



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

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique Mécanique

Réf. :

Présenté et soutenu par :
DJEGHDJEGH Brahim

Le : lundi 8 juillet 2019

Etude des pompe à chaleur à absorption cycle G.A.X (échangeur Générateur Absorbeur)

Jury :

M.	DJEMAI Hocine	MCB	Université de Biskra	Président
M.	LAKROUNE Abdelghani	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
M.	CHOUCHEN Nacer	MCA	Université de Biskra	Examineur

Remerciement :

Je voudrais remercier en remerciant dieu, ma famille, mes amis, plus particulièrement mes parents. Je souhaite en deuxième lieu remercier mon encadreur Abdelghani LAKROUNE enseignant 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.

Je remercie aussi Tous les professeurs de l'Université Mohammed khider de Biskra .

Mes plus vifs remerciements vont également aux membres de Jury : monsieur DJEMAI Hocine est un Professeur à l'Université Mohamed khider Biskra, et monsieur CHOUCHEM Nacer est aussi Professeur à l'Université Mohamed Khider Biskra, pour avoir accepté de juger ce travail.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENT	i
LISTE DES FIGURES	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	vi
NOMENCLATURE.....	vii
INTRODUCTION GENERALE.....	1

CHAPITRE I

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction.....	3
I.1.Définition.....	3
I.2. Types de pompes à chaleur :	4
I.3. Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques	5
I.4. Système à absorption	7
I.4.1 Historique des machines frigorifique à absorption	7
I.4.2. Marche des équipements d'absorption	8
I.4.3. Principe de fonctionnement des système frigorifiques à absorption	9
I.5. Différents cycles à absorption	12
I.5.1. Système à absorption simple effet	12
I.5.2. Système à absorption à plusieurs effets :.....	13
□ Cycle frigorifique à double effet :	13
□ Le Cycle GAX (Generator/Absorber/ heateXchanger).....	15
Conclusion	16

Chapitre II

Analyse thermodynamique des PAC à absorption GAX

Introduction.....	17
II.1. Principe du cycle GAX	17
II.2. Analyse thermodynamique	20
II.2.1 Coefficient de performance thermique	21
. Coefficient de performance théorique.....	21
. Coefficient de performance pratique (réel)	21

II.2.2 Diagrammes utilisés pour l'étude des PAC à absorption.....	22
. Diagramme d'Oldham	22
.Diagramme de Merkel	23
II.2.3 Calcul du cycle d'une pompe à chaleur à absorption.....	24
II.3. Fluide de travail	25
II.3.1. Couple de (NH ₃ / H ₂ O)	26
- Les avantage.....	26
- Les inconvénient	27
II.3.2. Couple de (H ₂ O/LiBr)	27
- Les avantage.....	27
- Les inconvénient.....	27
Conclusion	28

Chapitre III.

Modélisation thermodynamique

Introduction.....	29
III.1. Cycle à simple effet avec échangeur de solution.....	29
III.1.1. Principe de fonctionnement du cycle	29
III.1.2. Bilan massique et thermique	30
III.1.2.1. Analyse du Générateur	32
III.1.2.2. Analyse du Condenseur	33
III.1.2.3. Analyse de l'Evaporateur.....	34
III.1.2.4. Analyse de l'Absorbeur	34
III.1.2.5. Pompe de solution	35
III.1.2.6. Echangeur de solution	36
III.1.3. Relation entre les différents débits de masse.....	36
III.1.4. Débit spécifique de solution (Le taux de circulation <i>FR</i>).....	37
III.2. Cycle GAX	38
III.2.1. Description du fonctionnement du cycle	38
III.2.2. Calcul de coefficient de performance <i>COP_{gax}</i>	39
III.3. Propriétés thermodynamiques du couple NH ₃ -H ₂ O.....	40
III.3.1. Propriétés du frigorigène NH ₃	40
III.3.2. Propriétés du mélange NH ₃ /H ₂ O.....	41
III.4. Algorithme et Organigrammes	42

- Organigramme du programme principal.....	43
Conclusion	44

Chapitre IV

Validation et discussion des résultats

Introduction.....	45
IV.1. Validation des résultats.....	45
IV.2. Analyse paramétrique d'une PAC à absorption utilisant le couple NH ₃ /H ₂ O :	46
IV.2.1. Variation du <i>COP</i> en fonction de <i>T_g</i> :.....	46
IV.2.2. Variation du <i>COP</i> en fonction de <i>T_c</i> :.....	47
IV.2.3. Variation du <i>COP</i> en fonction de <i>T_e</i> :.....	48
IV.3. Comparaison des coefficients de performance du cycle à simple effet et du cycle GAX	49
IV.3.1. <i>COP</i> et <i>COP_{gax}</i> en fonction de la température du générateur <i>T_g</i>	49
IV.3.2. <i>COP</i> et <i>COP_{gax}</i> en fonction de la température du condenseur <i>T_c</i>	51
IV.3.3. <i>COP</i> et <i>COP_{gax}</i> en fonction de la température de l'évaporateur <i>T_e</i>	52
 CONCLUSION GENERALE.....	 53
BIBLIOGRAPHIE.....	54

LISTE DES FIGURES

Figure I.2 : Les émissions de CO ₂ évitées par kW chaud grâce à l'usage d'une pompe à chaleur en fonction du coefficient de performance COP pour différents fluides frigorigènes.....	5
Figure I.3 : Economies de puissance primaire réalisées par remplacement d'une chaudière par une PAC en fonction de son COP et du rendement de la chaudière.....	6
Figure I.4: Structure d'une machine frigorifique à absorption (H ₂ O/LiBr)	10
Figure I.5 : Structure d'une machine à absorption	11
Figure I.6 : Schéma du cycle frigorifique à absorption- Simple effet	13
Figure I.7 : Schéma du cycle double Effet à écoulement parallèle	14
Figure I.8 : Schéma du cycle double Effet à écoulement série.....	14
Figure I.9 : Cycle de fonctionnement d'une machine à GAX	15
Figure II.1 : principe de cycle GAX.	18
Figure II.2: représentation de la transformation effectuée dans le rectifieur	19
Figure II.3 : Schéma d'un volume de contrôle.	20
Figure II.4: Diagramme d'Oldham pour le couple NH ₃ -H ₂ O	22
Figure II.5 : Diagramme de Merkel pour le couple eau-ammoniac	23
Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.....	29
Figure III.2: Schéma du générateur ou désorbeur	32
Figure III.3: Schéma du condenseur.....	33
Figure III.4: Schéma de l'évaporateur.....	34
Figure III.5 : Schéma de l'absorbeur.....	34
Figure III.6: Schéma de la pompe de solution.....	35
Figure III.7 : Schéma de l'échangeur de chaleur.....	36
Figure III.8 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorptio GAX.....	38
Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance COP avec les données de <i>R. Best</i> Pour NH ₃ /H ₂ O.	46
Figure IV.2. : Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g pour le couple NH ₃ /H ₂ O.	47
Figure IV.3 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple NH ₃ /H ₂ O.....	48

