REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

**UNIVERSITEYAHIA FARES DE MEDEA**




Faculté de Technologie

# Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie climatique
Spécialité : Génie climatique

---

# Analyse thermodynamique et exergétique d'une machine frigorifique à absorption

---

Présenté par

**KORIEB Mohamed**

**LAMRI Youcef**

Proposé et Dirigé par

**Dr. TRIKI Zakaria**

**Promotion : Juin 2019**

# *Remerciements*

## *Nous tenons à remercier :*

Les membres du jury qui nous feront honneur de juger notre travail.

Notre promoteur Dr. TRIKI Zakaria pour ses précieux conseils, sa disponibilité et sa gentillesse.

Nos chers parents et proches qui nous ont soutenu et aider tout au long de ce travail.

Nos camarades de la promotion génie climatique, amis et tout se qui ont participé de prés ou de loin à l'élaboration de ce travail.

KORIEB Mohamed

LAMRI Youcef

*Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents*

*Pour leurs sacrifices, et qui n'ont Jamie cessé de m'encourager*

*A mes frères*

*« ABEDNOUR.YOUCEF.OUSSAMA et ISHAK»*

*Je dédie tous mes amie (e)s.*

*Et spéciale dédicace à mon binôme :*

*Lamri Youcef*

*Et mon promos de Génie climatique 2019*

*Et à tous ceux qui j'aime et qui m'aime.*

*Mohamed*

# *Dédicace*

Avant tout, je remercie ALLAH, qui nous a aidés à élaborer ce modeste travail

Je dédie ce travail
A ma très chère maman (la miséricorde de dieu) et mon frère hadj mahjoub pour ses sacrifices et tous mes frères

Je dédie tous mes amie(e) s, et surtout :
ADLE Bachir

Et spéciale dédicace à mon binôme :
KORIEB Mohamed

A mes camarades de la section génie climatique 2019
A tous mes amis et mes proches.

*L.Youcef*

**الملخص**

الهدف من هذا العمل هو دراسة ونمذجة نظام تبريد امتصاص تأثير واحد باستخدام الأزواج (NH3/H2O). ستتم دراسة تأثير عوامل التشغيل المختلفة مثل درجة حرارة المولد ودرجة حرارة المكثف ودرجة حرارة المبخر ودرجة حرارة الامتصاص وكفاءة المبادل على أداء النظام. أظهرت النتائج أن درجات حرارة المبخر والمولد لها التأثير الأكبر على النظام. علاوة على ذلك ، فإن أي زيادة في درجة حرارة التكثيف أو الامتصاص تسبب انخفاضًا في معامل الأداء ، وبالتالي كفاءة جهاز الامتصاص.

**الكلمات المفتاحية:** نظام تبريد بالامتصاص ، القانون القانون الأول والثانى في الديناميكا الحرارية، النمذجة العددية ، الكفاءة.

**Résumé :**

L`objectif de ce travail est l`étude et la modélisation d`un système frigorifique à absorption simple effet utilisant le couple (NH3/H2O). L`effet des différents paramètres opératoires tels que la température du générateur, la température du condenseur, la température d`évaporateur, la température d`absorbeur et l`efficacité de l`échangeur sur la performance énergétique et exergétique du système sera ainsi étudié. Les résultats ont montré que les températures de l'évaporateur et celle du générateur ont le plus d'influence sur le système. Par ailleurs, toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque une diminution du coefficient de performance, donc l'efficacité de la machine à absorption.

**Mots-clés:** Système frigorifique à absorption, étude thermodynamique, analyse exergétique, modélisation numérique, efficacité.

**Abstract:**

The aim of this work is the study and modeling of a single effect absorption refrigeration system using (NH3/H2O) couple. The effect of the different operating parameters such as generator temperature, condenser temperature, evaporator temperature, absorber temperature and the efficiency of the exchanger on the energy and exergetic performance of the system will be studied. The results showed that the evaporator and generator temperatures have the most influence on the system. Moreover, any increase in the condensation or absorption temperature causes a decrease in the coefficient of performance, and therefore the efficiency of the absorption machine.

**Keywords:** Absorption refrigeration system, thermodynamic study, exergy analysis, numerical modeling, efficiency.

# Sommaire

INTRODUCTION GENERALE……1

## Chapitre 01

I.1. Bref rappel historique…….3

I.1.1. L'essor de la machine à absorption……..3

I.1.2. Stade Actuel des machines à absorption dans le monde……7

I.2.Représentation schématique et principe de fonctionnement ……...12

I.2.1. Description générale ……12

I.2.2.Principe de fonctionnement……...13

I.2.3. Avantages et inconvénients…….....14

I.2.3.1. Avantages……...14

I.2.3.2. Inconvénients……14

I.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés……14

I.3.1. Diagramme de Merkel ……..14

I.3.2. Diagramme d'Oldham ……..15

I.4. Mélanges pour une machine à absorption……...16

I.4.1. Caractéristiques d'un couple binaire……..17

I.4.2. Propriétés de l'agent d'absorption……17

Conclusion…….....17

## Chapitre 02

II.1. Introduction……..18

II.2.Présentation du système……18

II.3.Hypothèses…….....19

II.4.Analyse thermodynamique……19

II.4.1.Bilan massique ……...19

II.4.1.1.Taux De Circulation ……..20

II.4.2.Bilans enthalpiques……20

II.4.3.Détermination du coefficient de performance…….....20

II.5.Modélisation Thermodynamique …….....21

II.5.1. Calcul des bilans massiques et enthalpiques…….21

II.5.2.Rendement thermodynamique…….....…….....23

II.5.3.rendement exégétique ……..….23

II.6. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés……....23

II.7.Algorithme…….…..25

Conclusion……..30

## Chapitre 03

III.1.Introduction……..…….....31

III.2. Validation des résultats…….……...31

III.3) L'influence des températures sur les performances de la machine…….32

III.3.1.1) L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP…….….32

III.3.1.2) L'effet de (Tg) sur le COP…….…...33

III.3.1.3) L'effet de (Tc) sur le COP……...….34

III.3.1.4) L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le COP…….34

III.3.1.5) L'effet de la température d'absorption (Ta) sur le COP……..…….....35

III.3.2) Le taux de circulation(FR)…….....36

III.3.2.1) L'effet de (Tg) sur le FR…….....36

III.3.2.3) L'effet de (Tc) sur le FR…….....37

III.3.2.4) L'effet de (Ta) sur le FR…….…...38

III.3.2.5) L'effet de (Te) sur le FR……..…….…..38

III.3.3) Le rendement thermodynamique (η)…….39

III.3.3.1) L'effet de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement thermodynamique..39

III.3.3.2) L'effet de la température du générateur (Tg) sur Le rendement thermodynamique (ηth)……..…….....40

III.3.3.3) L'effet de température de condensation (Tc) sur le rendement thermodynamique du système (ηth)……...41

III.3.3.4) L'effet de la température d'absorption (Ta) sur l'efficacité du système(η)…42

III.3.3.5) L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur(ηth)……..…..42

III.3.4) le rendementexégétique (ηex)…….....43

III.3.4.1) L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le(ηex)……..…...…43

III.3.4.2) L'effet de la température du générateur (Tg) sur le(ηex)……....…...44

III.3.4.3) L'effet de la température d'absorption (Tc) sur le(ηex)……....45

III.3.4.4) L'effet de la température d'absorption (Ta) sur le (ηex)……..46

III.3.4.5) L'effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le(ηex)…..……...47

III.4) les quantités de chaleur……..……..…47

III.4.1) L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur les charges thermiques…....47

III.4.2) L'effet de la température du générateur ($T_g$) sur les charges thermiques……....48

III.4.3) L'effet de la température du condenseur ($T_c$) sur les charges thermiques…….49

III.4.4) L'effet de la température d'absorbeur ($T_a$) sur les charges thermiques……...50

III.4.5) L'effet de température de l'évaporateur ($T_e$) sur les charges la thermiques.…...51

Conclusion……. …….....51

Conclusion générale…….……...52

# Liste des figures


| | |
|---|---|
| Figure I.1 Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux Etats-Unis et le Japon | 8 |
| Figure I.2. Machine frigorifique à absorption NH3-H2O en cours de montage | 9 |
| Figure I.3. Domaine d'application et performance des machines à absorption | 10 |
| 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 465KW* Octobre 2004 (doc.Trane) | 10 |
| Figure I.5.b. Refroidisseur de liquide à absorption à doubles étages. *Série ABSC 390 à 6000KW*. Juin 2002 (doc.Trane) | 10 |
| Figure I.5.c. Machine à absorption de type *YIA-ST-1A1 THRU YIA-ST-14F3* (doc.York) | 11 |
| Figure I.5.d. Machine à absorption de type YPC-*F* (doc.York) | 11 |
| Figure I.5.e. Machine à absorption de type CH- V (doc. ClimgazPro - Yazaki) | 12 |
| Figure I.5.f. Machine à absorption de type YPMC-F (doc. YORK HITACHI) | 12 |
| Figure I.6. : Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet | 13 |
| Figure I.7.Diagramme de Merkel relatif au couple *NH3-H20* | 15 |
| Figure I.8. Diagramme d'Oldham relatif au couple *NH3-H20* | 16 |
| Figure (II.1) : structure d'une machine à absorption | 19 |
| Figure III.1. : Variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution | 33 |
| Figure III.2. : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ($T_g$) | 34 |
| Figure III.3. : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Tc) | 35 |
| Figure III.4. : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ($T_{ev}$) | 36 |
| Figure III.5. : Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Ta). | 36 |

# Liste des figures


| | |
|---|---|
| Figure III.6. : Variation du (FR) en fonction de (Tg) | 37 |
| Figure III.7. : Variation du (FR) en fonction de (Tg) | 38 |
| Figure III.8. : Variation du (FR) en fonction de (Ta) | 39 |
| Figure III.9. : Variation du (FR) en fonction de (Te) | 40 |
| Figure III.10. : Variation du (ηth) en fonction de (Eff) | 41 |
| Figure III.11. : Variation du (ηth) en fonction de (Tg) | 41 |
| Figure III.12. : Variation du (η) en fonction de (Tc) | 42 |
| Figure III.13. : Variation du (η) en fonction de (Ta) | 43 |
| Figure III.14. : Variation du (ηth) en fonction de (Te) | 44 |
| Figure III.15. : Variation du (ηex) en fonction de (Eff) | 45 |
| Figure III.16. : Variation du (ηex) en fonction de (Tg) | 46 |
| Figure III.17. : Variation du (ηex) en fonction de (Tc) | 47 |
| Figure III.18. : Variation du (ηex) en fonction de (Ta) | 47 |
| Figure III.19. : Variation du (ηex) en fonction de (Te) | 48 |
| Figure III.20. : Variation des quantités de chaleur en fonction de (Eff) | 49 |
| Figure III.21. : Variation des quantités de chaleur en fonction de (Tg) | 50 |
| Figure III.22. : Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_c$) | 50 |
| Figure III.23. : Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_a$) | 51 |
| Figure III.24. : Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_e$) | 52 |

# *Liste des tableaux*


| | |
|---|---|
| Tableau I.1. Les différents types des machines à absorption *ARP-S* | *9* |
| Tableau III.1 montre la comparaison des propriétés thermodynamique | *32* |
| Tableau III.2 les puissances mises en jeu dans chaque organe | *33* |

## Introduction générale

Le conditionnement d'air et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent dans la majorité des cas actuellement par la voie classique c'est-à-dire avec un cycle à compression mécanique qui nécessite une dépense d'énergie électrique non négligeable ainsi que le raccordement à un réseau électrique disponible dans le lieu d'installation de l'appareil. Ces machines utilisent pour leur fonctionnement des fluides frigorigènes dont un certain nombre contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone, et la majorité contribuent au réchauffement climatique. Il s'avère donc urgent d'utiliser dans la mesure du possible des technologies capables de proposer une alternative à ces systèmes sans leurs inconvénients. Ces systèmes alternatifs doivent utiliser des fluides frigorigènes plus respectueux pour l'environnement et avoir des performances élevées permettant de réduire leur émission de gaz à effet de serre.

Ces problèmes environnementaux ont donnés un regain d'intérêt à une autre filière de machines frigorifiques à sorption (absorption et adsorption), qui représentent une alternative intéressante dans ce domaine. Tous les fluides utilisés dans ces derniers sont bénins pour l'environnement que ce soit l'ammoniac, l'eau ou les alcools, etc. Un autre souci concernant la technologie de la réfrigération conventionnelle est la disponibilité d'énergie.

Le principe des machines thermique à absorption est simple, Le travail mécanique nécessaire au fonctionnement de ces machines est très réduit puisque 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 température et de la pression ; le système, en contrepartie, consomme de la chaleur. Et, théoriquement, un système à absorption est aussi efficace qu'un système à compression avec son moteur.

Dans ce contexte, nous proposons une contribution à l'étude et l'analyse thermodynamique et exergétique ainsi que la modélisation d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (NH3/H2O) comme fluide de fonctionnement. Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en 03 chapitres et une conclusion générale, à cet effet, le mémoire est organisé comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur la machine a absorption et un rappelle historique de la technique de production de froid par absorption.

Le chapitre II est consacré à une étude détaillée et une modélisation de la machine frigorifique à absorption étudiée. Pour cela les principes et les outils nécessaires à la description de son cycle de fonctionnement ont été présenté.

On y trouvera les principales étapes avec toutes les équations utilisées pour l'étude des machines à absorption simple effet. Ce chapitre est clôturé par un algorithme retraçant les phases de la modélisation et l'organigramme ayant servi à l'élaboration du programme de calcul.

Le troisième chapitre est réservé à la discussion des résultats obtenus à partir du programme de calcul et leurs interprétations.

Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale.

## I.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de réaliser une revue bibliographique sur les systèmes frigorifiques à absorption et de donner le stade actuel dans le monde. Ensuite, le principe de fonctionnement de ces systèmes sera présenter afin de faciliter l'étude de leurs performances et de mieux comprendre les spécificités de ce types de ces systèmes.

## I.2. Bref rappel historique

Depuis sa lointaine origine, l'histoire des machines à absorption à 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 contrepartie consomme de la chaleur .

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

Le père de ces systèmes est le français FERDINAND Carré [02], 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 20ième siècle.

Il faut aussi citer les travaux de l'Italien GUIDO Maïuri 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.

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 KAWAZAKI (machine eau/bromure de lithium, cycle double effet avec brûleur gaz). Un grand nombre de chercheurs ont effectué des recherches dans le domaine de la réfrigération par absorption de vapeur en utilisant les paires de travail les plus courantes : H2O- LiBr et $NH_3$-$H_20$.

Alizadeh et al. [5] ont mené une étude théorique sur la conception et l'optimisation du cycle de réfrigération H2O-LiBr. Ils ont conclu que pour une capacité de réfrigération donnée, une température plus élevée du générateur provoque un taux de refroidissement élevé avec une surface de transfert de chaleur plus petite et un faible coût. Il existe un facteur limitant pour les cycles H2O-LiBr, l'eau ne peut pas produire des frigories en dessous de son point triple à cause de 17 la problématique de formation de givre d'eau. Ce givrage conduit au colmatage des composants du cycle.

Tyagi [6] a réalisé une étude détaillée d'un cycle a absorption de réfrigération utilisant le NH3-H2O et a présenté la variation du coefficient de performance dans le SARC en fonction des conditions opératoires du cycle, c'est-àdire, les températures de l'absorbeur, de l'évaporateur et du générateur. Il a montré que le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur.

En 2005, Sencan et al. [7] ont effectué l'analyse énergétique et exégétique d'un système de réfrigération à absorption à H2O-LiBr à simple effet et calculé les pertes d'exergie dans les composants du système. Ils ont calculé l'effet de la température de la source de chaleur sur le COP et le rendement exergétique. Cette étude était en accord avec les résultats obtenus par Tyagi [6]. Elle a aussi montré que l'ECOP diminue au moment où le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur et du générateur.

En 2010, Zhu et Gu [8] ont reproduit la même étude avec différentes conditions de fonctionnement. Autre que l'analyse énergétique des cycles cycle a absorption de réfrigération, il y a eu des études considérant à la fois les deux principes de la thermodynamique pour effectuer une analyse exergétique du cycle à absorption de réfrigération .

Ercan et Gogus [9] ont étudié en 1991 les irréversibilités générées dans les composants du système de réfrigération à absorption de $NH_3$-$H_20$. Ils ont calculé les pertes exergétiques de chaque composant, le rendement exergétique, le coefficient de performance et le taux de circulation. Ils ont conclu que, pour atteindre une haute performance, le système $NH_3$-$H_20$ a besoin des concentrations élevées en ammoniac dans le générateur (en augmentant sa température). Ils ont observé que la perte d'exergie la plus élevée existe dans l'évaporateur, suivie de celle perdue dans l'absorbeur.

Aphornratana et Eames [10] ont étudié en 1995 le transfert de chaleur a absorption à H2O-LiBr en utilisant une approche d'analyse exergétique. Il a été mentionné que l'irréversibilité dans le générateur était la plus élevée, suivie par celles de l'absorbeur et de l'évaporateur. Ceci représente une contradiction avec les résultats obtenus par Ercan et Gogus [9], affirmant que la perte exergétique dans le générateur est la plus élevée quelque soit la paire de fluides utilisée dans le cycle.

En 2000, Talbi et Agnew [11] ont effectué une analyse exergétique sur le cycle de réfrigération par absorption à simple effet avec H2O-LiBr. Le cycle recueille l'énergie libre de l'échappement d'un moteur diesel. Ils ont calculé la perte exergétique de chaque composant et la perte exergétique totale. Ils ont constaté que, pour les conditions de fonctionnement prises dans leur étude, l'absorbeur a la plus forte perte d'exergie, de 59,06 % du total, suivie par celle du générateur. Ce qui constitue une contradiction avec les résultats obtenus par Aphornratana et Eames [10] et en accord avec ceux obtenus par Ercan et Gogus [9].

Sözen [12] a étudié en 2001 l'effet des échangeurs de chaleur sur la performance d'un système de réfrigération à absorption $NH_3$-$H_20$. Il a calculé le COP, l'ECOP, le taux de circulation et les pertes exégétiques de chaque composant du système. Il a conclu que l'évaporateur, l'absorbeur, le générateur, l'échangeur de chaleur de mélange et le condenseur présentent des pertes exégétiques élevées. Il a également conclu que l'utilisation d'un échangeur récupérateur situé entre l'évaporateur et le condenseur n'augmente pas les performances du système. Les résultats de cette étude contredisent les résultats obtenus dans toutes les études mentionnées en concluant qu'il n'y a pas un composant ayant des pertes exégétiques dominantes.

En 2007, Kilic et Kaynakli [13] ont considéré la première et la deuxième loi de la thermodynamique pour analyser les performances d'un système de réfrigération par absorption avec H2O-LiBr en faisant varier certaines conditions opératoires. Ils ont constaté que le COP du SARC augmente proportionnellement à la température du générateur et de l'évaporateur, mais diminue de façon inversement proportionnelle à la variation des

températures du condenseur et de l'absorbeur. Ils ont conclu que la perte d'exergie la plus élevée se produit dans le générateur indépendamment des conditions de fonctionnement et il est donc le composant le plus important du système.

Kaynakli et Yamankaradeniz [14] ont effectué des calculs pour un système de refroidissement de 10 kW. Les températures de l'évaporateur et du condenseur étaient respectivement 4°C et 38°C. La température du générateur était de 90°C. L'efficacité de l'échangeur de chaleur interne a été estimée à 0,5 et l'efficacité isentropique de la pompe a été supposée égale à 90 %. Similairement aux travaux précédents, ils ont conclu que la génération d'entropie du générateur est une fraction importante de la génération totale d'entropie dans le système, essentiellement en raison de la différence de température entre la source de chaleur et le fluide de travail. D'autres études théoriques réalisées ont tenté de tester expérimentalement les machines de réfrigération par absorption.

