

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Filière : Génie Mécanique

Option : Système Energétique et développement durable

Réf:.....

**Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme:**

MASTER

Thème

**Etude comparative des systèmes à ABSORPTION
liquide**

**Présenté par :
KABOT Yassine
Soutenu le : 01 Juin 2017**

**Devant le jury composé de :
Mr. Adel BEN CHAABAN
Mr. Abdelghani LAKROUNE
Mr. Adnane LABED**

**Président
Encadreur
Examineur**

Année universitaire : 2017

REMERCIEMENT

Avant tout, je dois remercier Dieu le tout puissant qui m'a donné le courage et la force pour mener ce travail à terme.

En premier lieu je tiens à remercier vivement mon directeur de thèse Monsieur Abdelghani LAKROUNE, Docteur à l'Université Mohamed Khider de Biskra pour: sa disponibilité, ses conseils avisés et pour la confiance qu'il m'a accordés tout au long du travail, il m'a fait profiter de son expérience et de sa rigueur, ce fut un grand plaisir de travailler avec lui. Qu'il trouve ici l'expression de ma plus profonde gratitude et de mon admiration pour ses qualités scientifiques.

Mes plus vifs remerciements vont également aux membres de Jury : Mr Adel BEN CHAABAN Professeur à l'Université Mohamed Khider Biskra, et Mr Adnane LABED Maître de conférence à l'Université Mohamed Khider Biskra, pour avoir accepté de juger ce travail en tant qu'examineur.

Enfin qu'il me soit permis de remercier ma famille et mes amies pour leurs encouragements permanents, durant la réalisation de ce travail.

Résumé :

Pour rendre cette technologie (absorption) plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous nous sommes intéressés à deux aspects permettant l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Le premier concerne la machine elle-même et sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet avec échangeur de solution qui a pour rôle de récupérer la chaleur produite pour la réutiliser, et le deuxième aspect que nous avons exploré est celui des couples de fluides utilisés dans ces machines.

Pour les couples de fluides étudiés, nous nous sommes intéressés particulièrement à $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ qui est un substituant du couple classique : c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que les cycles utilisant l'ammoniaque-nitrate de lithium donnent une meilleure performance que le cycle utilisant l'ammoniaque-eau. Par conséquent on peut conclure qu'ils présentent une bonne alternative au cycle de l'ammoniaque-eau.

Mots clés : Absorption, coefficient de performance, compression thermique, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$

ملخص :

في استعمالاتنا اليومية نعتمد كثيرا على الطاقة الكهربائية والتي مصدرها الوحيد المحروقات و الاستخدام المفرط للطاقة يؤدي إلى استنزاف الاحتياط و الإضرار على البيئة، لذلك لجأنا لأنظمة تستهلك الطاقة الحرارية كاحتراق الغاز و الطاقة الشمسية تسمى أنظمة الامتصاص التي تعمل بالسوائل بدلا من الأنظمة التي تعمل بالضغط.

و تحسينا لأداء هذه الأنظمة في عملنا هذا تطرقنا إلى المقارنة بين نوعين من السوائل $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $(\text{NH}_3/\text{LiNO}_3)$ المستعملة في أجهزة التبريد الحديثة (أنظمة الامتصاص).

الهدف من هذا العمل هو تقديم مقارنة بين سوائل العمل لأجهزة الامتصاص بالاستناد على برنامج FORTRAN للحصول على معامل الأداء لكل سائل COP.

من خلال النتائج المتحصل عليها نستنتج أن دورة المحلول $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ أعطت نتيجة جيدة بدلا من السائل $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ، ومنه نستنتج انه يوجد بديل جيد $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

الكلمات المفتاحية: الامتصاص، معامل الأداء، ضغط الحراري، $\text{NH}_3 / \text{LiNO}_3$ ، $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$

Nomenclature :

Nomenclature	Désignation	Unité
BP	Basse pression	KPa
Cop	Coefficient de performance	-
Cop _h	Coefficient de performance Basé sur l'enthalpie	-
EX	Efficacité de l'échangeur de solution	-
FR	Taux de circulation	-
h	Enthalpie	KJ/Kg
HP	Haute pression	KPa
V	Volume	m ³
m	Débit	Kg/s
p	Pression	KPa
Q	Énergie thermique	KJ
T	Température	°C,K
X	Titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	%

Liste des abréviations :

Abréviation	Désignation
AIE	Agence internationale de l'énergie
CAC	Central Air Conditionneurs, c'est à dire climatisation
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
RAC	Room Air Conditionneurs, c'est à dire climatiseurs
INES	Institut National de l'Énergie Solaire

Liste des indices :

Indices	Désignation
a	Absorbeur
b	Basse, balayé
c,co	Condenseur
e, ev	évaporateur
f	frigorigène
g ,ge	Générateur
h	haute
p	Pompe
r	refroidissement
v	vaporisation
vap	vapeur

Liste de figure

Figure I.1 : Evolution de la consommation d'énergie par région.....	4
Figure I.2 : Répartition de la consommation finale par produit énergétique en 2007.	5
Figure I.3 : Historique de consommation électrique 1963-2007.	6
Figure I.4 : Marché mondial de la climatisation (en volume) en 2000.....	7
Figure I.5 : Croissance du marché mondial de la climatisation par région.	7
Figure I.6 : Répartition de la part de la climatisation tertiaire et résidentiel dans le monde.	8
Figure I.7 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installées en Chine.	9
Figure I.8 : Installations de climatisation solaire de 6 pays européens entre 1999 et 2005....	10
Figure I.9 : répartition des Installations de climatisation solaire par type.....	11
Figure I.10 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.	13
Figure I.11 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).....	14
Figure I.12 : Schéma du cycle double effet à écoulement série:.....	15
Figure I.13 : Schéma du cycle double effet à écoulement parallèle.....	15
Figure II.1 : structure d'une machine à absorption.	22
Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.....	30
Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de R.Best Pour NH_3/H_2O . Cycle avec échangeur de solution.	41
Figure IV.2 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$	45
Figure IV.3 : Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$	46
Figure IV.4 : Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$	47
Figure IV.5 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$	48
Figure IV.6 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$	49

Figure IV.7 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ 50

Liste de tableaux

Tableau I.1: Résumé de quelques fluides de travail..... 19

Tableau IV.1 : Propriétés thermodynamiques des différents états pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ 43

Tableau IV.2 : Puissances dans les différents organes pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, et $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ 44

Remerciement.....	i
Nomenclature.....	ii
Liste de figure	iv
Liste de tableaux.....	v

Table des matières

Introduction générale	1
------------------------------------	----------

Chapitre I. Etudes bibliographiques

I.1. Introduction:	3
I.2. L'évolution de la consommation dans le monde.	3
I.3. La consommation d'énergie en Algérie.....	4
I.3.1. Consommation finale par produit Energétique.	4
I.3.2. Évolution de la consommation électrique en Algérie.....	5
I.4. Panorama de la climatisation dans le monde :.....	6
I.5. Situation mondiale du marché de la climatisation :.....	7
I.5.1. Marché mondiale de la climatisation classique :.....	7
I.5.2. Marché des équipements d'absorption	8
I.5.3. Le marché de la climatisation solaire :.....	9
I.5.4. Revue des installations de climatisation solaire.	10
I.6. Machines à absorption :	12
I.7. Différentes configuration des cycles à absorption :	13
I.7.1. Machines à simple effet :	13
I.7.2. Machine à double effet :	14
I.8. Les couples fluides utilisés dans l'absorption:.....	16
I.8.1. Les couples classiques utilisés dans l'absorption.....	16
I.8.2. Nouveaux absorbants.....	17
I.8.3. Amélioration des performances par les mélanges de fluides.....	17
I.9. Conclusion :	20

Chapitre II. Analyse thermodynamiques des machines à Absorption

II.1. Introduction.....	21
II.2. Principe de fonctionnement.....	21
II.3. Analyse thermodynamique.....	24
II.4. Détermination du coefficient de performance COP.....	24
• Bilans massiques :.....	24
• Bilans enthalpiques :	25

• Débit spécifique de solution FR (Taux De Circulation) :	26
• Coefficient de Performance « COP »	26
II.5. Calcul du cycle d'une machine à absorption.	27
II.6. Conclusion:	29

Chapitre III. Modélisation thermodynamiques

III.1.Introduction.	30
III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution	30
III.2.1. Principe de fonctionnement du cycle.....	30
III.2.2. Bilan massique et thermique.....	31
• Analyse du Générateur.	32
• Analyse du Condenseur.	33
• Analyse de l'Evaporateur.	33
• Analyse de l'Absorbeur.....	33
• Pompe de solution.....	34
• Echangeur de solution.....	34
III.2.3. Relation entre les différents débits de masse.....	34
III.3. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.	36
• Propriétés du frigorigène NH_3	36
• Propriétés du mélange NH_3/H_2O	36
• Propriétés du mélange $NH_3/LiNO_3$	37
III.4. Algorithme.....	38
III.5. Organigramme de calcul.....	39
III.6.Conclusion :.....	40

Chapitre IV .Validation et Discussion des résultats

IV.1.Introduction.....	41
IV.2. Validation des résultats	41
IV.3. Discussion des résultats obtenus.	42
IV.4. Comparaison entre les couples NH_3/H_2O et $NH_3/LiNO_3$	42
IV.4.1. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du générateur T_g	45
IV.4.2. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e	47
IV.4.3. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du condenseur T_c	49
IV.5.Conclusion :	50
Conclusion générale.....	51
Bibliographie	53

Introduction

générale

Introduction Générale

La possibilité de produire du froid par utilisation directe de l'énergie primaire, notamment celle du gaz naturel, a donné toutes leurs places aux machines à absorption dans le domaine de froid et de la climatisation.

En réalité, 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.

Pour rendre cette technologie (absorption) plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous nous sommes intéressés à deux aspects permettant l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Le premier concerne la machine elle-même et sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet avec échangeur de solution qui a pour rôle de récupérer la chaleur produite pour la réutiliser, et le deuxième aspect que nous avons exploré est celui des couples de fluides utilisés dans ces machines.

Pour les couples de fluides étudiés, nous nous sommes intéressés particulièrement à $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ qui es un substituant du couples classiques : c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une recherche bibliographique sur la consommation des énergies dans le monde et les divers systèmes de production de froid et Nous avons exposé, également dans ce chapitre, les différentes configurations possibles ainsi que les couples de fluides utilisés dans chacune d'elles et les améliorations apportées par chacune de ces configurations.

L'étude thermodynamique ainsi que l'évaluation du COP d'un tel cycle, en négligeant l'énergie de la pompe de circulation utilisée pour faire passer la solution liquide du circuit basse pression au circuit haute pression, est exposé dans le chapitre deux en même temps que les propriétés des couples des fluides utilisés.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation des détails de la modélisation menée dans ce travail. 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.

Les résultats obtenus à partir du programme de calcul et leurs interprétations ainsi que les comparaisons aussi bien relatives aux couples de fluides explorés (c'est-à-dire $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) sont rassemblés dans le quatrième chapitre.

I.1. Introduction:

La climatisation par ABSORPTION désigne l'ensemble des moyens de climatiser en utilisant comme ressource énergétique primaire la chaleur, Ce mode de climatisation qui peut se substituer à l'utilisation de ressources fossiles présente comme principal intérêt de pouvoir fournir le plus de froid quand il fait le plus chaud, ce qui correspond généralement aux périodes où le soleil est le plus disponible.

I.2. L'évolution de la consommation dans le monde.

En 2010, la consommation d'énergie mondiale a progressé de 5,5 %, après le déclin de 1 % observé en 2009, ce qui s'est traduit par une croissance de près de 6 % des émissions de CO₂ liées à l'énergie, atteignant un niveau sans précédent.

Les pays émergents contribuent pour 2/3 à cette augmentation globale, la Chine représentant à elle seule 1/4 de la croissance de la consommation énergétique mondiale en 2010 [1].

Le pétrole, le gaz naturel et le charbon ont contribué de manière égale à cette augmentation de la demande d'énergie en 2010, largement liée à la reprise industrielle.

Les ressources ou réserves énergétiques mondiales d'énergies non renouvelables (fossiles et uranium) pouvaient être estimées en 2008 à 965 milliards de tonne d'équivalent pétrole (tep), soit 85 ans de production actuelle. Cette durée est très variable selon le type d'énergie : 44 ans pour le pétrole conventionnel, 183 ans pour le charbon. La consommation énergétique mondiale (énergie finale) [1] était de 8,2 milliards de tep en 2007 (4,7 en 1973), pour une production énergétique mondiale (énergie primaire) de 12 milliards de tep.

Dans les 18 dernières années, la consommation d'énergie dans le monde a augmenté de 40%. Cette évolution est la combinaison de la stagnation depuis 10 ans de la consommation des pays anciennement industrialisés, représentés par le groupe des pays de l'OCDE, et des nouvelles économies qui sont en forte croissance.

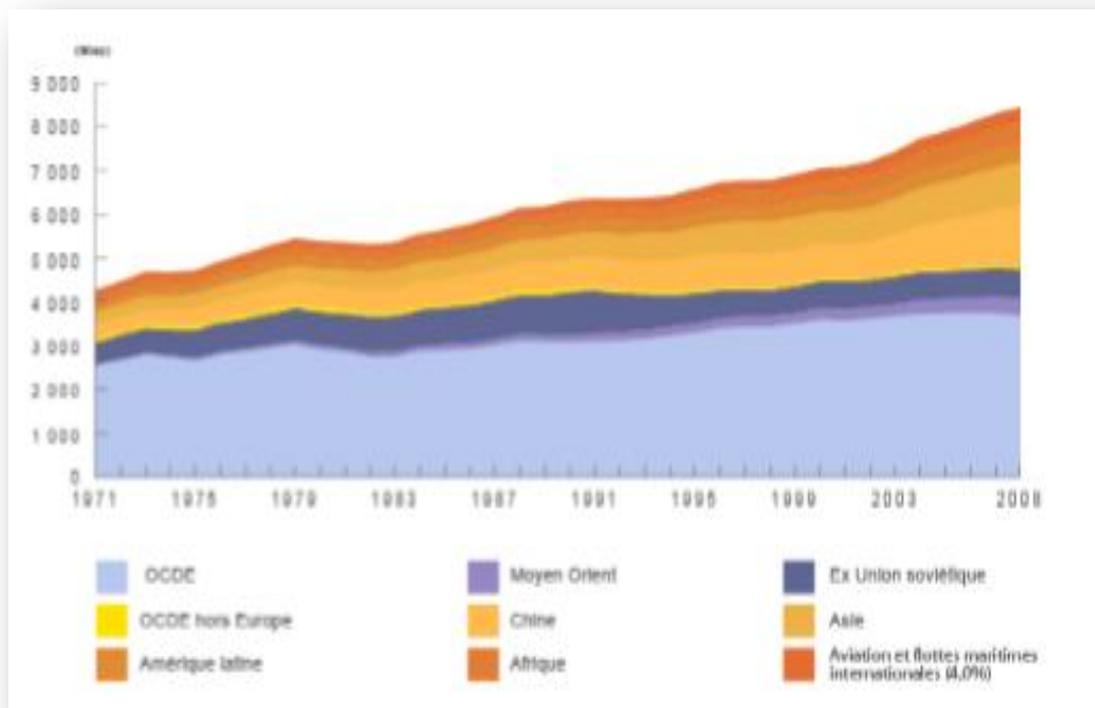


Figure I.1 : Evolution de la consommation d'énergie par région.

