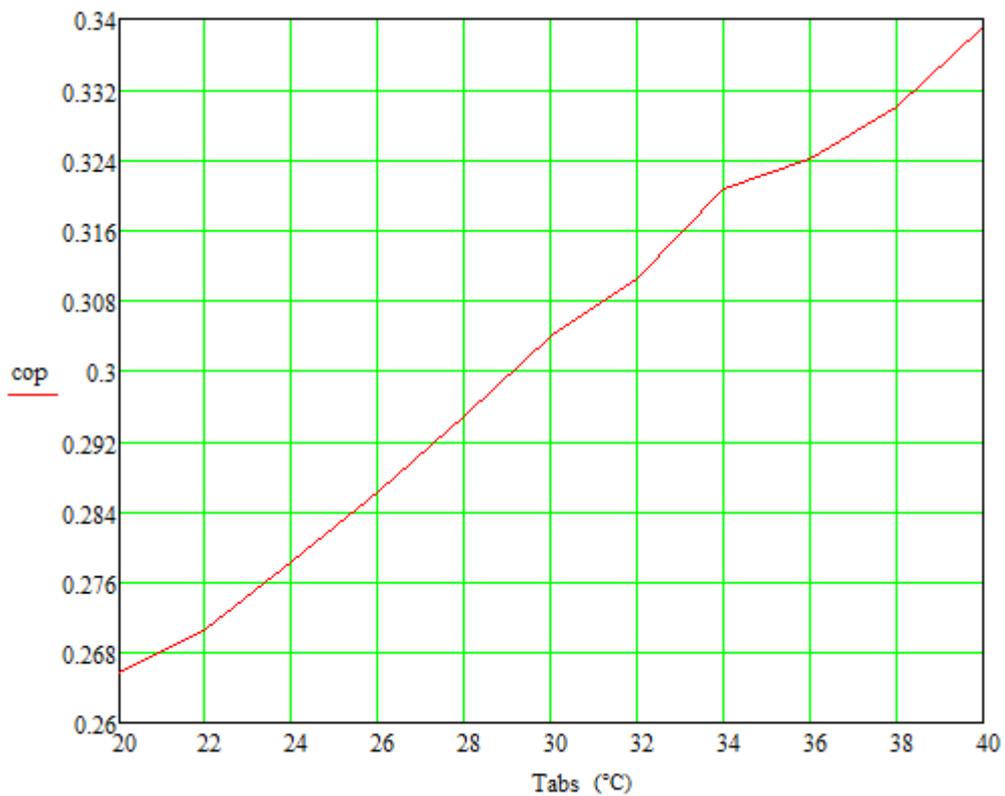


Figure (V.13). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{\text{abs}}$ .

**V.6.6. Discussion des résultats d'une installation à simple effet :**

➤ La figure (V.6). (V.9). montre que le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ) augmente avec l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) et de l'évaporateur ( $T_{évap}$ ) donc la température de bouilleur et de l'évaporateur sont proportionnels avec le  $COP_c$ .

➤ La figure (V.8). (V.12) montre que le coefficient de performance ( $COP_c$ ) diminue avec l'augmentation de la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) et de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ). donc la température de condenseur et de l'absorbeur sont inversement proportionnels avec le  $COP_c$ .

➤ La figure (V.10) montre que le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ) augment avec l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) et de l'évaporateur ( $T_{évap}$ ) donc la température de bouilleur et de l'évaporateur sont proportionnels avec le  $COP_c$ .

➤ La figure (V.7) montre que le coefficient de performance (COP) diminue avec l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) donc la température de bouilleur est inversement proportionnel avec le COP.

➤ La figure (V.11). (V.13) montre que le coefficient de performance (COP) augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur ( $T_{évap}$ ) et de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) donc la température de l'évaporateur et de l'absorbeur sont proportionnels avec le COP.

**V.7. Simulation d'une installation à absorption avec deux bouilleurs :**

A l'aide de diagramme de Merkel on détermine les caractéristiques des différents points de cycle d'absorption double effet.

Points	T (°C)	P(bar)	h (KJ/kg)	x	$\dot{m}$
1	70	20	1550	1	$\dot{m}_1$
2	40	20	380	1	$\dot{m}_1$
3	30	20	330	1	$\dot{m}_1$
4	-20	2	110	1	$\dot{m}_1$
5	25	2	1370	1	$\dot{m}_1$
6	32	2	1390	1	$\dot{m}_1$
7	30	2	-90	0.37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
8	30	20	-80	0.37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
9	50	20	220	0.37	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
10	80	10	130	0.45	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$
11	60	10	30	0.45	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$
12	60	2	100	0.45	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$
13	70	10	1605	1	$\dot{m}_1$
14	55	10	140	0.26	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{17}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
15	55	20	180	0.26	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{17}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
16	59	20	110	0.26	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{17}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
17	80	20	130	0.58	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{16}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
18	60	20	110	0.58	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{16}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
19	60	10	40	0.58	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{16}}{x_{16} - x_{17}} \right)$
20	50	10	5	0.37	$\frac{\dot{m}_1}{2} \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
21	50	10	5	0.37	$\frac{\dot{m}_1}{2} \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$
22	55	10	10	0.58	$\dot{m}_1 \cdot \left( \frac{1 - x_{16}}{x_{16} - x_{17}} \right) + \frac{\dot{m}_1}{2} \cdot \left( \frac{1 - x_{10}}{x_9 - x_{10}} \right)$

Tableau (V.8). Les caractéristiques d'une installation à absorption double effet.

**V.7.1. L'effet de ( $T_{bou}$ ) sur le COP :** On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 25°C et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à 30°C et la température de condenseur ( $t_{cond}$ ) 40°C, et on fait varier la température de générateur ( $T_{bou}$ ) de(70°C – 90°C)

T (°C)	h (KJ/kg)	x	COP	COP <sub>c</sub>
70	1560	1	0.627	1.667
72	1565	1	0.625	1.778
74	1575	1	0.622	1.889
76	1580	1	0.62	2
78	1585	1	0.619	2.111
80	1590	1	0.617	2.222
82	1600	1	0.614	2.333
84	1605	1	0.613	2.444
86	1615	1	0.61	2.556
88	1620	1	0.608	2.667
90	1630	1	0.605	2.778

Tableau (V.9). la variation de (COP) on fonction de température de bouilleur  $T_{bou}$  .

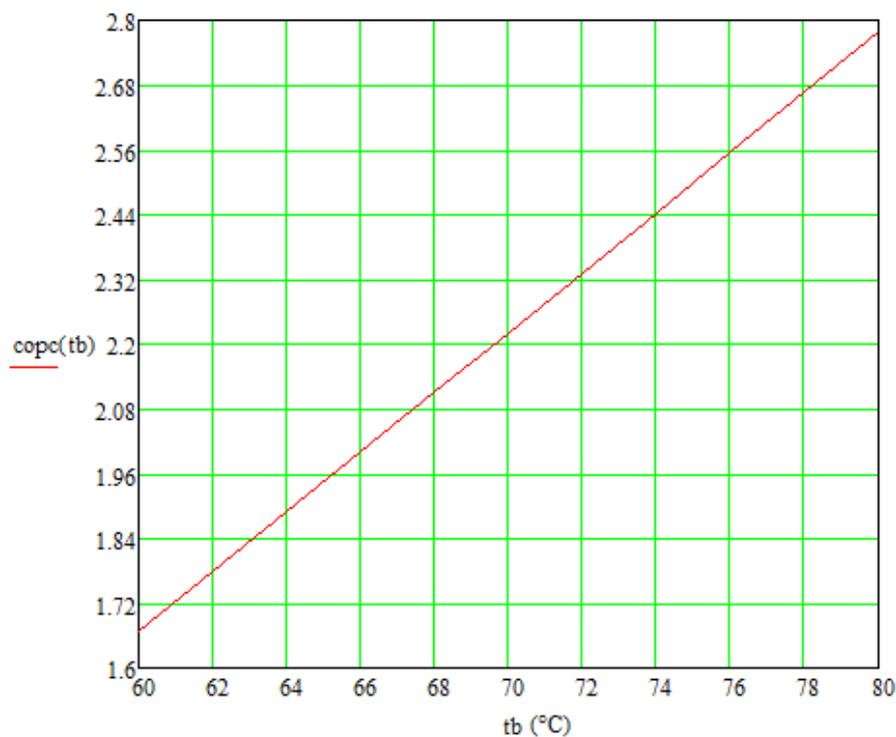


Figure (V.14). Variation du coefficient de performance (COP<sub>c</sub>) on fonction de  $T_{bou}$ .