Bell et al. [15] ont développé en 1996 un système de réfrigération par absorption expérimental H2O-LiBr piloté par la chaleur générée à partir d'un collecteur d'énergie solaire. Les composants du système sont logés dans des cylindres en verre sous vide pour observer tous les processus. Ils ont déterminé le COP du système en appliquant les bilans de matière et d'énergie pour tous les composants. Ils ont conclu que le COP du système dépend de la température du générateur et qu'il y a une valeur optimale de la température du générateur à laquelle le COP est maximum. Ils ont également conclu qu'en opérant le système à des températures de condenseur et d'absorbeur faibles, on obtient un COP satisfaisant à une température de générateur aussi basse que 68°C.

En 2002, De Francisco et al. [16] ont développé et testé le prototype d'un cycle de réfrigération a absorption $NH_3$-$H_20$ de 2 kW fonctionnant à l'énergie solaire. Le système a également souffert de fuites dans différentes composantes et a nécessité d'autres améliorations. Olet, Castro et leal. [17] ont développé un système de refroidissement par absorption H2O-LiBr de 3kW et ont comparé théoriquement et expérimentalement les performances du système pour des températures de l'eau chaude allant de 80°C à 95°C. Les résultats indiquent des écarts entre la capacité de refroidissement et le COP. Ce qui a conduit à des résultats théoriques et expérimentaux divergents.

En 2004, Horuz et Callander [18] ont décrit l'étude expérimentale de la performance d'un système de réfrigération à absorption disponible dans le commerce. Le système est alimenté au gaz naturel avec une capacité de 10 kW. Ils ont étudié la réponse du système de réfrigération aux variations de la température de l'évaporateur et de la source disponible.

D'après toutes les études théoriques consacrées aux COP et ECOP du cycle de réfrigération par absorption, il y a un accord sur l'impact des températures de fonctionnement sur le COP. Mais, pour l'ECOP du cycle, quelques études ont conclu que les pertes exergétiques maximales sont produites par l'absorbeur [9, 11] alors que d'autres études ont conclu qu'elles sont produites par le générateur [10, 13, 12]. Ce constat nécessite plus d'approfondissement concernant l'influence des conditions de fonctionnement des cycles sur leurs performances. L'objectif est de préciser les critères importants dans les conditions opératoires composant les cycles à absorption de réfrigération.

### I.2.2. Stade Actuel des machines à absorption dans le monde

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.

Parmi les systèmes frigorifique utilisant la chaleur dans toutes ces formes comme énergie motrice, l'impact sur l'environnement (effet de serre et réchauffement climatique), la flambé des prix de pétrole, la machine à absorption prend une place importante dans le marché du froid industriel.

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 en Guadeloupe et CSTB à Sophia Antipolis) [19].

Aux Etats-Unis, le laboratoire national de 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 du Tokyo (spécialement les systèmes à absorption en solution H2O-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].

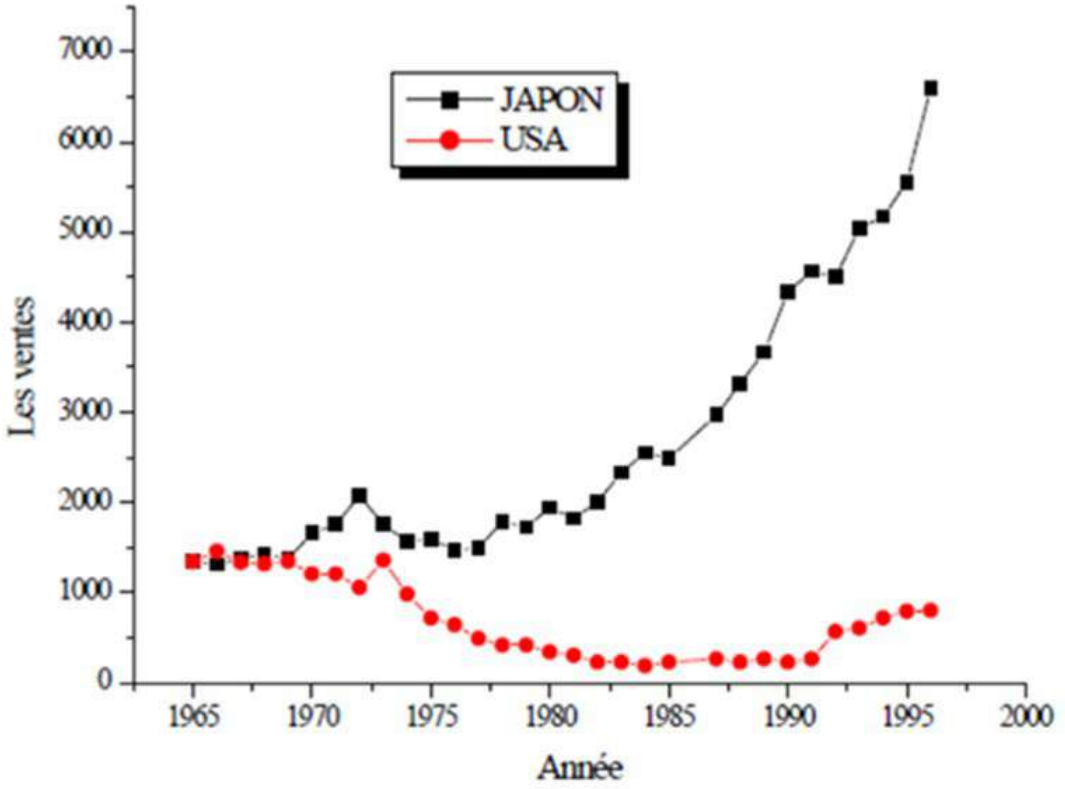



**Figure I.1** Les ventes des réfrigérateurs à absorption aux Etats-Unis et le Japon.

La Corée est le 3ième 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 [20], [21] :

USA (Carrier, York et Trane) ; Japon (Yazaki, Sanyo, Voltas, Ebara, Mitsubishi, Toshiba, Hitashi, Kawasaki et Takuma) ; Germany(Entropie, Hans Güntner Gmbh absorptionskälte KG) ; Korea (LG Machinery, Kyung won centry) ; China (Broad) ; Netherlands(Clibri-stork).

La Colibri-Stork [22], 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 $NH_3$-$H_20$ en cours de montage

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 est donné dans le tableau (I.1) et les performances de processus d'absorption $NH_3$-$H_20$ à simple étage qu'il annonce sont présentées dans la figure (I.3).

| ***Modèle*** | ***Température d'évaporation*** | ***Capacité frigorifique*** |
|---|---|---|
| *de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)* | 100-250 kW | ***ARP-S2*** |
| *de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)* | 200-400 kW | ***ARP-S3*** |
| *de 0 °C jusqu'à -30 °C (-50 °C)* | 3 50-600 kW | ***ARP-S1*** |

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

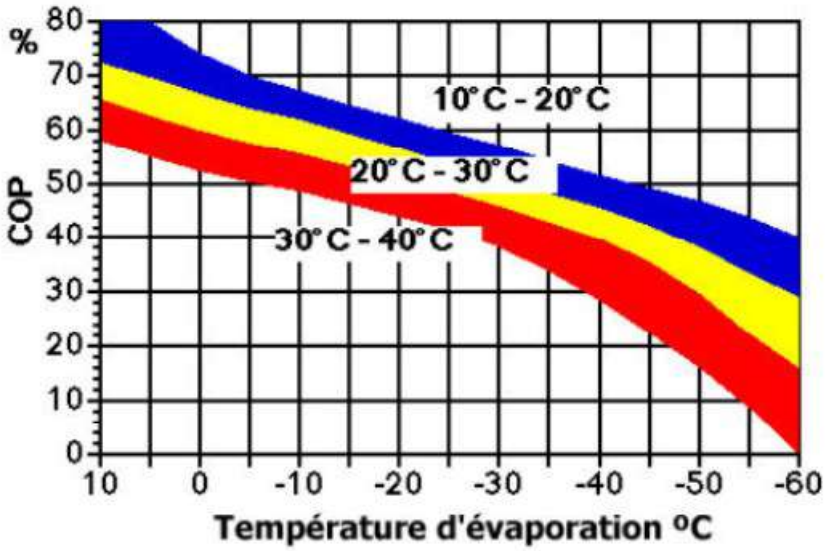



**Figure I.3.** Domaine d'application et performance des machine à absorption.

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- f)] :

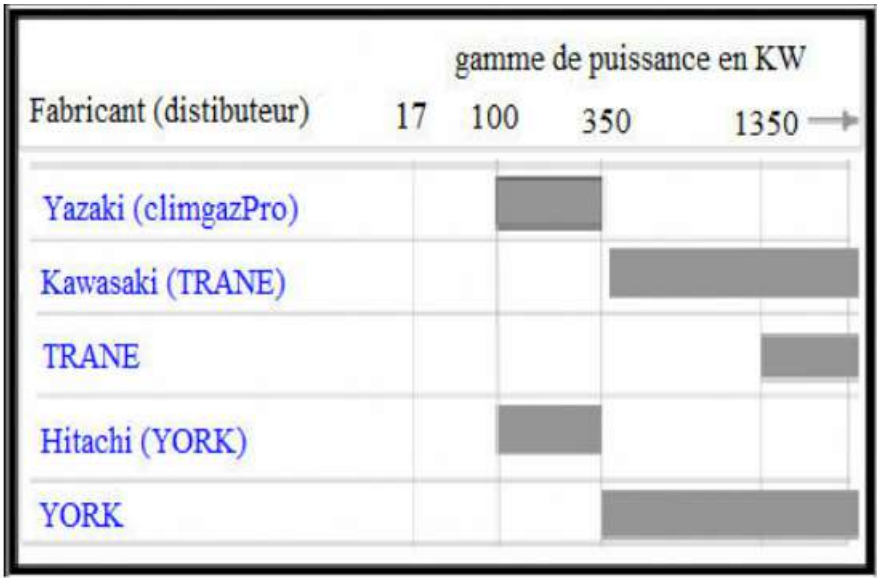



**Figure I.4.** La gamme de puissance en KW de quelques fabricants dans le monde.





**(a)** **(b)**

**Figure I.5.a.** Refroidisseur de liquide à absorption à simple étage.***Série ABS-PRC005-EN 465KW*** Octobre 2004 **(doc.Trane)[21]**

**Figure I.5.b.** Refroidisseur de liquide à absorption à doubles étages. ***Série ABSC 390 à 6000KW.*** Juin 2002 **(doc.Trane)[21]**





**(c)** **(d)**

**Figure I.5.c.** Machine à absorption de type ***YIA-ST-1A1 THRU YIA-ST-14F3*** **(doc.York)[20]**

**Figure I.5.d.** Machine à absorption de type ***YPC-F*** **(doc.York)[20]**



(e)



(f)

**Figure I.5.e.** Machine à absorption de type ***CH- V*** **(doc. ClimgazPro - Yazaki)[21]**

**Figure I.5.f.** Machine à absorption de type ***YPMC-F*** **(doc. YORK HITACHI)[20]**

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

### I.3.1. Description générale

Les machines frigorifiques à absorption sont des machines tri-thermes, qui fait intervenir deux niveaux de pression: haute pression et basse pression Elles fonctionnent donc grâce à trois niveaux de températures, la haute température de la source de chaleur (Générateur), la température moyenne de condensation (environnement) qui impose la haute pression (HP) et la basse température de l'évaporateur (production du froid) qui impose la basse pression (BP). Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un ensemble d'un condenseur, un détendeur et un évaporateur, dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie motrice du procédé qui comprend un absorbeur, une pompe, un échangeur (bouilleur) et un détendeur, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement. 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. Parmi Les couples les plus utilisés l'Ammoniac / Eau ($NH_3$-$H_20$), où l'ammoniac est le fluide frigorigène), et l'Eau/Bromure de Lithium (H20/LiBr), l'eau étant le fluide frigorigène. Le premier permet de faire du froid pour des besoins de climatisation ou de froid industriel alors que le second est exclusivement destiné au conditionnement d'air. Il existe d'autres solutions comme NH3/LiNO3, LiBr/HO(CH2)OH et bien d'autres [23-24].

### I.3.2.Principe de fonctionnement

Les machines de réfrigération par absorption sont des machines tri-thermes capables d'absorber la chaleur à un moyen niveau de température. Elles permettent de la transformer en froid utile et en chaleur rejetée vers l'atmosphère à une température proche à celle ambiante.

La vapeur haute pression issue du générateur (7) passe dans le condenseur où elle se condense tout en libérant ainsi de l'énergie vers l'atmosphère (Figure I.6). A la sortie du condenseur (1), le réfrigérant est donc à l'état liquide saturé et à haute pression. Un détendeur permet le passage de la haute pression à la basse pression par une expansion isenthalpique (2). A cette basse pression la température d'évaporation du réfrigérant est plus basse que la température au niveau du condenseur. Le réfrigérant s'évapore tout en produisant le froid utile de la machine. A la sortie de l'évaporateur (3), le fluide frigorigène est par conséquent à l'état de vapeur saturée. La température de la source chaude utilisée dans le générateur fixe la basse pression de la machine à absorption. La vapeur basse pression provenant de l'évaporateur (3) est absorbée dans l'absorbeur.

La solution contenant l'absorbant passe de l'état riche en absorbant (4) à l'état pauvre (8). II est important de noter que cette absorption est exothermique, il convient donc d'évacuer cette énergie par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (le plus simple est d'évacuer la chaleur à l'atmosphère par ventilation forcée). Il est fréquent d'ajuster la température de l'absorbeur à égalité à celle du condenseur. La solution réfrigérant-absorbant (5) est alors amenée à haute pression par l'intermédiaire d'une pompe vers le générateur (6).

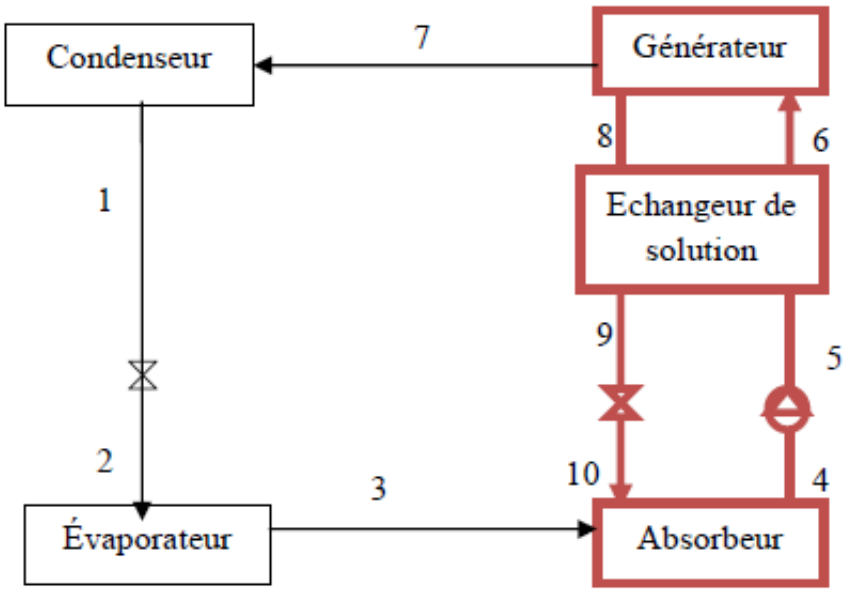



**Figure I.6.** Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet

Le passage de la solution au niveau de haute pression a pour effet d'augmenter la température de saturation du réfrigérant. Le réfrigérant à l'état vapeur qui va être utilisée au niveau du condenseur est générée par une évaporation partielle en utilisant l'énergie de la source de chaleur fatale (rejets thermiques). La solution riche en absorbant (8) et contenant le réfrigérant non évaporé va subir une détente isenthalpique (9) avant être injectée dans l'absorbeur (10) afin de compléter le cycle.

### I.3.3. Avantages et inconvénients

#### I.3.3.1. Avantages

Elles consomment essentiellement de l'énergie calorifique ; Leurs utilisations sont intéressantes si on dispose d'une source de chaleur (chaleur gratuite perdue) ; Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène : pas de toxicité ; Machines silencieuses et sans vibrations.

#### I.3.3.2. Inconvénients

- COP faible face aux machines à compression ; Puissances thermiques importantes à évacuer ; Fonctionnement en très basse pression :
- Problème de construction ; étanchéité importante.
- Cristallisation de l'eau (panne).

## I.4. Diagrammes thermodynamiques utilisés

### I.4.1. Diagramme de Merkel [25]

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.7).

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.

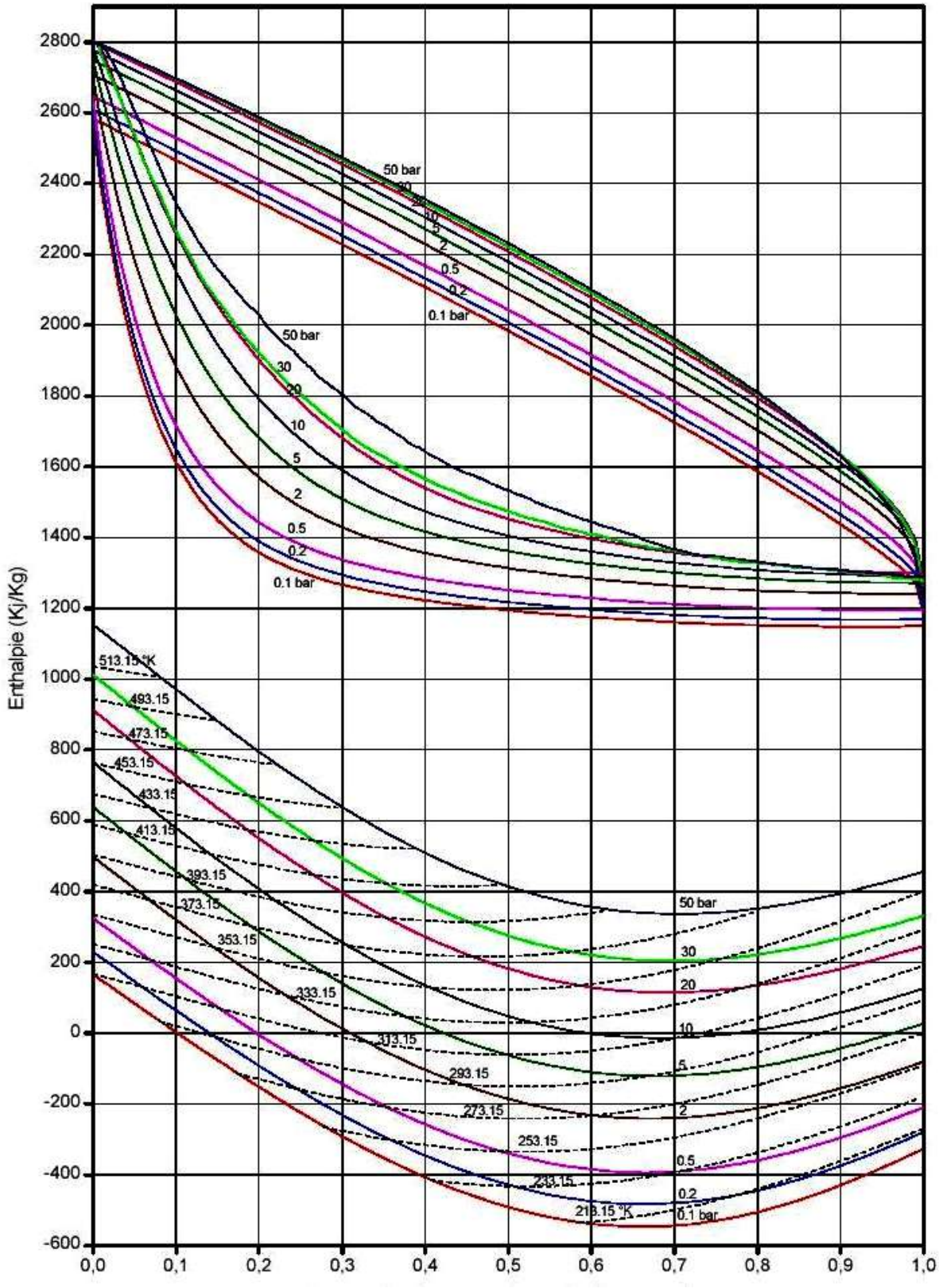



**Figure I.7.** Diagramme de Merkel relatif au couple $NH_3$-$H_20$ [25]

### I.3.2. Diagramme d'Oldham [26]

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption, figure (I.8). L'axe des abscisses est gradué en (1/*T*) et l'axe des ordonnées en (*Log P*). Dans ce système de coordonnées, les courbe traduisant l'équilibre du système binaire dans la phase vapeur aussi bien que dans la phase liquide sont, à très peu de chose prés, 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.