La Chine exemple des nouveaux pays industrialisés, voit sa consommation d'énergie plus que tripler de 1990 à 2008. Sa part dans la consommation mondiale double et passe de 7,5% à 16,4 %. La consommation par habitant en Chine est maintenant égale à consommation par habitant dans le monde.

La consommation de l'Afrique augmente de 50% de 1990 à 2008, mais reste marginale dans la consommation mondiale (environ 5,7% pour plus de 15% de la population mondiale).

I.3. La consommation d'énergie en Algérie.

I.3.1. Consommation finale par produit Energétique.

En Algérie, le pétrole (les produits pétroliers) est la principale source d'énergie consommée. Les produits pétroliers constituent 48 % de la consommation finale. Autour de 29 %, le gaz naturel représente la deuxième source d'énergie finale consommée, alors que la part de l'électricité est de 12 %. Les produits solides tels que le bois et le charbon restent négligeables [2].

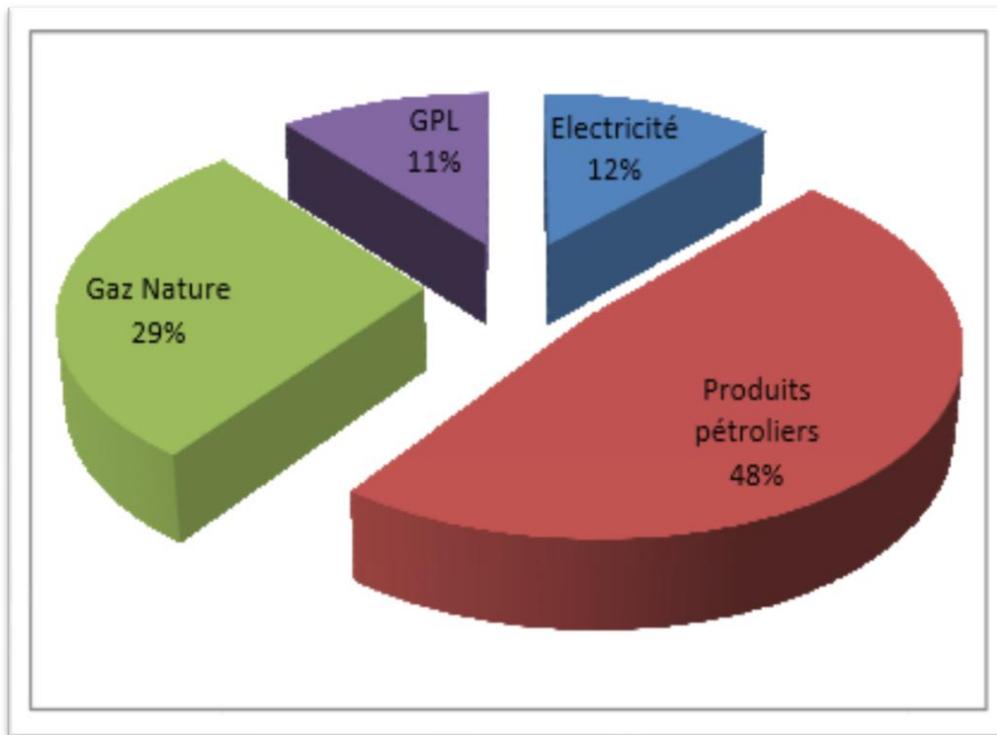


Figure I.2 : - Répartition de la consommation finale par produit énergétique en 2007.

I.3.2. Évolution de la consommation électrique en Algérie.

Cette domination de la consommation électrique et gaz par le bâtiment, oblige l'empreinte d'une bonne stratégie politique de gestion des énergies, par les acteurs de ce secteur, car elle peut induire un gain énergétique assez-conséquent, en optant l'approche bioclimatique dans la conception la réalisation et enfin la gestion.

Nous penchons beaucoup plus dans notre recherche, sur la consommation électrique qui ne cesse augmenter d'année en année, dans ce secteur sensible.

La figure 3 ci-dessous, et la preuve, car dans les quarantaines d'années marquées sur le schéma, la consommation a été multipliée par six [3].

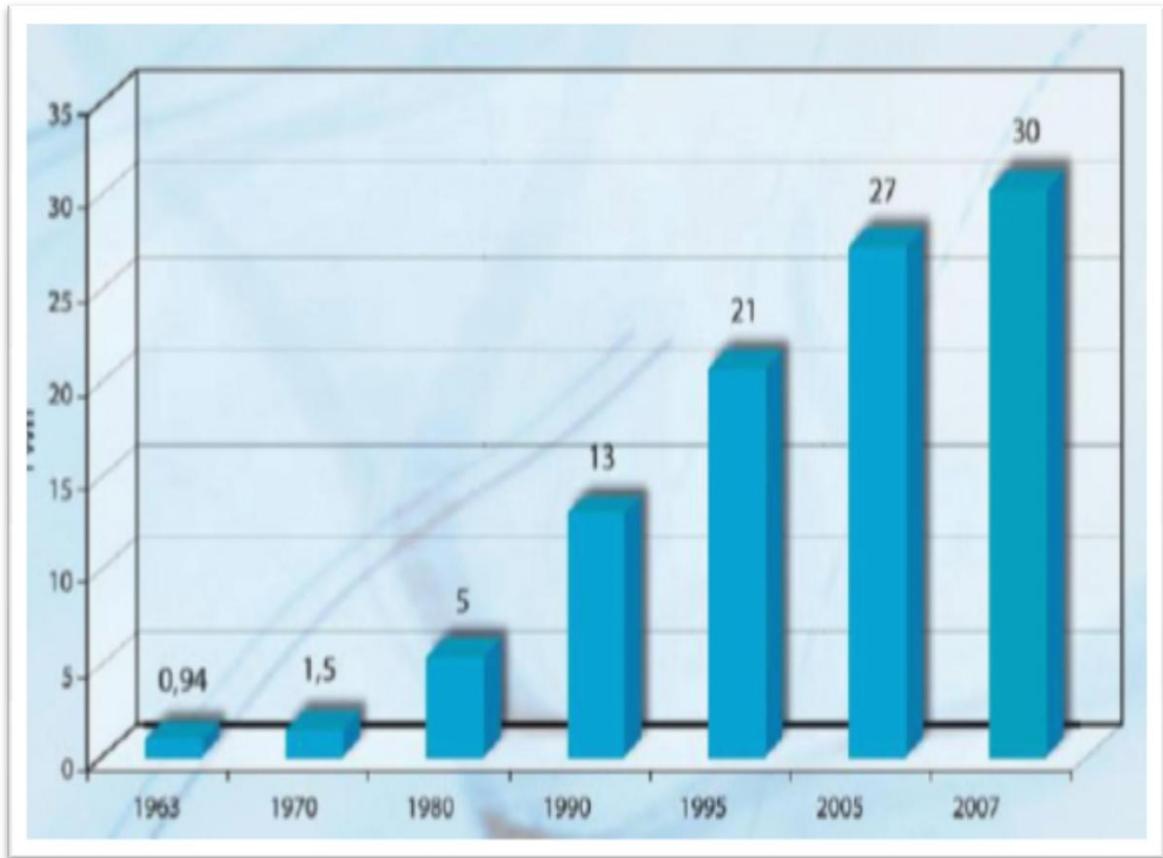


Figure I.3 : Historique de consommation électrique 1963-2007.

I.4. Panorama de la climatisation dans le monde :

Le marché mondial de la climatisation est toujours en expansion et a été estimé à 39,7 millions d'appareils vendus en 2000. Ce résultat se répartit entre 29,9 millions d'unités RAC (Room Air Conditionneurs, c'est à dire climatiseurs individuels) et 9,8 millions d'unités CAC (Central Air Conditionneurs, c'est à dire climatisation centralisée). Le marché Américain reste le premier avec 13,2 millions d'unités vendues en 2000 avec une croissance de 3,1%. Le marché Chinois explose avec 9,2 millions d'unités vendues. Le marché Japonais a connu une croissance de 9% entre 1999 et 2000, passant ainsi à 7,7 millions d'unités vendues en 2000. En 2000, le marché mondial de la climatisation était estimé à 35 milliards de US\$ [4].

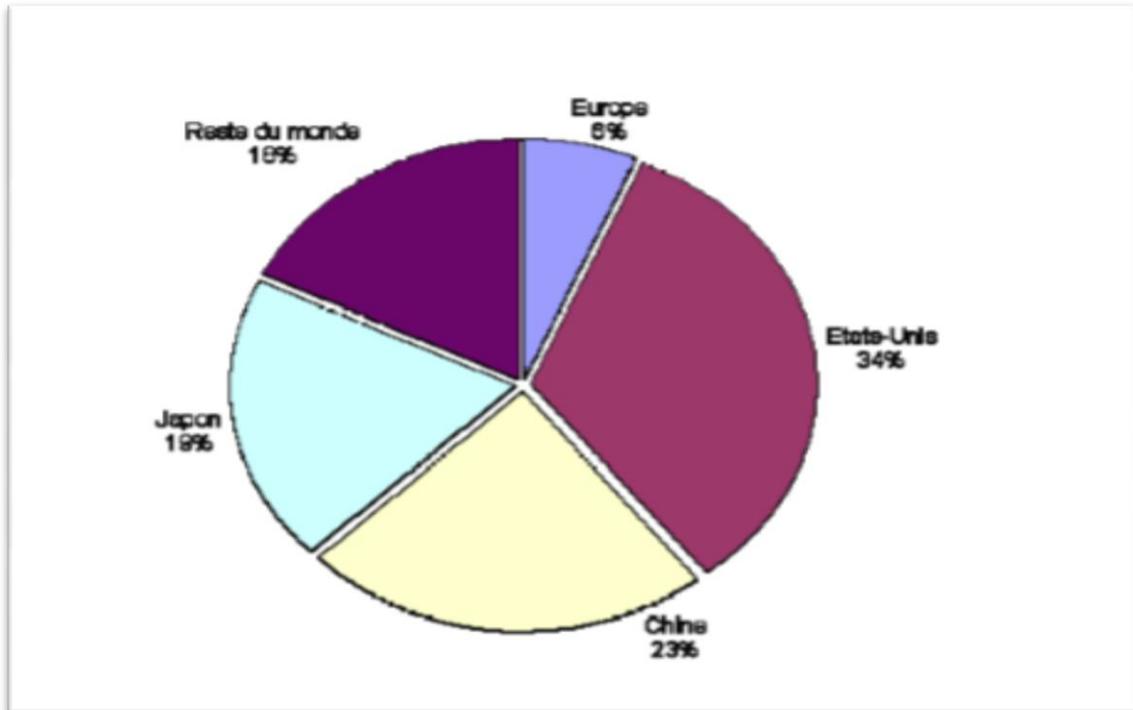


Figure I.4 Marché mondial de la climatisation (en volume) en 2000.

I.5. Situation mondiale du marché de la climatisation :

I.5.1. Marché mondiale de la climatisation classique :

Depuis une quinzaine d’années, les exigences des occupants de bâtiments tertiaires ou d’habitations ont sensiblement changé. On observe en effet une demande de confort de plus en plus rigoureux.

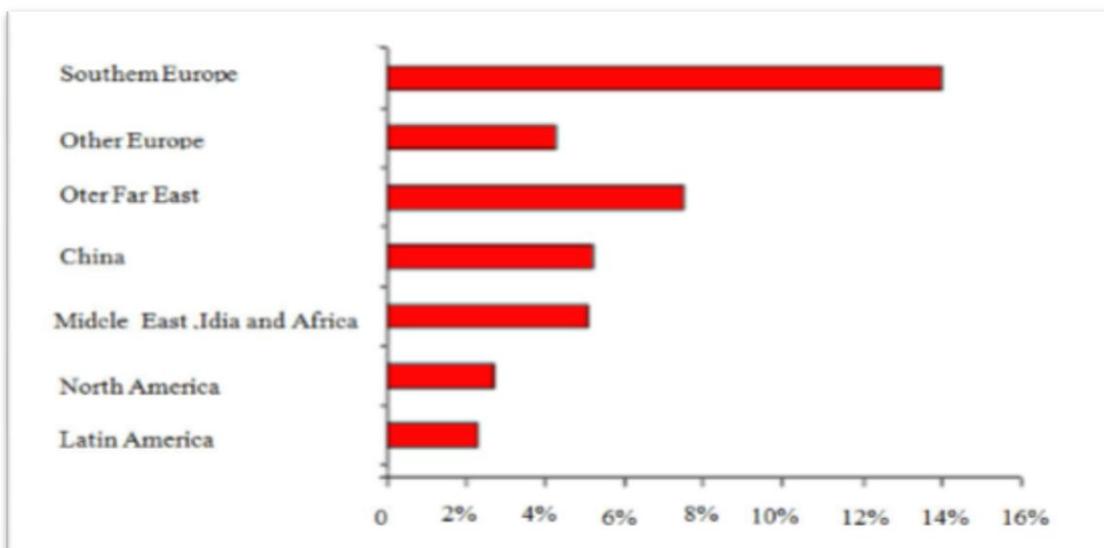


Figure I.5 : Croissance du marché mondial de la climatisation par région.

Les perspectives de croissance des marchés de la climatisation sont importantes pour les années à venir. En effet, le marché mondial de la climatisation représente actuellement 34 milliards de dollars US et progresse d'environ 4 % par an.

Les régions ont des perspectives de croissance inégales (figure I.6) mais l'Europe et l'Est asiatique ont des taux de croissance élevés. Les consommateurs d'Europe du sud ont réalisé que la climatisation est un confort abordable, aussi, les marchés sont en forte progression mais de plus en plus dominés par les acteurs de l'est asiatique [5].

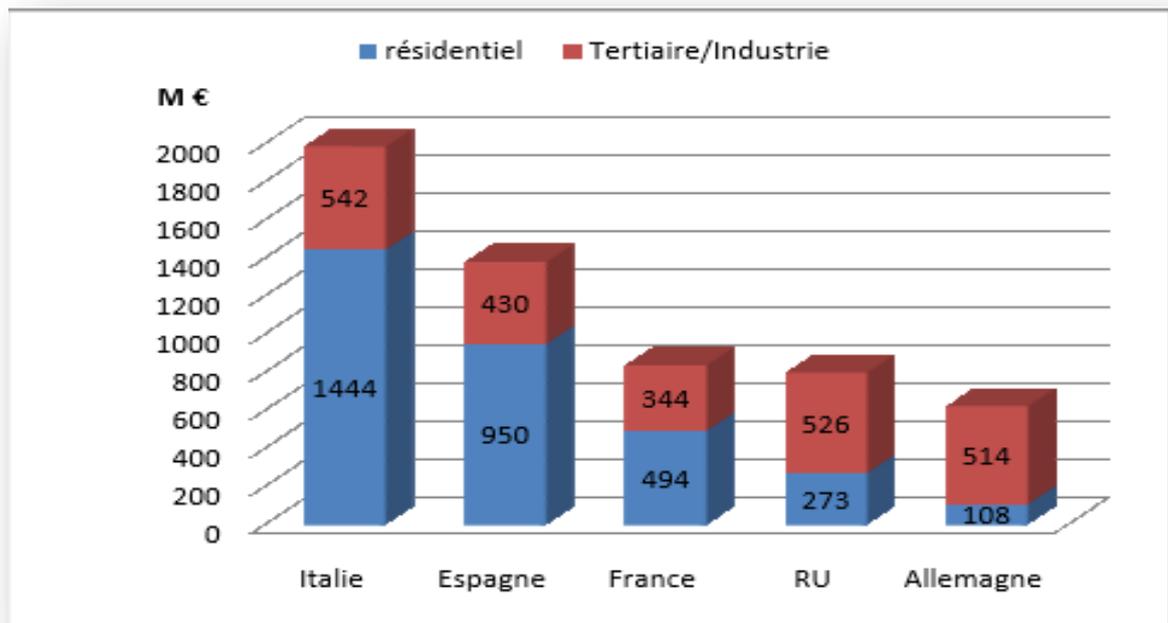


Figure I.6: Répartition de la part de la climatisation tertiaire et résidentiel dans le monde.