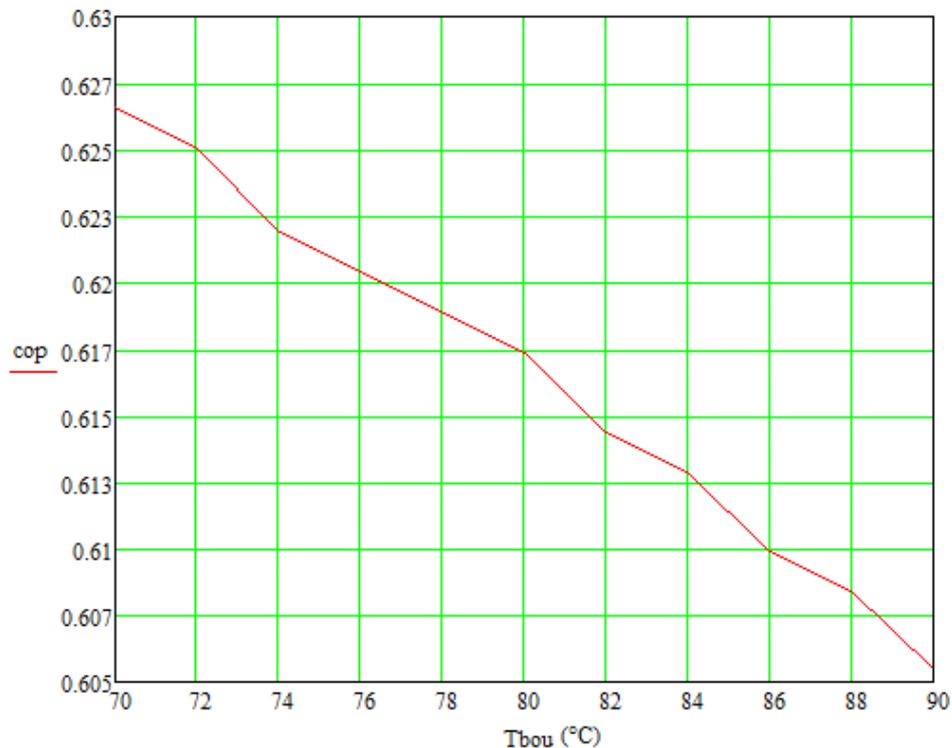


Figure (V.15). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{bou}$ .

### V.7.2. L'effet de ( $T_{cond}$ ) sur le COP :

On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 25°C et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à 30°C et la température de bouilleur ( $T_b$ ) 70°C, et on fait varier la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) de (40°C – 60°C).

T (°C)	h (KJ/kg)	x	COP <sub>c</sub>
40	380	1	0.952
42	390	1	0.84
44	405	1	0.752
46	415	1	0.68
48	420	1	0.621
50	430	1	0.571
52	440	1	0.529
54	450	1	0.493
56	465	1	0.461
58	470	1	0.433
60	480	1	0.408

Tableau (V.10). la variation de (COP) on fonction de température de condenseur  $T_{cond}$ .

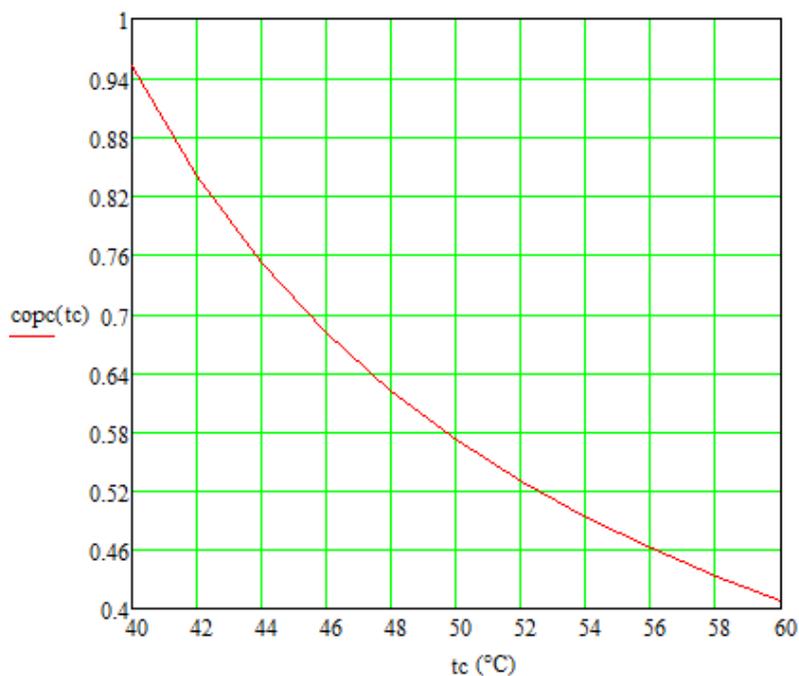


Figure (V.16). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de  $T_{cond}$ .

### V.7.3. L'effet de la température de l'évaporateur ( $T_{evap}$ ) sur le COP

On fixe la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) à  $40^\circ\text{C}$  et la température de l'absorbeur ( $T_{abs}$ ) à  $30^\circ\text{C}$  et la température de bouilleur ( $T_{bou}$ )  $70^\circ\text{C}$ , et on fait varier la température d'évaporateur ( $T_{evap}$ ) de ( $15^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}$ ).

$T_{evao}$ (°C)	$h$ (KJ/kg)	$x$	<b>COP</b>	<b><math>COP_c</math></b>
15	1320	1	0.605	0.343
17	1325	1	0.607	0.422
19	1335	1	0.612	0.517
21	1350	1	0.62	0.632
23	1360	1	0.627	0.773
25	1370	1	0.63	0.952
27	1375	1	0.632	1.187
29	1380	1	0.635	1.506
31	1385	1	0.637	1.968
33	1390	1	0.64	2.694
35	1395	1	0.642	4

Tableau (V.11). la variation de (COP) on fonction de température d'évaporateur  $T_{evap}$ .

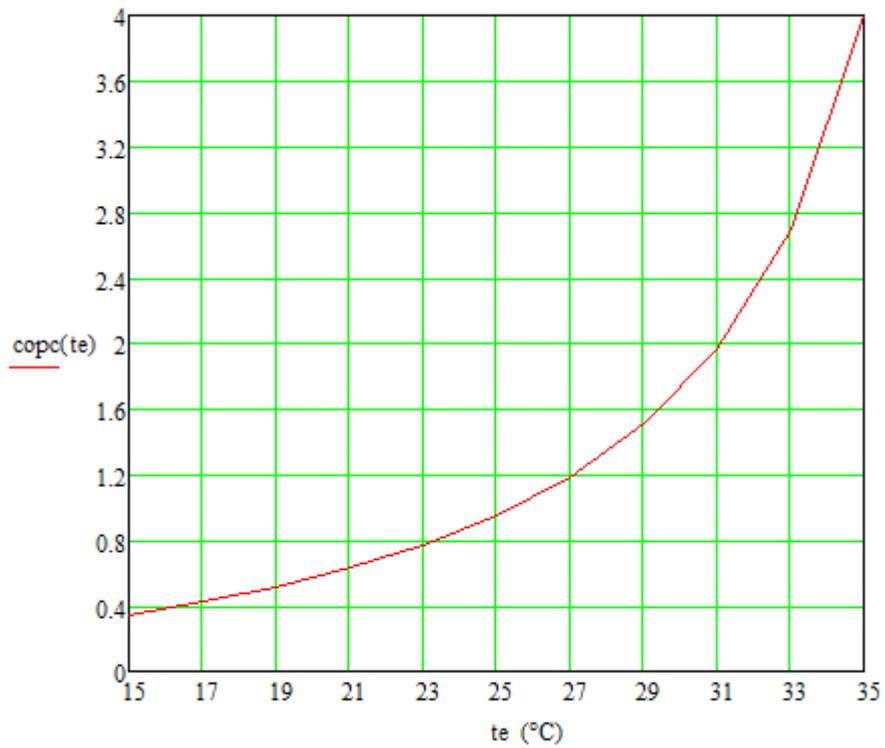


Figure (V.17). Variation du coefficient de performance ( $\text{COP}_c$ ) on fonction de  $T_{\text{évap}}$ .