Figure IV.4 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple NH₃/H₂O.....	49
Figure IV.5 : Coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} fonctionnant avec NH₃/H₂O.....	50
Figure IV.6 : Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} fonctionnant avec NH₃/H₂O.....	51
Figure IV.7 : Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} fonctionnant avec NH₃/H₂O.....	52

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1: Liste des modèles de machines à absorption commercialisés dans le monde	9
Tableau II.1 : Caractéristiques physico-chimiques de (LiBr /H₂O) et (H₂O /NH₃).	26
Tableau II.2 : Description des propriétés physiques des deux principaux couples.....	28
Tableau III.1 : Coefficient des équations (III.40 –III.41- III.42).	41
Tableau III.2 Coefficient de l'équation (III.44).....	42
Tableau IV.1 : Comparaison du COP_{gax} et COP.....	51

Nomenclature

Nomenclature :

Nomenclature	Désignation et Unité
COP	Coefficient de performance (sans dimension)
EX	Efficacité de l'échange de solution
FR	Taux de circulation (sans dimension)
h	Enthalpie spécifique (KJ/Kg)
m	Débit (Kg/s)
P	Pression (KPa), (bar)
Q	Energie thermique (KW)
T	Température (°C), (°k)
X	Titre de frigorigène ou de l'absorbant dans la solution (%)

Liste des indices :

Indices	Désignation
a	Absorbeur
AHX	Absorber Heat Exchanger
c	Condenseur
e	Evaporateur
g	Générateur
i	Idéal
l	Liquide
v	Vapeur
GAX	Générateur Absorber Heat Exchanger

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.

En réalité, le principe de pompes à chaleur à absorption est simple, puisque nous savons que, si l'on dispose d'une source chaude en plus de la source gratuite à température ambiante, il est possible d'extraire de la chaleur d'une source froide sans apport de travail « machines thermiques trithermes ». 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, pourvu que les trois températures de source se correspondent respectivement.

Comme nous venons de le souligner, bien que l'importance des systèmes à absorption soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes qui connaissent un certain développement. Et, pour rendre cette technologie 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 l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet et une GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) ; Ainsi, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption simple effet et nous avons examiné, dans un premier temps l'effet d'un échangeur solution riche - solution pauvre, ensuite l'effet de l'utilisation d'une nouvelle configuration à savoir le cycle GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) sur les performances de la machine à absorption.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement d'une PAC à absorption qui est d'ailleurs identique au cycle d'une PAC à compression mécanique de vapeur. La différence provient de la nature de la compression qui diffère dans les deux systèmes. Nous avons exposé, également dans ce chapitre, les différentes configurations possibles.

Le chapitre deux sera consacré pour l'analyse thermodynamique du cycle GAX en exposant son principe de fonctionnement ainsi que l'évaluation du COP d'un tel cycle, et les diagrammes utilisés pour leur étude ainsi que les différentes étapes pour le calcul du cycle, Nous avons exposé, également dans ce chapitre, les différents couples de fluides de fonctionnement pour ces machines.

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 et GAX. 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 relatives aux deux types de configurations (à savoir simple effet et GAX) sont rassemblés dans le quatrième chapitre.



Chapitre I

Recherche bibliographique

Introduction

Dans ce chapitre, une étude bibliographique est présentée. La première partie sur les pompes à chaleur et ces classifications par mode de compression (mécanique ou thermique) après on aborde en détaille le fonctionnement de la machine à absorption et ses performances avec ces différents cycles à savoir simple et double effet, et les cycle GAX ammoniac-eau.

I.1.Définition [1]

Le terme ‘ pompe à chaleur (PAC) ‘ réfère à une machine thermodynamique pouvant technologiquement faire passer la chaleur d'un niveau de température bas vers un autre plus élevé. C'est donc un système qui permet de valoriser utilement de l'énergie sous forme de chaleur lors de son aspiration d'une source froide pour être refoulée vers une source chaude à température plus élevée. Les pompes à chaleur (PAC) dont une représentation schématique du principe est montrée par la figure I.1, ont plusieurs applications assez importantes, de nature domestique ou industrielle. A titre d'exemple, peuvent être citées le chauffage des bâtiments et la production de la chaleur pour différents procédés industriels.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid ; la PAC permet de réaliser l'écoulement inverse du sens naturel. Ce qui nécessite selon le deuxième principe de la thermodynamique une dépense d'énergie extérieure pour réaliser ce processus.

L'énergie motrice nécessaire au fonctionnement des pompes à chaleur peut être amenée :

- ✓ Soit sous la forme d'une **énergie mécanique**, ou équivalente.
- ✓ Soit sous la forme d'une **énergie thermique** fournie par une source thermique supplémentaire jouant le rôle d'une source de chaleur motrice.

La figure I.1 suivante représente le principe d'une pompe à chaleur.

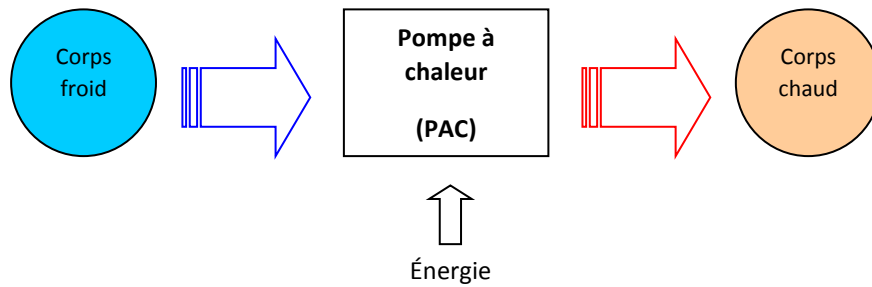


Figure I.1: principe de la pompe à chaleur.

I.2. Types de pompes à chaleur :

Les cycles suivant lesquels fonctionnent les pompes à chaleur peuvent être divisés en deux grandes catégories : cycles de compression de vapeur et cycles à absorption [1].