I.5.2. Marché des équipements d'absorption.

L'un des principaux avantages des équipements à absorption se trouve dans leur capacité d'opération sans produire aucun type de vibration ni de bruit, et de là, la possibilité de leur utilisation dans des hôtels, des hôpitaux, etc.

Aux Etats-Unis et dans les pays européens, la demande de ces équipements est plutôt faible. Au Japon, par contre, les équipements à absorption ont été largement utilisés ; leur utilisation a atteint, en 1985, 80% du marché (refroidisseur d'eau de grande puissance) [6].

Dans d'autres pays, comme la Chine, la Corée ou l'Inde, la demande de tels équipements grandit actuellement de manière extraordinaire tant pour les applications domestiques qu'industrielles. Sur la figure I.7, on montre l'évolution de la production annuelle de refroidisseur d'eau par absorption en Chine entre 1988 et 1997.

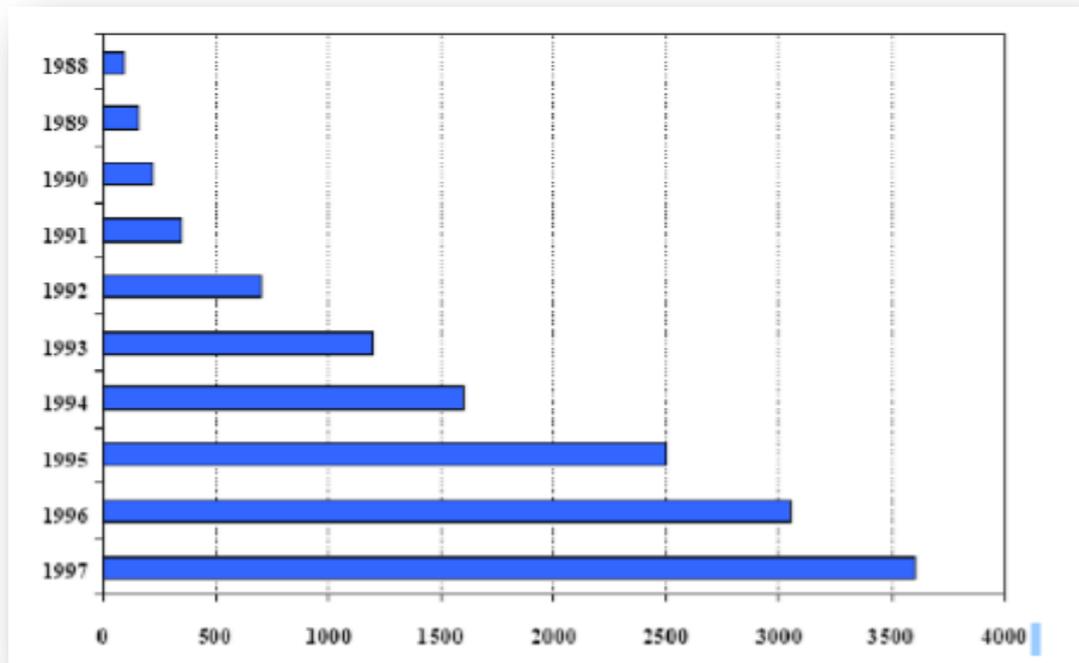


Figure I.7 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installées en Chine.

La croissance de la demande dans ce pays comparée aux pays européens est principalement due à son infrastructure électrique déficiente et à la disponibilité de gaz à des prix très abordables.

I.5.3. Le marché de la climatisation solaire :

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment (individuels, petits résidentiels et tertiaires). Le coût d'investissement d'une machine à absorption de petite puissance peut actuellement paraître élevé par rapport au choix limité des fabricants et des puissances disponibles. Des études comparatives des coûts totaux (d'investissement, de maintenance et d'exploitation) des solutions doivent être réalisées afin d'effectuer les meilleurs choix pour les maîtres d'ouvrages et la clientèle [7].

En 2007, une enquête mondiale sur les systèmes de refroidissement assistés par l'énergie solaire a révélé la domination de la technique du refroidissement par absorption sur le marché.

I.5.4. Revue des installations de climatisation solaire.

Plusieurs recensements des installations solaires ont été effectués depuis 2000. En avril 2007 et lors d'un atelier parallèle à une réunion de l'AIE (agence internationale de l'énergie), on a annoncé le total de 120 installations de climatisation solaire en Europe (toutes tailles, toutes technologies tous statuts confondus).

Plus d'une cinquantaine de ces installations sont destinées aux bâtiments tertiaires ; la plupart ont le plus souvent le statut de projet pilote, voire de prototypes et seulement quelques-unes sont des installations commerciales.

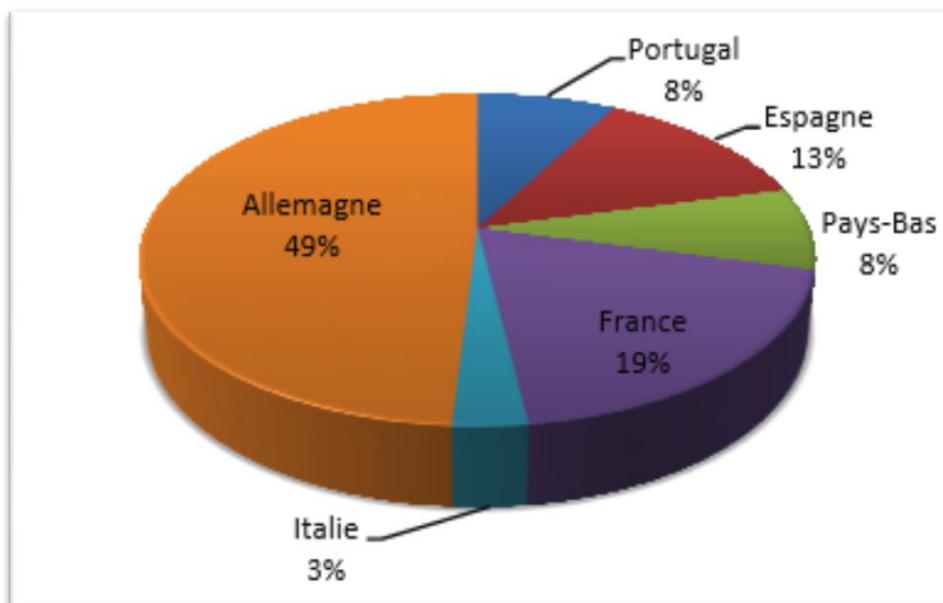


Figure I.8 : Installations de climatisation solaire de 6 pays européens entre 1999 et 2005.

Il subsiste encore des verrous technologiques et financiers à la diffusion de la technologie de rafraîchissement ou de climatisation solaire. Le recensement mentionné a référencé 36 installations se trouvant toutes dans six pays européens dont la répartition est montrée dans la Figure I.8.

Dix sept installations de climatisation à absorption en France recensées en 2000, seulement deux sont toujours en fonctionnement, dont les caves viticoles de Banyuls

[8] (fonctionnement continu depuis 1991) et les bureaux du CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) à Sophia Antipolis (fonctionnement saisonnier) ; les autres ont toutes été rapidement arrêtées après leur mise en fonctionnement dans les années 80 (la période de fonctionnement la plus longue a été de 5 ans). Cette situation est due, en grande partie, aux défaillances techniques rencontrées à cause de la régulation ou des composants mal dimensionnés.

Des nouvelles installations de climatisation solaire à absorption ont vu le jour en France dont deux installations en Guadeloupe et pour le hall d'essais du CSTB à Sophia Antipolis. Ces installations ont été mises en œuvre dans le cadre du projet européen SOLARCLIM 2000 en 2003 et une troisième installation à l'Institut National de l'Énergie Solaire (INES) à Chambéry en 2009 [9].

Avec 72% de la puissance installée comme montre la figure I.9, la technologie d'absorption est largement majoritaire, suit ensuite la technologie d'adsorption et de dessiccation solide, avec respectivement 17% et 10% de la puissance installée. Enfin, la dessiccation liquide est encore quasiment inexistante avec 1% de la puissance installée. 53% des installations emploient des capteurs solaires plans, 37% des capteurs sous vide et seulement 10% des capteurs paraboliques et des capteurs à air. [10].

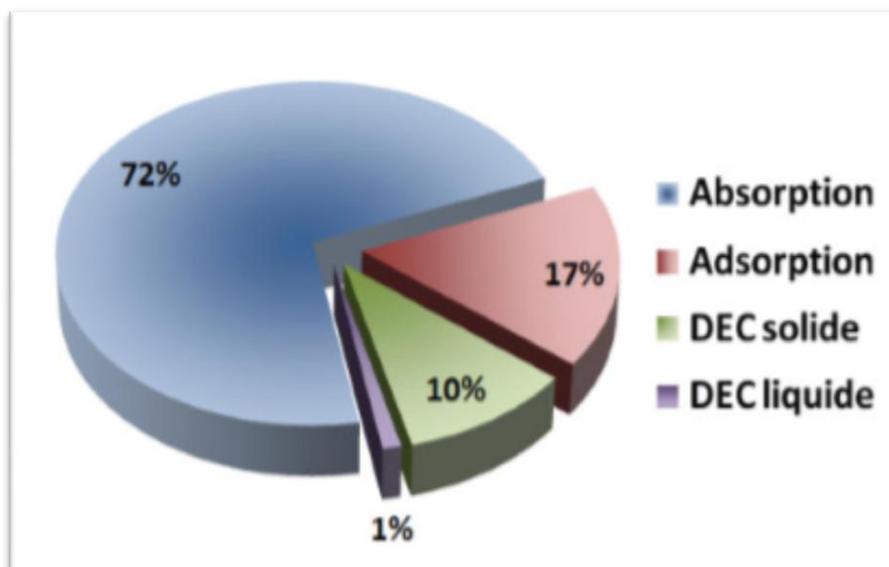


Figure I.9 : répartition des Installations de climatisation solaire par type.

I.6. Machines à absorption :

La technologie retenue pour la production de froid est basée sur le principe de l'absorption. Ce principe n'est pas nouveau : il a été découvert au XVIII^{ème} siècle et un Français a construit la première machine à absorption vers 1850 [11].

Le grand public connaît d'ailleurs cette technique qui est exploitée depuis longtemps sur le marché des loisirs : réfrigérateurs pour voilier et caravanes, par exemple.

Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la Seconde Guerre mondiale. Elle est utilisée en particulier aux Etats-Unis et au Japon où le pourcentage atteint 60 % en grand tertiaire. La technologie n'est donc pas récente et elle a fait ses preuves dans bien d'autres pays [12].

Les couples les plus utilisés sont par ordre d'importance: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ou $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$, Vu l'importance de la gamme de température à couvrir ($-10\text{ }^\circ\text{C}$ à $-30\text{ }^\circ\text{C}$), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième et le troisième couple, la température se situe vers $+5\text{ }^\circ\text{C}$, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air [13].

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique.

En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet [14].

Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches [15] soit dans le but d'améliorer le rendement soit dans le but de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à basses températures.

I.7. Différentes configuration des cycles à absorption :

I.7.1. Machines à simple effet :

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.10 montre le schéma du principe d'une machine fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme NH₃ dans le couple NH₃/H₂O, l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur.

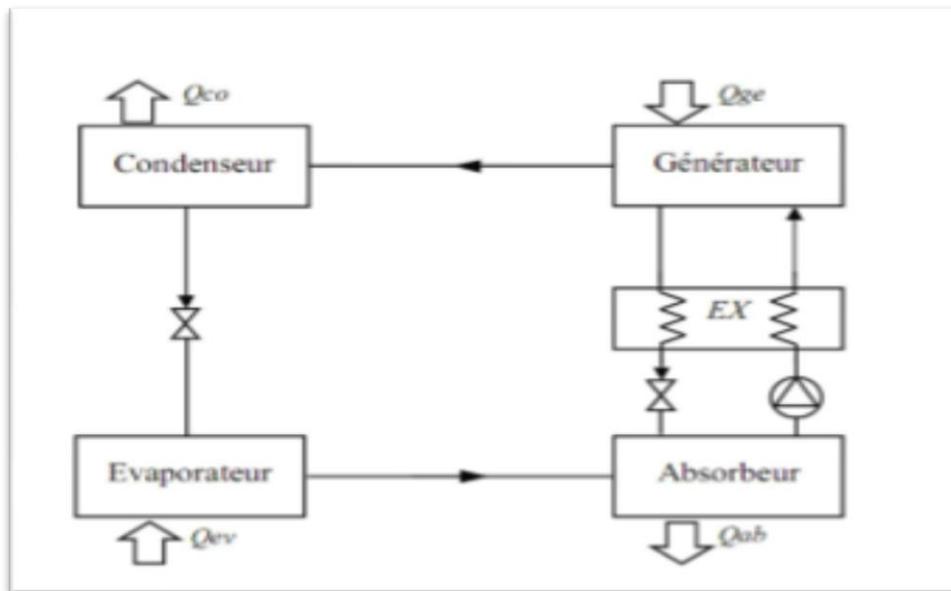


Figure I.10 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60 % [16].

I.7.2. Machine à double effet :

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958 [17], la figure I.11 montre un tel système fonctionnant avec H₂O/LiBr.

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

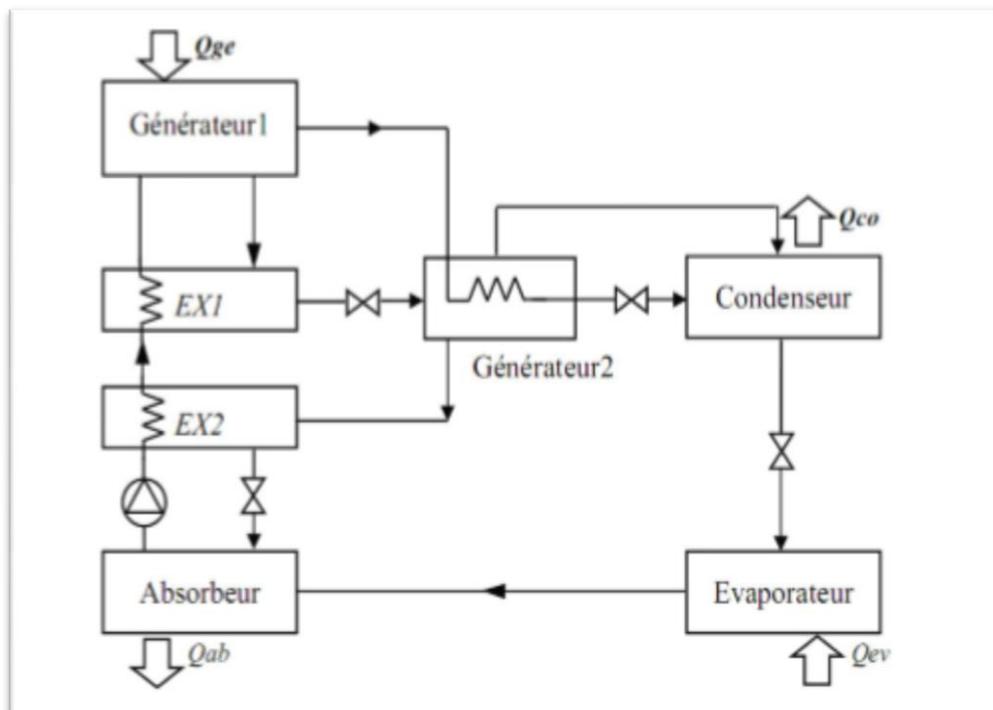


Figure I.11: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).