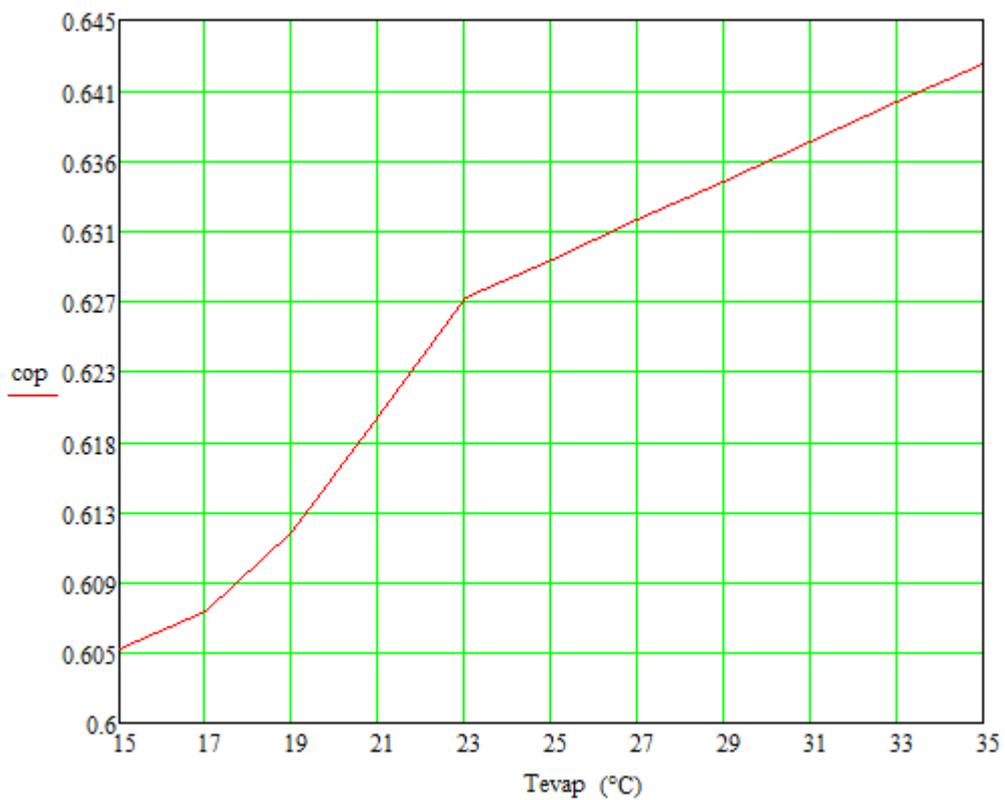


Figure (V.18). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{\text{évap}}$ .

**V.7.4. L'effet de la température de l'absorbeur2 ( $T_{abs2}$ ) sur le COP**

On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 25°C et la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) à 70°C et la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) 40°C, et on fait varier la température de l'absorbeur 2 ( $T_{abs2}$ ) de (20°C – 40°C).

$T_{abs}$ (°C)	h (KJ/kg)	x	COP	COP <sub>c</sub>
20	-160	0.44	0.829	1.19
22	-150	0.43	0.793	1.143
24	-135	0.41	0.745	1.095
26	-120	0.40	0.702	1.048
28	-105	0.39	0.664	1
30	-90	0.37	0.63	0.952
32	-80	0.36	0.609	0.905
34	-65	0.35	0.58	0.857
36	-60	0.34	0.571	0.81
38	-52	0.33	0.557	0.762
40	-40	0.32	0.537	0.714

Tableau (V.12). la variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur  $T_{abs2}$ .

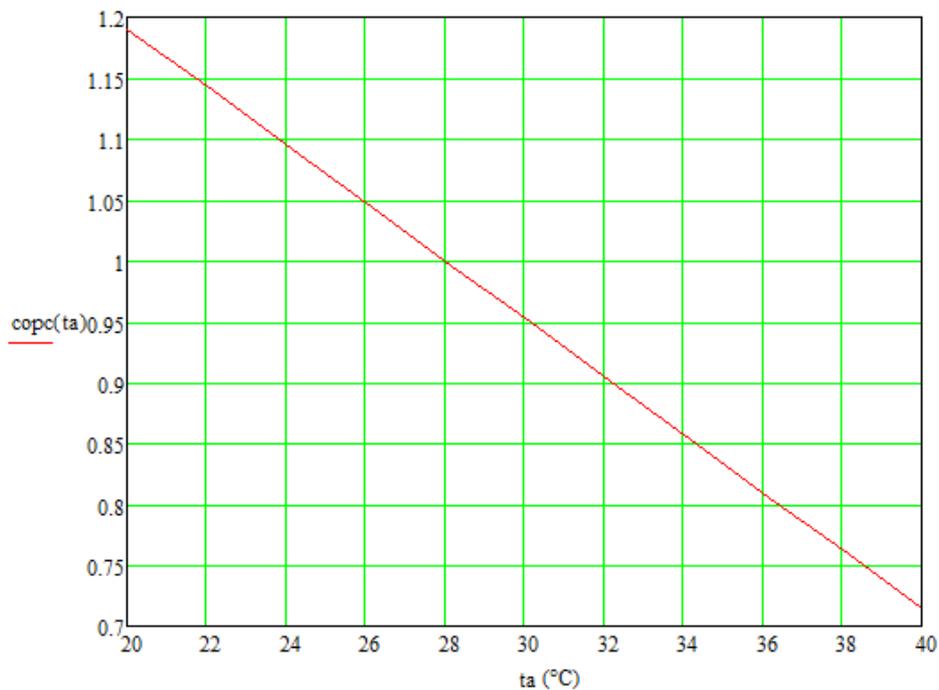


Figure (V.19). Variation du coefficient de performance (COP<sub>c</sub>) on fonction de  $T_{abs2}$

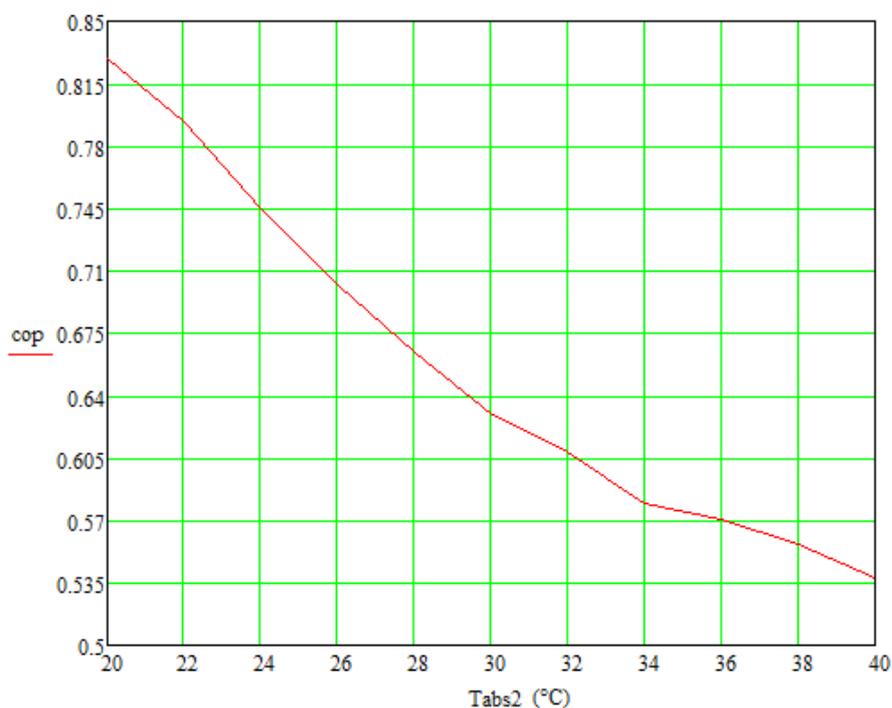


Figure (V.20). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de  $T_{abs2}$

### V.7.5. L'effet de la température de l'absorbeur1 ( $T_{abs1}$ ) sur le COP

On fixe la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) à 25°C et la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) à 70°C et la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) 40°C, et on fait varier la température de l'absorbeur 1 ( $T_{abs1}$ ) de (40°C – 60°C).

$T_{abs1}$ (°C)	h (KJ/kg)	x	COP	COP <sub>c</sub>
40	- 40	0.68	0.651	0.714
42	- 25	0.66	0.645	0.667
44	- 15	0.64	0.64	0.619
46	- 10	0.63	0.638	0.571
48	- 2	0.61	0.635	0.524
50	5	0.60	0.632	0.476
52	15	0.58	0.628	0.429
54	25	0.57	0.624	0.381
56	30	0.55	0.622	0.333
58	35	0.53	0.62	0.286
60	50	0.52	0.614	0.238

Tableau (V.13). La variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur 1  $T_{abs1}$ .

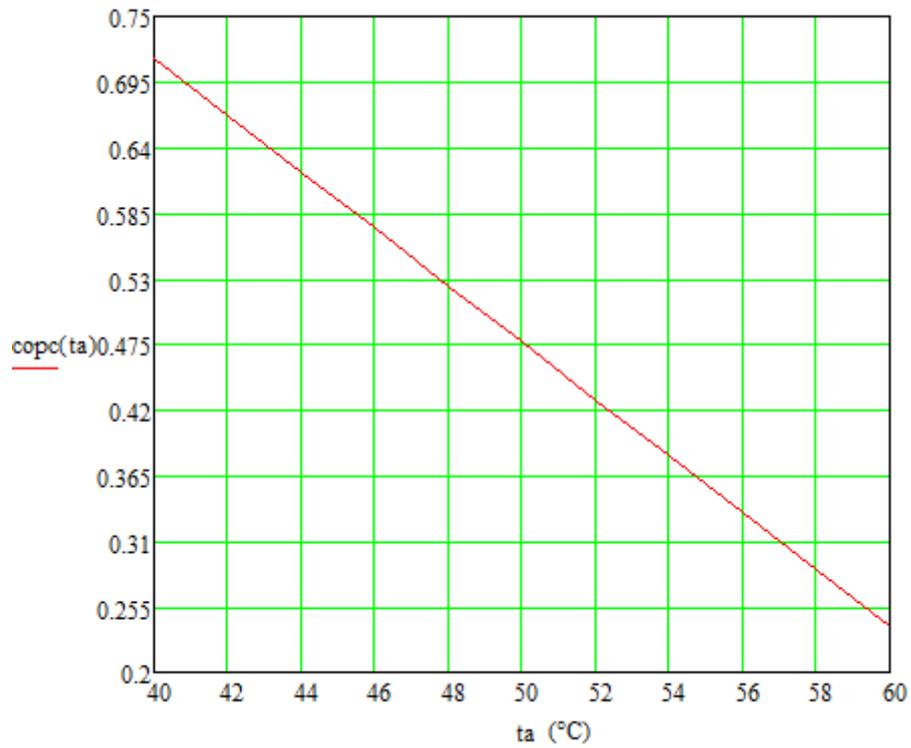


Figure (V.21). Variation du coefficient de performance (COP<sub>c</sub>) on fonction de T<sub>amb</sub>.