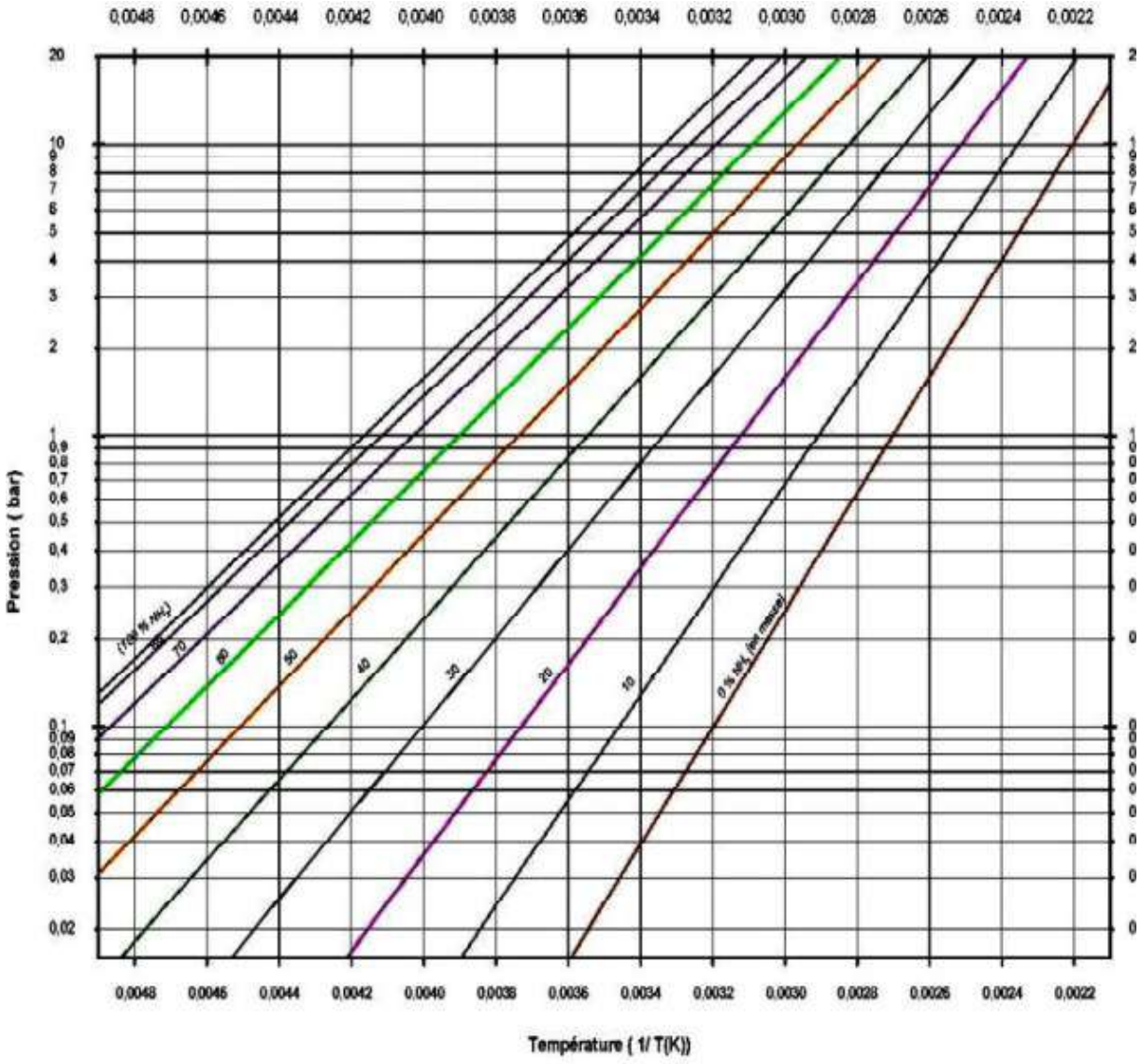



**Figure I.8.** diagramme d'Oldham relatif au couple $NH_3$-$H_20$[25]

## I.5. Mélanges pour une machine à absorption

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

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

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

### I.5.1. Caractéristiques 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 :

Absence de phase solide ;

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

### I.5.2. Propriétés de l'agent d'absorption

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

- 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 ;
- L'agent d'absorption doit rester liquide dans tout le cycle et ne pas donner lien à des possibilités de cristallisation ; la stabilité chimique doit être bonne et il ne doit pas être corrosif ;
- 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.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté 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. L'étude thermodynamique et exergétique des systèmes frigorifiques à absorption requiert la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple utilisé, cette partie fera l'objet des chapitres suivants.

## II.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on va effectuer une analyse thermodynamique et exergétique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur interne entre la solution diluée sortant de l'absorbeur et la solution concentrée sortant du générateur utilisant le couple (NH3/H2O) comme fluide de fonctionnement. Les bilans thermiques et massiques obtenus ont permis de dégager un ensemble d'équations résolus sousl'environnement MATLAB.

## II.2.Présentation du système :

Le schéma de principe de la machine à absorption est représenté sûr la figure suivante :

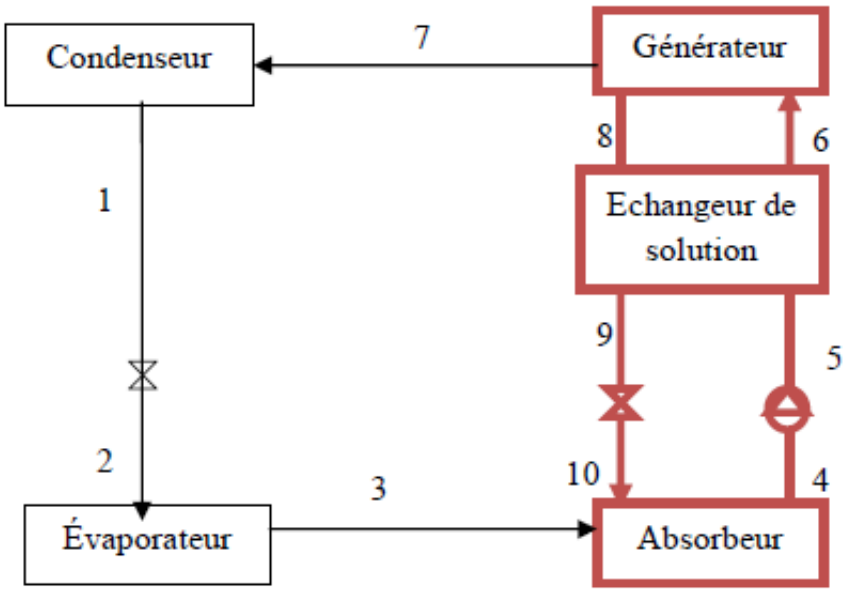



**Figure (II.1) :** structure d'une machine à absorption

Le système représenté sur la figure (II.1) semblable à celui étudié par M.Feidt [27] et par R.Gomri [28] comporte un ensemble de condensation-évaporation classique par rapport aux systèmes à compression mécanique. Le reste du système constitue un compresseur thermique qui remplace le compresseur mécanique. Le générateur reçoit la puissance thermique nécessaire à la désorption de la solution $NH_3$-$H_20$, dont l'un des composants(NH3) est beaucoup plus volatil que l'autre(NH3), est constitue le fluide frigorigène.

Cette désorption transforme la solution riche en solution pauvre et chaude qui est renvoyée via une vanne, pouvant être commandée, vers l'absorbeur à travers unéchangeur récupérateur. La solution pauvre s'enrichit dans l'absorbeur grâce à la vapeur de NH3 arrivant de l'évaporateur. Elle y cède une puissance thermique qui permet la sorption de cette vapeur.

Elle est ensuite refoulée par une pompe vers le générateur. Le système comporte un

échangeur récupérateur entre la solution chaude provenant du générateur et la solution froide qui arrive de l'absorbeur [28]. La vapeur d'eau séparée de la solution dans le générateur constitue le fluide frigorigène et s'écoule vers le condenseur où elle est refroidie et condensée avant d'être détendue par une vanne, pouvant elle aussi être commandée, et réintroduite dans l'évaporateur où l'on obtient l'effet utile. De cette façon, le fluide frigorigène parcours un cycle [29].

### II.3.Hypothèses :

Lors de la simulation, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [30].

- Le fluide frigorigène sorte du condenseur à l'état du liquide saturer.
- Le fluide frigorigène sorte de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée.
- Les pertes thermiques dans l'échangeur sont négligeables.
- Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligeables.
- La solution est en état de saturation.
- Les détentes sont isenthalpiques.
- Pas de perte au niveau de la pompe.

### II.4.Analyse thermodynamique :

Il est nécessaire d'introduire un certain nombre de grandeurs qui vont permettre d'évaluer le cycle d'une machine à absorption. Pour cela, nous utilisons souvent deux bilans : le bilan massique et le bilan enthalipique.

#### II.4.1.Bilan massique

Soient $m_f$, $m_{ab}$, $m_{ge}$et $X_f$,$X_{ab}$, $X_{ge}$respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre. Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$m_{ab}=m_f+m_{ge} \quad \text{(globale de la solution)} \quad \text{(II.1)}$$

$$m_{ge}*X_g - m_{ab}*X_{ab}=0 \quad \text{(bilan du frigorigène)} \quad \text{(II.2)}$$

$m_f$ ,$m_{ge}$et $m_{ab}$ représentent respectivement les débits massiques du fluide frigorigène, de la solution riche et dela solution pauvre.

On en déduit une expression dem$_{ge}$ et m$_{ab}$en fonction de m$_f$et des différents titres en frigorigène :

$$m_a = m_f \frac{Xab}{Xab - Xge} \quad \text{(II.3)}$$

$$m_g = m_f \frac{Xge}{Xab - Xge} \quad \text{(II.4)}$$

### II.4.1.1.Taux De Circulation [5]:

$$FR = \frac{Xab}{(Xab - Xge)} \quad \text{(II.5)}$$

La différence ($X_{ab} - X_{ge}$) est appelée la plage de dégazage on la note ($\Delta X$)

### II.4.2.Bilans enthalpiques :

Le bilan enthalpique sur chaque élément de l'installation permet d'écrire :

Condenseur : $Q_C = m_f*(h_1-h_7)$ (II.6)

Evaporateur : $Q_{ev} = m_f*(h_3-h_2)$ (II.7)

Générateur : $Q_g = m_f*h_7+m_{ge}*h_8-m_{ab}*h_6$ (II.8)

Absorbeur : $Q_a = m_{ab}*h_4 - m_f*h_3-m_{ge}*h_{10}$ (II.9)

Pompe : $W=m_{ab}*(h_5-h_4)=v_a*(P_5*P_4)$ (II.10)

### II.4.3.Détermination du coefficient de performance :

Le coefficient de performance d'un système de réfrigération par absorption est défini par M.Feidt [27] et R. Gomri [28]. Il s'exprime comme suit :

$$COP = \frac{Qev}{(QG+WP)} = \frac{h3-h2}{h7+(FR-1)*h8-FR*(h5-h4-h6)} \quad \text{(II.11)}$$

Le coefficient de performance de Carnot pour la machine tritherme est donné par [11]:

$$COP_C = \frac{Tg-Ta}{Tc} * \frac{Te}{Tc-Te} \quad \text{(II.12)}$$

## II.5. Modélisation Thermodynamique :

Pour notre modélisation on a choisis Le cycle à simple effet, représenté sur la figure(III.1), fonctionnant avec l'ammoniac-eau (NH3/H2O),un bilan de masse et d'énergie doit être établi au niveau de chaque appareil. Et dans ce qui suit, nous allons donné les bilans massiques et enthalipiques de chaque composant.

### II.5.1. Calcul des bilans massiques et enthalpiques:

#### a) Condenseur :

A la sortie du condenseur le fluide frigorigène devient liquide et le bilan énergétique s'écrit :

$$m_1 = m_7 \quad \text{(II.13)}$$

$$Q_C = m_1 * (h_1 - h_7) \quad \text{(II.14)}$$

$h_1$ : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (Tc) et à la haute pression(Ph)

#### b) Evaporateur :

Au niveau de l'évaporateur nous avons l'effet utile. Une puissance thermique est absorbée par le fluide frigorigène pour permettre son évaporation :

$$m_3 = m_2 = m_1 = m_7 \quad \text{(II.15)}$$

$$Q_{ev} = m_1 * (h_3 - h_2) \quad \text{(II.16)}$$

$h_3$ : enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température ($T_e$) et la basse pression (Pb)

$h_2$ : enthalpie liquide à la température ($T_2$) et à la basse pression ($P_b$).

#### c) Générateur :

Le fluide frigorigène est séparé de la solution sousl'effet de la chaleur fournie au générateur par une source thermique extérieure, le bilan s'écrit:

$$m_6=m_7+m_8 \quad \text{(II.17)}$$

$$m_6*X_{ab}=m_7*X_f+m_8*X_{ge} \quad \text{(II.18)}$$

$$Q_g= m_7*h_7+m_8*h_8-m_6*h_6 \quad \text{(II.19)}$$

$h_7$ : enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur($T_7$) et à la haute pression (Ph)

$h_6$ : enthalpie du liquide de la solution riche à la température ($T_6$) et à la haute pression($P_h$)

$h_8$ : enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur ($T_g$) et à la haute Pression ($P_h$).

**d) Absorbeur :**

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur venant del'évaporateur est absorbé dans l'absorbeur par la solution qui s'enrichit en frigorigène, nous avons :

$$m_{10}+m_3=m_4 \quad \text{(II.20)}$$

$$m_{10}*X_{ge}+m3*X_f=m_4*X_{ab} \quad \text{(II.21)}$$

$$Q_a = m_4*h_4 –m_3*h_3-m_{10}*h_{10} \quad \text{(II.22)}$$

$h_4$ : enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur ($T_4$) et à la basse pression ($P_b$) et à la concentration riche ($X_{ab}$).

$h_{10}$: enthalpie du liquide de la solution à la température ($T_{10}$) à la basse pression ($P_b$) et à la concertation pauvre($X_{ge}$).

**e) Pompe :**

La pompe de circulation transporte la solution riche en frigorigène vers le Générateur à haute pression. Le bilan des énergies donne la puissance consommée :

$$m_4=m_5=m_6 \quad \text{(II.23)}$$

$$W=m_6*(h_5-h_4)=v_a*(P_5*P_4) \quad \text{(II.24)}$$

$h_5$: Enthalpie du liquide de la solution à la température ($T_5$) et à la haute pression ($P_h$) et à la concentration riche ($X_{ab}$).

$v_a$: Volume spécifique de la solution riche en frigorigène.

**f) Echangeur de solution :**

$$m_5=m_6, \quad \text{(II.25)}$$

$$m_8=m \quad \text{(II.26)}$$

$$T_9= T_5* E_f+ T_8*(1- E_f) \quad \text{(II.27)}$$

$$h_6=h_5+(m_8/m_5)*(h_8-h_9) \quad \text{(II.28)}$$

$h_9$ : enthalpie du liquide de la solution à la température ($T_9$) à la haute pression ($P_h$) et à la concentration pauvre($X_{ab}$)

**II.5.2.Rendement thermodynamique :**

Le rapport entre le coefficient de performance du cycle et celui de Carnot s'appelle le facteur de qualité. Il s'exprime par O. Kaynakli [30] et al. Comme suit :

$$\eta=cop / cop_c \quad \text{(II.29)}$$

**II.5.3. Rendement exergétique :**

Le rendement exégétique peut être évalué par :

$$\eta_{ex}=cop\left[\frac{1-(T0/Tev)}{(1-(T0/Tg)}\right] \quad \text{(II.30)}$$

$T_0$ : Température ambiante

$T_{ev}$ : Température à l'évaporateur

$T_g$ : Température au niveau du générateur

**II.6. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés:**

Les couples (frigorigène/absorbant) utilisés dans notre cas sont: ammoniac-eau ($NH_3$-$H_20$). La pression de saturation *P* (kPa) du fluide frigorigène $NH_3$ en fonction de la température *T* (K) est calculée d'après l'équation :

$$P(T) = 10^3 . \sum_{i=0}^{6} a_i . (T - 273.15)^i \quad \text{(II.31)}$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'NH3 en fonction de T(K) :

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^{6} b_i . (T - 273.15)^i \quad \text{(II.32)}$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^{6} c_i . (T - 273.15)^i \quad \text{(II.33)}$$

Les équations ci-dessus sont tirées d'ASHRAE Handbook [31]. Les coefficients ai, bi, ci, sont donnés dans l'annexe (1).