Le coefficient de performance COP compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de 130°C à 160°C, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire.

L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité [18] mais marginale (2 opérations recensées [19]) en raison des températures de fonctionnement demandées.

Il existe plusieurs configurations du cycle double effet :

- Cycle à écoulement en série
- Cycle à écoulement en parallèle

Le schéma de cycle : double effets à écoulement série et à écoulement parallèle sont présentés dans les figures. (I.12 et I.13.)

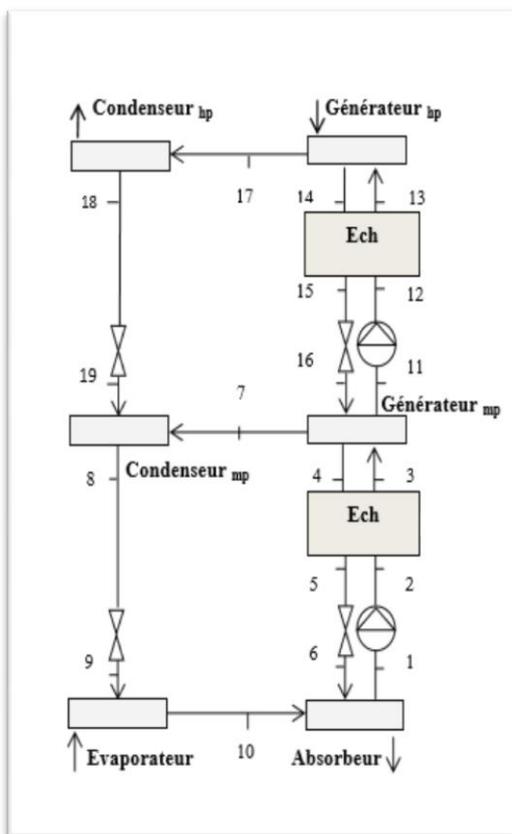


Figure I.12: Schéma du cycle double effet à écoulement série.

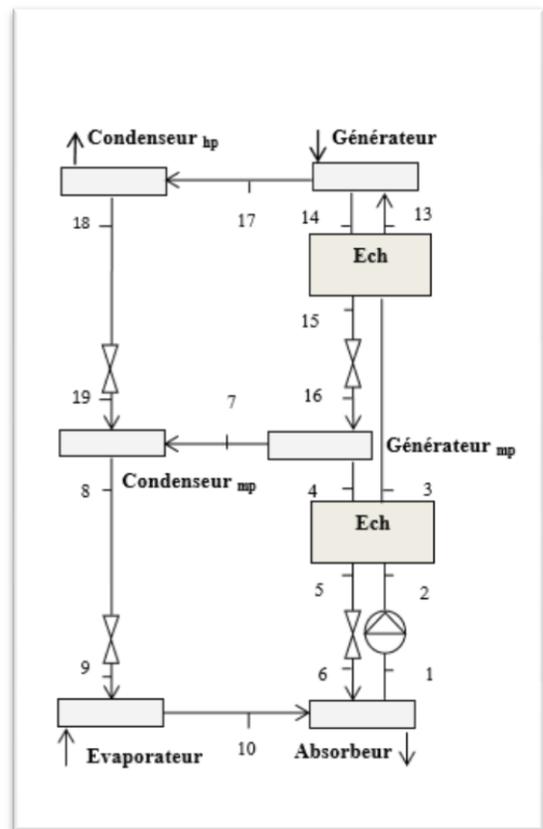


Figure I.13: Schéma du cycle double effet à écoulement parallèle.

I.8. Les couples fluides utilisés dans l'absorption:

I.8.1. Les couples classiques utilisés dans l'absorption.

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. Une étude faite par Marcriss montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH₃/ H₂O) et (H₂O/ LiBr) [20].

Ces deux couples ont fourni pendant plusieurs années les meilleures performances comparées aux autres.

En effet, Depuis l'invention du système à absorption, le couple (NH₃/H₂O) a été largement utilisé dans les procédés de l'absorption, les fluides NH₃ et H₂O sont tout deux très stables dans un large intervalle de température et de pression.

Le frigorigène NH₃ présente une grande chaleur latente et peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77 °C à la pression atmosphérique.

Cependant ce couple est volatil donc il y a une nécessité d'avoir une rectification des vapeurs du réfrigérant.

En plus, il présente des pressions de travail assez élevées et donc nécessite des installations complexes est coûteuses.

Malgré les avantages de ce couple, il reste à craindre à cause de sa toxicité et de sa corrosivité envers le cuivre et ses alliages.

- L'usage du (H₂O / LiBr) dans les systèmes à absorption a commencé en 1930.

Deux aspects remarquables de ce couple sont la non - volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé) et aussi la grande chaleur latente de vaporisation d'eau (utilisé dans ce cas comme réfrigérant). Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0°C et nécessite donc des installations spéciales.

La solution H₂O-LiBr est corrosive. Et, à hautes concentrations, la cristallisation de l'eau peut se produire [20].

I.8.2. Nouveaux absorbants.

En plus de la corrosion et le coup élevé, L'inconvénient principal que présenterait plusieurs fluides c'est la cristallisation de l'absorbant à haute concentration dans l'absorbeur (comme dans le cas de H₂O/LiBr).

Donc, l'absorbant doit être choisi soigneusement et dans ce choix il faut tenir compte des caractéristiques cités plus haut [21].

I.8.3. Amélioration des performances par les mélanges de fluides.

Beaucoup de recherches étendues ont été réalisées afin d'enquêter sur de nouveaux fluides. En plus, ces dernières années, des mélanges binaires ont été étudiés pour améliorer le fonctionnement de ces deux couples classique, à savoir NH₃/ H₂O et H₂O/ LiBr.

En effet, les limitations de NH₃/H₂O et H₂O/LiBr ont conduit à la recherche de nouveaux mélanges basés sur les FLUOROCARBON comme réfrigérant et des absorbants organiques permettant de travailler à des températures basses : 90 °C à 120 °C au niveau du générateur et des températures d'évaporation au dessous de 0°C.

Les réfrigérants utilisés sont : R22 (mono chlorodifluoromethane, CHClF₂), R134a (1,1,1,2 tetrafluoroethane, CH₂FCF₃), R124 (2-chloro-1,1,1,2 tetrafluoroethane, CHClFCF₃), et le R32 (difluoromethane, CH₂F₂).

Ces fluides ont été testés avec les absorbants organiques suivants : DMAC (N,N' dimethylacetamide, C₄H₉NO), DMEU (dimethylethyleneurea, C₃H₁₀N₂O), DMETEG (dimethylether tetraethyleneglycol, C₁₀H₂₂O₅), NMP (N-methyl-2-pyrrolidone, C₅H₉NO), et MCL (N-methyl e-caprolactam, C₇H₁₃NO).

La solution aqueuse du LiBr peut être utilisée comme absorbant pour NH₃ ou le méthylamie CH₃-NH₃. Dans ce cas, la solution peut travailler à des températures considérables au niveau du générateur sans le risque d'atteindre la température critique du couple, la rectification est réduite [21].

Antonio de Lucas [21] a proposé un nouvel absorbant : LiBr +CHO₂K avec H₂O comme fluide frigorigène et l'a comparé avec H₂O/LiBr ; la simulation a permis de

prouver qu'avec ce nouveau mélange on obtiendrait une augmentation de 10 % du *COP* et d'obtenir une température réduite au niveau du générateur (328.15 K au lieu de 374.85K avec H₂O/LiBr), donc permet l'utilisation d'une source de chaleur motrice à bas niveau d'énergie (eau de condensation par exemple). Un autre avantage de ce mélange est qu'il permet de travailler à des températures plus basses au niveau de l'absorbeur sans risque de cristallisation; en plus, il est non corrosive et présente une basse densité et une basse viscosité.

L'utilisation du méthanol avec le bromure de lithium comme absorbant CH₃OH+LiBr permet également d'éviter le risque de cristallisation et de travailler à des températures en dessous du point de congélation de l'eau. Sa température de cristallisation est de 176.15 K. Le formate de potassium CHO₂K présente aussi une basse température de cristallisation et une faible viscosité par rapport à celle du LiBr. Il a également une pression de vapeur réduite, biodégradables et inoffensif, donc on peut s'attendre à ce que le mélange absorbant LiBr + CHO₂K soit prometteur et permet de fournir une meilleure condition de travail. Cela est du au fait, d'une part, à la basse pression de vapeur du LiBr et, d'une autre part, à la faible température de cristallisation du CHO₂K.

Les installations travaillant avec ce mélange peuvent se satisfaire d'une source de chaleur motrice réduite au niveau du générateur (rejets thermiques, eau chaude, etc.). Plusieurs autres fluides ont été développé pour améliorer les propriétés de L'H₂O/LiBr qui est souvent limité par la cristallisation de l'absorbant. L'ajout des saumures permet aussi d'éviter ce problème.

Un mélange binaire qui utilise du sel inorganique absorbant tel que H₂O/LiBr ou H₂O/NaOH nous donne un meilleur fonctionnement du système d'absorption. Cependant, à haute concentration et à haute température la cristallisation de l'absorbant peut arriver. L'addition d'un deuxième sel comme dans le mélange ternaire tel que H₂O/ LiBr+ZnBr₂ améliore la solubilité [21].

Pour le couple H₂O/LiBr, l'ajout d'un liquide antigel glycol peut élever la limite de la cristallisation de l'eau ce qui augmente la marge de fonctionnement du cycle.

Le mélange binaire (TFE)- (TEGDME) trifluoroéthanol tétraéthylène glycol diméthyl éther présente des performances appréciables (non corrosifs, bonne miscibilité dans un large intervalle de température et stable même au dessus de 250 °C). Ce mélange a une conductivité thermique et une chaleur d'évaporation assez réduite, pour cela il est plus avantageux d'utiliser TFE-H₂O à la place de TFE pur [21].

Tableau I.1: Résumé de quelques fluides de travail [22].

Année	Fluides de travail	Nature des données
1968	LiBr/ eau	Expérimentale
1971	LiBr/ eau	Expérimentale
1976	LiBr/ eau	Théorique
1977	LiBr-ZnBr ₂ / CH ₃ OH	Expérimentale
1978	LiBr/ eau	Expérimentale
1979	LiBr/ eau	Expérimentale
1984	DEGDME/R22	Expérimentale
1984	Water/NH ₃	Théorique
1985	DMF/R22	Expérimentale
1985	Water/NH ₃	Théorique
1986	5 différents absorbants/R22	Expérimentale
1987	LiBr/ eau	Théorique
1988	absorbants/R22	Expérimentale
1988	LiBr/ eau	Expérimentale
1989	LiBr/ eau	Expérimentale
1989	LiBr-ZnBr ₂ -LiCl/ eau	Expérimentale
1990	LiBr-ZnBr ₂ -LiCl/ eau	Expérimentale
1990	Water/NH ₃	Théorique
1991	NaOH-KOH- CsOH/ eau	Expérimentale
1991	LiBr/ eau	Expérimentale
1992	LiBr/ eau	Expérimentale
1997	R124/absorbants Organiques	Expérimentale/ Simulation
2000	Mélanges d'alcanes	Expérimentale et simulation
2005	Mélanges d'alcanes	Simulation

I.9. Conclusion :

Dans un contexte mondial où l'on note une demande excessive de l'électricité, 40% du budget énergétique est absorbé par les bâtiments commerciaux et résidentiels. La recherche du confort thermique induit un accroissement des besoins électriques dûs à une utilisation majoritaire des climatiseurs à compression mécanique. Les systèmes à absorption constituent une alternative intéressante dans la mesure où l'apport de chaleur nécessaire peut provenir de l'énergie solaire.

II.1. Introduction.

Dans ce chapitre on va faire une analyse thermodynamique de la machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, cette machine est similaire à celle représenté dans la figure II.1, un bilan massique et enthalpique pour chaque composant sera effectuer pour déterminer le coefficient de performance de la machine qui va servir pour notre modélisation.

II.2. Principe de fonctionnement.

Dans une pompe à chaleur à absorption, l'ensemble générateur/absorbeur est le compresseur des pompes à chaleur à compression.

Les cycles de réfrigération à absorption sont des cycles avec dans lesquels le fluide secondaire (absorbant) absorbe le fluide primaire (fluide frigorigène à l'état gazeux) qui s'était déjà vaporisé dans l'évaporateur. Dans le cycle à absorption de base, la vapeur du fluide frigorigène est transformée en phase liquide (solution) tout en restant à basse pression. Cette transformation est rendue possible grâce à l'absorption de la vapeur par le fluide secondaire (l'absorbant). La solution fluide frigorigène est pressurisée par une pompe de solution et envoyée au générateur en passant par un échangeur de chaleur. A partir du générateur, le fluide frigorigène et le solvant sont séparés, c'est-à-dire, régénères par un processus de distillation. Le schéma suivant dans la figure (II.1) montre le principe de fonctionnement. [23], [24].

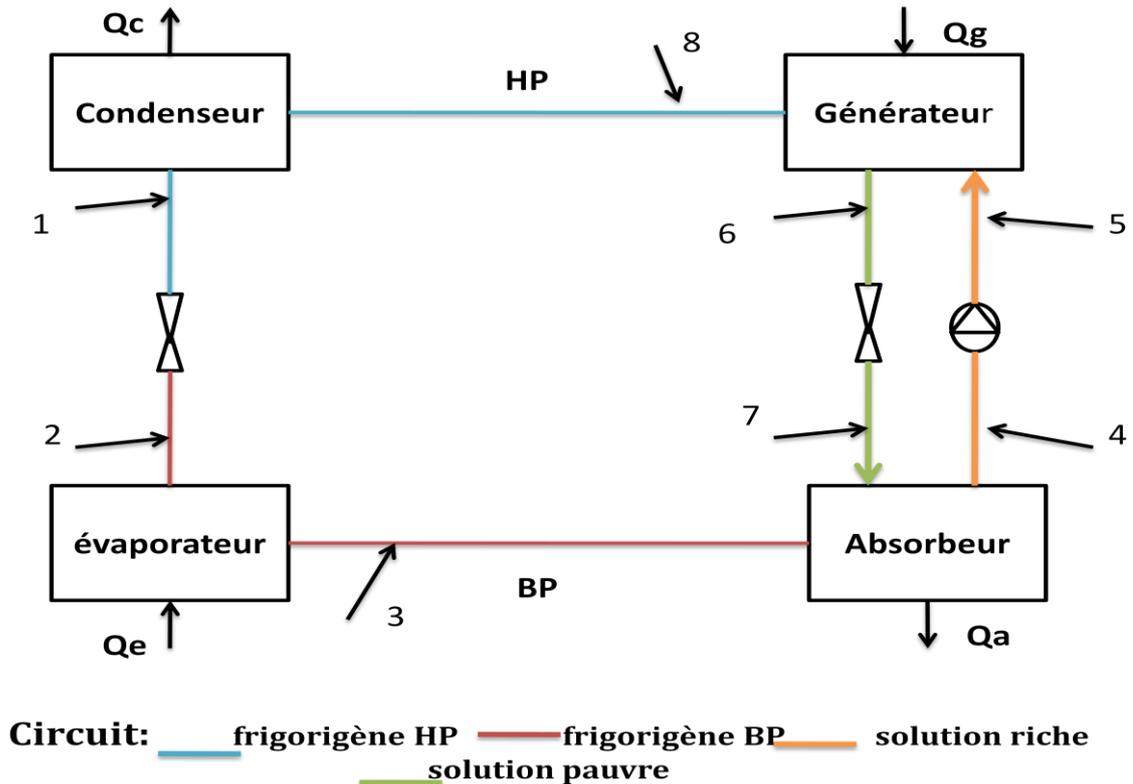


Figure II.1 : structure d'une machine à absorption [24].