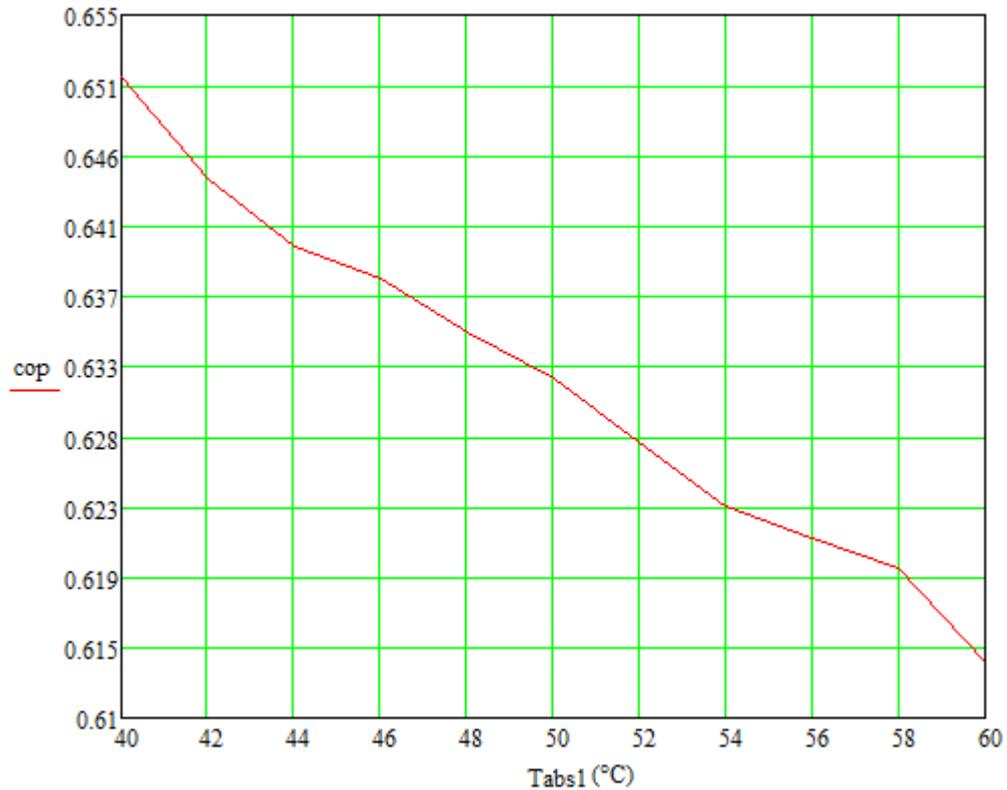


Figure (V.22). Variation du coefficient de performance (COP) on fonction de T<sub>amb</sub>.

**V.7.6. Discussion des résultats d'une installation à double effet :**

➤ La figure (V.14). (V.17). montre que le coefficient de performance de Carnot ( $COP_c$ ) augmente avec l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) et de l'évaporateur ( $T_{évap}$ ) donc la température de bouilleur et de l'évaporateur sont proportionnels avec le  $COP_c$ .

➤ La figure (V.16). (V.19). (V.21) montre que le coefficient de performance ( $COP_c$ ) diminue avec l'augmentation de la température de condenseur ( $T_{cond}$ ) et de l'absorbeur ( $T_{abs1}$ ) et ( $T_{abs2}$ ). donc la température de condenseur et de l'absorbeur sont inversement proportionnels avec le  $COP_c$ .

➤ La figure (V.15). (V.20) et (V.22) montre que le coefficient de performance (COP) diminue avec l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_{bou}$ ) et de l'absorbeur ( $T_{abs1}$ ) et ( $T_{abs2}$ ). donc la température de bouilleur et de l'absorbeur sont inversement proportionnels avec le COP.

**V.6. Conclusions**

L'étude de cette machine solaire avec simple effet et double effet montre que cette dernière produit du froid au niveau de évaporateur négative ( $-20^{\circ}C$ ) avec des performances intéressantes. Elle ne nécessite pas de colonne de distillation et présente les avantages suivants: fonctionnement possible à partir d'une température aux bouilleurs élevé ( $70^{\circ}C$ ); possibilité d'utiliser des capteurs solaires plans ordinaires (moins couteux) qui influe sur le cout global de l'installation.

## Conclusion générale

Ce travail a eu pour objet la simulation dynamique d'une installation de réfrigération solaire. L'objectif premier de ce travail a été de construire un outil numérique permettant de prédire le comportement dynamique de système de production de froid solaire. La mise en place d'un outil de simulation s'appuie sur une approche pluridisciplinaire. Partant d'une analyse bibliographique, deux points importants ont été mis en exergue :

Le premier concerne la modélisation et la validation des différents éléments de l'installation à absorption solaires. Le développement de notre propre modèle est la modification dans l'installation elle-même s'est avéré particulièrement intéressant dans la perspective de réaliser des simulations.

Le second point concerne la simulation d'une installation à absorption solaire globale, avec la difficulté d'effectuer un couplage réel entre les besoins en réfrigération et la production de froid solaire associée.

Cette étude a permis de résoudre un certain nombre de problèmes liés au couplage et d'apporter des solutions à des besoins en simulation dynamique de tel système. Il paraît donc inévitable, dans le cas d'applications solaires, d'aborder le système dans son ensemble, en tenant compte des comportements transitoires de chaque composant. L'approche numérique s'avère ainsi tout à fait adaptée et nécessaire, permettant une évaluation et une optimisation des performances du système étudié.

Le présent de travail consiste à faire une étude sur l'influence de nombre des bouilleurs sur l'installation de réfrigération solaire à absorption fonctionne avec le couple binaire ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ).

La simulation est faite à l'aide de deux logiciels :

- ❖ le premier EES (Engineering Equation Solver) est destiné dans notre cas uniquement pour dessiner l'installation,
- ❖ le deuxième est le Mathcad permettant de réaliser des calculs scientifiques.

L'étude comparative entre les deux installations de réfrigération à absorption solaire simple et double effet( un bouilleur et deux bouilleurs) nous a donné comme résultat un coefficient de performance (COP) important dans l'installation à double effet ainsi que cette dernière peut fonctionner avec une température qui nécessite un simple panneau solaire plan sans utilisé les rectificateurs donc une diminution d'un élément important dans l'installation à simple effet ce qui implique une réduction sur le cout de l'installation.

## Listes des figures

Figure (I.1). Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et le Japon.....	7
Figure (I.2). Machine frigorifique à absorption NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O en cours de montage (document Colibri). ..	8
Figure (I.3). La variation de COP on fonction de température d'évaporation .....	9
Figure (I.4). La gamme de puissance en KW de quelques fabricants dans le monde. ....	10
Figure (I.5.a). Refroidisseur de liquide à absorption à simple étage Série ABS-PRC005-EN 465 KW Octobre 2004 (doc Trane). ....	10
Figure (I.5.b). Refroidisseur de liquide à absorption à double étages .....	
Série ABSC 390 à 6000 KW .Juin2002 (doc Trane).....	11
Figure (I.5.c). machine à absorption de type YIAST-1A1 THRU YIA –ST-14F3 (doc .York). ..	<b>Erreur ! Signet non défini.1</b>
Figure (I.5.d). machine à absorption de type YPC-F (doc .York).....	12
Figure (I.5.e). machine à absorption de CH-V(doc .Climgazpro-yazaki) .....	12
Figure (I.5.f). machine à absorption de type YPMC-F (doc .York-HITACHI) .....	13
Figure (I.6). Machine à absorption simple étage par la superposition de deux cycles de Rankine d'une machine thermique et PAC.....	14
Figure(I.7) : Machine à absorption avec NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O .....	15
Figure (I.9). Diagramme de Merkel relatif au couple NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	19
Figure (I.10). Diagramme d'Oldham relatif au couple NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O. ....	20
Figure (II.1). Installation de réfrigération solaire à absorption. ....	22
Figure (II.2). La conversion thermo-solaire .....	23
Figure (II.3). Coupe d'un capteur plan sans vitre.....	24
Figure (II.4). Le capteur plan sans vitre. ....	25
Figure (II.5). Coupe d'un capteur plan vitre.....	26
Figure (II.6). Le capteur sous vide. ....	27
Figure (II.7). Capteur à réflecteur cylindro-parabolique. ....	28
Figure (II.8). Capteur à réflecteur parabolique.....	29
Figure (II.9). Le capteur solaire photovoltaïque.....	30
Figure (II.10). La coupe d'un capteur plan vitré. ....	31
Figure (II.11) La pompe centrifuge. ....	33
Figure (II.12). La pompe volumétrique.....	33
Figure (II.13). Bouteille de stockage.....	35
Figure (II.14). Le bouilleur.....	37
Figure (II.15). Principe de fonctionnement de condenseur .....	38
Figure (II.16). Principe de travail de l'évaporateur .....	40