La relation entre la pression de saturation *P* (kPa), la température *T* (°C) et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par [32] :

$$\log P = A \frac{B}{T} \quad \text{(II.34)}$$

Avec :

$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3$

$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 + 194.7X^3$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [33](avec les coefficients donnés dans l'annexe 2) :

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} ai \left(\frac{T}{273.15} - 1\right)^{mi} Xbar \quad \text{(II.35)}$$

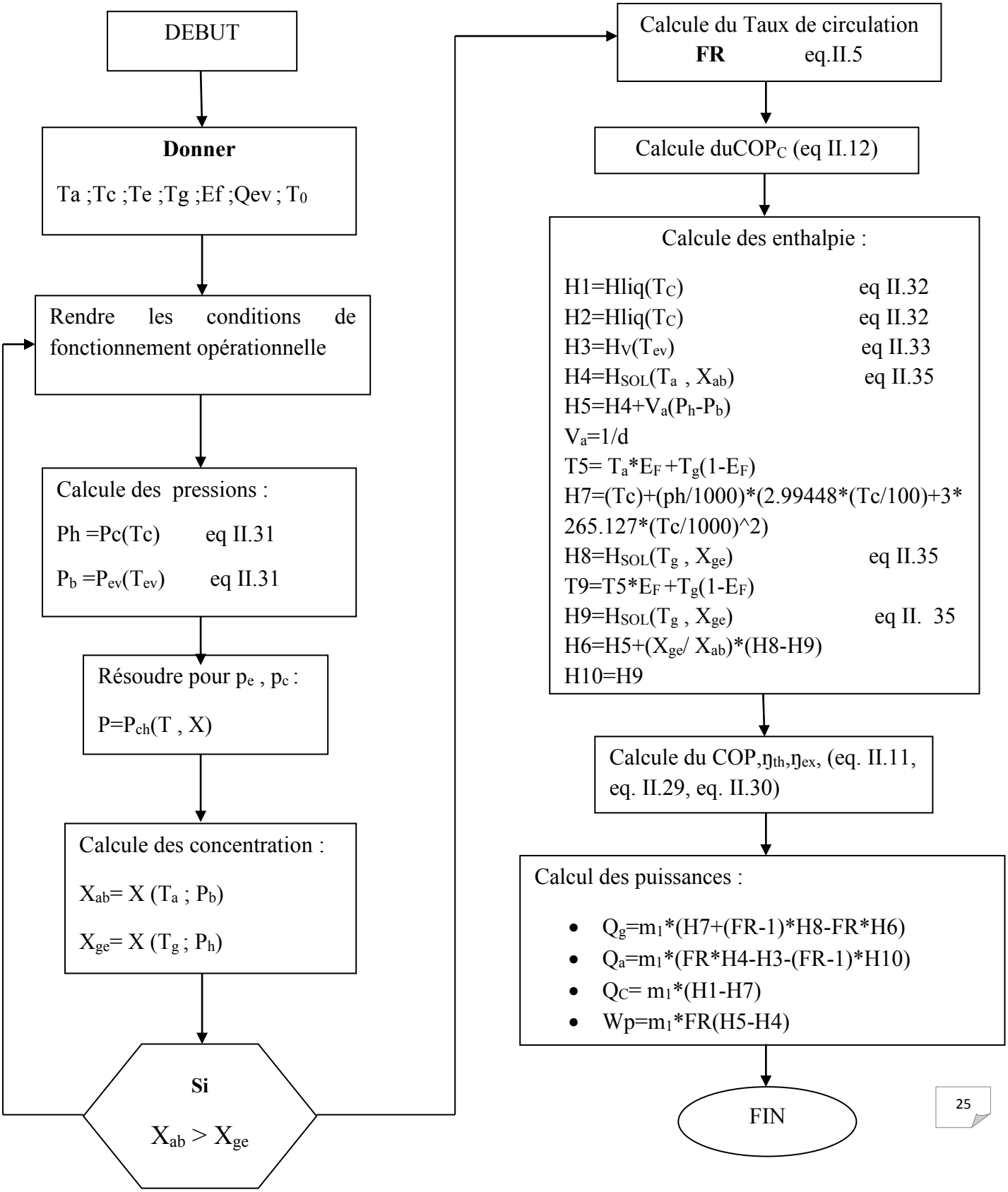
*Xbar*est la fraction molaire de l'ammoniac dans le mélange :

$$Xbar = \frac{18.015X}{18.015 + 17.03(1 - X)} \quad \text{(II.36)}$$

**II.7.Organigrammes de calcul:**

**II.7.1. Programme principal:**

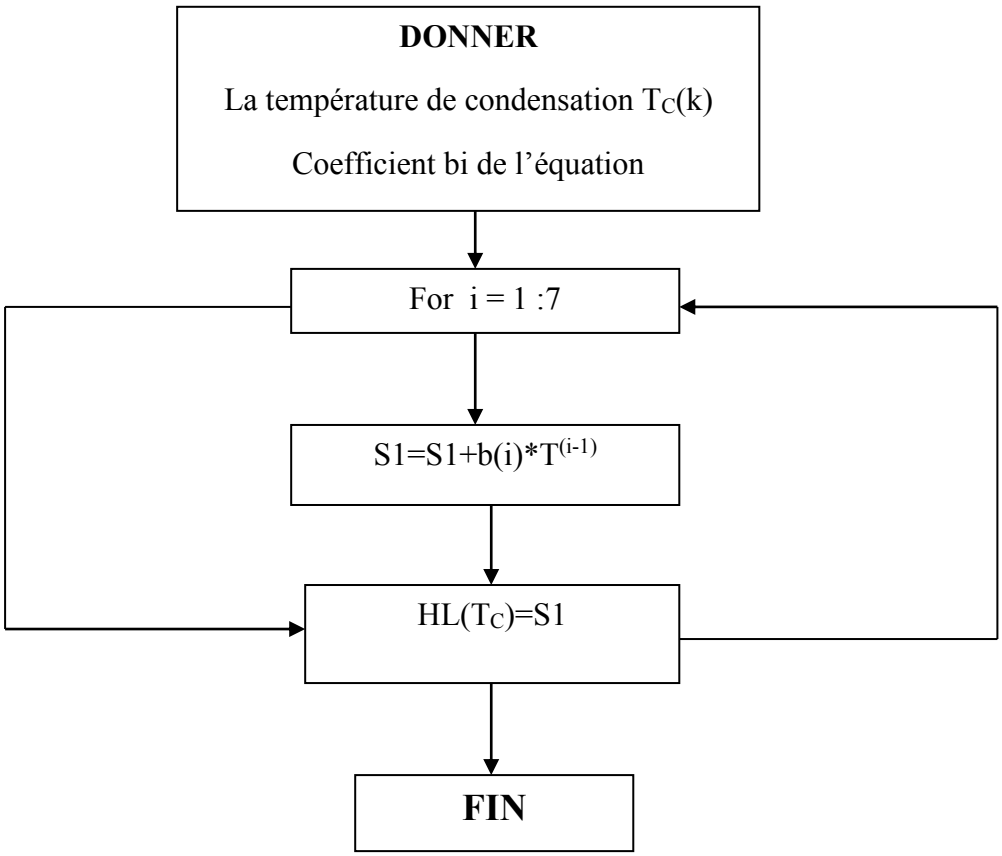
Nous avons basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétésthermodynamique de chaque couple. Nous avons élaboré un programme en MATLABdont l'organigramme et détaillé ci-dessous.



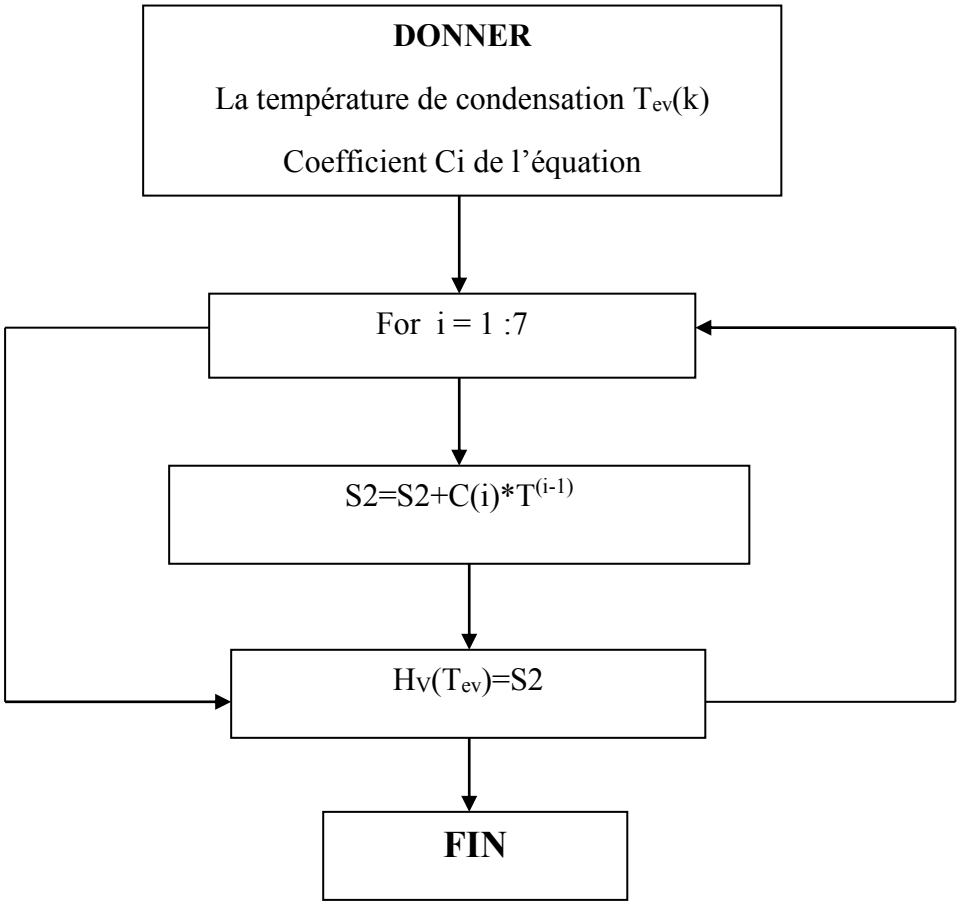
### II.7.2. Fonction et sous programmes :

Nous avons utilises les fonctions et sous programme suivants :

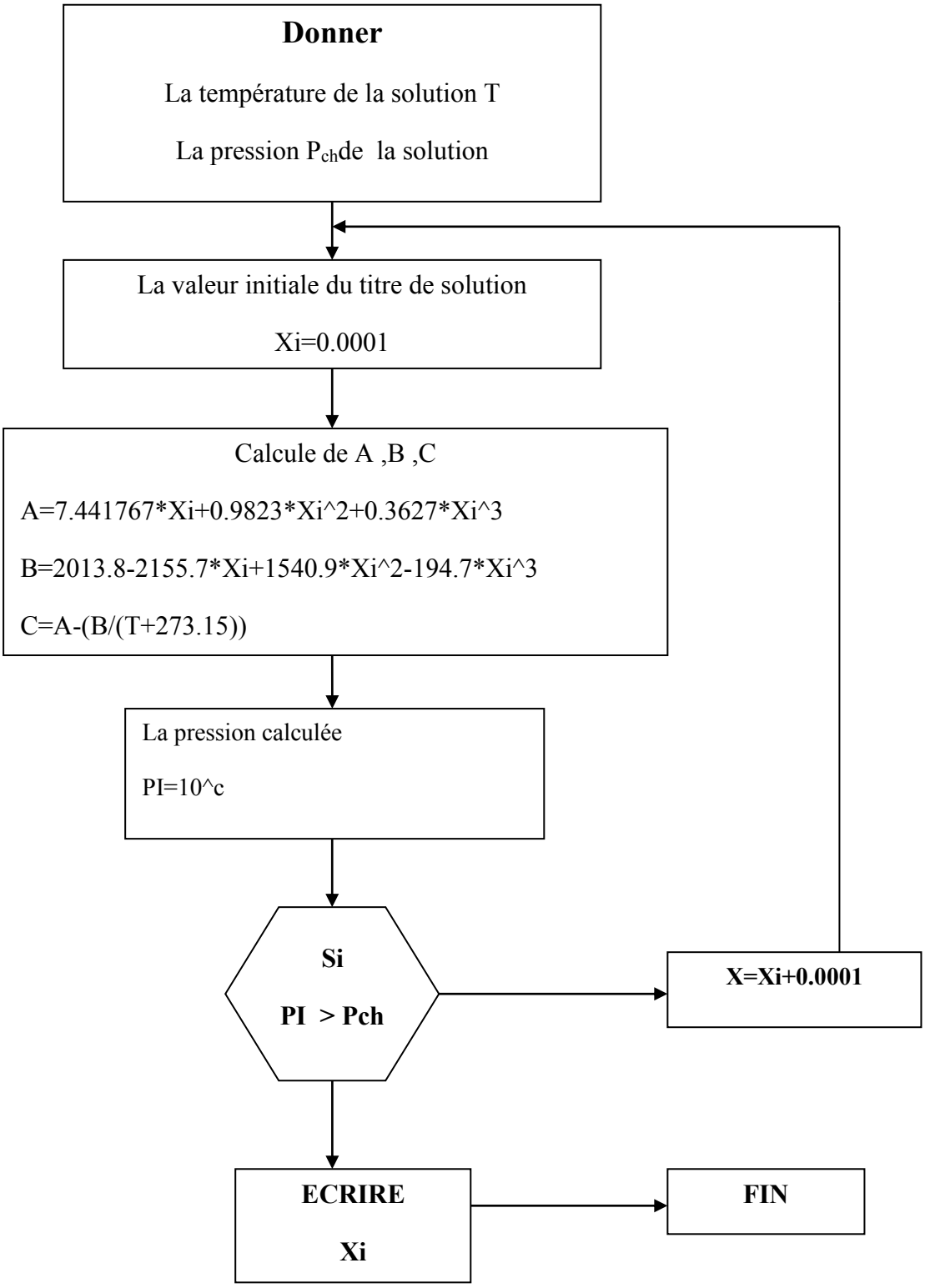
#### a) Fonction de calcul de l'enthalpie du liquide saturé de $NH_3$ (HL) :



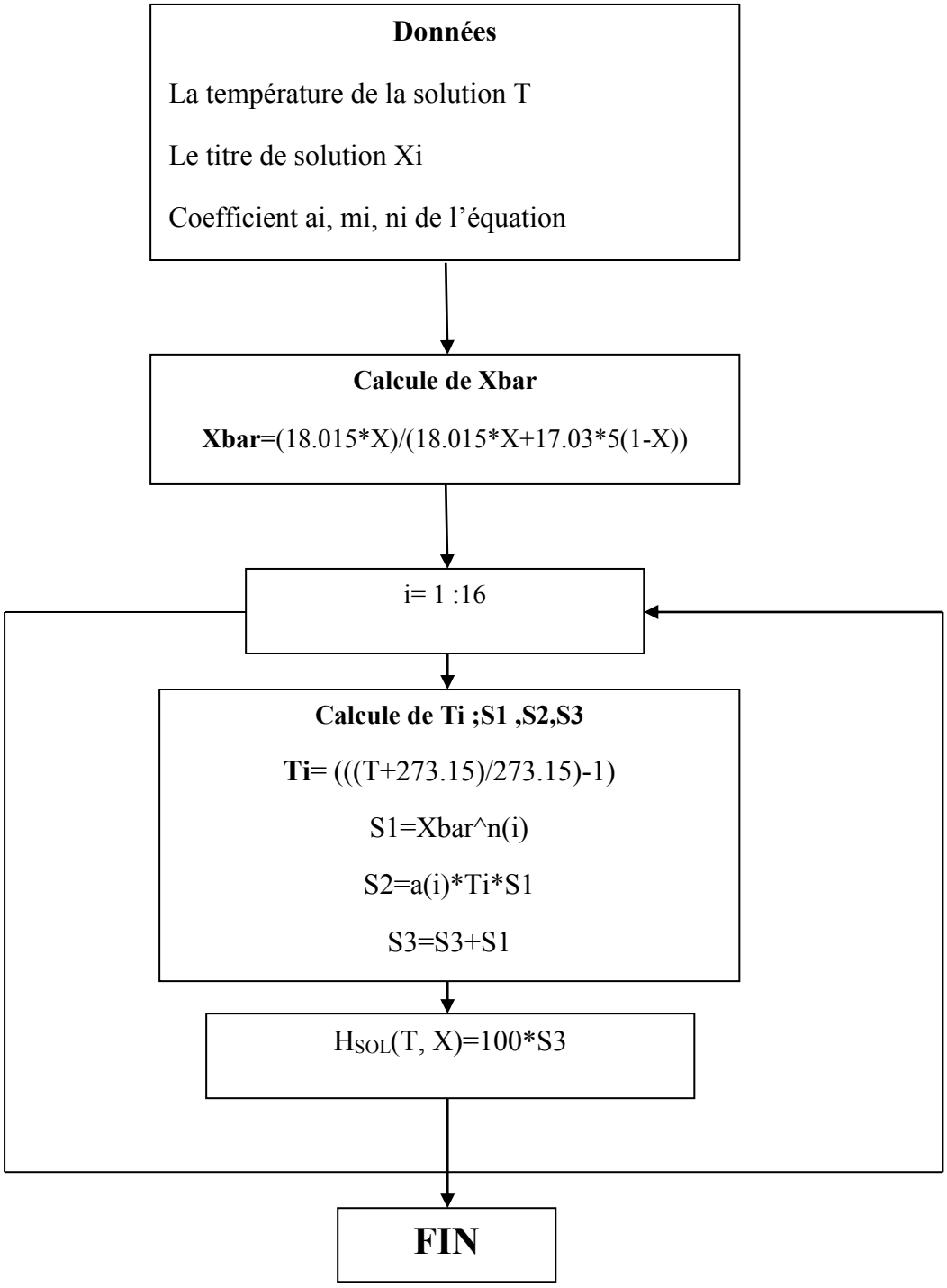
**b) Fonction de calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée de $NH_3$ ($H_V$) :**



**c) Fonction de calcul des titres de solution$XNH_3$-$H_20$:**



**Fonction de calcule de l'enthalpie de la solutionH $NH_3$-$H_20$:**



**II.8. Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisationthermodynamique et exergétique pour un cycle à absorption à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique et enthalpique pour chaque organe et relation entre les différents débits de masse.Nous avons aussi traité les propriétés thermodynamique de fluide utilisés($NH_3$-$H_20$).

### III.1.Introduction

Dans ce qui suit nous allons en première partie valider les résultats obtenus, à l'aide du modèle élaboré dans ce travail, en les comparants à ceux obtenus par d'autres auteurs**.[34].** Dans la deuxième partie :

- La validation des résultats.
- La comparaison des paramètres initiaux et existants.
- L'étude de l'influence des températures à la sortie de chaque échangeur (Tg, Ta, Tc, Te) et l'efficacité de l'échangeur (Eff) sur les performances de la machine.
- L'influence de (Tg, Ta, Tc, Te) sur les quantités de chaleur dégagés ou absorbés.

### III.2. Validation des résultats

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature [34]. Nos résultats ont été comparés aux résultats obtenus par M.C. Lamine (Tableau III.1)**.** Ces derniers ont étudié une machine à absorption travaillant avec le couple (NH3/H2O), fonctionnant avec : Te = -5 °C , Ta = 25 °C, Tc =30 °C et Tg = 100 °C avec une efficacité de l'échangeur de solution Ex =80 %. On montre dans le tableau (III.2) les puissances mises en jeu dans chaque organe.

| Couple NH3/H2O | | M.C. Lamine [35] | | | Cette étude | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Etat de fluide | T (C°) | P(Kpa) | X (%) | H(kg/kJ) | P(Kpa) | X(%) | H(kg/kJ) |
| Sortie du générateur (7) | 100 | 1166 | 100 | 1548.44 | 1167 | 100 | 1584.3 |
| Sortie du condenseur (1) | 30 | 1166 | 100 | 340.78 | 1167 | 100 | 345.51 |
| Sortie de l'évaporateur(3) | -5 | 354 | 100 | 1456.62 | 354 | 100 | 1457.90 |
| Sortie de l'absorbeur (4) | 25 | 354 | 52.24 | 141.29 | 354 | 52.86 | 140 |
| Entrée du générateur (6) | 67 | 1166 | 52.24 | 59.46 | 1167 | 52.86 | 57.77 |
| Sortie du générateur (8) | 100 | 1166 | 33.55 | 223.37 | 1167 | 33.58 | 223.40 |
| Entrée de l'absorbeur (10) | 40 | 354 | 33.55 | -54.55 | 354 | 33.58 | -54.53 |

**Tableau (III.1):** Comparaison des propriétés thermodynamique

| Puissance | M.C. Lamine [35] | Cette étude |
|---|---|---|
| Générateur Qg (kW) | 30.314 | 30.34 |
| Condenseur Qc(kW) | 18.46 | 20.61 |
| Evaporateur Qe (kW) | 18.59 | 18.59 |
| Absorbeur Qa (kW) | 30.32 | 29.71 |
| COP | 0.61 | 0.61 |

**Tableau (III.2):** Validation des résultats du modèle

### III.3. L'influence des températures sur les performances de la machine

Dans cette partie on va analyser l'influence des températures à la sorties des échangeurs (Tg, Ta, Tc, Te) ainsi que l'efficacité de l'échangeur de solution sur les performances de la machine (COP, FR, ηth, $\eta_{ex}$ ) et sur les quantités de chaleurs dégagé au absorbé par la machine.

#### III.3.1.1. Effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP

Pour des températures (Ta, Te, Tc,) connus et une valeur de (Tg) variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP. Pour Ta=25°C, Tc= 30°C et Te= −5°C on obtient les résultats suivants (figure III.1).