Le bouilleur ou désorbeur : la solution riche en frigorigène X_{ab} (au point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_g à une température T_g ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution. On parle alors de désorption. En sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (au point 8) et une solution appauvrie X_{ge} en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation. En général, la vapeur d'ammoniac passé dans un rectificateur où elle se débarrasse de la vapeur d'eau entraînée.

Le condenseur : la vapeur d'ammoniac chaude arrive dans le condenseur, où elle dégage de la chaleur et revient à l'état liquide. Ce composant est analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_o du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur /condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température T_c .

L'évaporateur : à la sortie du condenseur (au point 1), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (au point 2), puis s'évapore en prenant la chaleur Q_e au fluide ou à l'enceinte à refroidir. En effet, l'ammoniac liquide arrive dans l'évaporateur, où il absorbe de la chaleur environnante en produisant du froid et retrouve sa forme gazeuse avant de retourner à l'absorbeur. La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide T_e .

L'absorbeur : La vapeur issue de l'évaporateur (au point 3) est admise dans un absorbeur contenant une solution dite "pauvre", provenant du désorbeur (au point 7). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. On parle alors d'absorption. Cette absorption s'accompagne d'une production de chaleur qui doit être éliminée. La chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_a . En sortie d'absorbeur (au point 4), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage.

Le mélange ammoniac-eau est de nouveau pompé de l'absorbeur dans le générateur, et le circuit recommence. La pompe à chaleur à absorption permet également, en inversant le circuit, de produire du froid au lieu de la chaleur. La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (B.P.) et désorbeur/condenseur (H.P.) nécessite en outre :

- la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène),
- la présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre (en frigorigène).

Notons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur.

En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de P_e à P_c .

II.3. Analyse thermodynamique.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [25].

- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détenteurs sont supposées isenthalpiques.
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

II.4. Détermination du coefficient de performance COP.

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

- **Bilans massiques :**

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 :

$$m_f + m_{ge} - m_{ab} = 0 \quad (\text{bilan global}) \quad (\text{II.1})$$

$$m_f + m_{ge} \cdot X_{ge} - m_{ab} \cdot X_{ab} = 0 \quad (\text{bilan frigorigère}) \quad (\text{II.2})$$

On peut éliminer m_{ge} de l'équation (II.2) en tirant sa valeur de (II.1) :

$$m_{ge} = m_{ab} - m_f \quad (\text{II.3})$$

$$m_f \cdot (1 - X_{ge}) + m_{ab}(X_{ge} - X_{ab}) = 0 \quad (\text{II.4})$$

On en déduit des expressions de m_{ab} et m_{ge} fonction de m_f et des différents titres :

$$m_{ab} = m_f \cdot \frac{(1 - X_{ge})}{(X_{ab} - X_{ge})} \quad (\text{II.5})$$

$$m_{ge} = m_f \cdot \frac{(1 - X_{ab})}{X_{ab} - X_{ge}} \quad (\text{II.6})$$

• **Bilans enthalpiques :**

On écrit un bilan enthalpique pour chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur. En négligeant le rectifieur (voir figure II.1), on obtient:

a) Condenseur : $Q_c = m_f \cdot (h_1 - h_7) \quad (\text{II.7})$

b) Evaporateur : $Q_e = m_f \cdot (h_3 - h_2) \quad (\text{II.8})$

c) Désorbeur : $Q_g = m_f \cdot h_7 + m_{ge} \cdot h_6 - m_{ab} \cdot h_4 \quad (\text{II.9})$

d) Absorbeur : $Q_a = m_{ab} \cdot h_4 - m_{ge} \cdot h_6 - m_f \cdot h_3 \quad (\text{II.10})$

e) Pompe : $W = m_{ab} \cdot (h_{4'} - h_4), \text{ avec } h_{4'} - h_4 = \int_{Pe}^{Pc} v \cdot dp \quad (\text{II.11})$

v : le volume spécifique de la solution riche.

- **Débit spécifique de solution FR (Taux De Circulation) :**

Le débit spécifique de solution FR , qui est le rapport des flux massiques de la solution riche m_{ab} refoulée par la pompe et de vapeur m_f désorbée au générateur [26], s'écrit :

$$FR = \frac{m_{ab}}{m_f} = \frac{X_f - X_{ge}}{X_{ab} - X_{ge}} \quad (\text{II.12})$$

X_f : représente le titre du frigorigène quittant le générateur pour rejoindre le condenseur.

X_{ge} : le titre de la solution pauvre quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_{ab} : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

- **Coefficient de Performance « COP »**

En utilisant les bilans enthalpiques (II.7) à (II.11) et les bilans massiques (II.1) à (II.6), on peut établir l'expression du coefficient de performance d'une machine à absorption.

- En mode froid :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W} \quad (\text{II.13})$$

Le COP_c idéal de Carnot s'écrit:

$$COP_c = \frac{1 - \frac{T_a}{T_g}}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \quad (\text{II.14})$$

- En mode chauffage

$$COP = \frac{\text{chaleur utile récupéré}}{\text{chaleur fournie au générateur}} = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W} \quad (\text{II.15})$$

Le COP_c idéal de Carnot s'écrit:

$$COP_c = 1 + \left(\frac{1 - T_a/T_g}{T_c/T_e - 1} \right) \quad (\text{II.16})$$

II.5. Calcul du cycle d'une machine à absorption.

Le calcul d'une machine à absorption nécessite la connaissance préalable des températures T_e de la source froide, T_g de la chaleur fournie au générateur, T_n de la chaleur utile de chauffage et celle-ci nécessite de fixer T_c la température de la source chaude et T_a la température de l'absorbeur. Le schéma de principe de l'installation sera celui de la figure III.1. En outre, la vapeur qui quitte le générateur doit être facilement volatile par rapport au solvant de la solution, on négligera les pertes de charge des différents appareils. [27]

Dans un premier temps, on détermine les variables d'état du mélange à partir de l'équation de pression de vapeur $P_s = P_s(T, X)$. Comme indiqué sur le diagramme $\lg P, 1/T$ (Diagramme d'Oldham, voir annexe1), on calcule la pression dans l'évaporateur P_e en partant de la température de la source froide avec le titre X en frigorigène égal à 1 :

$$P_e = P_s(T_e, X=1).$$

La pression qui règne dans l'absorbeur est P_e . Connaissant la température d'absorption T_a , on peut alors calculer la concentration de la solution riche supposant que cette solution quitte l'absorbeur à l'état saturé. Le titre X_{ab} de la solution riche se détermine à partir de l'équation :

$$P_e = P_s(T_a, X_{ab}).$$

Le titre X_{ge} de la solution pauvre se calcule à partir de la température T_g de la source de chaleur du générateur et de la pression P_c dans ce dernier :

$$P_c = P_s(T_g, X_{ge}).$$

A ce stade, il faut vérifier si, après tout, le cycle est vraiment possible, c'est-à-dire si les titres précédemment calculés remplissent bien la condition :

$$X_{ab} > X_{ge}$$

Si cette inégalité est vérifiée, on peut procéder à la détermination des titres dans chacun des appareils. A cet effet, pour simplifier les calculs il est plus judicieux de ramener toutes les grandeurs du cycle comme les quantités de chaleur et les débits à la vapeur de fluide frigorigène m_f quittant le générateur.

Dans ces conditions, le débit de solution riche est remplacé par le débit spécifique de solution FR conformément à l'équation II.12, Et par conséquent le débit massique de solution pauvre devient $(FR-1)$.

On connaît donc pour tous les états de la solution les pressions, les débits massiques et les titres ainsi que les températures du condenseur, évaporateur, absorbeur et dans le générateur.

En vue de déterminer les enthalpies et les dernières températures non encore connues, il faut passer par le bilan calorifique des énergies mises en jeu. Pour ce faire, on calcule d'abord les enthalpies correspondant aux états 1, 2, 4, 5 et 8 dont les températures sont déjà connues, à la suite de quoi on détermine la puissance de la pompe. On obtient l'enthalpie h_6 en ajoutant à h_5

l'augmentation de l'enthalpie due à la compression de la solution riche (voir équation III.18).

Partant de l'enthalpie h_6 , on peut calculer la température T_6 . On ce qui concerne l'échangeur thermique solution riche / solution pauvre, on connaît à présent les caractéristiques des états 6 et 8. Le calcul des états 7 et 9 va pouvoir se faire à partir de l'efficacité de l'échangeur et à l'aide de l'équation d'équilibre des bilans calorifiques (voir équation III.21, III.22).

Enfin, on obtient les enthalpies et les températures des états 10, après le réducteur de pression, et 3, après le détendeur thermostatique, à partir de $h_{10} = h_9$ et $h_3 = h_2$, la réduction de pression et la détente étant considérées comme adiabatiques. On connaît donc maintenant toutes les grandeurs d'états du cycle.

II.6. Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une machine à absorption simple effet avec échangeur de solution qui va nous servir pour notre modélisation comparative au prochain chapitre. Il ne reste plus à calculer à partir des bilans énergétiques que les quantités de chaleur mises en jeu dans chaque appareil et le coefficient de performance.

III.1.Introduction.

Pour notre modélisation on a choisis Le cycle à simple effet, représenté sur la figure III.1, fonctionnant avec l'ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), et ammoniac-lithium nitrate ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$).

Ainsi pour comparer les performances de ce cycle un programme en fortran a été élaboré. Ce dernier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique de chaque couple. (fluide frigorigène / absorbant).

III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution

III.2.1. Principe de fonctionnement du cycle.

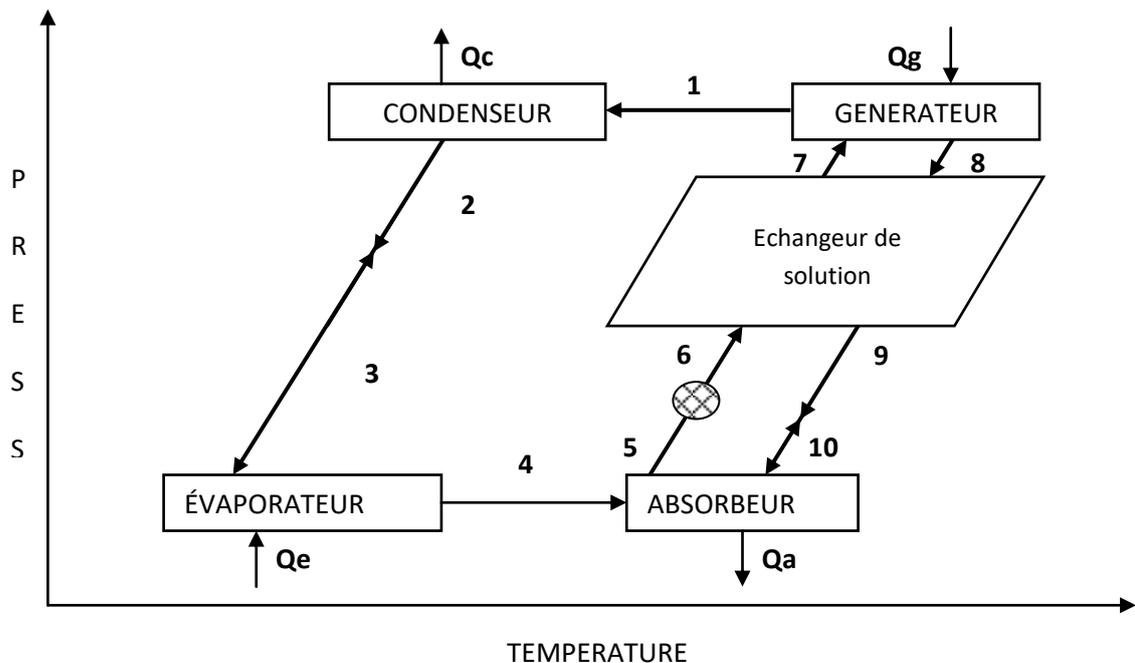


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet [28].

La vapeur basse pression du fluide frigorigène (état 4) sort de l'évaporateur, entre ensuite dans l'absorbeur où elle sera absorbée par la solution pauvre X_{ge} venant du générateur (état 8) et passant par l'échangeur de solution (état 9) et le détendeur (état 10). La solution riche produite (état 5), est ensuite pompée à la haute pression du cycle vers le générateur (état 7). Après la désorption de

la solution riche X_{ab} , la solution pauvre retourne dans l'absorbeur et la vapeur du fluide frigorigène produite lors de la désorption (état 1) rentre dans le condenseur, se condense et sort à l'état 2. Le liquide saturé est ensuite détendu (état 3) avant d'arriver de nouveau dans évaporateur.

Pour améliorer la performance du cycle, un échangeur de solution est introduit pour chauffer la solution riche en utilisant la chaleur de la solution pauvre [28].

III.2.2. Bilan massique et thermique.

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure III.1.

❖ Les hypothèses de calcul [29]:

- aux points 1, 2, 3 et 4, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- aux points 5 et 8, la solution est à l'état saturée.
- les détendeurs sont adiabatiques.
- la pompe de solution est isentropique
- il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Avec les hypothèses de bases mentionnées ci-dessus, les équations traduisant la conservation de la matière et d'énergie établies pour un couple fluide frigorigène / solvant donné constituent le point de départ pour une analyse thermodynamique d'un système à absorption. Le rendement d'une PAC est défini par son coefficient de performance (COP). En chauffage, on s'intéresse à l'énergie calorifique cédée dans le condenseur et l'absorbeur donc :

$$COP = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W_p} \quad (III.1)$$

En mode froid et climatisation, nous avons :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (III.2)$$

Q_e quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_c quantité de chaleur cédée par le condenseur.

Q_a quantité de chaleur cédée par l'absorbeur.

Q_g quantité de chaleur fournit au générateur.

W_p le travail de la pompe de solution.