Figure (II.17). L'absorbeur.....	42
Figure (II.18). Détendeur thermostatique.....	43
Figure (III.1). La densité de la solution $NH_3-H_2O$ liquide.....	60
Figure (III.2). La viscosité dynamique de la solution $NH_3-H_2O$ liquide.....	61
Figure (III.3). La conductivité thermique de la solution $NH_3-H_2O$ liquide.....	63
Figure (III.4). La chaleur spécifique isobare de la solution $NH_3-H_2O$ liquide.....	65
Figure (IV.1). Unité de production du froid par absorption.....	66
Figure (IV.2). Principe du générateur ditherme (a), selon lequel fonctionnent les machines à compression de vapeur (b).....	68
Figure (IV.3). Machine de Carnot tritherme.....	70
Figure (IV.4). Evolution du $COP$ d'une machine tritherme de Carnot en fonction de la température $T_0$ et de la température $T_h$ .....	71
Figure (IV.5). Le bilan énergétique de l'installation à absorption double effet.....	72
Figure (IV.6). Le bilan énergétique de l'installation à absorption simple effet.....	78
Figure (V.1). Installation à absorption avec un seul bouilleur.....	86
Figure (V.2). Installation à absorption avec deux bouilleurs.....	88
Figure (V.3). Logiciel EES.....	91
Figure (V.4). Interface de Mathcad.....	92
Figure (V.5). Utilisation de logiciel mathcad.....	93
Figure (V.6). Variation du coefficient de performance de carnot ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{bou}$ .....	95
Figure (V.7). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{bou}$ .....	96
Figure (V.8). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{cond}$ .....	97
Figure (V.9). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{evap}$ .....	98
Figure (V.10). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{abs}$ et $T_{bou}$ .....	98
Figure (V.11). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{evap}$ .....	99
Figure (V.12). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{abs}$ .....	100
Figure (V.13). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{abs}$ .....	100
Figure (V.14). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{bou}$ .....	103
Figure (V.15). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{bou}$ .....	104
Figure (V.16). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{cond}$ .....	105
Figure (V.17). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{evap}$ .....	106
Figure (V.18). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{evap}$ .....	106
Figure (V.19). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{abs2}$ .....	107
Figure (V.20). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{abs2}$ .....	108
Figure (V.21). Variation du coefficient de performance ( $COP_c$ ) on fonction de $T_{abs1}$ .....	109
Figure (V.22). Variation du coefficient de performance ( $COP$ ) on fonction de $T_{abs1}$ .....	109



## Listes des tables

Tableau (I.1). Les différents types des machines à absorption ARP-S .....	8
Tableau (II.1). Classification des évaporateurs. ....	41
Tableau (III.1). Les paramètres fondamentaux des substances pures. ....	47
Tableau (III.2). Les coefficients pour les équations (III.13.17.21.22.23.24.25.26) et (III.32.33.34) ..	53
Tableau (III.3). Les coefficients pour les équations (III.59.60.61.62).....	58
Tableau (V.1) : Caractéristiques de quelques zones, du pays. ....	84
Tableau (V.2) : La température ambiante moyenne mensuelle en °C. ....	85
Tableau (V.3). Les caractéristiques d'une installation à absorption simple effet.....	94
Tableau (V.4). la variation de (COP) on fonction de température de bouilleur $T_{bou}$ . ....	95
Tableau (V.5). la variation de (COP) on fonction de température de condenseur $T_{cond}$ . ....	96
Tableau (V.6). la variation de (COP) on fonction de température d'évaporateur $T_{evap}$ . ....	97
Tableau (V.7). la variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur $T_{abs}$ . ....	99
Tableau (V.8). Les caractéristiques d'une installation à absorption double effet. ....	102
Tableau (V.9). la variation de (COP) on fonction de température de bouilleur $T_{bou}$ . ....	103
Tableau (V.10). la variation de (COP) on fonction de température de condenseur $T_{cond}$ . ....	104
Tableau (V.11). la variation de (COP) on fonction de température d'évaporateur $T_{evap}$ . ....	105
Tableau (V.12). la variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur $T_{abs2}$ . ....	107
Tableau (V.13). La variation de (COP) on fonction de température d'absorbeur 1 $T_{abs1}$ . ....	108

## Nomenclature :

Nomenclature	Désignation	unité
T	température	°C
P	pression	bar
h	enthalpie	Kj/Kg
x	titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	%
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
W	travail	Kw
cop	coefficient de performance	-
cop <sub>c</sub>	coefficient de performance de carnot	-
$\dot{V}$	Le débit volumique de fluide	$m^3/s$
u	Energie interne	KJ
H	Enthalpie molaire	KJ/kmole
h	Enthalpie massique	KJ/kg
v	Volume massique	$m^3/Kg$
V	Volume molaire	$m^3/kmole$
S	Entropie molaire	KJ/kmole.K
s	Entropie massique	KJ/kg.K
F	Enthalpie libre (Helmoltz)	KJ/kmole
G	Enthalpie libre (Gibbs)	KJ/kmole
R	Constante des gaz	KJ/ kmole.K
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique à pression constante	KJ/kg K
M	Masse molaire	kg/kmole

symbole grec	Désignation	unité
$\eta$	rendement	-
eff	Efficacité de l'échangeur	-
$v$	volume spécifique	l/g
$\xi$	la concentration massique	$kg / m^3$
$\rho_i$	La masse volumique	$kg / m^3$
$\mu$	La viscosité dynamique	$Pas.s$
$\lambda$	La conductivité thermique	$w/m.k$
$\rho$	Densité	$Kg/dm^3$

indice	Désignation
r	pour la grandeur réduite
B	pour la grandeur référence
L	la phase liquide
g	la phase gazeuse
<i>ml</i>	Mélange liquide
0	l'état de référence
bou	bouilleur
cond	condenseur
abs	absorbeur
evap	évaporateur
h	haut
b	basse
m	Moyenne
c	Carnot

## Conclusion générale

Ce travail a eu pour objet la simulation dynamique d'une installation de réfrigération solaire. L'objectif premier de ce travail a été de construire un outil numérique permettant de prédire le comportement dynamique de système de production de froid solaire. La mise en place d'un outil de simulation s'appuie sur une approche pluridisciplinaire. Partant d'une analyse bibliographique, deux points importants ont été mis en exergue :

Le premier concerne la modélisation et la validation des différents éléments de l'installation à absorption solaires. Le développement de notre propre modèle est la modification dans l'installation elle-même s'est avéré particulièrement intéressant dans la perspective de réaliser des simulations.

Le second point concerne la simulation d'une installation à absorption solaire globale, avec la difficulté d'effectuer un couplage réel entre les besoins en réfrigération et la production de froid solaire associée.

Cette étude a permis de résoudre un certain nombre de problèmes liés au couplage et d'apporter des solutions à des besoins en simulation dynamique de tel système. Il paraît donc inévitable, dans le cas d'applications solaires, d'aborder le système dans son ensemble, en tenant compte des comportements transitoires de chaque composant. L'approche numérique s'avère ainsi tout à fait adaptée et nécessaire, permettant une évaluation et une optimisation des performances du système étudié.

Le présent de travail consiste à faire une étude sur l'influence de nombre des bouilleurs sur l'installation de réfrigération solaire à absorption fonctionne avec le couple binaire ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ).

La simulation est faite à l'aide de deux logiciels :

- ❖ le premier EES (Engineering Equation Solver) est destiné dans notre cas uniquement pour dessiner l'installation,
- ❖ le deuxième est le Mathcad permettant de réaliser des calculs scientifiques.

L'étude comparative entre les deux installations de réfrigération à absorption solaire simple et double effet( un bouilleur et deux bouilleurs) nous a donné comme résultat un coefficient de performance (COP) important dans l'installation à double effet ainsi que cette dernière peut fonctionner avec une température qui nécessite un simple panneau solaire plan sans utilisé les rectificateurs donc une diminution d'un élément important dans l'installation à simple effet ce qui implique une réduction sur le cout de l'installation.