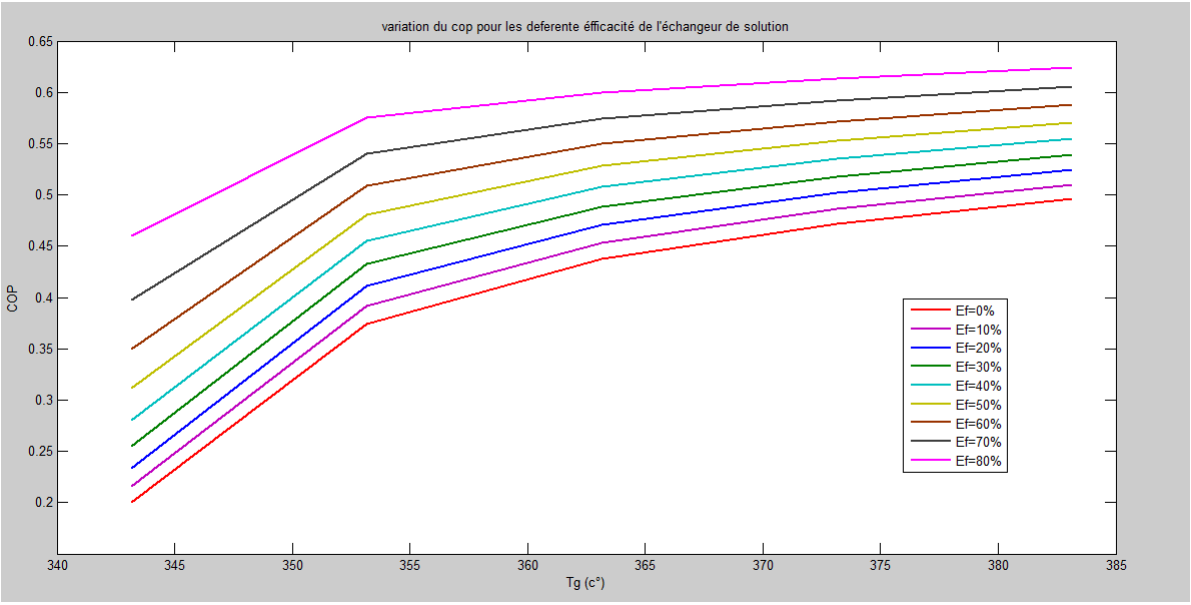



**Figure (III.1) :** Variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution

On remarque sur cette figure que pour une température fixe de Tg, la valeur du COP augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution. D'autre part, pour une efficacité fixe de l'échangeur, on a une augmentation du COP au fur et mesure que la température Tg augmente, jusqu'a atteindre une valeur maximale (Tg=90°C). Au de la de cette température, le COP devient stable.

On peut donc facilement remarquer le rôle majeur de l'échangeur de solution et c'est la raison pour laquelle il fait partie de toutes les machines à absorption existantes.

### III.3.1.2. Effet de (Tg) sur le COP

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la solution riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de générateur (Tg) de (80°C à –110°C) et la température de condensation (Tc) de (25°C à –35°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

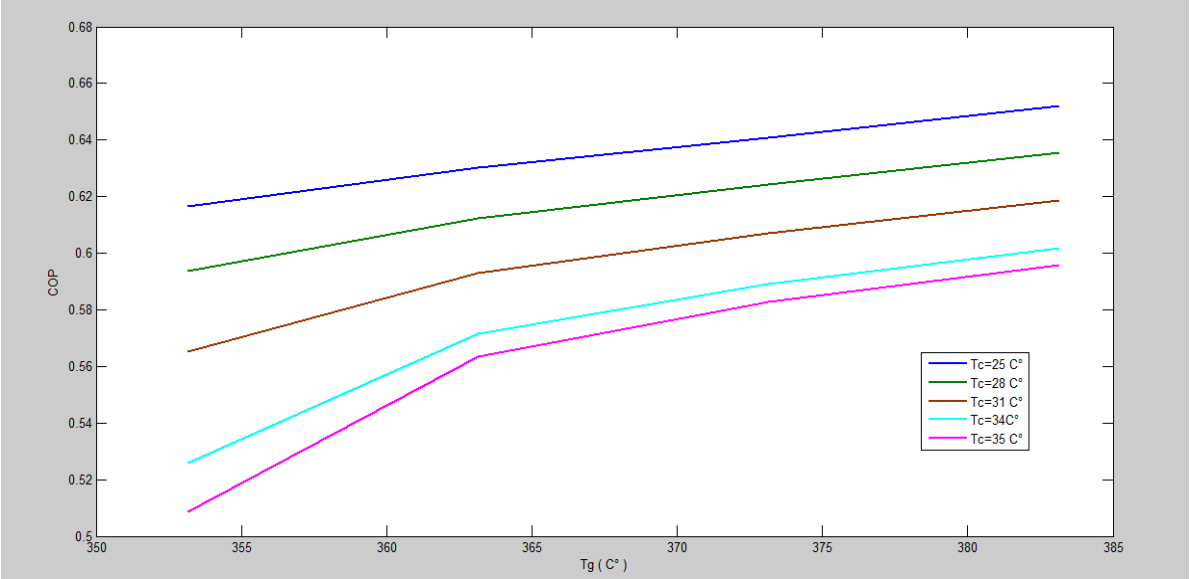



**Figure (III.2):** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ($T_g$)

L'augmentation de la température de condensation (Tc) fait augmenter la valeur de $h_1$ et diminue la valeur de taux de circulation (FR) et par conséquent la diminution du COP, suivie aux résultats on peut conclure que la valeur de COP diminue avec l'amplification de la température de condensation (Tc), l'élévation de la température du générateur (Tg) fait augmenter le (COP) mais seulement pour des température de (Tg) inferieur à 90°C au delà de cette valeur le (COP) commence a se baissé, il devient constant pour des températures (Tg) relativement haute (plus de 95°C) .

### III.3.1.3. Effet de (Tc) sur le COP

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C à –45°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –105C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

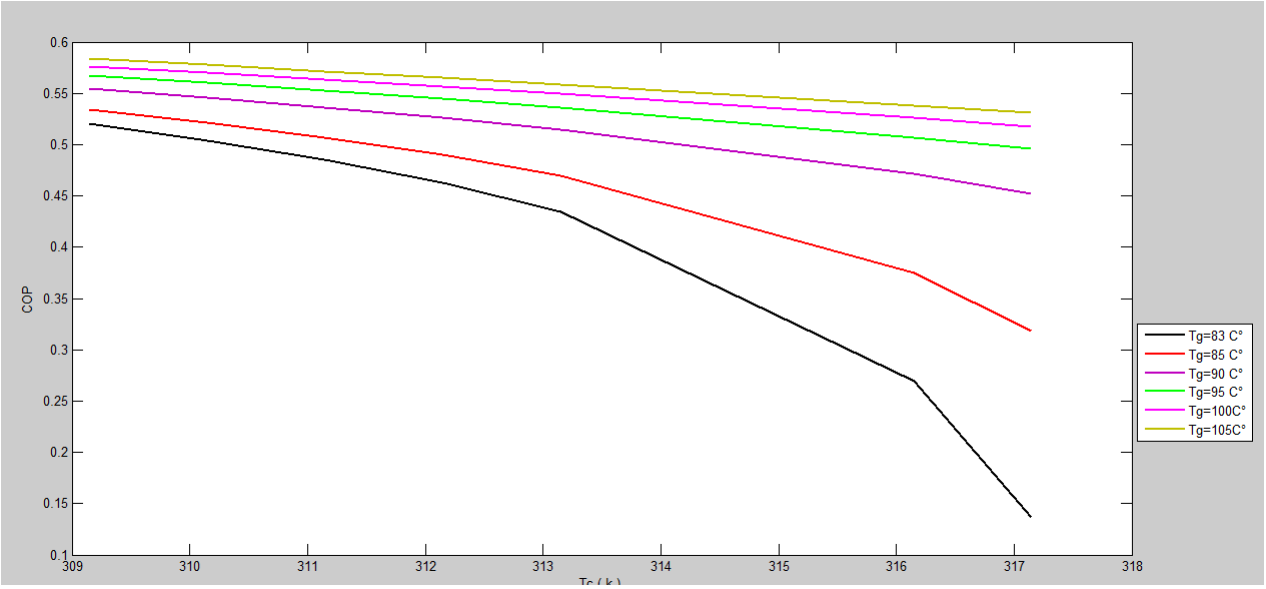



**Figure (III.3) :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Tc)

La figure (III.3) montre que le coefficient de performance (COP) diminue avec l'augmentation de la température de condensation (Tc). Cette diminution est très considérable pour des faibles températures du générateur (Tg), par contre lorsque la température du générateur est haute, la chute du COP est faible.

### III.3.1.4. Effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le COP

On fixe la température de condensation (Tc) à 30°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation (Te) de (-5°C à –9°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –110°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

On peut constater que la variation du coefficient de performance (COP) est proportionnelle à la variation de la température d'évaporation (Te). On peut remarquer aussi que lorsqu'on a une température faible de générateur, la valeur du COP aussi est faible.

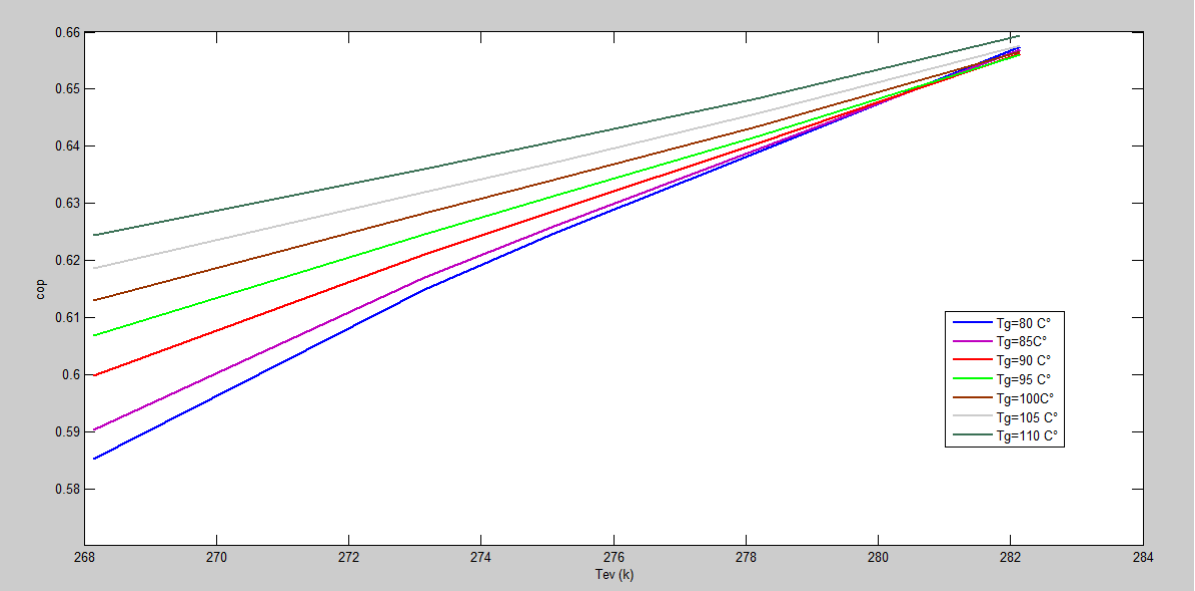



**Figure (III.4) :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de ($T_{ev}$)

### III.3.1.5. Effet de la température d'absorption (Ta) sur le COP

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de condensation à (Tc) à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'absorption (Ta) de (20°C à –40°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

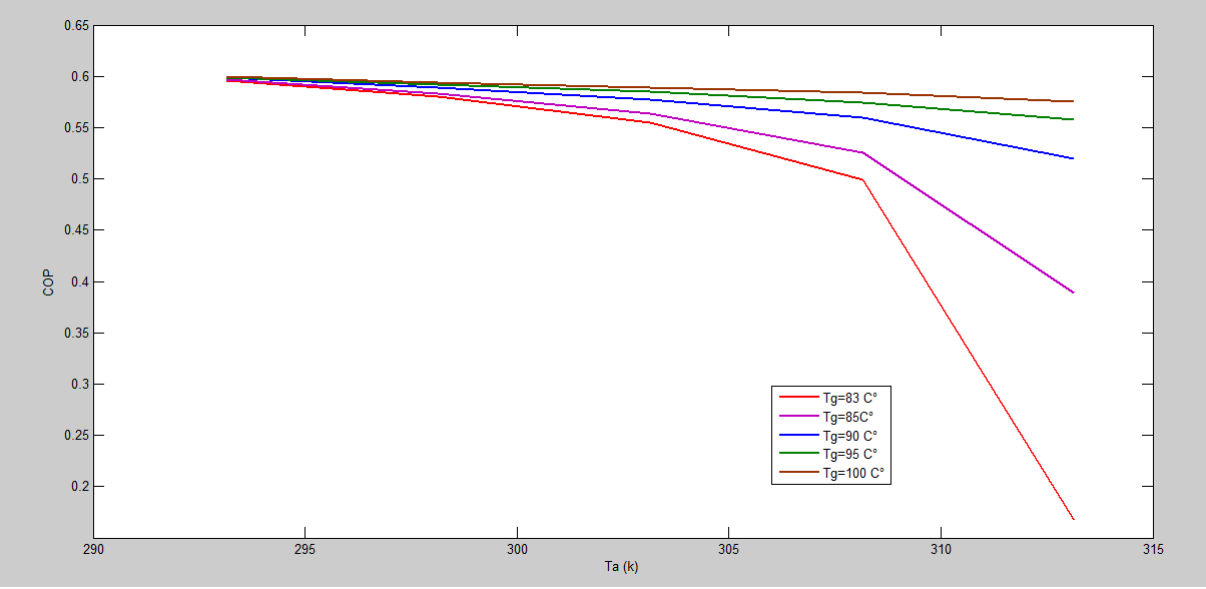



**Figure (III.5) :** Variation du coefficient de performance (COP) en fonction de (Ta)

La figure (III.5) montre que pour une température de générateur (Tg) élevée, le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur (Ta) mais cette diminution reste très faible. Par contre lorsque la température de générateur (Tg) est basse, l'augmentation de la température de l'absorbeur (Ta) induit une diminution importante du COP.

La température de l'absorbeur détermine la concentration riche en fluide frigorigène et donc l'augmentation de sa valeur fait augmenter le taux de circulation (FR) et par conséquent la diminution du coefficient de performance (COP), toutefois le (COP) est renforcé avec l'alourdissement de la température de générateur (Tg),et il se stabilise pour des températures (Tg) au de la de 90°C.

### III.3.2. Taux de circulation (FR):

#### III.3.2.1. Effet de (Tg) sur le FR:

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (20°C à –35°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –110°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

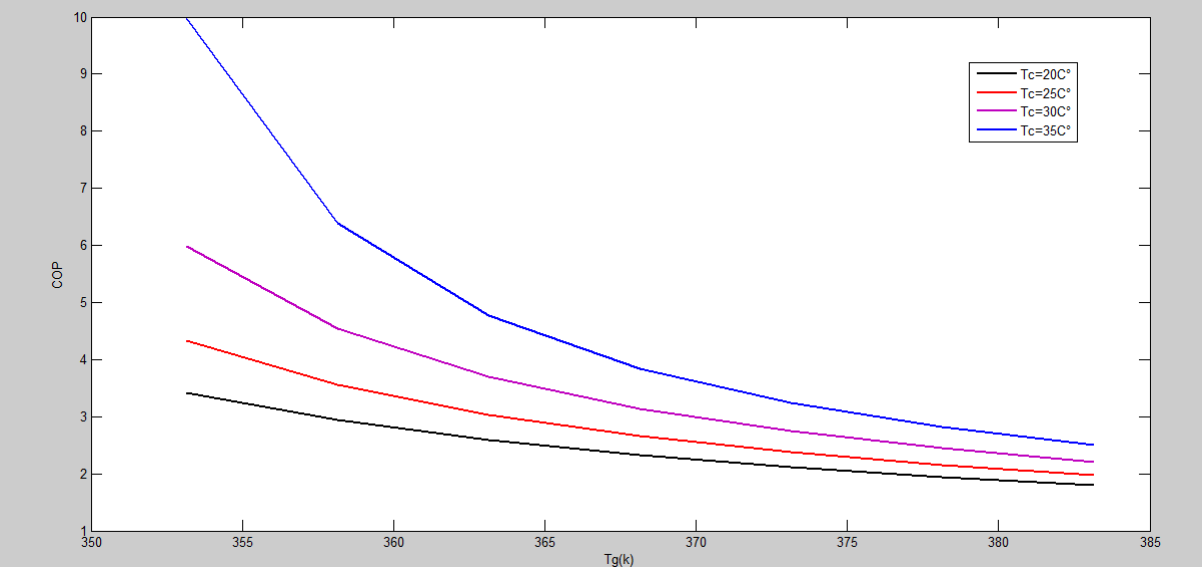



**Figure (III.6) :** Variation du (FR) en fonction de (Tg)

La figure (III.6) montre que l'augmentation de la température de générateur (Tg) permet la diminution du taux de circulation (FR). On constate aussi que plus la température de condensation (Tc) est importante plus la chute de (FR) est considérable est cela pour des températures (Tg) relativement basse (au dessous de 85°C) pour des températures de (Tg) élevé la diminution du (FR) est très limité et ce dernier peut être considéré constant. Cette diminution du (FR) est expliquée par l'augmentation de la solution concentrée suite à l'élévation de (Tg), ce qui permet l'augmentation de la plage de dégazage (ΔX) et par conséquent la diminution du (FR).

### III.3.2.3. Effet de (Tc) sur le FR

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C à –45°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

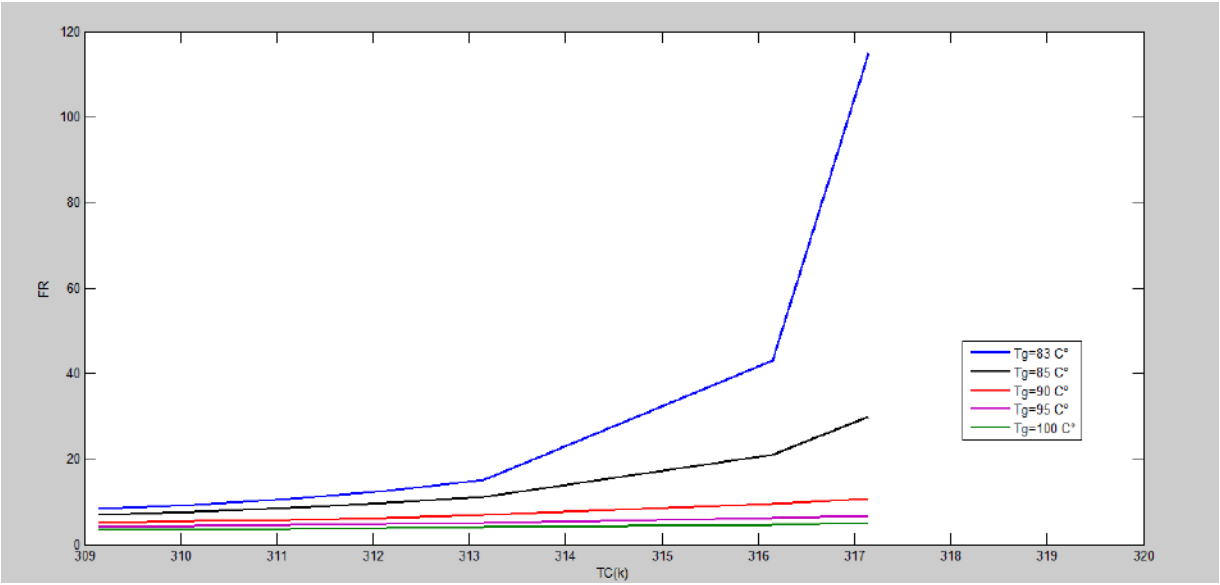



**Figure (III.7) :** Variation du (FR) en fonction de (Tg)

Sur la figure (III.7), on remarque que la température de condensation augmente, le taux de circulation augmente aussi. Cette augmentation est très importante lorsqu'on a des températures de générateur élevées. Plus la valeur de la température de générateur (Tg) est basse plus l'augmentation du (FR) est remarquable. Cette diminution du (FR) peut être expliquée par la diminution de la plage du dégazage (ΔX), cette diminution est due à la réduction de la valeur concentrée ($X_{ab}$) suite à l'augmentation de la haute pression (Ph).