- Dans les PAC à **compression mécanique** : les vapeurs sont extraites par un Compresseur mécanique (entraîné par un moteur électrique ou thermique). Leur Simplicité de fabrication en fait le modèle le plus répandu. Ces PAC entrent dans la Catégorie des machines au moins dithermes. Elles sont les plus simples et les plus Répandues mais leur fonctionnement impose un moteur électrique.
- Les PAC à **compression thermique** de vapeur pour lesquels la compression Mécanique est remplacée par une compression thermique. Parmi celles-ci, on peut citer les PAC à absorption et les PAC à adsorption. La compression du fluide Frigorigène est réalisée par voie chimique en utilisant des mélanges binaires (Formés à partir d'un fluide frigorigène et d'un absorbant ou un solide adsorbant).

Les vapeurs dégagées par le fluide frigorigène sont dissoutes dans l'absorbeur (par un Liquide absorbant présentant une forte affinité pour ce frigorigène) ou dans L'adsorbeur (par un solide adsorbeur c'est-à-dire que la sorption se fait sur la surface Du solide et non dans sa masse). Le fluide frigorigène est alors de nouveau refoulé de La solution par un apport de chaleur supplémentaire. Ces PAC mettent donc en œuvre au moins une troisième source de chaleur : elles seront donc nécessairement Au moins trithermes.

I.3. Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques

Du point de vue environnemental, les émissions des fluides généralement employés jusqu'à la dernière décennie dans les PAC à compression (CFC, HCFC et HFC) ont été considérées comme responsables de la détérioration de la couche d'ozone de notre planète. En plus, ces émissions favorisent l'effet de serre et, donc, l'accroissement de la température moyenne globale de la planète [1].

L'intérêt des PAC industrielles s'appuie sur des critères économique, énergétique (énergies économisées COP) ainsi qu'environnemental (réduction des émissions de CO₂). Ecologiquement, l'usage de pompes à chaleur permet de réduire fortement les émissions de CO₂ par rapport à une chaudière. Les émissions de CO₂ évitées par kW chaud grâce à l'usage d'une pompe à chaleur sont représentées en fonction du coefficient de performance COP de la PAC sur la figure I.2 pour différents fluides frigorigènes. Ces réductions sont issues de la substitution d'une chaudière à gaz par une pompe à chaleur [2].

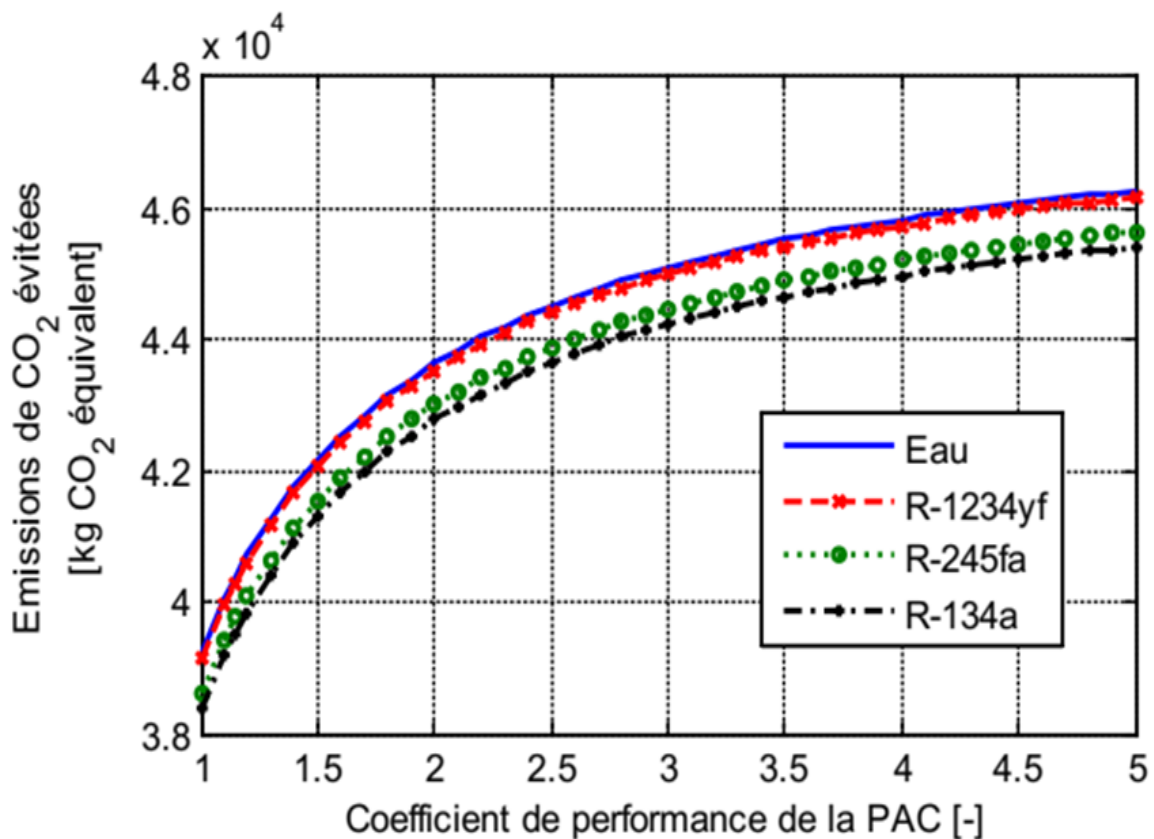


Figure I.2 : Les émissions de CO₂ évitées par kW chaud grâce à l'usage d'une pompe à chaleur en fonction du coefficient de performance COP pour différents fluides frigorigènes. [2].

On remarque que les différences d'émissions de CO₂ entre les différents fluides frigorigènes restent faibles (de l'ordre de 3 %) quel que soit le *COP*. Énergétiquement, l'utilisation des pompes à chaleur doit permettre une économie d'énergie Primaire consommée pour une certaine puissance calorifique. La différence entre la consommation de la PAC et celle de la chaudière est présentée sur la figure I.3. L'économie d'énergie primaire n'apparaît qu'à partir d'un *COP* minimal de 2,5 pour la pompe à chaleur (rendement de chaudière de 95 %) [2].