En supposant que le travail de la pompe sur la solution riche est négligeable par rapport aux autres termes, le coefficient devient :

$$\text{Pour le chauffage} \quad COP_h = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} \quad (\text{III.3})$$

$$\text{Pour froid et climatisation} \quad COP_h = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (\text{III.4})$$

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

$$\text{Pour le chauffage} \quad COP_c = 1 + \left[\left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \right] \quad (\text{III.5})$$

$$\text{Pour froid et climatisation} \quad COP_c = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (\text{III.6})$$

Afin d'utiliser l'équation du COP , 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 enthalpiques de chaque composant

- **Analyse du Générateur.**

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{III.7})$$

$$m_7 X_7 = m_1 + m_8 X_8 \quad (\text{III.8})$$

$$Q_g = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 \quad (\text{III.9})$$

h_1 enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_7 enthalpie du liquide de la solution riche à la température T_7 et à la pression du condenseur

h_8 enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

- **Analyse du Condenseur.**

$$m_1 = m_2 \quad (\text{III.10})$$

$$\begin{aligned} Q_c &= m_1 \cdot h_1 - m_1 \cdot h_2 \\ &= m_1 (h_1 - h_2) \end{aligned} \quad (\text{III.11})$$

h_1 enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_2 enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température T_c et à la pression du condenseur.

- **Analyse de l'Evaporateur.**

$$m_4 = m_2 = m_1 \quad (\text{III.12})$$

$$\begin{aligned} Q_e &= m_4 h_4 - m_3 h_3 \\ &= m_1 (h_4 - h_3) \end{aligned} \quad (\text{III.13})$$

h_4 : enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température T_e et la pression de l'évaporateur.

h_3 : enthalpie liquide à la température T_3 et à la pression de l'évaporateur.

- **Analyse de l'Absorbeur.**

$$m_4 + m_{10} = m_5 \quad (\text{III.14})$$

$$m_4 + m_{10} X_2 = m_5 X_5 \quad (\text{III.15})$$

$$Q_a = m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5 \quad (\text{III.16})$$

h_3 enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur T_a et à la pression de l'évaporateur et a la fraction riche.

h_2 enthalpie du liquide de la solution à la température T_2 a la pression de l'évaporateur et a la fraction pauvre.

- **Pompe de solution.**

$$m_6 = m_5 \quad (\text{III.17})$$

$$h_6 = h_5 + (P_6 - P_5) \cdot v_6 \quad (\text{III.18})$$

$$W_p = (P_6 - P_5) \cdot v_6 \quad (\text{III.19})$$

h_6 enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

v_6 le volume spécifique de la solution riche à la température T_6 .

- **Echangeur de solution.**

$$m_7 = m_6 \quad (\text{III.20})$$

$$m_8 = m_9$$

$$T_9 = Ex \cdot T_6 + (1 - Ex) \cdot T_8 \quad (\text{III.21})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6} (h_8 - h_9) \quad (\text{III.22})$$

h_9 enthalpie de la solution pauvre à la température T_9

III.2.3. Relation entre les différents débits de masse.

Il existe deux relations indépendantes reliant les débits du frigorigène m_1 et de la solution riche m_7 provenant de bilans matière établis pour le générateur et/ou l'absorbeur.

(III.23)

$$m_7 = m_1 + m_8$$

$$m_7 X_7 = m_8 X_8 + m_1 \quad (\text{III.24})$$

En éliminant le débit de la solution pauvre m_8 , on obtient :

$$m_7 = m_1 \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \quad (\text{III.25})$$

De même pour :

$$m_8 = m_1 \frac{1 - X_7}{X_7 - X_8} \quad (\text{III.26})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$FR = \frac{m_7}{m_1} = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \quad (\text{III.27})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation

$$\begin{aligned} COP_h &= \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_1 \cdot (h_4 - h_3)}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \\ &= \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7} \end{aligned} \quad (\text{III.28})$$

- Pour le chauffage

$$\begin{aligned} COP_h &= \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = \frac{m_1 \cdot (h_1 - h_2) + m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \\ &= \frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1) \cdot h_{10} - (FR) \cdot h_5 + h_4}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7} \end{aligned} \quad (\text{III.29})$$

Le COP ainsi défini nécessite la détermination des enthalpies massiques des différents points du cycle et ces dernières font appel aux propriétés thermodynamiques du couple frigorigène / solvant.

III.3. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.

Les couples (Frigorigène/absorbant) utilisés dans notre cas sont :

- Ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$),
- Ammoniac-lithium nitrate ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$),

- **Propriétés du frigorigène NH_3**

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène NH_3 en fonction de la température T ($^\circ\text{C}$) est calculée d'après l'équation :

$$p(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.30})$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d' NH_3 en fonction de T ($^\circ\text{C}$) :

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.31})$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (\text{III.32})$$

Les équations ci-dessus sont tirées de ASHRAE Hand book [30]

Les coefficients a_i , b_i , c_i , sont donnés dans l'annexe 2.

- **Propriétés du mélange $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$**

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T ($^\circ\text{C}$) et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par [31] :

$$\log P = A - \frac{B}{T} \quad (\text{III.33})$$

Avec

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3 \quad (\text{III.33.a})$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad (\text{III.33.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [32]

(avec les coefficients donnés dans l'annexe 2 :

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.15} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (\text{III.34})$$

\bar{X} est la fraction molaire de l'ammoniac dans le mélange.

$$\bar{X} = \frac{18.015X}{18.015 + 17.03(1 - X)} \quad (\text{III.35})$$

- **Propriétés du mélange NH₃/LiNO₃**

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange ammoniac-lithium nitrate est donnée par [33] :

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (\text{III.36})$$

Avec

$$A = 16.29 + 3.859(1 - X)^3 \quad (\text{III.36.a})$$

$$B = -2802 - 4192(1 - X)^3 \quad (\text{III.36.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [33] :

$$h(T, X) = A + B(T - 273.15) + C(T - 273.15)^2 + D(T - 273.15)^3 \quad (\text{III.37})$$

Avec

$$A = -215 + 1570(0.54 - X)^2 \quad \text{si } X \leq 0.54 \quad (\text{III.37.a})$$

$$A = -215 + 689(X - 0.54)^2 \quad \text{si } X \geq 0.54$$

$$B = 1.15125 + 3.382678X \quad (\text{III.37.b})$$

$$C = 10^{-3}(1.099 + 2.3965X) \quad (\text{III.37.c})$$

$$D = 10^{-5}(3.93333X) \quad (\text{III.37.d})$$

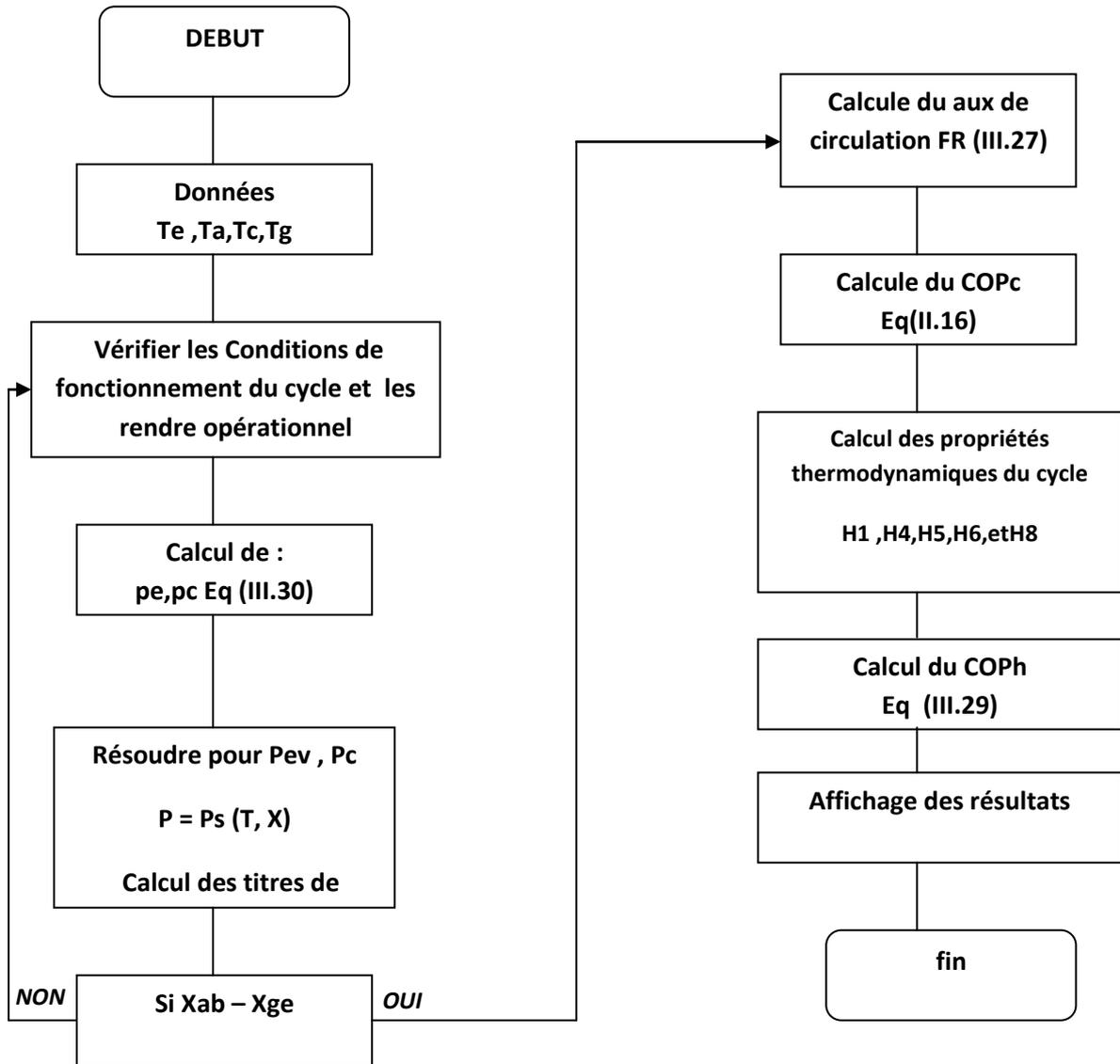
III.4. Algorithme.

On se basant sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique de chaque couple. Nous avons élaborer un program en FORTAN dont l'organigramme et détaillé ci-dessous.

Les propriétés thermodynamique des états 1, 2, 3 et 4 sont déterminés par les équations de NH_3 pure et les autres propriétés, c'est-à-dire des état 5, 7, 8 et 10, peuvent êtres calculés sur la base des équations (III.33 à III.37).

III.5. Organigramme de calcul.

ORGANIGRAMME



III.6.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation thermodynamique pour un Cycle à ABSORPTION à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique et enthalpique pour chaque organe Relation entre les différents débits de masse.

Nous avons aussi traité les propriétés thermodynamique de fluide utilises.

IV.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 comparant à ceux obtenus par d'autres auteurs. [34]

Dans la deuxième partie, nous allons comparer les performances des couples de fluides sélectionnés pour ce travail, en prenant comme configuration une pompe à chaleur à simple effet avec échangeur de solution.

IV.2. Validation des résultats

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature [34].

La variation comparative du COP en fonction de la température du générateur est représentée sur la figure IV.1.

Les conditions de fonctionnement sont :

En mode chauffage $T_e = 40\text{ °C}$; $T_c = 70\text{ °C}$; $T_a = 70\text{ °C}$, avec le couple NH_3/H_2O

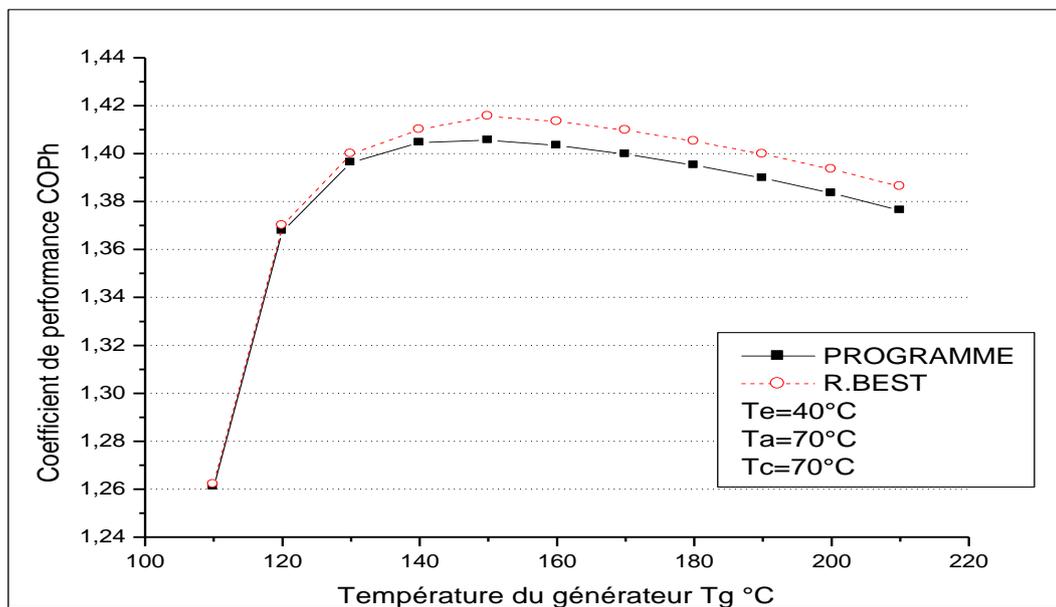


Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance COP_h avec les données de *R.Best* Pour NH_3/H_2O . Cycle avec échangeur de solution.

On peut voir que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur, et les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de *R. Best* [34] pour le couple ammoniac-eau.

On souligne que la concordance des résultats est plutôt qualitative que quantitative cela est due aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple utilisé.

IV.3. Discussion des résultats obtenus.

IV.4. Comparaison entre les couples NH_3/H_2O et $NH_3/LiNO_3$

Nous allons comparer les performances des deux fluides utilisés et représenter la variation du COP et du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur, du condenseur et de l'évaporateur.

Le tableau IV.1 montre la comparaison des propriétés thermodynamique pour une machine à absorption à simple effet fonctionnant à :

$$T_e = -5 \text{ °C}, \quad T_a = 25 \text{ °C}, \quad T_c = 30 \text{ °C} \quad \text{et} \quad T_g = 100 \text{ °C}$$

Avec une efficacité de l'échangeur de solution $Ex = 80 \%$

Puisque l'ammoniaque est le réfrigérant dans ces deux couples, on constate que les pressions de fonctionnements sont élevées.

Les débits de solutions sont : 3.56, 4.09 kg/min pour l' NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ respectivement.

Ceci signifie que l'évaporation du réfrigérant dans le générateur est plus importante pour le cycle utilisant le couple NH_3/H_2O que pour l'autre fluide. En conséquence, une plus grande pompe est nécessaire pour le cycle d' $NH_3/LiNO_3$. Le tableau IV.1 montre également les propriétés thermodynamiques des deux solutions utilisées.