### III.3.2.4. Efet de (Ta) sur le FR

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de condensation à (Tc) à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'absorption (Ta) de (20°C à –40°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

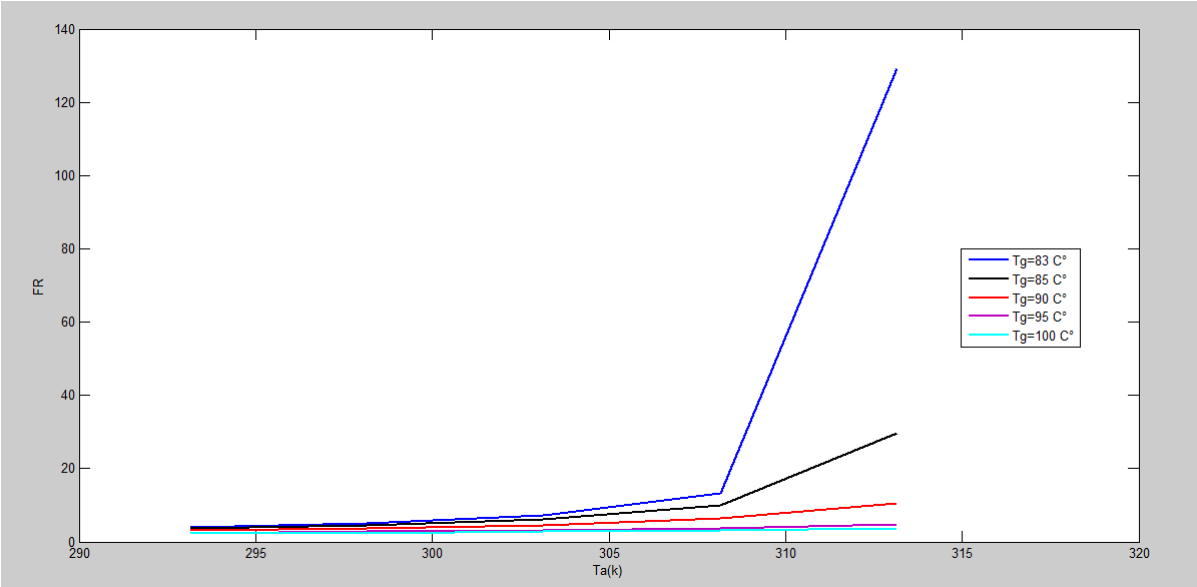



**Figure (III.8) :** Variation du (FR) en fonction de (Ta)

Le taux de circulation (FR) à des valeurs presque constantes pour des températures d'absorption (Ta) basse comme la figure ci-dessus l'indique, pour des températures (Ta) supérieur à (35°C) on constate l'augmentation du (FR). Le taux de circulation (FR) varie faiblement avec l'augmentation de la température d'absorption mais pour des températures basses de générateur (Tg = 85 °C), la variation de taux de circulation est très significative.
Cela est expliqué par la diminution de la plage du dégazage (ΔX), qui est due à la réduction de la valeur de la solution diluée ($X_{ge}$) suite à l'augmentation de (Ta).

### III.3.2.5. Effet de (Te) sur le FR:

On fixe la température de condensation (Tc) à 30°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation(Te) de (-5°C à –9°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –110°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

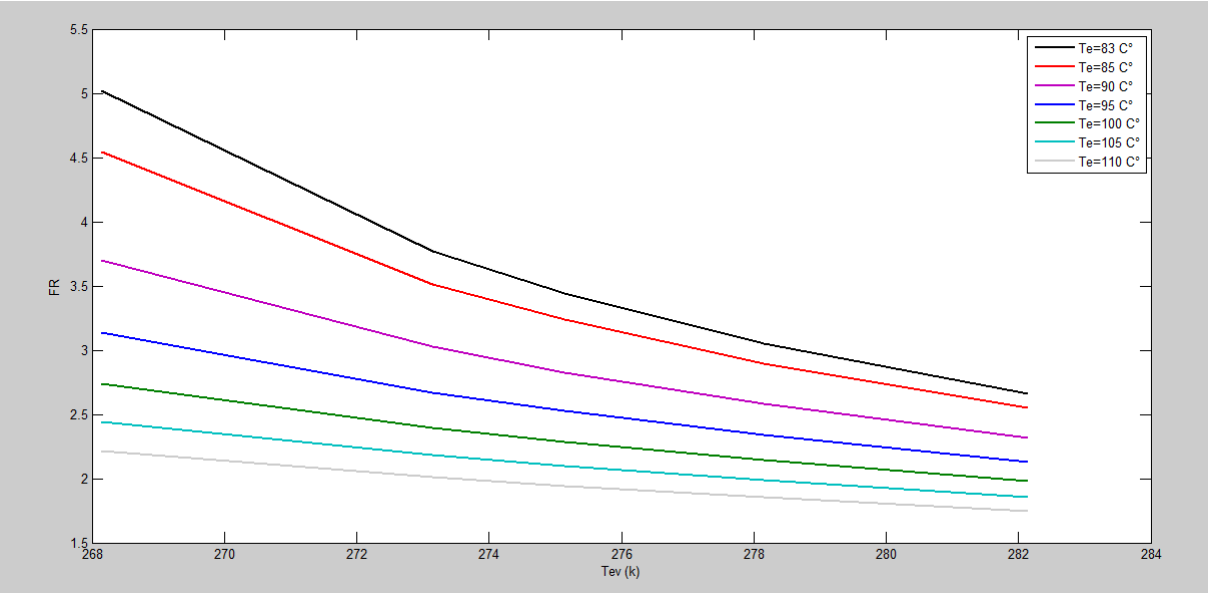



**Figure (III.9) :** Variation du (FR) en fonction de (Te)

On constate sur cette figure que la variation de taux de circulation (FR) est inversement proportionnelle à la variation de la température de l'évaporateur (Te). Cette diminution est importante pour des températures de générateur (Tg) basses et qui devient stable (constante) au fur et à mesure que la température de l'évaporateur augmente. L'augmentation de la température de l'évaporateur (Te) permet d'augmenter la basse Pression (Pb) donc, l'élévation de la solution diluée et par conséquent la plage de dégazage (ΔX), ce qui explique la diminution de (FR).

### III.3.3. Le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$):

#### III.3.3.1. Effet de l'efficacité de l'échangeur sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$):

Pour des températures (Ta, Te, Tc) connus et une valeur de (Tg) variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$). Pour Ta=25°C, Tc= 30°C et Te= −5°C on obtient les résultats suivants (figure III.10).

Pour une température de générateur (Tg) fixe l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution permet l'augmentation de (ηth) ce qui confirme son rôle majeur dans l'installation. On constate que pour une température moyenne de générateur (Tg) et pour une efficacité élevée de l'échangeur de solution, le rendement de système atteint son maximum. Au-delà de cette moyenne, le rendement de système diminue faiblement jusqu'a'a devenir stable. L'échangeur de solution est indispensable pour chaque machine à absorption ce qui explique son effet sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$).

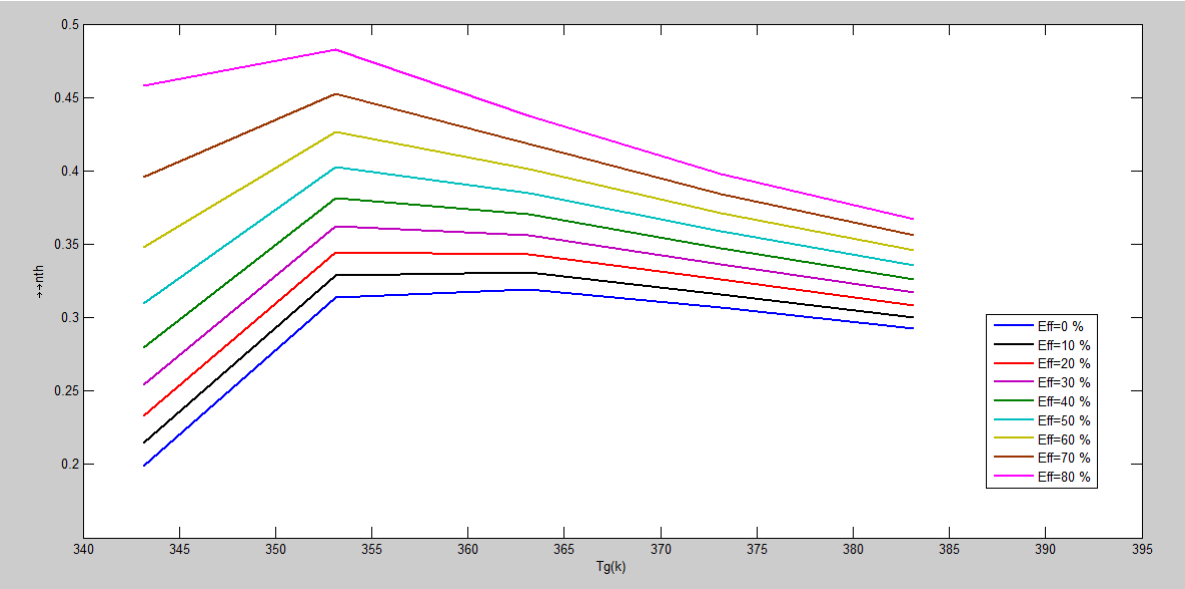



**Figure (III.10) :** Variation du (ηth) en fonction de (Eff)

### III.3.3.2. Effet de la température du générateur (Tg) sur Le rendement thermodynamique (ηth):

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la solution riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de générateur (Tg) de (83°C à –110°C) et la température de condensation (Tc) de (30°C à –42°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

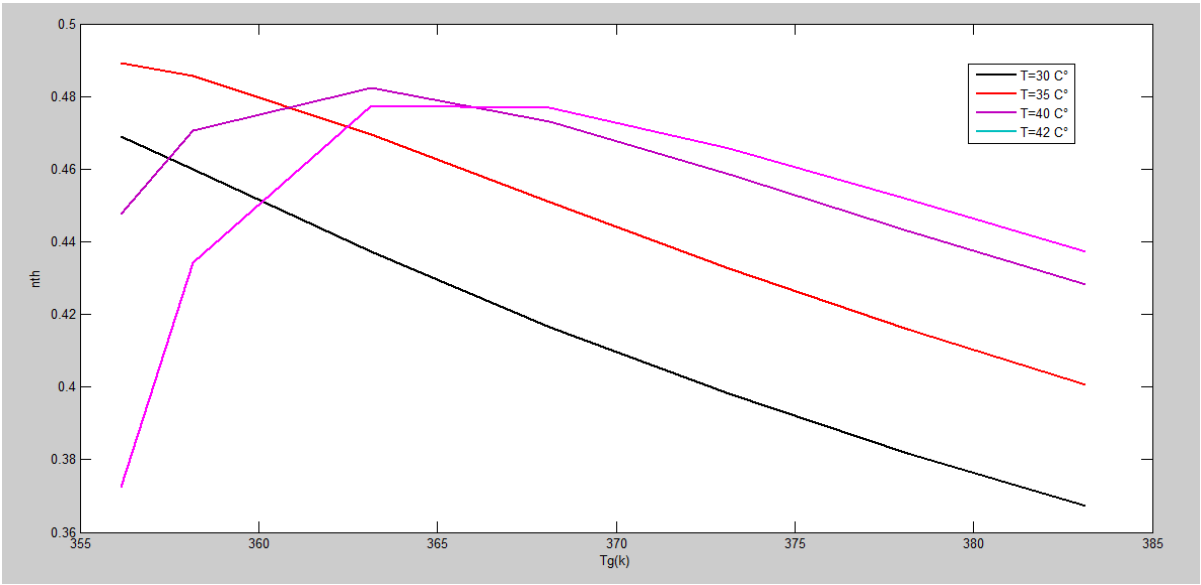



**Figure (III.11):** Variation du (ηth) en fonction de (Tg)

Comme elle la montre la figure (III.11), l'augmentation de la température de générateur (Tg) à un effet négatif sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$). Cette diminution est l'effet direct de l'augmentation rapide du (COPc) par rapport à l'augmentation de (COP) ; Contrairement à (Tg) la température de condensation (Tc) à un effet positif sur l'efficacité du système (ηth). Plus (Tc) augmente plus le (COPc) diminue aussi rapide que (COP) ce qui permet l'augmentation de (ηth).

### III.3.3.3. Effet de température de condensation (Tc) sur le rendement thermodynamique du système (ηth):

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C à –45°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

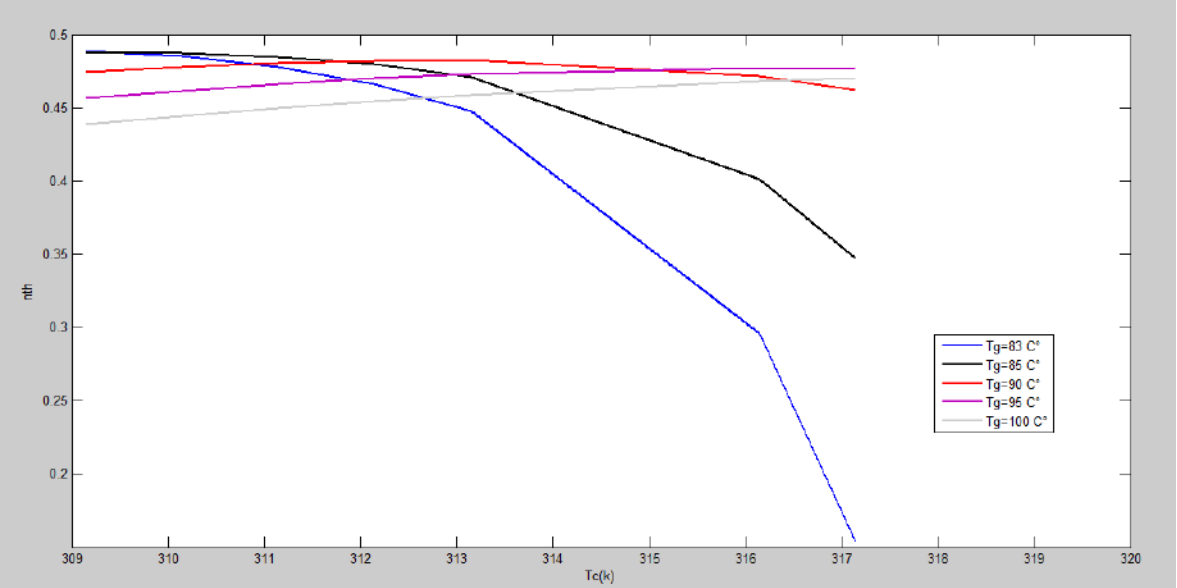



**Figure (III.12) :** Variation du (ηth) en fonction de (Tc)

On remarque bien que l'efficacité du système augmente avec l'augmentation de la température de condensation (Tc) et cela peut être explique par la diminution de la valeur de COPc plus rapide que COP de la machine a cause de la haute température de générateur. La température de condensation (Tc) à un effet positif sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$) comme elle l'indique la figure précédente.

### III.3.3.4. Effet de la température d'absorption (Ta) sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$):

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de condensation à (Tc) à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'absorption (Ta) de (20°C à –40°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

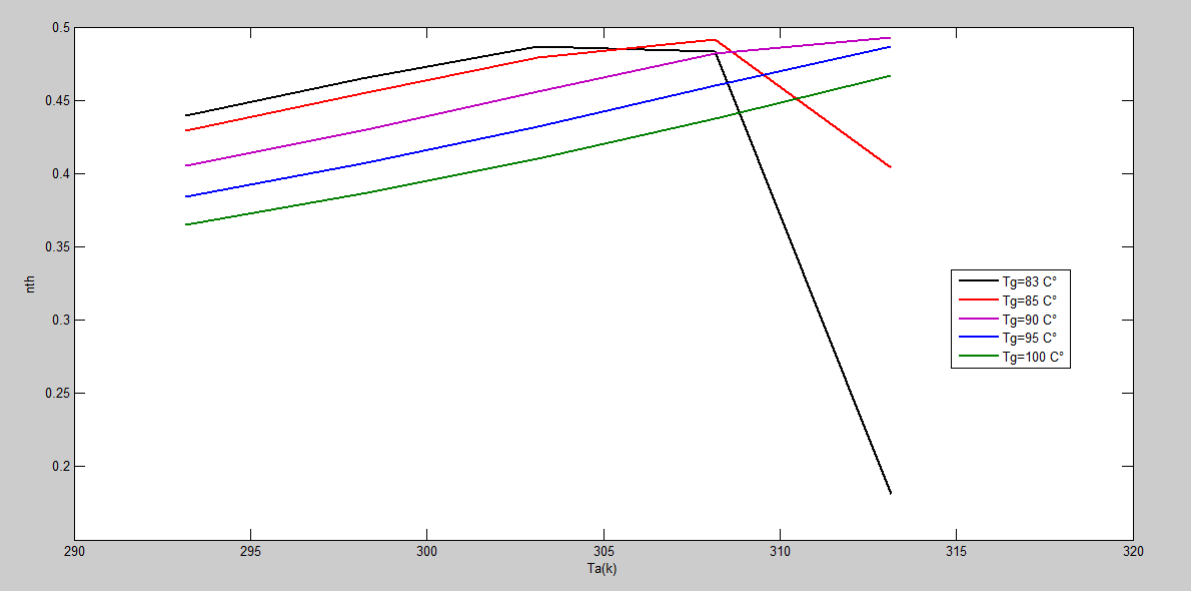



**Figure (III.13) :** Variation du (ηth) en fonction de (Ta)

La figure ci-dessus montre l'effet positif de l'augmentation de la température d'absorption sur le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$). ce dernier et pour une valeur constante de(Tg), augmente régulièrement lors de l'augmentation de (Ta), puis .une diminution pour des valeurs de (Ta) relativement haute.

La diminution du rendement thermodynamique ($\eta_{th}$) pour des températures basses de générateur est expliquée par la diminution importante de COP.

### III.3.3.5. Effet de la température de l'évaporateur (Te) sur (ηth):

On fixe la température de condensation (Tc) à 30°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation(Te) de (-5°C à – 9°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –110°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

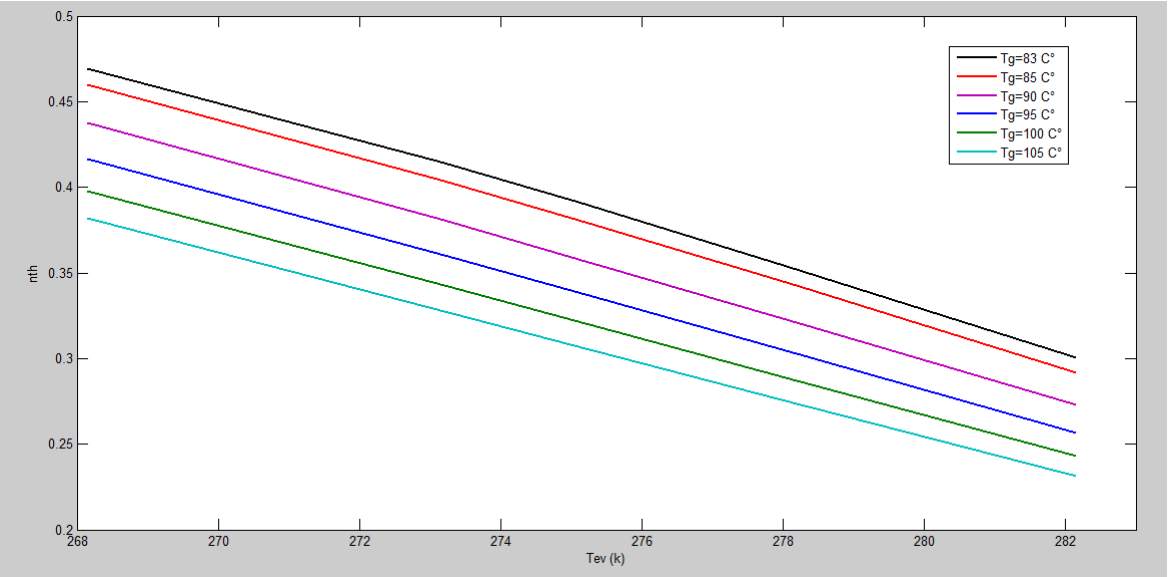



**Figure (III.14) :** Variation du (ηth) en fonction de (Te)

Comme la figure ci-dessus nous montre plus la température d'évaporation (Te) est élevé plus le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$) diminue. On constate que pour des températures basses de générateur et de l'évaporateur, le rendement thermodynamique ($\eta_{th}$) est élevée ; des que ces dernières commencent à augmenter, le rendement chute et cela est explique par l'augmentation de COPc.