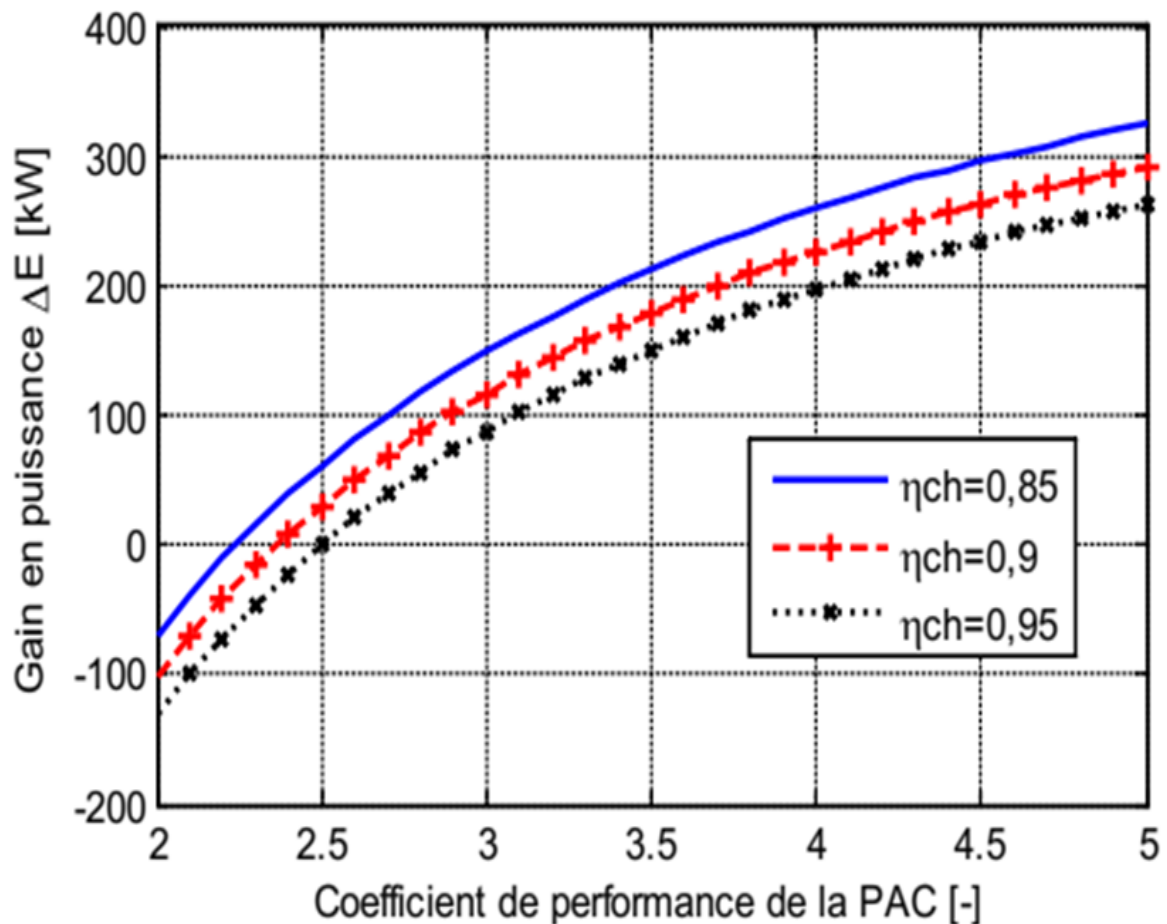


Figure I.3 : Economies de puissance primaire réalisées par remplacement d'une chaudière par une PAC en fonction de son COP et du rendement de la chaudière [2].

En effet les pompes à chaleur thermiques ne comprennent pas des machines tournantes à l'exception de la pompe de solution ; son travail mécanique est nettement inférieur à celui d'un compresseur. Or, pour effectuer le même service, la PAC thermique consomme une chaleur nettement plus grande que la quantité d'énergie mécanique que nécessite les PAC Mécaniques et cela est dû au fait que la valeur thermodynamique de la chaleur motrice est plus faible que celle de l'énergie mécanique donc on compense en quelque sorte la qualité par la quantité [1].

I.4. Système à absorption

I.4.1 Historique des machines frigorifique à absorption

La technologie de la machine à absorption a vu le jour en 1805 quand Oliver EVANS proposa le concept d'absorption par l'eau de vapeur d'acide sulfurique. Edmond CARRÉ fabriqua ensuite en 1850 une machine à absorption acide sulfurique - eau. Puis entre 1858 et 1862, Ferdinand CARRÉ fabriqua une machine à absorption ammoniac - eau qui est brevetée en France en 1859 et aux États-Unis en 1860 et qui est présentée à l'Exposition Universelle de Londres en 1862 [3]. Cette machine domina largement les autres types de Machines jusqu'en 1875 [4].

A partir de 1880, Linde « Linde's Ice Machine Company » a mis au point en Europe la Première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui Commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au Début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations Proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et Théorique [5].

De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et Eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). En 1965 environ 30 % des machines de fortes Puissances frigorifique aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958). L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des groupes à Absorption KWAZAKI machine utilise ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz [6].

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenue un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement [5].

I.4.2. Marche des équipements d'absorption

Les machines à absorption sont les plus utilisées car elles fonctionnent de manière continue sur la base de l'absorption d'un fluide frigorigène dans un fluide absorbant et utilisent principalement une source de chaleur avec un faible apport électrique. De plus, elles permettent la production de froid à partir de fluides frigorigènes peu nocifs pour l'environnement et non émetteurs de gaz à effet de serre comme l'ammoniac ou l'eau. Aujourd'hui, il existe environ 1300 modèles de machines à absorption dans le monde. Plus de 1000 sont commercialisés parmi lesquels plus de 98% utilisent l'eau comme fluide frigorigène et le bromure de lithium comme absorbant. De plus, environ 1000 systèmes de climatisation solaires sont installés dans le monde [3].

Le tableau suivant (I.1) présente un récapitulatif non exhaustif des modèles de machines à absorption commercialisés dans le monde.

La plupart des modèles commercialisés viennent d'Asie (89 %) puis d'Amérique (9 %) et enfin d'Europe (2 %) et les gammes de puissances disponibles sont globalement élevées et donc plutôt réservées au domaine de l'industrie [3].

On signale qu'au Japon les machines à absorption ont été fortement utilisées, leur utilisation a atteint en 1985 quatre-vingts (80%) du marché des refroidisseurs d'eau de grandes puissances. 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. La Corée est le 3^{ième} Producteur mondial de groupes à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 Unités après le Japon et la Chine avec 2500 unités [7]

Concernant le marché des machines à absorption en général, une entreprise spécialisée dans les études de marché, la demande globale devrait Augmenter durant les prochaines années pour atteindre les 12203 unités vendues en 2016 contre 11875 unités en 2015 [3].