**[01] MEUNIER.F, KOUSCHIC.S.C**

Comparative thermodynamic study of sorption systems, second lan analysis.  
In.J. of Refrigeration, Vol 19, 1996, GB ;

**[02] PIERRE RAPIN**

Formulaire du froid.  
10ème Edition, DUNOD ;

**[03] IIR (INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION)**

Aperçu sur l'Histoire du Froid  
Site web : <http://www.iifir.org/> (site consulté en novembre 2005) ;

**[04] GEAROID FALAY, ROBERT DEVANT, RICHARD SWEATSER**

The future of absorption technology in America.  
Advanced Building Systems -2001- ;

**[05] SHARIZAL SHAIK AHMEDULLAH**

Integrated solar energy and absorption cooling model,  
Thèsedoctorat, Michigan Technological University -2005- ;

**[06] R. M. LAZZARIN, A. GASPARELLA, G. A. LONGO**

Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances.  
1996 (ELSEVIER) ;

**[07] S.A AKAM , N SAID, Z. OUCHICHA, B. BELLAL**

Expérimentation d'une boucle à absorption NH<sub>3</sub> -H<sub>2</sub>O,  
(Rev. Energ. Ren) p 17-22 -1999- ;

**[08] GUERMIT TAHAR**

Analyse et simulation d'une machine frigorifique à absorption couplée à l'énergie  
solaire, application dans la région de Ouargla.  
Thèse de Magister -2000- Université de Ouargla ;

**[09] A. DOBBI**

Climatisation solaire, système à absorption.  
Thèse de Magister -2000- Université de Ouargla ;

**[10] KHALID.A. JOUDI, ALI.H. LAFTA**

Simulation of a simple absorption refrigeration system.  
2001 (PERGAMON) ;

**[11] Y. KAITA**

Simulation results of triple-effect absorption cycles  
2002 (ELSEVIER) ;

**[12] H.T. CHUA, H.K. TOH, K.C. NG**

Thermodynamic modeling of an ammonia –water absorption chiller  
2002 (ISEC) USA ;

**[13] N.BENEZZINE, M.BARHOUMI, S.CHEMKHI, A.BELLAGI**

Solar cooling with the absorption principle.  
2004 (ELSEVIER) ;

**[14] N. CHEKIR, KH. MEJBRI, A. BELLAGI**

Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures  
2006 (ELSEVIER) ;

**[15] RHON-ALPES**

La climatisation solaire par absorption .

Energie Environnement

Site web : [www.raee.org](http://www.raee.org) (site consulté en décembre 2005) ;

**[16] EUROPEAN COMMISSION CHOSE**

Absorption Chillers

Site web: [www.absorptionchillers.com](http://www.absorptionchillers.com) (site consulté en décembre 2005) ;

**[17] ROBERT A. ZOGG, MICHAEL Y. FENG, DETLEF WESTPHALEN**

Guide to Developing Air-Cooled *LiBr* Absorption for Combined Heat and Power  
Applications

U.S. Departement of Energy, April 2005 ;

**[18] JEAN CASTAING-LASVIGNOTTES**

Aspects thermodynamiques et technico -économique des systèmes à absorption liquide.

Institut Français du froid industriel, -2001- ;

**[19] KEITH.E.HEROLD, STANDFORD**

Absorption chillers and heat pumps.

1996 Crs press ;

**[20] P. Rapin and P. Jacquard**, ‘*Technologie des Installations Frigorifiques*’, 8ème Edition PYC,  
Dunod, 2004.

**[21]JANNOT Yves** : Thermique solaire.2003.

**[22]R.Bernard, G.Menguy et M.Schwartz** : Le rayonnement solaire : Conversion thermique et  
applications.2<sup>ème</sup> Edition. Technique et documentation lavoisier.1983.

**[23]PIERRE Rapin et PATRICK Jacquard** : Technologie des installations frigorifiques. DUNOD  
8<sup>ème</sup> édition. Paris, 2004.

**[24] ENICK,R.M, DONAHEY, G.P,HOLINSGER**

modeling the high- pressure ammonia-water system wit WATAM and the Peng-Robinson Equation of  
state for kalina cycle studies.

Ind.Eng.Chem.Res.vol.37.p. 1644-1650,-1998- ;

**[25] WEBER, L.A**

Estimating the virial coefficient of the ammonia+water mixture.

Fluide Phase Equilibria.vol.192.no.1-2.p.31-49-1999

**[26] RUKES, B DOOLEY, R.B**

Guidline on the IAPWS formulation 2001 for the thermodynamic properties of ammonia-water  
mixtures, IAPWS (The International Association for the properties of Water and Steam)  
2001.Maryland-USA;

**[27] ZIEGLER, B, TREPP, C**

Equation of state for ammonia-water mixtures,  
Int.J.Refrig.,vol. 7,no.2March.p.101-106,-1984-

**[28] IBRAHIM, O.M., KLEIN, S.A**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures,  
ASHRAE Trans.Sympôsia., vol. 21, no. 2:p. 1495-1502, -1993- ;

**[29] XU, F., YOGI GOSWAMI, D**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application,  
Energy, vol. 24, no. 6 :p. 525-536,-1999- ;

**[30] JORDAN, D.P**

Aqua-ammonia properties,  
Department of Mechanical Engineering,  
Texas Tech University, Lubbock-Texas, 19.p, -1997- ;

**[31] NAG, P.K., GUPTA**

Exergy analysis of the Kalina cycle,  
Applied Thermal Engineering, vol.18, no.6 : p. 427-439,-1997- ;

**[32] M.CONDE**

Thermophysical properties of  $NH_3-H_2O$  solution for the industrial design of absorption refrigeration equipments,  
M. Conde Engineering -2004- ;

**[33] PAUL ROUX, JEAN-ROBERT SEIGNE**

Thermodynamique, physique et chimique  
Ellipses, édition Marketing SA, -1998- ;

**[34] MICHEL FEIDT , AMER HAJ TALEB, OLIVER LOTTIN**

Thermodynamic properties of ammonia- water mixtures.  
Internationnal Congress of Refrigeration 2003, Washington, ICR 0113.

**[35] EL-SAYED,Y.M., TRIBUS**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis.  
ASME Paper AES. American Society of Mechanical Engineers, vol. 1: p. 89-95, -1985-.

[36] Scientific Report, '*Thermodynamic and Physical Properties of  $NH_3-H_2O$* ', (IIR) International Institute of Refrigeration, pp. 88, France, 1994.

[37] : **Maxime Duminil**, « théorie des machine frigorifique», Doc B 9730-5, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 4,5

[38] **D.Lafri, A.Hamid, M.Belhamel, D.Semmar**: Etude du comportement thermique d'une cure stockage solaire à échangeur de Chaleur.Revue d'énergie renouvelable: journées de thermique. 2001.

**[01] MEUNIER.F, KOUSCHIC.S.C**

Comparative thermodynamic study of sorption systems, second lan analysis.  
In.J. of Refrigeration, Vol 19, 1996, GB ;

**[02] PIERRE RAPIN**

Formulaire du froid.  
10ème Edition, DUNOD ;

**[03] IIR (INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION)**

Aperçu sur l'Histoire du Froid  
Site web : <http://www.iifir.org/> (site consulté en novembre 2005) ;

**[04] GEAROID FALAY, ROBERT DEVANT, RICHARD SWEATSER**

The future of absorption technology in America.  
Advanced Building Systems -2001- ;

**[05] SHARIZAL SHAIK AHMEDULLAH**

Integrated solar energy and absorption cooling model,  
Thèsedoctorat, Michigan Technological University -2005- ;

**[06] R. M. LAZZARIN, A. GASPARELLA, G. A. LONGO**

Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances.  
1996 (ELSEVIER) ;

**[07] S.A AKAM , N SAID, Z. OUCHICHA, B. BELLAL**

Expérimentation d'une boucle à absorption NH<sub>3</sub> -H<sub>2</sub>O,  
(Rev. Energ. Ren) p 17-22 -1999- ;

**[08] GUERMIT TAHAR**

Analyse et simulation d'une machine frigorifique à absorption couplée à l'énergie  
solaire, application dans la région de Ouargla.  
Thèse de Magister -2000- Université de Ouargla ;

**[09] A. DOBBI**

Climatisation solaire, système à absorption.  
Thèse de Magister -2000- Université de Ouargla ;

**[10] KHALID.A. JOUDI, ALL.H. LAFTA**

Simulation of a simple absorption refrigeration system.  
2001 (PERGAMON) ;

**[11] Y. KAITA**

Simulation results of triple-effect absorption cycles  
2002 (ELSEVIER) ;

**[12] H.T. CHUA, H.K. TOH, K.C. NG**

Thermodynamic modeling of an ammonia –water absorption chiller  
2002 (ISEC) USA ;

**[13] N.BENEZZINE, M.BARHOUMI, S.CHEMKHI, A.BELLAGI**

Solar cooling with the absorption principle.  
2004 (ELSEVIER) ;