### III.3.4. Le rendement exégétique (ηex):

#### III.3.4.1. Effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur (ηex):

Pour des températures (Ta, Te, Tc,) connus et une valeur de (Tg) variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le rendement thermodynamique ($\eta_{ex}$) Pour Ta=25°C, Tc= 30°C et Te= -5°C Tg= (67 à −105 °C) on obtient les résultats suivants (figure III.15).

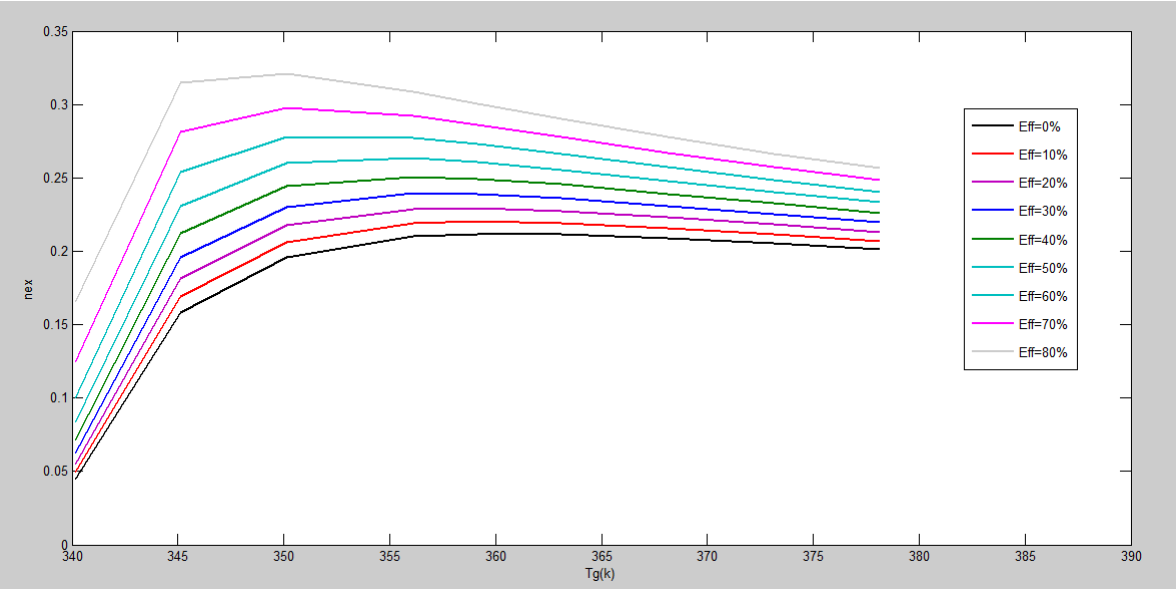



**Figure (III.15)** : Variation du (ηex) en fonction de (Eff)

Le rendement exergétique est influé par l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff), la figure ci-dessus montre qu'on atteint des valeurs de (ηex) élevé lors de l'augmentation de (Eff) pour une température de générateur (Tg) fixe. Si on fixe l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) on peut constater que (ηex) augmente avec l'accroissement de (Tg) puis il se stabilise même si on augmente la valeur de (Tg) au-delà de (Tg= 85°C).

### III.3.4.2. Effet de la température du générateur (Tg) sur (ηex):

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (20°C à – 35°C) et la température de générateur (Tg) de(83°C à –105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

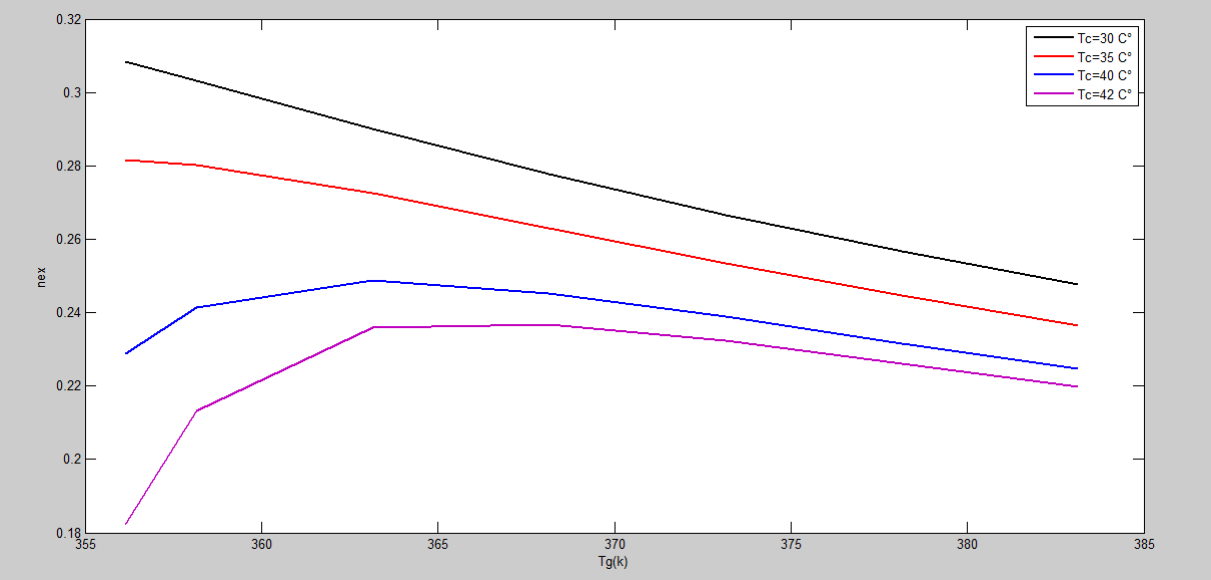



**Figure (III.16) :** Variation du (ηex) en fonction de (Tg)

Le rendement exégétique (ηex) augmente avec l'augmentation de (Tg), arrivant à des valeurs de (Tg) (au delà de 90°C) les choses commence à changé et plus on augmente (Tg) plus le rendement exégétique diminue. On peut constater que le rendement exégétique (ηex) augmente pour des températures de générateur basse, d'autre par le (COP) augmente aussi pour ces mêmes températures, pour les valeurs élevé de (Tg) le (COP) devient de plus en plus stable donc le rendement exergétique (ηex) se diminue.

On peut remarquer que le rendement exégétique (ηex) à des valeurs meilleures pour des températures de condensation (Tc) basses, l'influence de (Tc) sur le (COP) est le ($COP_c$) semble la raison de cette augmentation de (ηex) par rapport à l'augmentation de (Tc).

### III.3.4.3. Effet de la température d'absorption (Tc) sur (ηex)

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C à –45°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

On peut remarquer que le rendement exergétique (ηex) prend des valeurs meilleures pour des températures de condensation (Tc) basses, l'influence de (Tc) sur le (COP) est le (COPc) semble la raison de cette augmentation de (ηex) par rapport à l'augmentation de (Tc).

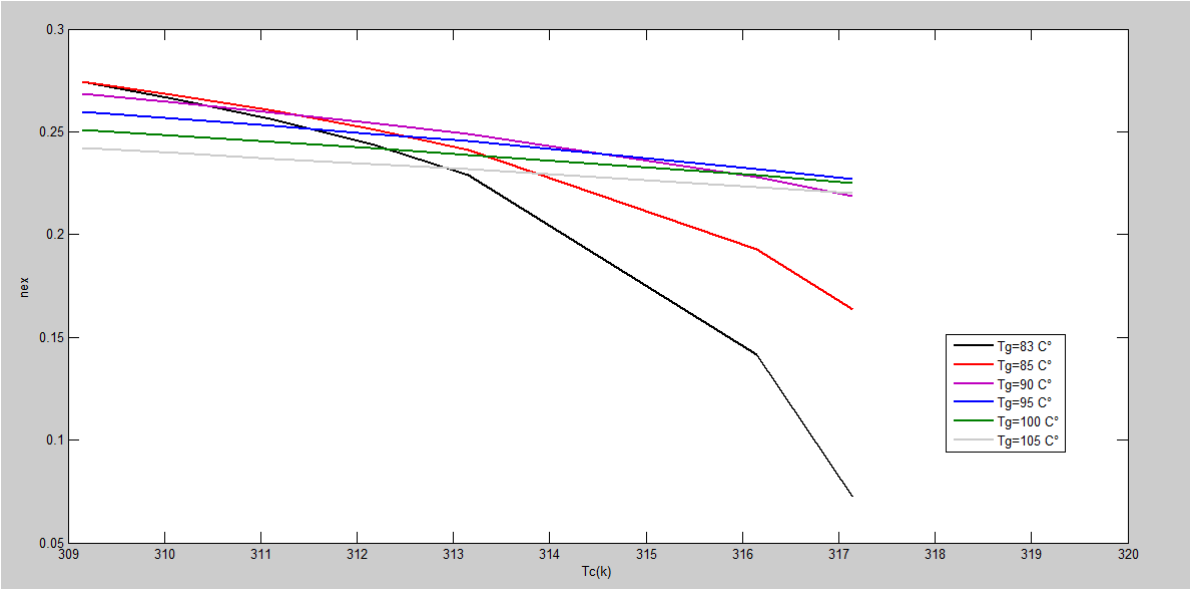



**Figure (III.17)**: Variation du (ηex) en fonction de (Tc)

### III.3.4.4. Effet de la température d'absorption (Ta) sur (ηex)

On fixe la température d'évaporation (Te) à -5°C et la température de condensation à (Tc) à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'absorption (Ta) de (20°C à – 40°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

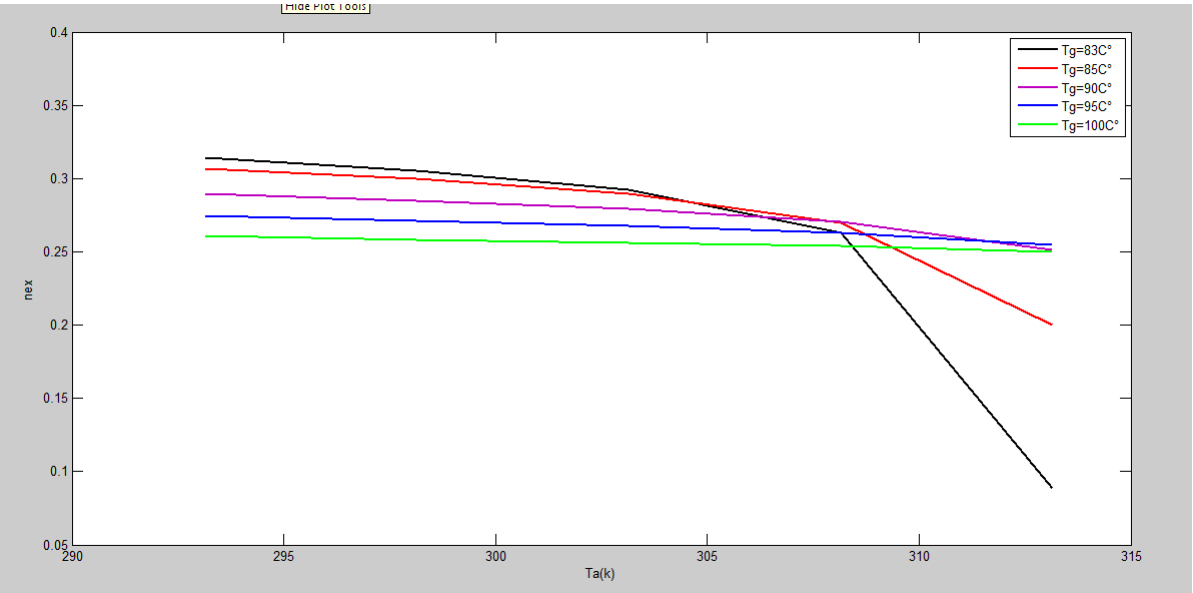



**Figure (III.18) :** Variation du (ηex) en fonction de (Ta)

La figure (III.18) montre que plus la température d'absorption (Ta) est élevé plus le rendement exergétique (ζ) est bas, pour des températures de générateur (Tg) relativement basse la différence entre les valeurs de (ηex) est très remarquable cette différence commence à se réduire pour des températures (Tg) de plus en plus élevé.

### III.3.4.5. Effet de la température de l'évaporateur (Te) sur le (ηex)

On fixe la température de condensation (Tc) à 30°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation(Te) de (−5°C à – 9°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à – 110°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

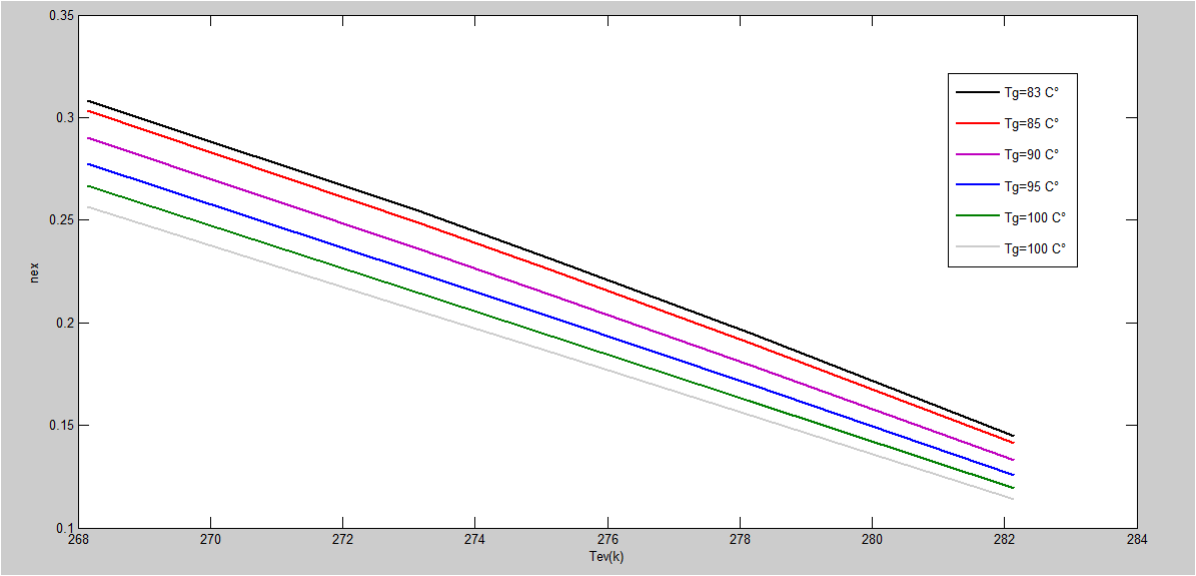



**Figure (III.19) :** Variation du (ηex) en fonction de (Te)

La figure (III.19) indique que l'augmentation de la température d'évaporation (Te) à une influence négative sur le rendement exergétique (ηex), une chute libre de (ηex) est remarquée. La température d'évaporation (Te) à un effet direct sur le (ηex) comme on peut le voir sur la formule de ce dernier, une augmentation de (Te) suffit de baisser (ηex).

## III.4. Les quantités de chaleur:

### III.4.1. Effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur les charges thermiques:

Pour des températures (Ta, Te, Tc, Tg) connus, on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur la quantité de chaleur (Q). Pour Ta=25°C, Tc= 30°C et Te= −5°C Tg=100C° on obtient les résultats suivants (figure III.20).

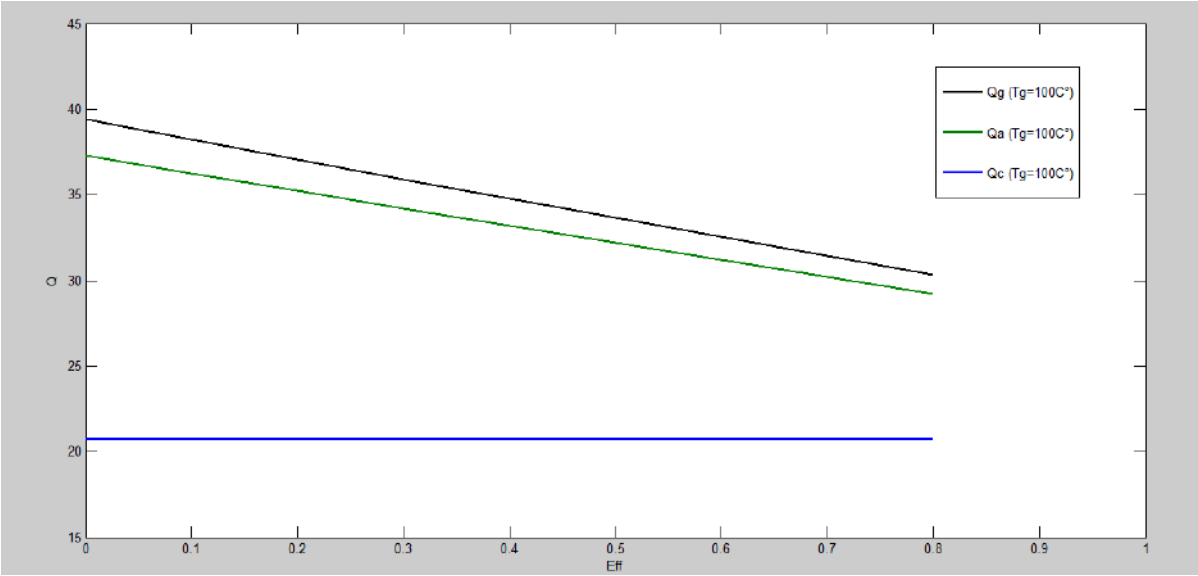



**Figure (III.20):** Variation des quantités de chaleur en fonction de (Eff)

La figure (III.20) montre que la variation de l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) n'a pas d'importance pour les quantités de chaleur dégagée par le condenseur (Qc). Cependant on constate une diminution de (Qg) et de (Qa) parce que l'échangeur de solution permis l'échauffement de la solution riche avant qu'elle rentre au générateur, ce qui fait diminué l'énergie fournie au générateur, ainsi qu'un refroidissement de la solution pauvre avant sont entré à l'absorbeur donc la diminution de la quantité de chaleur dégagé par l'absorbeur.

### III.4.2. Effet de la température du générateur ($T_g$) sur les charges thermiques:

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°Cet donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (30°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

Si la température de générateur augmente la concentration de la solution pauvre augmente ce qui fait augmenter (FR), cette élévation de la concentration pauvre agit positivement sur l'enthalpie (h8) ce qui donne une augmentation de (Qg) avec l'augmentation de (Tg) l'augmentation du (FR) fait diminué (Qa).