	FABRICANTS	Pays	Couple	Puissance [kW]
≈ 20 modèles en Europe	AGO	Allemagne	NH ₃ /H ₂ O	50 à 1000
	BAETZ AUTOMATIC	Allemagne	H ₂ O/LiBr	50 à 160
	EAW	Allemagne	H ₂ O/LiBr	15 à 250
	PINK	Autriche	NH ₃ /H ₂ O	19
	PURIX	Danemark	H ₂ O/LiBr	2,5
	ROBUR	Italie	NH ₃ /H ₂ O	16,2 à 17,8
+ de 1000 modèles en Asie	BROAD	Chine	H ₂ O/LiBr	23 à 11630
	JIANGSU HUINENG	Chine	H ₂ O/LiBr	10 à 2900
	SHUANGLIANG	Chine	H ₂ O/LiBr	350 à 6980
	VICOT AIR CONDITIONING	Chine	NH ₃ /H ₂ O	21 à 147
	CENTURY CORPORATION	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	98 à 5275
	HYUNDAI CLIMATE	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	70 à 4924
	LS MTRON LTD	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	258 à 3344
	HITACHI	Japon	H ₂ O/LiBr	281 à 4396
	EBARA	Japon	H ₂ O/LiBr	158 à 7033
	KAWASAKI	Japon	H ₂ O/LiBr	281 à 3517
	SAKURA	Japon	H ₂ O/LiBr	105 à 5274
	SANYO	Japon	H ₂ O/LiBr	264 à 5275
	YAZAKI	Japon	H ₂ O/LiBr	18 à 703
	THERMAX	Inde	H ₂ O/LiBr	70 à 5926
≈ 100 modèles en Amérique	CENTION	Etats-Unis	H ₂ O/LiBr	53 à 4571
	YORK / JOHNSON CONTROLS	Etats-Unis	H ₂ O/LiBr	422 à 4842
	MULTICHILL	USA	NH ₃ /H ₂ O	17,6

Tableau I.1: Liste des modèles de machines à absorption commercialisés dans le monde [3].

I.4.3. Principe de fonctionnement des système frigorifiques à absorption

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains Liquide. D'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire. Dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre [8].

Et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau+bromure de lithium(H₂O/libr), l'eau étant le fluide frigorigène.
- Ammoniac+eau (NH₃/H₂O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

On peut exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorigène), ou en composant le moins volatil (absorbant).

-Solution diluée (en absorbant) ou bien solution riche (en frigorigène).

-Solution concentrée (en absorbant) ou bien solution pauvre (en frigorigène).

La figure I.4 présente un schéma de principe d'une installation à absorption

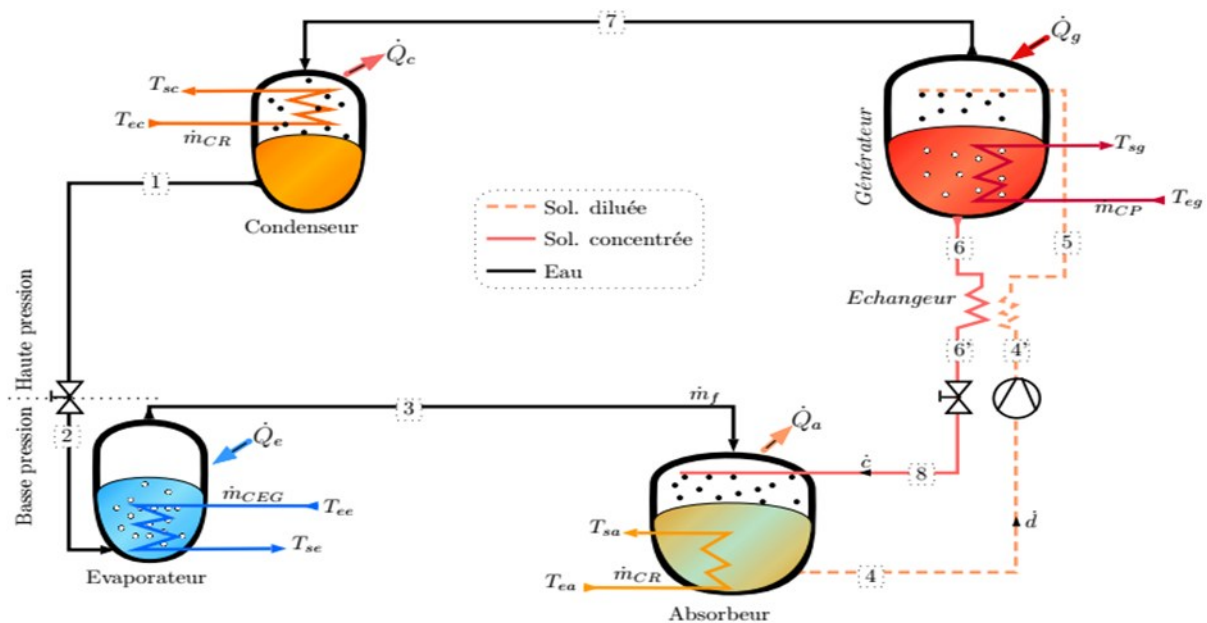
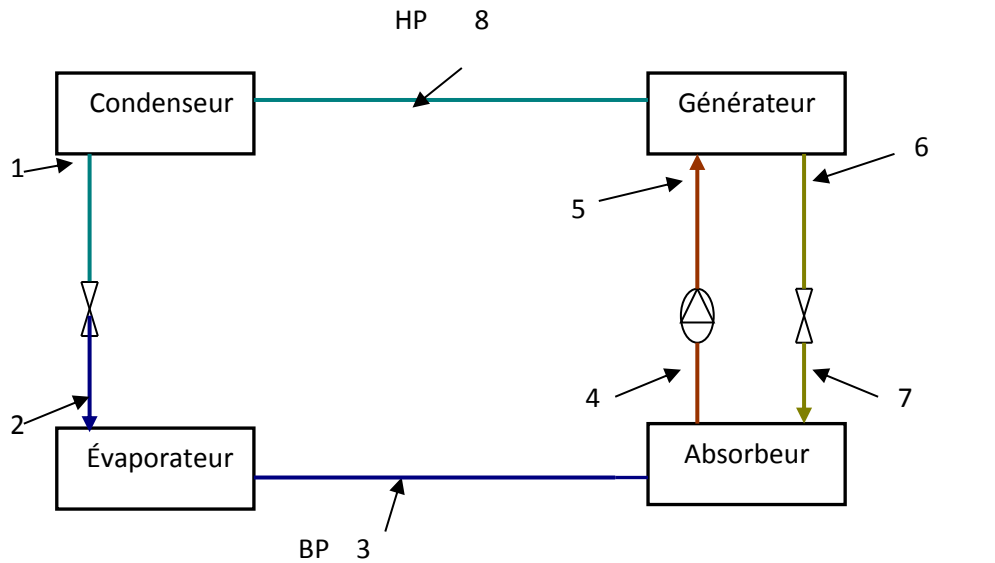


Figure I.4: Structure d'une machine frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) [9].