**Tableau IV.1 : Propriétés thermodynamiques des différents états pour NH₃/H₂O,
NH₃/LiNO₃.**

Etat du fluide	T (°C)	P (Kpa)	X (%)	M (Kg/min)	H (KJ/Kg)
	NH ₃ /H ₂ O				
FF.sortie du générateur (1)	100.00	1166.92	100.00	1.00	1448.44
FF.sortie du condenseur (2)	30.00	1166.92	100.00	1.00	340.78
FF,sortie de l'évaporateur (4)	-5,00	354.42	100.00	1.00	1456.62
SOL,sortie de l'absorbeur (5)	25.00	354.42	5 2.24	3.56	141.29
SOL.entrée du générateur (7)	67.70	1166.92	52.24	3.56	59.46
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	1166.92	33.55	2.56	223.37
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	33.55	2.56	54.55
	NH ₃ /LiNO ₃				
FF.sortie du générateur (1)	100.00	1166.92	100.00	1	1448.44
FF.sortie du condenseur (2)	30.00	1166.92	100.00	1.00	340.78
FF,sortie de l'évaporateur (4)	-5.00	354.42	100.00	1.00	1456.62
SOL,sortie de l'absorbeur (5)	25.00	354.42	53.51	4.09	-139.11
SOL.entrée du générateur (7)	65.09	1 166.92	53.51	4.09	-3.5 1
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	1 166.92	38.49	3.09	103.45
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	38.49	3.09	-74.89
SOL.entrée du générateur (7)	69.60	1166 .92	49.12	5.35	25.13
SOL.sortie du générateur (8)	100.00	11 66.92	37.43	4.35	98.26
SOL.entrée de l'absorbeur (10)	40.00	354.42	37.43	4.35	-56.27

On montre dans le tableau IV.2 les puissances mises en jeu dans chaque organe pour ces deux couples fonctionnant aux mêmes conditions que le tableau précédent.

On voit clairement que, au niveau de l'évaporateur et le condenseur, les énergies sont identiques et la différence entre les performances de ces deux couples se situe au niveau de l'absorbeur et du générateur.

Le cycle fonctionnant avec le couple NH₃/H₂O présente la meilleure performance COP = 0.616.

Tableau IV.2 : Puissances dans les différents organes pour les couples NH₃/H₂O, et NH₃/LiNO₃.

Puissance	NH ₃ /H ₂ O	NH ₃ /LiNO ₃
Générateur Q _g (kW)	30.1314	29.7138
Condenseur Q _c (kW)	18.4611	18.4611
Evaporateur Q _e (kW)	18.5974	18.5974
Absorbeur Q _a (kW)	30.3269	29.9067
Echangeur de solution (kW)	11.8382	9.1952
COP	0.6160	0.566

IV.4.1. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du générateur T_g .

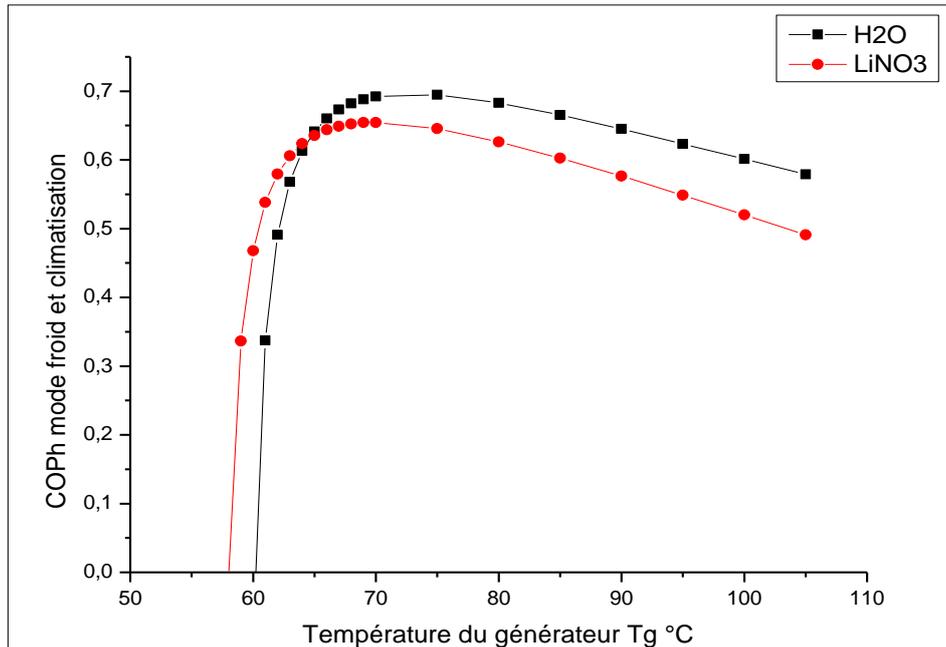


Figure IV.2 : Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température au générateur T_g pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$.

La figure IV.2 montre la comparaison des valeurs du coefficient de performance COP_h avec les températures de générateur T_g pour des cycles d'absorption fonctionnant avec NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$.

Les valeurs du COP_h pour ces deux cycles augmentent avec les températures de générateur jusqu'à atteindre un maximum. Cependant, il existe une limite inférieure de la température du générateur pour chaque cycle au-delà de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner.

Pour le cycle NH_3-LiNO_3 , une température de générateur plus basse peut être employée que pour l'autre couple. C'est un point important pour utiliser l'énergie solaire puisque les températures pour les capteurs solaires plats sont généralement au-dessous de 90 °C. On montre que, pour les températures de générateur plus grandes que 80 °C, le cycle de NH_3-H_2O a le plus bas COP_h .

Pour les basses températures de générateur, le cycle NH_3-LiNO_3 donne la meilleure performance

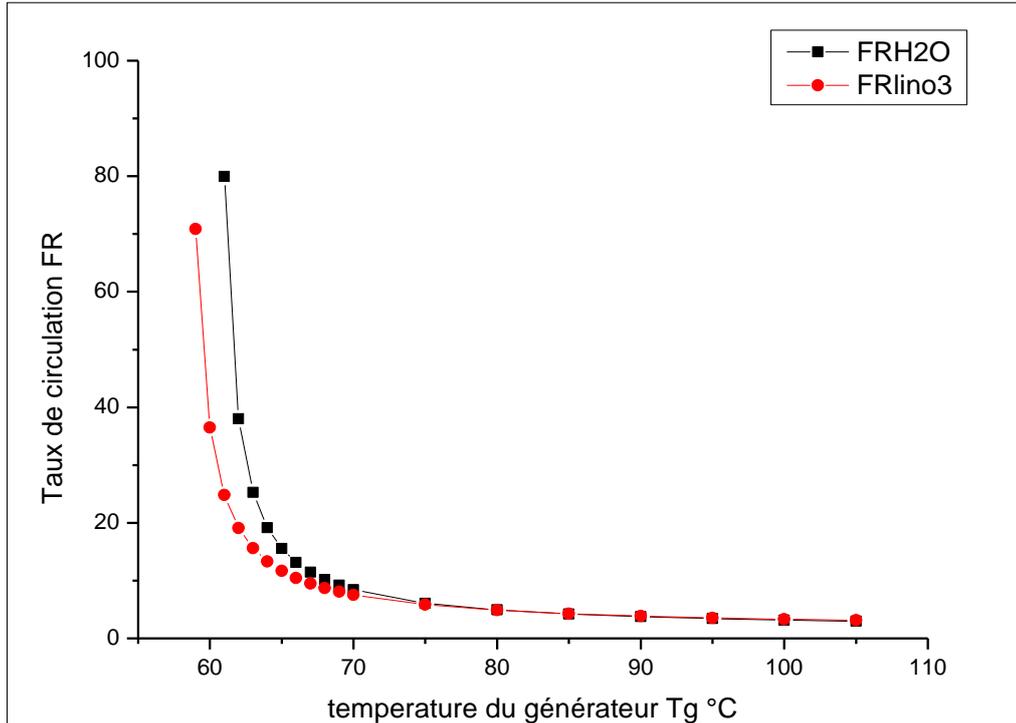


Figure IV.3 : Comparaison du taux de circulation FR en fonction de la température du générateur T_g pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

La figure IV.3 montre la comparaison entre les taux de circulation des couples utilisés en fonction de la température du générateur. On voit que le taux de circulation FR pour le cycle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ est plus grand en comparaison avec l'autre fluide.

Ceci signifie que la puissance consommée par la pompe de solution est plus grande pour ce couple.

Le taux de circulation augmente considérablement aux basses températures de générateur. Par conséquent, il est fortement déconseillé de faire fonctionner un cycle à une température de générateur trop basse (qui s'approche de sa limite inférieure de fonctionnement).

IV.4.2. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e .

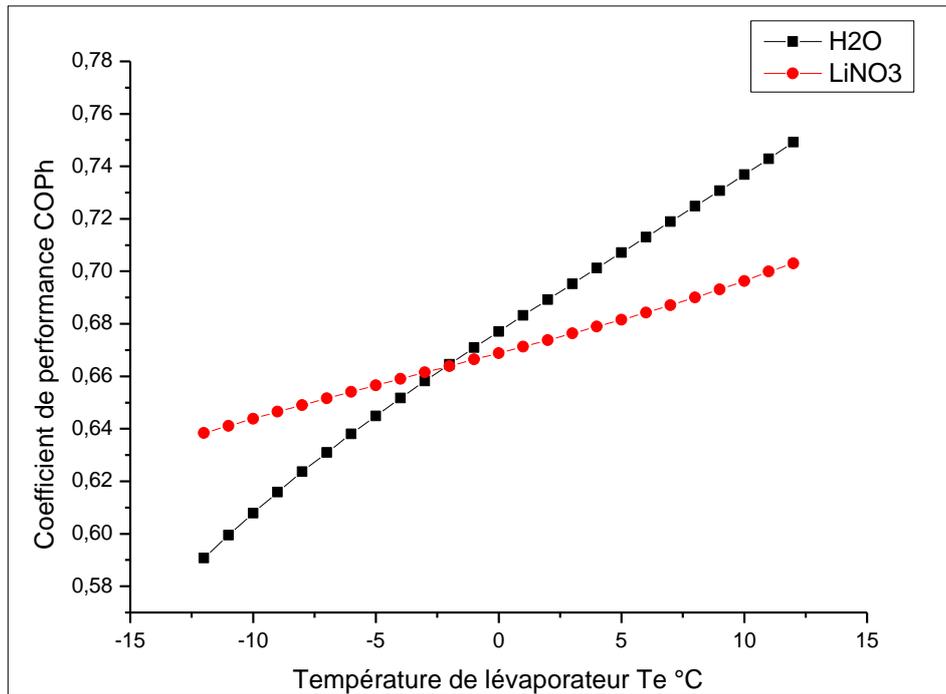


Figure IV.4 : Comparaison des variations du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$.

La figure IV.4 montre la comparaison des valeurs du COP_h en fonction de la température de l'évaporateur pour des cycles d'absorption fonctionnant avec les couples de NH_3/H_2O , de $NH_3/LiNO_3$.

Les valeurs du COP_h pour chaque cycle augmentent avec l'augmentation de la température de l'évaporateur

Pour les températures de l'évaporateur inférieur à zéro, qui est la température ambiante pour la réfrigération, le cycle fonctionnant avec le couple NH_3-LiNO_3 a des valeurs du COP_h plus élevé.

Cependant, pour les températures élevées de l'évaporateur, la performance du cycle avec NH_3-H_2O est meilleure que celle du cycle.

La comparaison des variations des taux de circulation FR en fonction des températures de l'évaporateur est représentée sur la figure IV.5 et ceci pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

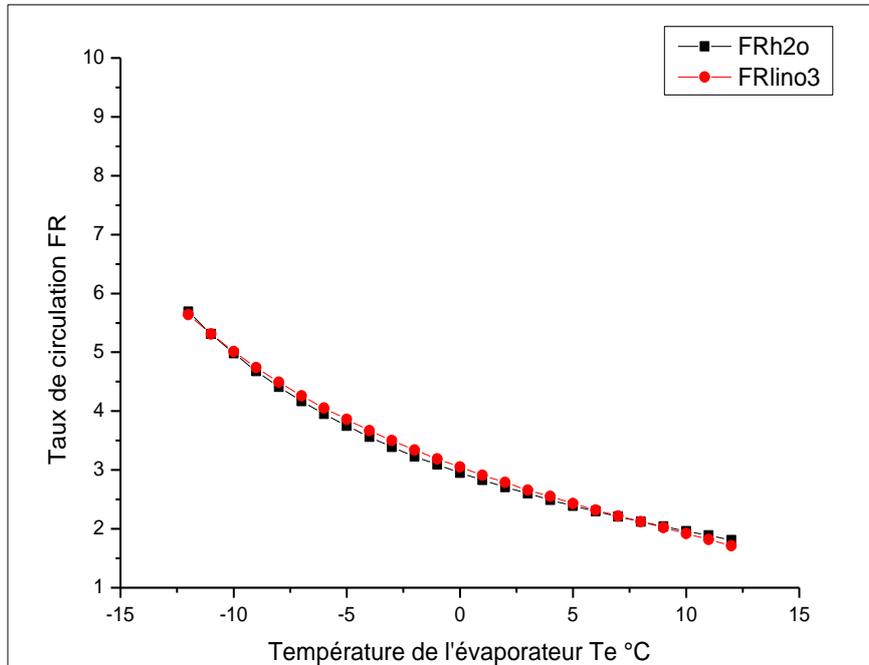


Figure IV.5 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

On voit que le rapport de circulation FR pour les deux fluides $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ sont presque identique ceci pour toute la plage des températures au niveau de l'évaporateur.

IV.4.3. Comparaison de la variation du COP_h et FR en fonction de la température du condenseur T_c .

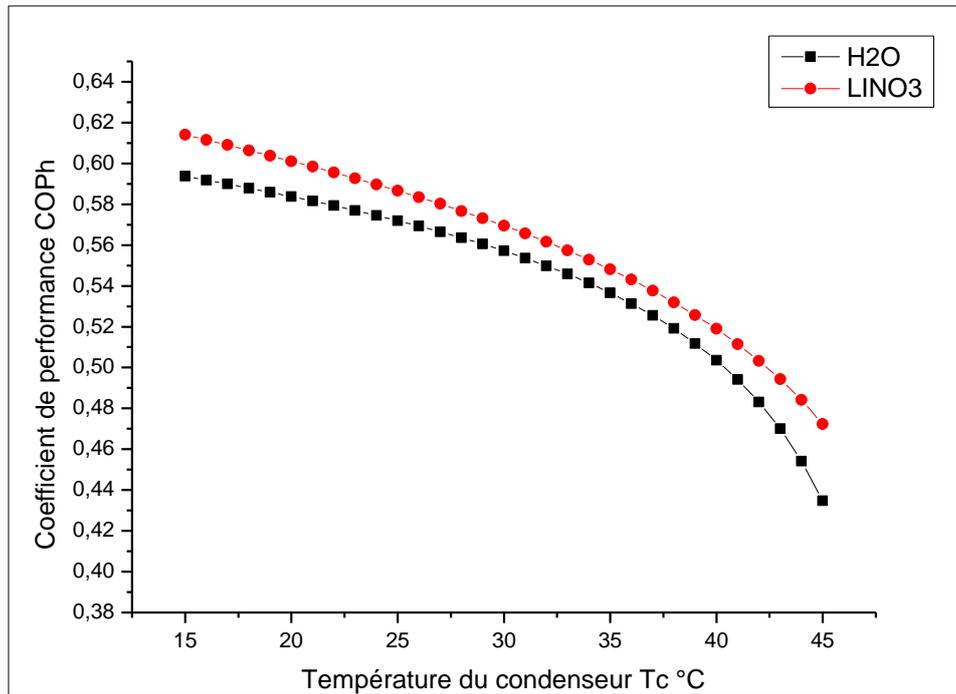


Figure IV.6: Comparaison de la variation du COP_h en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$.