- [14] **N. CHEKIR, KH. MEJBRI, A. BELLAGI**  
Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures  
2006 (ELSEVIER) ;
- [15] **RHON-ALPES**  
La climatisation solaire par absorption .  
Energie Environnement  
Site web : [www.raee.org](http://www.raee.org) (site consulté en décembre 2005) ;
- [16] **EUROPEAN COMMISSION CHOSE**  
Absorption Chillers  
Site web: [www.absorptionchillers.com](http://www.absorptionchillers.com) (site consulté en décembre 2005) ;
- [17] **ROBERT A. ZOGG, MICHAEL Y. FENG, DETLEF WESTPHALEN**  
Guide to Developing Air-Cooled *LiBr* Absorption for Combined Heat and Power  
Applications  
U.S. Departement of Energy, April 2005 ;
- [18] **JEAN CASTAING-LASVIGNOTTES**  
Aspects thermodynamiques et technico -économique des systèmes à absorption liquide.  
Institut Français du froid industriel, -2001- ;
- [19] **KEITH.E.HEROLD, STANDFORD**  
Absorption chillers and heat pumps.  
1996 Crs press ;
- [20] **P. Rapin and P. Jacquard**, '*Technologie des Installations Frigorifiques*', 8ème Edition PYC,  
Dunod, 2004.
- [21] **JANNOT Yves** : Thermique solaire.2003.
- [22] **R.Bernard, G.Menguy et M.Schwartz** : Le rayonnement solaire : Conversion thermique et  
applications.2<sup>ème</sup> Edition. Technique et documentation lavoisier.1983.
- [23] **PIERRE Rapin et PATRICK Jacquard** : Technologie des installations frigorifiques. DUNOD  
8<sup>ème</sup> édition. Paris, 2004.
- [24] **ENICK,R.M, DONAHEY, G.P,HOLINSGER**  
modeling the high- pressure ammonia-water system wit WATAM and the Peng-Robinson Equation of  
state for kalina cycle studies.  
Ind.Eng.Chem.Res.vol.37.p. 1644-1650,-1998- ;
- [25] **WEBER, L.A**  
Estimating the virial coefficient of the ammonia+water mixture.  
Fluide Phase Equilibria.vol.192.no.1-2.p.31-49-1999
- [26] **RUKES, B DOOLEY, R.B**  
Guidline on the IAPWS formulation 2001 for the thermodynamic properties of ammonia-water  
mixtures, IAPWS (The International Association for the properties of Water and Steam)  
2001.Maryland-USA;

**[27] ZIEGLER, B, TREPP, C**

Equation of state for ammonia-water mixtures,  
Int.J.Refriger., vol. 7,no.2March.p.101-106,-1984-

**[28] IBRAHIM, O.M., KLEIN, S.A**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures,  
ASHRAE Trans.Sympôsia., vol. 21, no. 2:p. 1495-1502, -1993- ;

**[29] XU, F., YOGI GOSWAMI, D**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle application,  
Energy, vol. 24, no. 6 :p. 525-536,-1999- ;

**[30] JORDAN, D.P**

Aqua-ammonia properties,  
Department of Mechanical Engineering,  
Texas Tech University, Lubbock-Texas, 19.p, -1997- ;

**[31] NAG, P.K., GUPTA**

Exergy analysis of the Kalina cycle,  
Applied Thermal Engineering, vol.18, no.6 : p. 427-439,-1997- ;

**[32] M.CONDE**

Thermophysical properties of  $NH_3-H_2O$  solution for the industrial design of absorption refrigeration equipments,  
M. Conde Engineering -2004- ;

**[33] PAUL ROUX, JEAN-ROBERT SEIGNE**

Thermodynamique, physique et chimie  
Ellipses, édition Marketing SA, -1998- ;

**[34] MICHEL FEIDT , AMER HAJ TALEB, OLIVER LOTTIN**

Thermodynamic properties of ammonia- water mixtures.  
Internationnal Congress of Refrigeration 2003, Washington, ICR 0113.

**[35] EL-SAYED,Y.M., TRIBUS**

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis.  
ASME Paper AES. American Society of Mechanical Engineers, vol. 1: p. 89-95, -1985-.

[36] Scientific Report, '*Thermodynamic and Physical Properties of  $NH_3-H_2O$* ', (IIR) International Institute of Refrigeration, pp. 88, France, 1994.

[37] : **Maxime Duminil**, « théorie des machine frigorifique», Doc B 9730-5, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 4,5

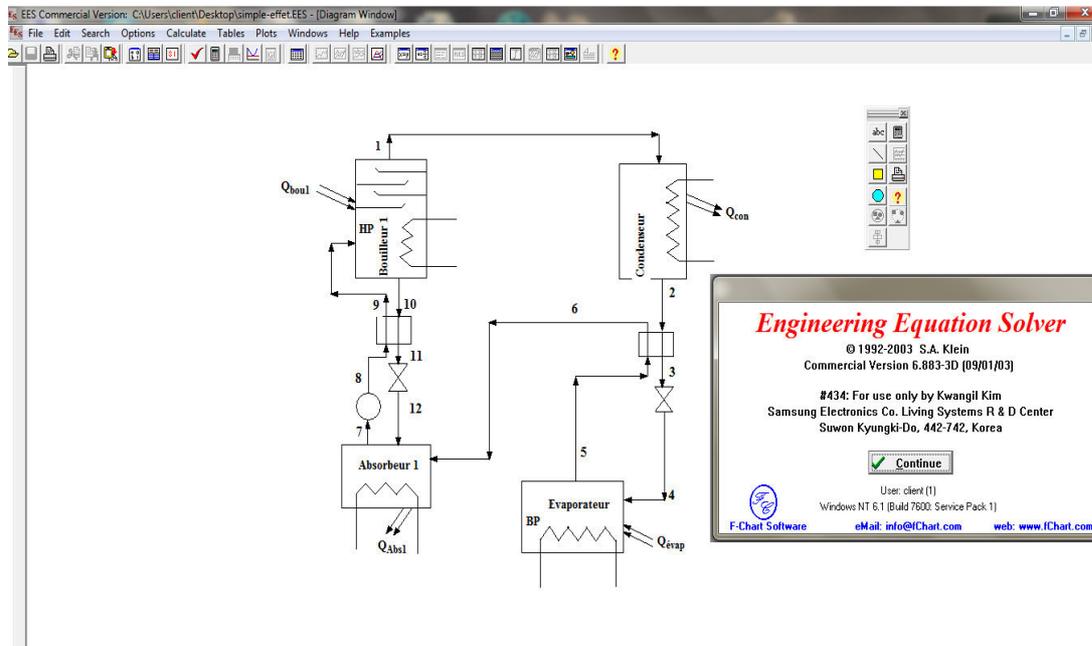
[38] **D.Lafri, A.Hamid, M.Belhamel, D.Semmar**: Etude du comportement thermique d'une cure stockage solaire à échangeur de Chaleur.Revue d'énergie renouvelable: journées de thermique. 2001.

[39] J.N. Baléo et B. Bourges, '*Méthodes et Outils pour ENGINEERING EQUATION SOLVER*', Edition Technologie & Documentation, 2003.

## ANNEXE

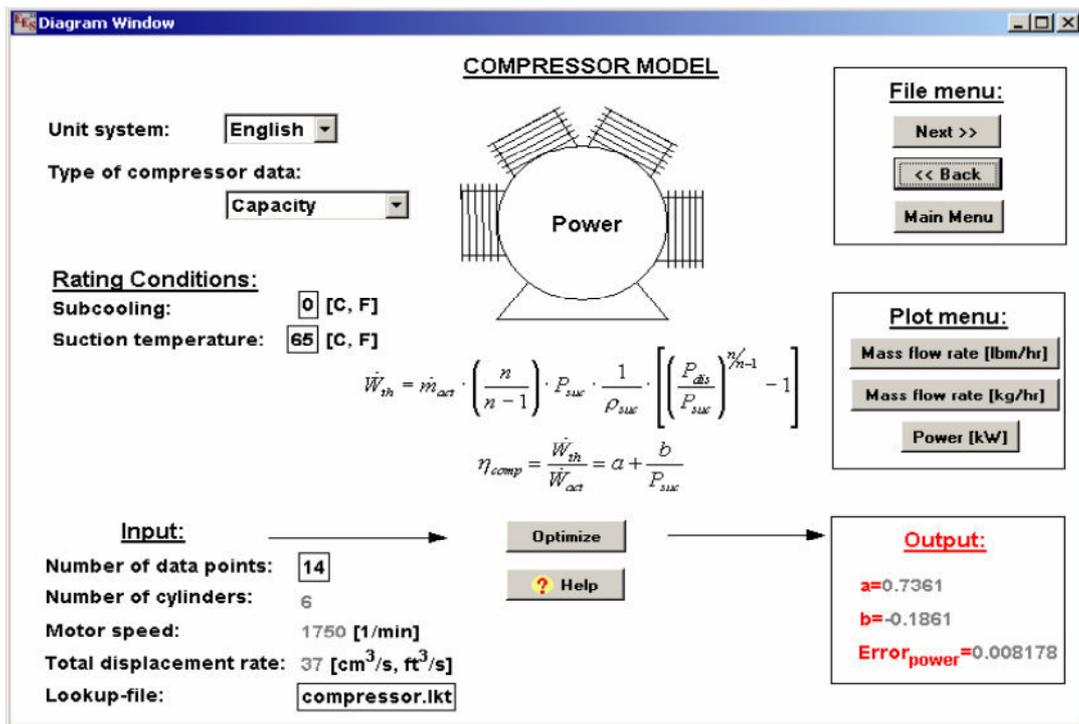
Ce logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques mais les suivantes en font particulièrement usage : la thermodynamique, la mécanique des fluides le transfert de chaleur et la chimie.