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un Ensemble condenseur/détendeur/évaporateur, dans lequel ne transite que le frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie "chimique" du procédé, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement [8].

Ainsi, une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés sur la figure I.5 et pour expliquer leurs fonctionnements, nous prendrons l'exemple d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac /eau.



Circuits : — frigorigène HP — frigorigène BP — solution riche — solution pauvre.

Figure I.5 : Structure d'une machine à absorption [1].

Les composants des machines frigorifique à absorption : [1]

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 7) et une solution appauvrie X_{ge} en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation.

En général, la vapeur d'ammoniac passe 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 .

I.5. Différents cycles à absorption

I.5.1. Système à absorption simple effet

Un cycle frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr se compose d'un générateur (appelé aussi désorbeur) au niveau duquel la désorption du couple sous l'effet de la chaleur se produit, le réfrigérant (sous forme de vapeur d'eau) se dirige vers le condenseur pour se condenser en eau saturée, puis vers l'évaporateur pour s'évaporer et créer

l'effet frigorifique, alors que, la solution riche (en LiBr) est acheminée vers l'absorbeur en passant par un échangeur de solution, cette solution riche va absorber la vapeur d'eau venant de l'évaporateur, ce qui constituera la solution pauvre (en LiBr) qui va être pompée vers le générateur en passant par un échangeur de chaleur. Le cycle simple effet présente deux niveaux de pression, le désorbeur et le condenseur opèrent dans la haute pression, alors que l'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent dans la basse pression [10].

La figure I.6 représenté principe de cycle frigorifique à absorption- Simple effet

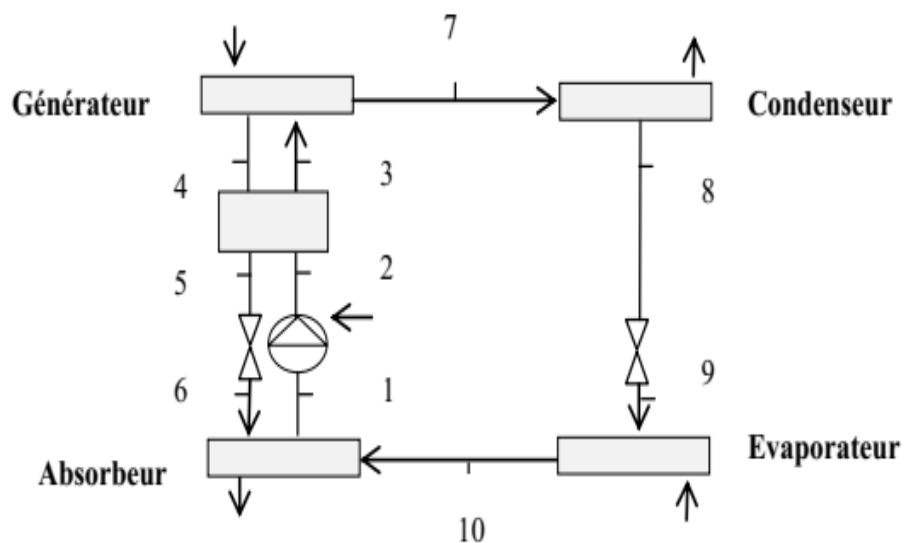


Figure I.6 : Schéma du cycle frigorifique à absorption- Simple effet [10].

Pour les installations à absorption simple effet fonctionnent avec le couple binaire ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) la production de froid se fait à des températures assez basses, le coût de l'installation est très élevé et le COP est moins important [11].

I.5.2. Système à absorption à plusieurs effets :

L'objectif du cycle frigorifique à plusieurs effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou effets multiples [5].

- **Cycle frigorifique à double effet :**

La machine frigorifique à double effet fonctionnant au couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$), peut être considérée comme une combinaison de deux cycles à simple effet. Les deux cycles ont le même

évaporateur et le même condenseur, ce qui permet de se limiter à deux niveaux de pression dans ce système, avec une pression maximale limitée à un niveau acceptable. [12]

Les cycles doubles effets se composent de deux étages et fonctionnent dans trois niveaux de pressions : le premier niveau qui est la haute pression où fonctionne le générateur (alimenté par la source de chaleur) et le condenseur ; le deuxième niveau aussi, d'un générateur et un condenseur opérant dans la moyenne pression et enfin, l'évaporateur et l'absorbeur qui fonctionnent dans la basse pression. Dans les machines à double effet, l'énergie thermique est utilisée deux fois, d'une part au niveau du générateur haute pression par alimentation directe de la source de chaleur et d'autre part, au niveau du second cycle par transfert de la chaleur depuis le condenseur haute pression au générateur moyenne pression. Dans ce qui suit, on se propose d'étudier différents types de machines à absorption : simple effet, double effet à écoulement parallèle et double effet à écoulement série [10].

Les schémas des cycles : double effet à écoulement série et à écoulement Parallèle sont présentés dans les figures. I.7 et I.8.

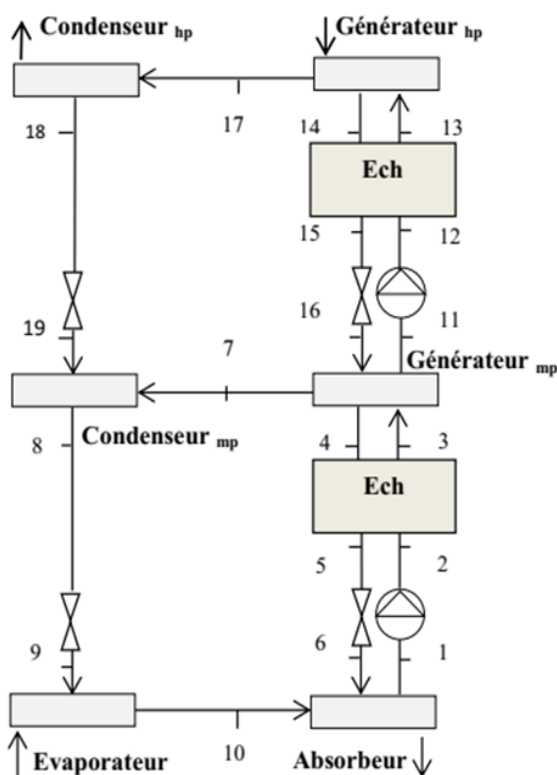


Figure I.7 : Schéma du cycle double Effet à écoulement parallèle [10].