La figure IV.6 montre la comparaison des valeurs du COP en fonction des températures du condenseur pour des cycles à absorption utilisant les couples NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$.

Une augmentation de la température du condensateur entraîne une diminution de la performance du système pour chaque cycle.

On constate d'après la figure IV.6 que, le cycle NH_3-LiNO_3 possède les valeurs de COP_h les plus élevées. pour toute la plage des températures du condenseur.

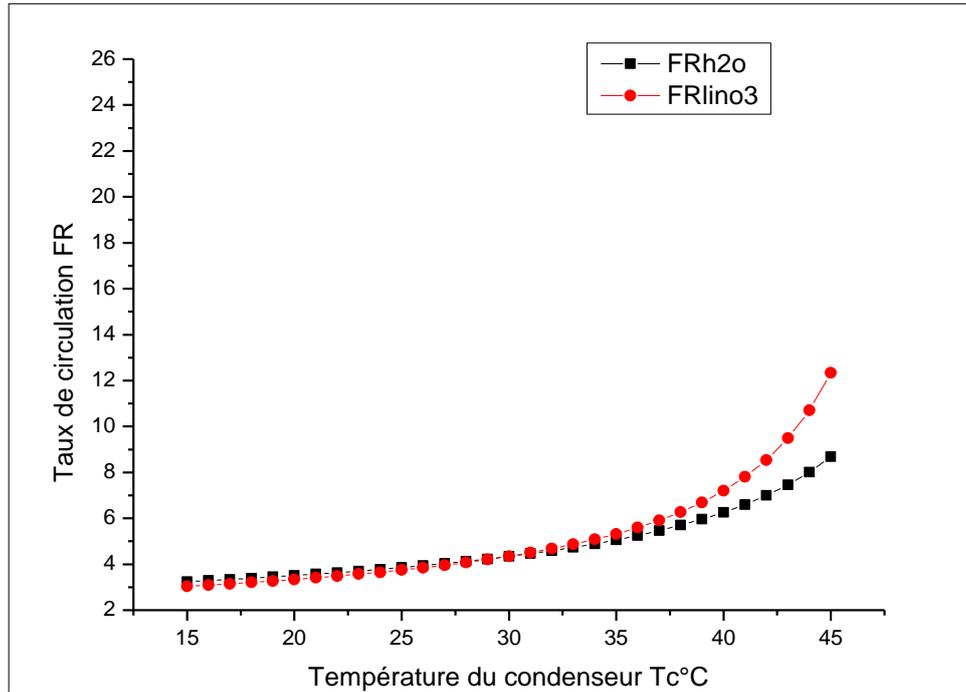


Figure IV.7 : Comparaison de la variation du taux de circulation FR en fonction de la température du condenseur T_c pour les couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

En ce qui concerne la variation du taux de circulation FR avec la température de du condenseur représentée sur la figure IV.7, le taux de circulation pour le cycle de $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ est encore plus élevée pour les hautes températures de condensation.

IV.5.Conclusion :

Dans cette étude, les performances des couples ammoniacque-eau, le nitrate d'ammoniacque-lithium ont été analysés avec leurs propriétés thermodynamiques exprimées sous formes d'équations polynomiales.

Les performances de ces deux cycles en fonction des variations des diverses températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur ont été comparées.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de faire une étude comparative entre les fluides de travail pour les machines à absorption, Pour cela un programme en fortran a été élaboré. Ce dernier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique de chaque couple, on a choisi l'ammoniac-eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et l'ammoniac-nitrate de lithium ($\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$).

Dans un système à absorption, le coefficient de performance est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation FR détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de la façon suivante :

- La différence de concentration entre la solution riche et pauvre diminue.
- La charge de l'échangeur de solution entre l'absorbeur et le générateur sera plus importante.
- Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.
- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution.

Dans cette étude, les performances des couples ammoniac-eau, nitrate d'ammoniac-lithium ont été analysés avec leurs propriétés thermodynamiques exprimées sous formes d'équations polynomiales. Les performances des cycles utilisant ces deux couples en fonction des variations des diverses températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur ont été analysées et comparées.

Pour le cycle $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, une température de générateur plus basse peut être employée. C'est un point important pour utiliser l'énergie solaire puisque les températures pour les capteurs solaires plats sont généralement au-dessous de $90\text{ }^\circ\text{C}$.

Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que les cycles utilisant l'ammoniac-Nitrate de lithium donnent une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniac-eau ; ceci non seulement en raison des valeurs plus élevées du COP obtenues mais également en raison de l'absence de la rectification pour ce couple. Par conséquent, on peut conclure qu'ils présentent une bonne alternative au cycle de l'ammoniac-eau.

Perspectives :

Beaucoup de recherches étendues ont été réalisées afin d'enquêter sur de nouveaux fluides. En plus, ces dernières années, des mélanges binaires et ternaire ont été étudiés pour améliorer le fonctionnement des couples classiques, à savoir NH₃/ H₂O et H₂O/ LiBr.

Il sera intéressant de poursuivre ce travail en comparant d'autres mélanges, basés sur les FLUOROCARBON comme réfrigérant et des absorbants organiques permettant de travailler à des températures basses : 90 °C à 120 °C au niveau du générateur et des températures d'évaporation au dessous de 0°C.

Enfin nous souhaitons que ce travail soit un outil de travail pour nos étudiants.

En plus, pour effectuer un choix correct du couple de fluides, il faut regarder de près d'autres paramètres comme le coût, l'impact sur l'environnement, etc.

Références bibliographiques

- [1] : Agence international de l'énergie (AIE)
- [2] : Mefti, A., & Mimouni, H. (2002). Evaluation du potentiel énergétique solaire. Bulletin des énergies renouvelables, (2).
- [3] : [www.mem-Algeria.org /fr/ statistiques /bilan _Energetique_National_2009 édition _2010.pdf](http://www.mem-Algeria.org/fr/statistiques/bilan_Energetique_National_2009_édition_2010.pdf). 2010
- [4] : Cheilan, R. (2004). La climatisation solaire. , mémoire de fin d'étude d'Ingénierie du bâtiment, Ecole Nationale d'Ingénieurs De Saint-Etienne.
- [5]: Chen, Z. J., & Lin, W. H. (1991). Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 14(6), 329-335.
- [6] : Nogués Aymamí, M. (2001). Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas.
- [7]: Sparber, W., Napolitano, A., & Melograno, P. (2007, October). Overview on worldwide installed solar cooling systems. In 2nd International conference on Solar Air Conditioning.
- [8]: Park, Y. M., & Sonntag, R. E. (1990). Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach. ASHRAE Trans, 96(1), 150-9.
- [9] : De l'Environnement, A. (2009). de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME). Chiffres clés.
- [10] : Jean Marc Jancovtd L'avenir climatique: éditions du Seuil (2002).
- [11] : Yettou, F., Gama, A., Hamouda, C., & Malek, A. (2008). Etude et réalisation d'un banc d'essai pour un chauffe-eau solaire à circulation forcée dans la région des Hauts Plateaux. Revue des Energies Renouvelables, 11(1), 119-128.
- [12] : Allab, F. (2008). etude et conception d'un dispositif de refrigeration magnetique base sur l'effet magnetocalorique geant (doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG).

- [13]: Field, R. L., Carrasco, P., & de Quadros, C. A. (1982). Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries. *Solar Cells*, 6(3), 309-316.
- [14]: Badescu, V. (1998). Model for a solar-assisted climatisation system. *Energy*, 23(9), 753-766.
- [15]: Cherif, A., & Dhouib, A. (2002). Dynamic modelling and simulation of a photovoltaic refrigeration plant. *Renewable Energy*, 26(1), 143-153.
- [16]: PIERRENEVEU Absorption liquide machine, <http://www.neveu.pierre.free.fr> (siteconsultéen novembre 2008)
- [17]: Almers, A. E. L. (2002). étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac—application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire (Doctoral dissertation, thèse de Doctorat, Tetouan).
- [18]: Tierney, M. (2007). Options for solar-assisted refrigeration—Trough collectors and double-effect chillers. *Renewable Energy*, 32(2), 183-199.
- [19]: Lokurlu, A., & Müller, G. (2005). Experiences with the worldwide first solar cooling system based on parabolic trough collectors (Solitem PTC 1800) combined with double effect absorption chillers. In *Proceedings of the 1st International Conference Solar Air-Conditioning*, 6th–7th October, Bad Staffelstein, Germany (pp. 298-302).
- [20]: Holmberg, P., & Berntsson, T. (1990). Alternative working fluids in heat transformers. *Ashrae Trans*, 96(1582), e9.
- [21]: Antonio de Lucas, (2003). performance évaluation and simulation of new absorbant for absorption réfrigération system.
- [22]: ZERMANE, L. O. E. (2012). modelisation d'une machine frigorifique a absorption: application des equilibres de phases (doctoral dissertation, universite mentouri de constantine).
- [23]: Chen, Z. J., & Lin, W. H. (1991). Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 14(6), 329-335.

- [24] : Lamine, C. M. (2010). simulation et etude comparee de cycle a absorption (Libr/H₂O) a usage de froid. cas de l'unité de production de detergent henkel, thèse de magister, université de mentouri Constantine
- [25] : Belkessam, H. (2014). Contribution à la valorisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d'air (Doctoral dissertation).
- [26] : Warmepumpen, V. (1987). Glaser. Bases thermodynamiques des pompe à chaleur à absorption, H.
- [27]: Lakroune, A. (2008). Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur (Doctoral dissertation, Thèse de Magister, Université de Constantine).
- [28]: Warmepumpen, V. (1987). Glaser. Bases thermodynamiques des pompe à chaleur à absorption, H.
- [29]: Shulz,S .Habilitationsschrift .Equation fondamentale du mélange binaire ammoniac-eau et calcule des cycles des machines frigorifiques à absorption, , Ruhr-Univesitat 1971
- [30]: ASHRAE, *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, Chapter 17, p. 17.45 & p. 17.81. ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E.,Atlanta, GA 30329, 1993.
- [31]: Bourseau, P., & Bugarel, R. (1986). Réfrigération par cycle à absorption-diffusion: comparaison des performances des systèmes (NH₃/ H₂O) et (NH₃/ LINO₃). *International journal of refrigeration*, 9(4), 206-214.
- [32]: 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
- [33]: Infante Ferreira, C. A., *Solar Energy*, 1984, 32, 231-236.
- [34]: R.Best et Sun 97 .comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LINO₃ and NH₃-NASCN absorption refrigeration systems.

ANNEXE 1.

Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques

A1.1. Diagramme d'Oldham : Cycle théorique de la solution.

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la teneur de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme $(\ln(P), -1/T)$, paramétré en teneur pondérale. La figure A1.1 présente un tel diagramme relatif au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Dans ce diagramme, les iso titres sont sensiblement 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.

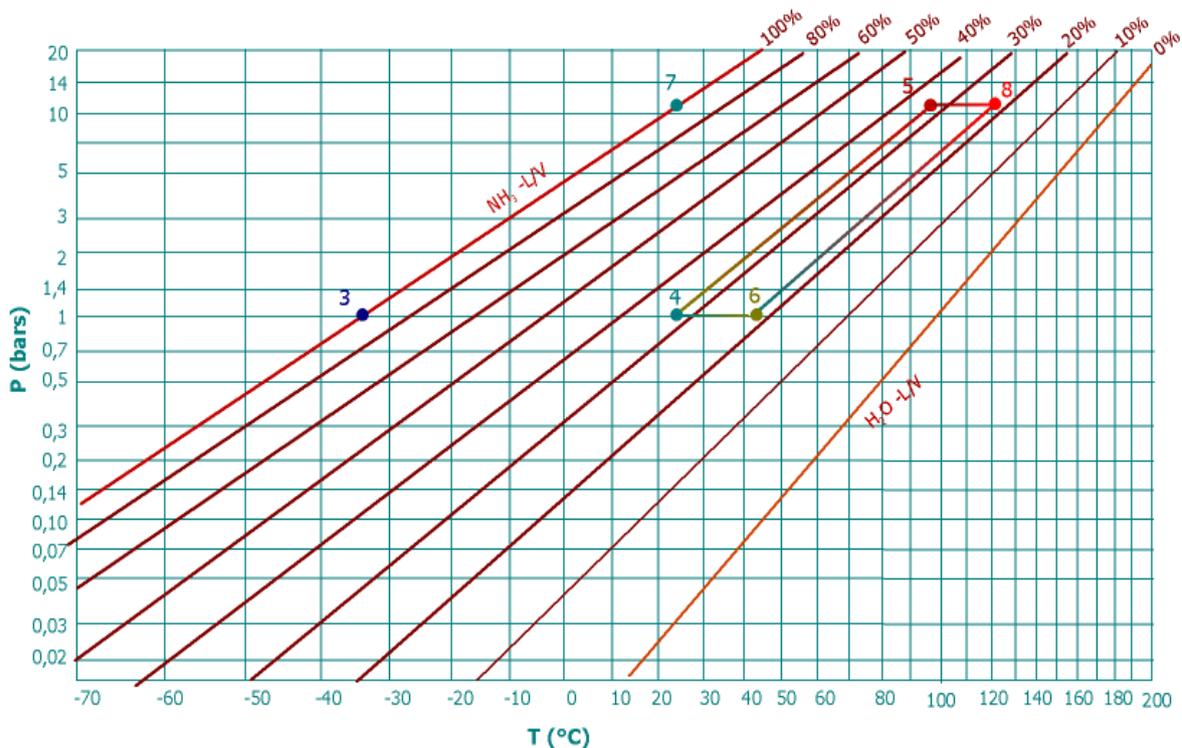


Figure A1.1 : Diagramme d'Oldham relatif au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. (condition de fonctionnement $T_e = -33^{\circ}\text{C}$, $T_0 = 25^{\circ}\text{C}$, $T_G = 120^{\circ}\text{C}$).

ANNEXE 2.

COEFFICIENTS DES EQUATIONS DES PROPRIETE THERMODYNAMIQUES
D'NH₃/H₂O, NH₃/LiNO₃

Tableau A2.1 Coefficient des équations (III.30 –III.31- III.32)

<i>i</i>	<i>a_i</i> equation (15)	<i>b_i</i> equation (16)	<i>c_i</i> equation (17)
0	4.2871×10^{-1}	1.9879×10^2	1.4633×10^3
1	1.6001×10^{-2}	4.4644×10^0	1.2839×10^0
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}
Standard error	1.6×10^{-3}	8.5626×10^0	1.059×10^1
Mean deviation	1.252×10^{-2}	5.566×10^{-3}	3.679×10^{-3}

Tableau A2.2 Coefficient de l'équation (III.34)

<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>	<i>a_i</i>	<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>n_i</i>	<i>a_i</i>
1	0	1	-7.61080×10^0	9	2	1	2.84179×10^0
2	0	4	2.56905×10^1	10	3	3	7.41609×10^0
3	0	8	-2.47092×10^2	11	5	3	8.91844×10^2
4	0	9	3.25952×10^2	12	5	4	-1.61309×10^3
5	0	12	-1.58854×10^3	13	5	5	6.22106×10^3
6	0	14	6.19084×10^3	14	6	2	-2.07588×10^3
7	1	0	1.14314×10^1	15	6	4	-6.87393×10^0
8	1	1	1.18157×10^0	16	8	0	3.50716×10^0