Dans nos travaux on utilise ce logiciel pour tracer les cycles de réfrigération à absorption simple et double effet.



### Fenêtre de diagramme (Diagram Window).

La fenêtre Diagramme remplit plusieurs fonctions. Premièrement, il fournit un endroit pour afficher un graphisme et des textes relatifs au problème qui est résolu. Par exemple, un schéma d'un système d'identification des emplacements de points d'état peut être affiché dans la fenêtre de diagramme pour aider à interpréter les équations dans la fenêtre d'Equations. Deuxièmement, la fenêtre de diagramme peut être utilisé pour fournir entrée et de sortie de l'information pratique et de génération de rapports. Dans la version professionnelle, des «zones chaudes» peuvent être définis qui, lorsqu'on clique dessus, les fenêtres de diagramme d'enfants supplémentaires ouverts. Un bouton Calculer peut être placé sur le diagramme et fenêtres enfants d'initier facilement les calculs. Boutons de liaison peuvent être mis sur le diagramme que les parcelles d'affichage, d'enregistrer ou charger les valeurs d'entrée, ou lancer d'autres programmes. Un bouton d'aide peut être utilisée pour accéder à des informations d'aide à partir d'un fichier texte, fichier d'aide Windows, ou site web. Ci-dessous est une fenêtre de diagramme typique.

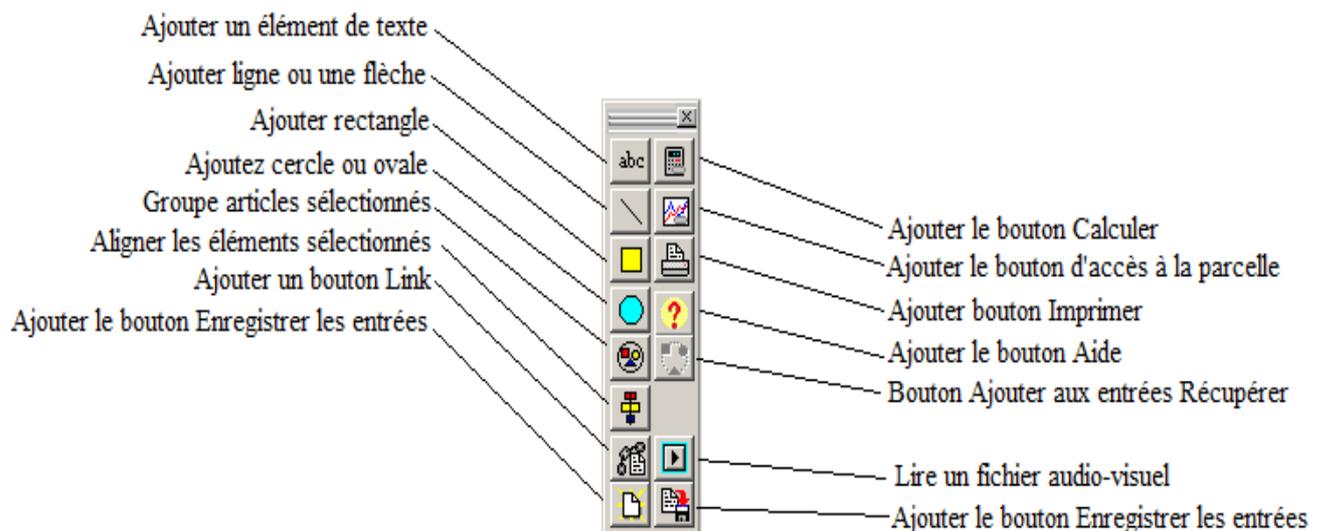


**Création du Schéma (Creating the Diagram).**

Il ya deux façons de placer des objets dans la fenêtre de diagramme. Tout d'abord, un des objets graphiques ou du texte peuvent être créés dans n'importe quel logiciel de dessin qui produit un dessin de l'objet tel que Microsoft Draw (inclus dans Word pour Windows), Corel Draw, Designer, ou PowerPoint. Sélectionnez et copiez l'article (s) dans l'application de dessin, puis utiliser la commande Coller pour les placer dans la fenêtre de diagramme. Une image numérisée dans un format bitmap peut également être utilisé que le schéma à condition qu'il soit copié comme une image, plutôt que d'un bitmap. Un moyen facile de convertir l'image bitmap dans un tableau est de coller l'image bitmap dans PowerPoint, pinceau ou d'autres programmes qui transforment les images graphiques. Ensuite, copiez l'image de ce programme dans la fenêtre de diagramme. Une deuxième façon de créer un dessin est d'utiliser les outils de dessin disponibles sur la barre d'outils de la fenêtre de diagramme. La barre d'outils fourni primitives graphiques telles que les lignes / flèches, des cercles et rectangles. Les caractéristiques de ces objets graphiques peuvent être modifiées par un clic droit ou double-cliquant sur le bouton de la souris sur l'objet pendant la barre d'outils est visible. Les deux méthodes de création d'un dessin peuvent être combinées. Par exemple, vous pouvez placer un rectangle sur une image numérisée. Les objets graphiques générés ou l'autre façon sont enregistrés avec toutes les autres informations de problème.

**Développement et l'application des modes.**

La fenêtre de diagramme et les fenêtres de diagramme de l'enfance fonctionnent en deux modes. Lorsque la barre d'outils (voir ci-dessous) est visible, la fenêtre de diagramme est en mode développement. La barre d'outils peut être affichée ou masquée en utilisant le bouton Afficher / Masquer le schéma de commande de barre d'outils ou la fenêtre speed button de diagramme. Dans le mode de développement, tous les objets tels que l'image, du texte et des objets graphiques (lignes / flèches, rectangles, ellipses) ajoutés à la fenêtre de diagramme, peut être déplacé, modifié ou supprimé, comme indiqué ci-dessous. Les variables d'entrée sont désactivés dans le mode de développement et de calculs initiées avec le bouton Calculer sont supprimées. Lorsque la barre d'outils est masquée, la fenêtre de diagramme est en mode d'application. La barre d'outils peut être cachée en cliquant sur le X dans la barre de titre ou en sélectionnant la commande Afficher / Masquer la barre d'outils du diagramme. Dans le mode d'application, il n'est pas possible de déplacer l'un des objets ou de modifier leurs caractéristiques d'affichage. Les variables d'entrée sont activés et les calculs peuvent être déclenchés en utilisant le bouton option calculer ou les commandes dans le menu Calculer.



**Ajout d'éléments graphiques** .

Lignes, rectangles ou cercles (ellipses) peuvent être tirées sur la fenêtre de diagramme ou fenêtres enfants à l'aide de la ligne, rectangle, et des outils de cercles sur la barre d'outils. Maintenez la touche Maj enfoncée tout en traçant une ligne entraînera la ligne à tracer horizontal, vertical, ou à la plus proche angle de 45 °. Maintenez la touche Maj enfoncée tout en rectangles et cercles de dessin seront les faire dessiner avec sa largeur égale à sa hauteur. Les éléments graphiques peuvent être redimensionnés ou déplacés dans le mode de développement comme décrit ci-après.

En cliquant sur le bouton de ligne dans la barre d'outils de la fenêtre de diagramme permet à une seule ligne à tracer. Si vous voulez faire tirer plusieurs lignes de suite sans avoir à cliquer sur le bouton de la ligne pour chacun, maintenez le droit de la souris enfoncée tout en cliquant sur le bouton gauche de la souris sur le bouton de ligne. Lorsque vous avez fini de dessiner des lignes, cliquez sur le bouton gauche de la souris sur le bouton de ligne de la barre d'outils ou appuyez sur la touche échappe.

La version Professional permet la localisation et la taille de l'élément graphique, texte, et les zones chaudes placées sur les principaux ou les fenêtres enfants de diagrammes devant être spécifiés par des valeurs numériques ou des variables de la SEE. Utilisation des variables SEE permet un contrôle par programmation sur les chiffres, du texte et des zones chaudes. Une utilisation logique de cette capacité est de montrer une des nombreuses figures tout en cachant les autres en fonction de la sélection dans une liste déroulante. Les chiffres sont cachés par la mise à leur endroit une valeur négative qui est hors de l'écran.