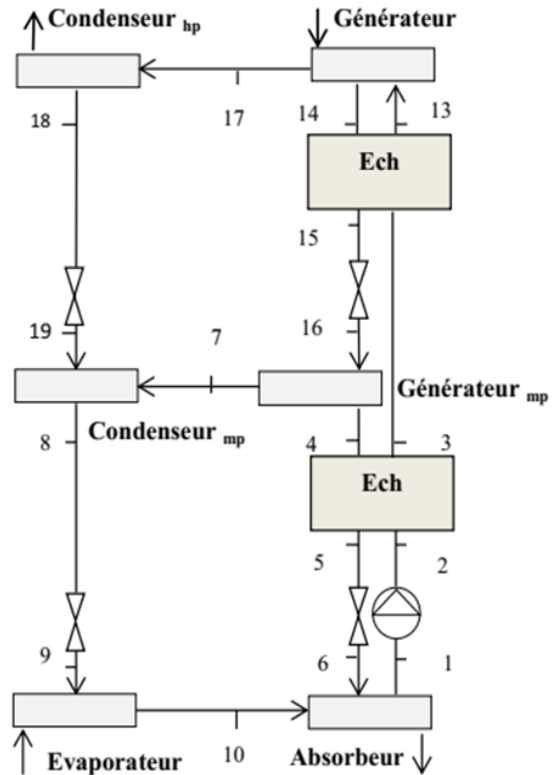


Figure I.8 : Schéma du cycle double Effet à écoulement série [10].

Il existe aussi le cycle à absorption à triple effet et le cycle à absorption à quadruple effet. Toutefois, il est à noter que l'amélioration du COP n'est pas directement liée à la différence de nombre d'effets, car lorsque ces derniers augmentent, le COP de chaque effet ne sera pas assez grand par rapport à un système à simple effet. En outre, un grand nombre d'effets conduit à un cycle avec design complexe ; parmi les cycles à plusieurs effets, seul le cycle à double effet a été commercialisé [12].

- **Le Cycle GAX (Generator/Absorber/ heat eXchanger)**

Le cycle GAX est un procédé fonctionnant sous deux niveaux de pression d'une manière analogue à la machine à simple effet. L'originalité provient de la mise en œuvre de l'absorbeur et du désorbeur qui sont reliés en partie par un échangeur de chaleur [13].

L'idée de la GAX a été introduit en 1911 par Altenkirch et Tenckhoff [14]. Le concept de GAX vise à simplifier ce cycle d'absorption à deux étages et à deux effets tout en offrant les mêmes performances.

La figure I.9 montre le schéma de fonctionnement d'un tel cycle.

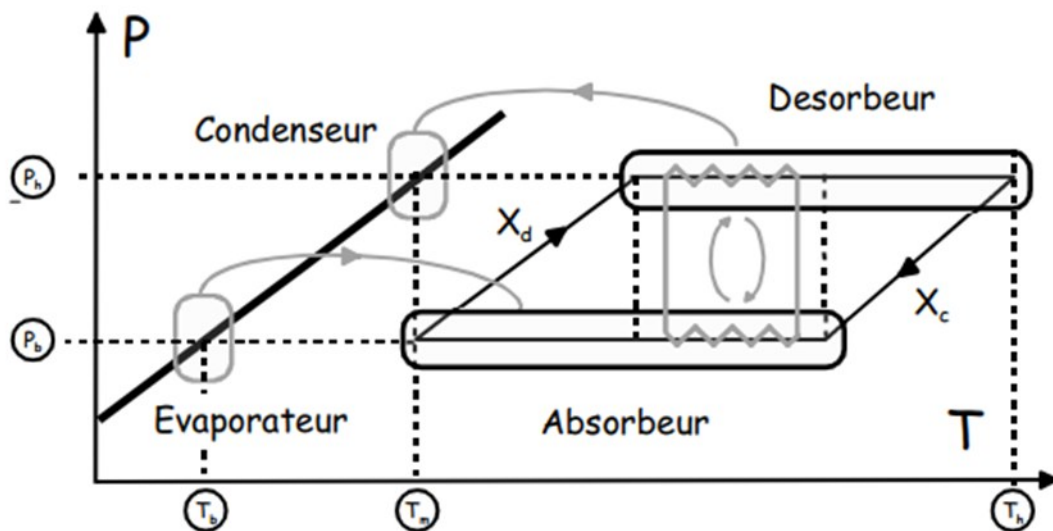


Figure I.9 : Cycle de fonctionnement d'une machine à GAX [8].

Son fonctionnement suppose, comme on peut le constater dans la figure I.9, un écart important entre les températures T_m et T_h pour assurer une récupération d'énergie à des niveaux de température suffisamment intéressants [8].

Aussi, son utilisation est réservée uniquement au couple NH₃/H₂O qui n'est soumis à aucune cristallisation et donc à aucune limitation de cet ordre vers les hautes températures. La récupération d'énergie se traduit au bilan final par une réduction de la part à fournir effectivement au désorbeur et donc par des *COP* plus élevés que ceux des cycles standards [8].

L'échangeur absorbeur/générateur permet de transférer au générateur, une partie de la chaleur dégagée à l'absorbeur. Cette chaleur de pré-absorption permet de réaliser une pré-séparation dans le générateur [12].

Avec cette modification, un cycle à absorption à simple effet peut produire un *COP* aussi important qu'un cycle à double effet. Cependant le cycle GAX de base présente un inconvénient majeur. En effet, la chaleur rejetée par l'absorbeur ne suffit pas parfois à produire la pré-séparation ; il faut donc augmenter le débit de solution sortant de l'absorbeur. Cette opération est accomplie en ajoutant une seconde pompe et cette nouvelle configuration porte le nom d'un cycle GAX branché. L'augmentation de la performance due à cette modification est d'environ 5 % [12].

Conclusion

Les pompe à chaleur a absorption présente une bonne alternative aux système classique à compression mécanique, cependant leur performance reste faible par rapport à ces systèmes et pour améliorer leurs efficacité les cycles GAX semble une solution adéquate du fait de leur simplicité et efficacité.