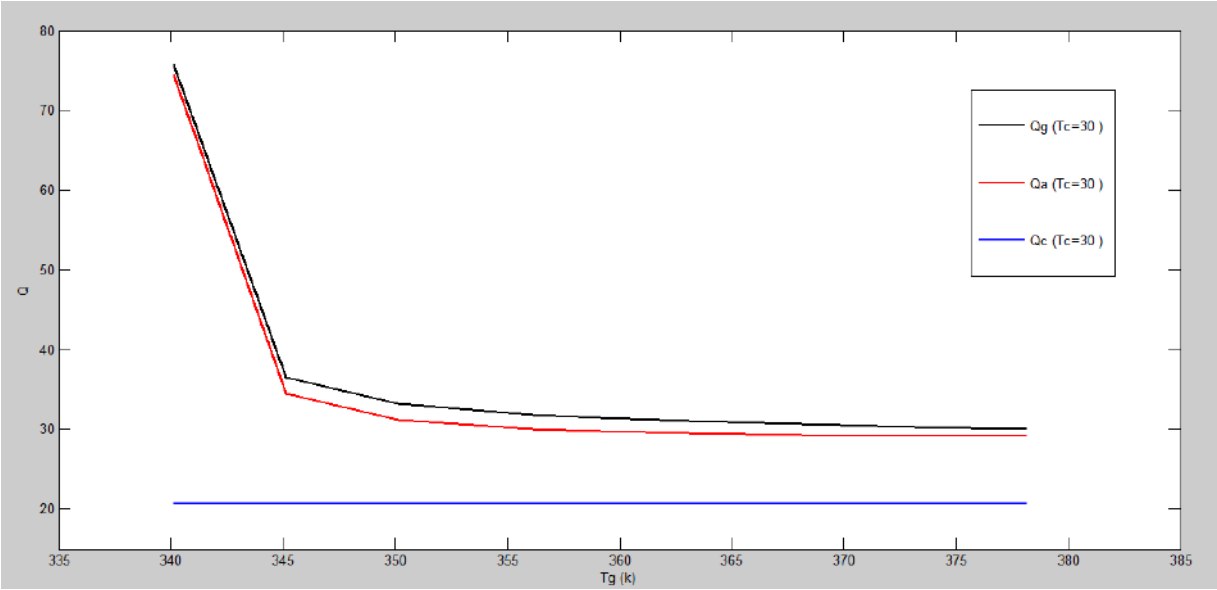



**Figure (III.21):** Variation des quantités de chaleur en fonction de (Tg)

### III.4.3. Effet de la température du condenseur ($T_c$) sur les charges thermiques:

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (30°C à –45°C) et la température de générateur (Tg) de (83°C à –105°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

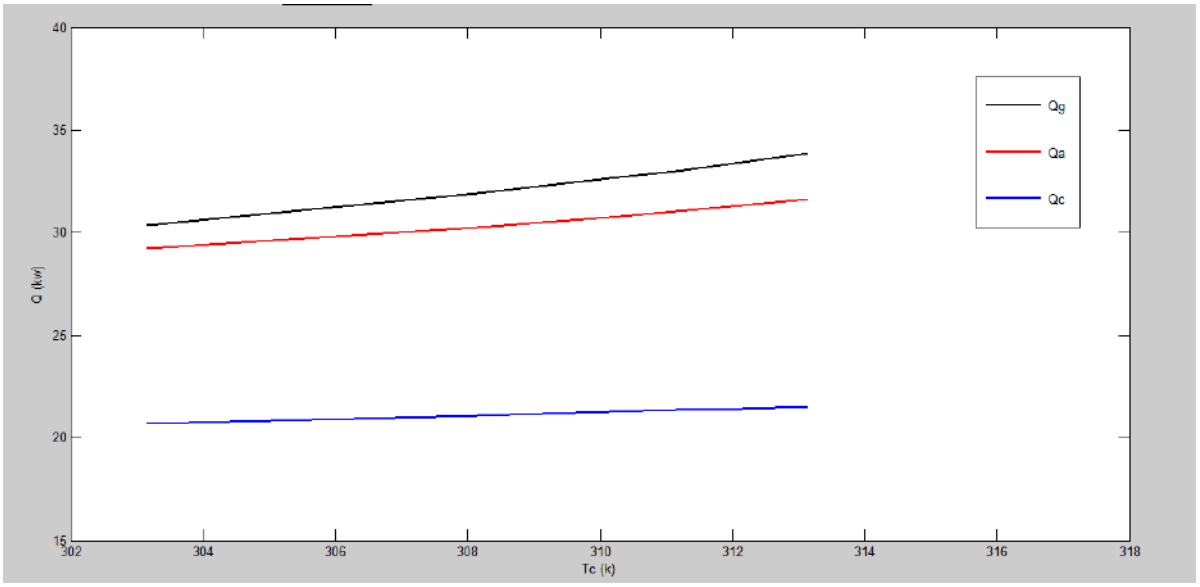



**Figure (III.22)**: Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_c$)

On remarque quand on augmente Tc une petite augmentation des quantités de chaleur du générateur(Qg) et d'absorbeur (Qa). La température de condensation n'influe pas sur les charges thermiques cependant, si la diminution de (Tc) était plus importante le taux moyen d'augmentation ou de diminution des charges thermique sera remarquable.

### III.4.4. Effet de la température d'absorbeur ($T_a$) sur les charges thermiques:

On fixe la température d'évaporation (Te) à −5°C ,la température de condensation à (Tc) à 30°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et la température de générateur (Tg) de (100°C) ,on fait varier la température d'absorption (Ta) de (20°C à –40°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

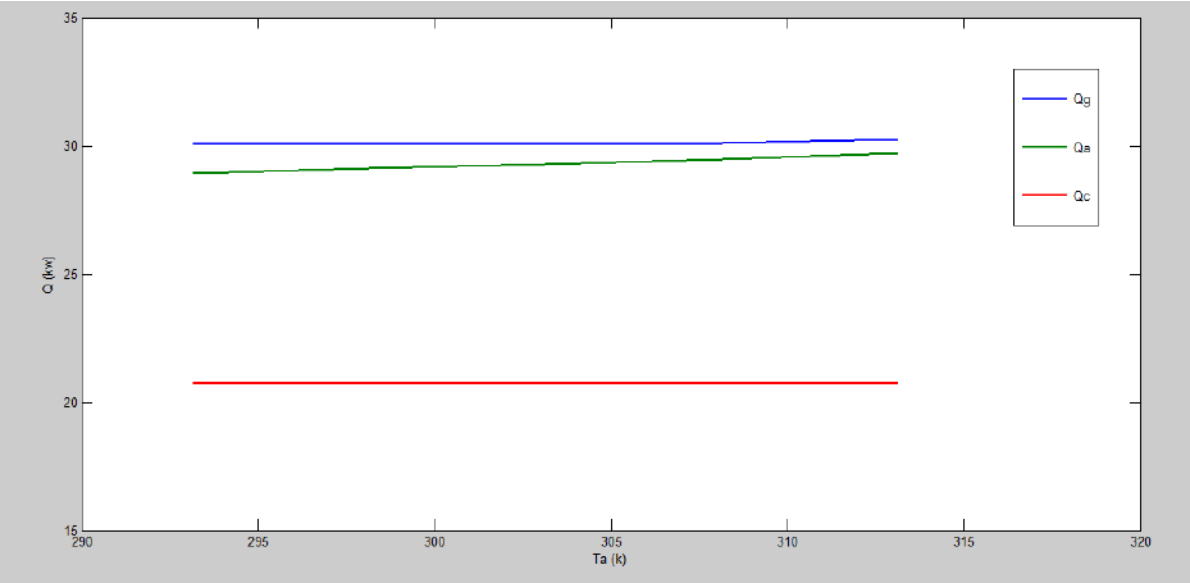



**Figure (III.23) :** Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_a$)

L'augmentation de (Ta) n'avait pas de grande d'influence sur les quantités de chaleur mais si cette augmentation était importante la diminution des ces quantités sera remarquable. Avec l'augmentation de la température d'absorption (Ta), la concentration de la solution pauvre s'approche de la concentration de la solution riche et le taux de circulation (FR), s'augmente, donc les quantités de chaleur de générateur (Qg) et d'absorbeur (Qa) s'élevé aussi.

### III.4.5. Effet de température de l'évaporateur ($T_e$) sur les charges la thermiques:

On fixe la température de condensation (Tc) à 30°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 25°C donc la concentration riche en fluide frigorigène et la température de générateur (Tg) de (100°C) ,on fait varier la température d'évaporation(Te) de (-5°C à –9°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 80%.

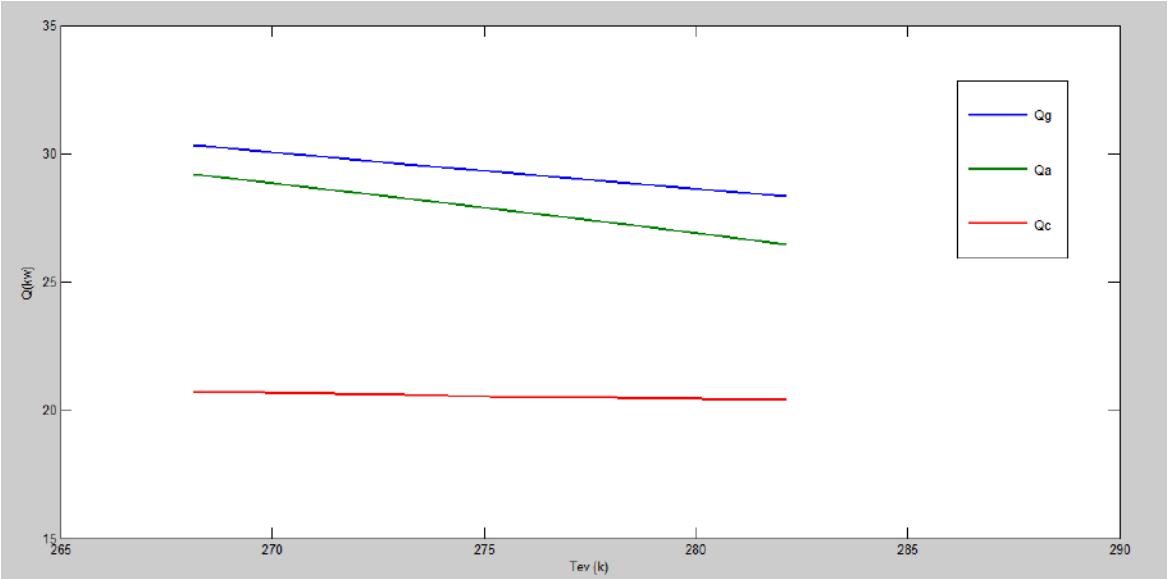



**Figure (III.24)**: Variation des quantités de chaleur en fonction de ($T_e$)

L'augmentation de (Te) à une influence remarquable sur la quantité de chaleur de générateur ainsi que la charge thermique de l'absorbeur. La température de l'évaporateur agit sur la basse pression, si (Te) augmente la concentration de la solution riche et le taux de circulation augmente aussi, la quantité de chaleur dégagé par l'absorbeur baisse, d'autre part l'augmentation du (FR) fait baisser la quantité de chaleur fournit au générateur,

### III.5. Conclusion:

Dans ce chapitre on a fait une validation de notre model numérique, donc une comparaison de nos résultats est faite. La comparaison a montre que nos résultats sont bon et que notre model est fiable. Apres la validation de notre model, nous avons étudie l'influence des différentes températures sur les performances de la machine a absorption. L'étude a montré que la températures de l'évaporateur (Te) et celle du générateur (Tg) ont le plus d'influence sur le système.

## Conclusion générale

Ce travail a eu pour objet la l'analyse thermodynamique et exergétique d'un système de réfrigération à absorption. L'objectif premier de ce travail a été de construire modèle numérique permettant de prédire les performances des systèmes à partir des équations de bilans massique et enthalpique et des propriétés thermodynamique du couple ($NH_3$-$H_20$).

Le second point concerne l'étude de l'influence des différents paramètres de fonctionnement sur la performance du système étudié. L'analyse de sensibilité nous a permis de tirer les conclusions suivantes :

- Le coefficient de performance (COP), le taux de circulation (FR) , le rendement thermodynamique (ηth) et le rendement exergétique (ηex) sont des paramètres importants pour évaluer la performance du système.
- Les températures de l'évaporateur (Te) et celle du générateur (Tg) ont le plusd'influence sur le système.
- Toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque unediminution du COP, donc l'efficacité de la machine à absorption.
- Ce système est polyvalent en termes d'utilisation de l'énergie primaire, il peut êtrecapable de remplace les systèmes a compression mécanique pour assure laclimatisation des administrations en utilisant l'énergie solaire comme énergie primaireafin de limité la consommation électrique surtout pour le cas de l'Algérie.

Enfin, d'autres types des machines à absorption peuvent donnés des résultats meilleurs par apport de ceux données par la machine à simple effet (système à double effet, les systèmes GAX,...,) ainsi que l'utilisation d'autres couples peuvent aussi ouvrir des horizons pour l'utilisation des systèmes à absorption.

# Bibliographies

[1] article de MAIURI daté de 1935 et titré « la renaissance de la machine frigorifique à absorption pour la production industrielle du froid

[2] IIR (INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION) Aperçu sur l'Histoire du Froid

Site web : http://www.iifiir.org/ (site consulté en novembre 2005)

[3] GUIDO Maïuri 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) .

[4] GEAROID FALAY, ROBERT DEVANT, RICHARD SWEATSER : The future of absorption technology in America. Advanced Building Systems -2001- ;

[5] Alizadeh S., Bahar F., Geoola F:«Design and optimization of an absorption refrigeration system operatedby solar energy.» Solar Energy 22 (1997) : 149-154.

[6] Tyagi K. P. «Design parameters of an aqua-ammonia vapor absorption refrigeration system.»Heat recovery systems & CHP 8, n° 4 (1988) : 375-377.

[7] Sencan A., Yakut K. A., Kalogirou S. A. «Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems.»

Renewable Energy 30 (2005) : 645-657.

[8] Zhu L., Gu J. «Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption

system.» Renewable Energy 35 (2010) : 1940-1946.

[9] Ercan A. O.,Gogus Y. «Comparative study of irreversibility's in an aqua-ammonia absorption refrigeration system.» International Journal of Refrigeration 14 (1991) : 86-92.

[10] Aphornratana S., Eames I. W. «Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using second law of thermodynamics method.» International Journal of Refrigeration 18, n° 4 (1995) : 244-252.

[11] Talbi M. M., Agnew B. «Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids.» Applied Thermal Engineering 20 (2000) : 619-630.

[12] Sözen A. «Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems.» Energy Conversion and Management 42 (2001) : 1699-1716.

[13] Kilic M., Kaynakli O. «Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system.» Energy Conversion and Management 48 (2007) : 599-607.

[14] Kaynakli O., Yamankaradeniz R. «Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation.» Current Science 92, n° 4 (2007) : 472-479.

[15] Bell I. A., Al-Daini A. J., Al-Ali H., Abdel-Gayed R. G., Duckers l. «The design of an evaporator/absorber and thermodynamic analysis of a vapour absorption chiller driven by solar energy.» World Renewable Energy Congress, 1996 : 657-660.

[16] De Francisco A., Illanes R., Torres J. L., Castillo M., De Blas M., Prieto E., Garcia A. «Development and testing of a prototype of low-power water ammonia absorption equipment for solar energy applications.» Renewable Energy 25 (2002) 53

[17] Castro J., Leal L., Pozo P., Perez Segarra C. D., Oliet C. «Development and Performance of an Air Cooled Water Lithium Bromide Absorption Cooling Machine.» International Forum on Renewable Energies, (2002) : 9-65.

[18] Horuz I., Callander T. M. S.
«Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system.»
International Journal of Refrigeration 27 (2004) : 10-16.

[19]

[20] EUROPEAN COMISSION CHOSE : Absorption Chillers Site web: www.absorptionchillers.com (site consulté en décembre 2005)

[21] 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 ;

[22] La Colibri-Stork

[23] R. Ayala, C. L. Heard and F. A. Holland, Ammonia/Lithium nitrate absorption/ compression refrigeration cycle. part II: experimental, Applied Thermal Engineering Vol. 18, No 8, pp. 661-670, 1998

[24] A. Sencan, Modeling of thermodynamic properties of refrigerant/absorbent couples using data mining process, Energy Conversion and Management 48, 470-480, 2007. 74

[25] GEORGES VRINAT :Technique de l'Ingénieur, Production du froid - Machine frigorifique à absorption, B 551 p1-7 -2001- ;

[26] PIERRE NEVEU :Absorption liquide machine,

Site web: http://www.neveu.pierre.free.fr (site consulté en novembre 2006);

[27] M. Feidt, Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés, Tec & Doc, 2e Edition, 1996.

[28] R. Gomri , Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, Energy Conversion and Management 51 (2010) 1629–1636.

[29] ASHRAE, Fundamentals Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, 1985.

[30] O. Kaynakli, M. Kilic, Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, Energy Conversion and Management 48 (2007) 599–607.

[31]: ASHRAE, *ASHRAE Handbook, Fundamentals,* Chapter 17, p. 17.45 & p. 17.81. ASHRAE, 1791 TullieCircle, N.E.,Atlanta, GA 30329, 1993.

[32]:Bourseau, P., &Bugarel, R. (1986). Réfrigération par cycle à absorptiondiffusion: comparison des performances des systèmes (NH3/ H2O) et (NH3/LINO3). International journal of refrigeration, 9(4), 206-214.

[33]: Patek, J., &Klomfar, J. (1995). Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. International Journal of refrigeration, 18(4), 228-234

[34] CHOUGUI MOHAMED LAMINE. Simulation et étude comparée de cycle a absorption (NH3/H2O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent HENKEL. Université Mentouri -2010.

# ANNEXE

## Coefficients des équations des propriétés thermodynamiques des couples : NH3 /H2O

**Tableau A3.1** Coefficient des équations (II.31 –II.32- II.33)

| i | *ai* équation II.18 | *bi* équation II.19 | *ci* équation II.20 |
|---|---|---|---|
| 0 | 4.2871.10-1 | 1.9879.102 | 1.4633.103 |
| 1 | 1.6001.10-2 | 4.4644.100 | 1.2839.100 |
| 2 | 2.3652.10-4 | 6.2790.10-3 | -1.1501.10-2 |
| 3 | 1.6132.10-6 | 1.4591.10-4 | -2.1523.10-4 |
| 4 | 2.4303.10-9 | -1.5262.10-6 | 1.9055.10-6 |
| 5 | -1.2494.10-11 | -1.8069.10-8 | 2.5608.10-8 |
| 6 | 1.2741.10-13 | 1.9054.10-10 | -2.5964.10-10 |
| Erreur standard | 1.6.10-3 | 8.5626.100 | 1.059.101 |
| déviation | 1.522.10-2 | 5.566.10-3 | 3.679.10-3 |

**Tableau A3.2** Coefficient de l'équation (II.35)

| $i$ | $m_i$ | $n_i$ | $a_i$ |
|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 1 | $-7.61080.10_0$ |
| 2 | 0 | 4 | $2.56905.10_1$ |
| 3 | 0 | 8 | $-2.47092.10_2$ |
| 4 | 0 | 9 | $3.25952.10_2$ |
| 5 | 0 | 12 | $-1.58854.10_2$ |
| 6 | 0 | 14 | $6.19084.10_1$ |
| 7 | 1 | 0 | $1.14314.10_1$ |
| 8 | 1 | 1 | $1.18157.10_0$ |
| 9 | 2 | 1 | $2.84179.10_0$ |
| 10 | 3 | 3 | $7.41609.10_0$ |
| 11 | 5 | 3 | $8.91844.10_2$ |
| 12 | 5 | 4 | $-1.61309.10_3$ |
| 13 | 5 | 5 | $6.22106.10_2$ |
| 14 | 6 | 2 | $-2.07588.10_0$ |
| 15 | 6 | 4 | $-6.87393.10_0$ |
| 16 | 8 | 0 | 3.50716.10 |