Chapitre II

Analyse thermodynamique des PAC à absorption GAX

Introduction

Dans ce chapitre on va expliquer en détail les machines dites GAX, les diagrammes thermodynamiques utilisés pour l'analyse de ces machines ainsi que les couples de fluide pour leur fonctionnement.

II.1. Principe de cycle GAX

Dans le cycle GAX, la chaleur produite lors de l'absorption est directement fournie au générateur ce qui facilite la séparation du frigorigène. La chaleur motrice nécessaire au générateur est donc réduite par l'apport supplémentaire de la chaleur d'absorption ce qui va relever le coefficient de performance *COP*.

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le générateur s'effectue par un fluide secondaire qui réalise une pré-absorption dans l'absorbeur et une pré-séparation dans le générateur avec cette modification un cycle à absorption à simple effet peut produire un *COP* aussi important qu'un cycle à double effet (en utilisant la GAX) Cependant le cycle GAX de base présente un inconvénient majeur. En effet parfois la chaleur rejetée par l'absorbeur ne suffit pas à produire la pré-séparation, il faut donc augmenter le débit de solution « FR » sortant de l'absorbeur. Cette opération est accomplie en ajoutant une seconde pompe et cette nouvelle configuration porte le nom d'un cycle GAX branché. L'augmentation de la performance due à cette modification sera d'environ 5 % [15 à 22].

Plusieurs possibilités d'amélioration des cycles GAX sont possible avec de nouveaux mélanges de fluides, Zaltach et Grosman [23] ont utilisé un modèle de simulation pour les GAX fonctionnant avec les mélanges ternaires $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et, les résultats ont montré qu'avec ce mélange pour des températures de désorption $204\text{ }^\circ\text{C}$, le *COP* est de 21 % plus grand que celui obtenu avec le mélange binaire $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Cette simulation encourage également la possibilité de s'orienter vers le mélange ternaire est à quadripôle.

La figure suivante II.1 représentée le principe de cycle GAX.

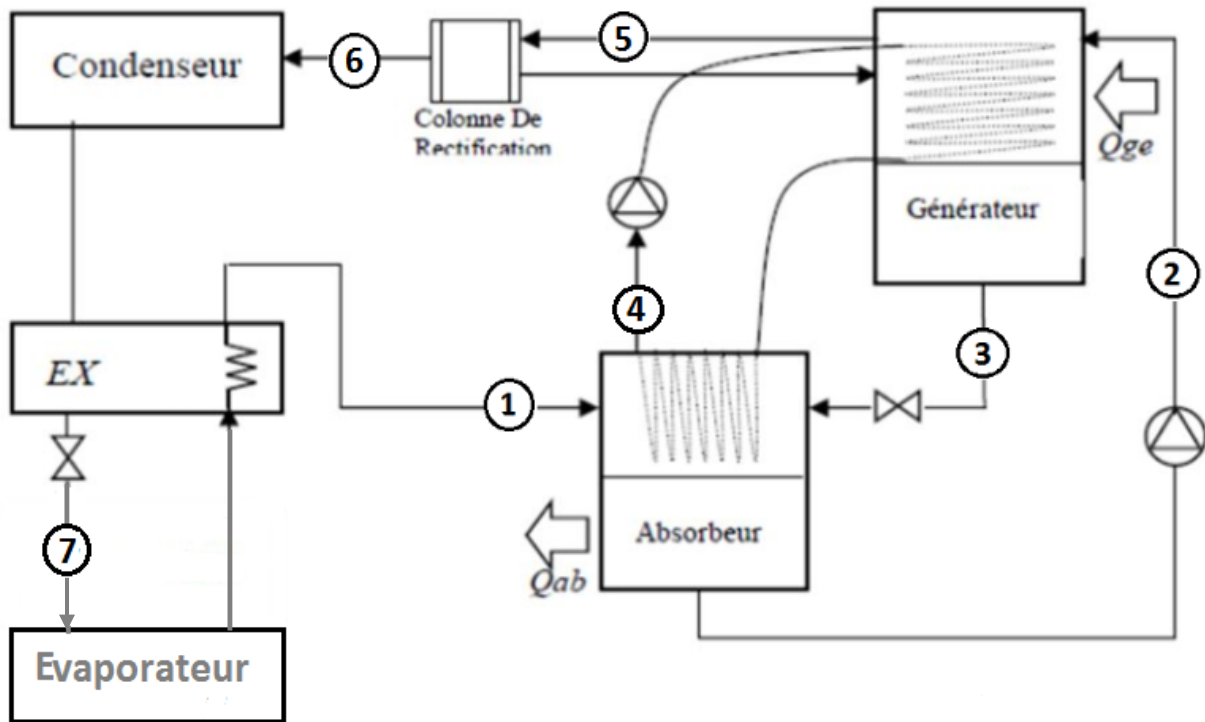


Figure II.1 : principe du cycle GAX [1].

Les transitions entre les éléments de la machine sont comme suit : [3]

1 → 2 : La vapeur de NH₃ issue de l'évaporateur (état 1) est absorbée par diffusion massique dans la Solution liquide pauvre en ammoniac au sein de l'absorbeur. Il y a donc changement de phase vapeur - liquide. Pendant le procédé d'absorption qui est exothermique, une quantité de chaleur est cédée au fluide caloporteur.

2 : La solution liquide est alors fortement concentrée en NH₃, elle est appelée solution riche. Elle est amenée à la pression de condensation du fluide frigorigène à l'aide d'une pompe, et injecté dans le générateur.

2 → 5 : La solution liquide est chauffée dans le générateur, le phénomène de désorption endothermique a lieu et la solution libère de la vapeur de NH₃.

3 : La solution liquide restante dans le générateur est maintenant peu concentrée en fluide frigorigène, elle est appelée solution pauvre. Elle est alors pré-refroidie et détendue à l'aide d'une vanne pour retrouver la pression d'évaporation du fluide frigorigène. Elle peut maintenant être réinjectée dans l'absorbeur et absorber de nouveau des vapeurs de fluide frigorigène.

5 → 6 : La vapeur de fluide frigorigène issue du générateur passe dans un rectifieur pour enlever le maximum de trace de vapeur d'eau entraînée avec l'ammoniac lors du phénomène de désorption.

6 → 7 : La vapeur de fluide frigorigène est condensée, pré-refroidie et détendue à sa pression d'évaporation.

7 → 1 : La solution liquide de fluide frigorigène se vaporise dans l'évaporateur. Il y a alors production de froid.

Le nouveau composant de cette machine est le rectifieur, que l'on retrouve systématiquement dès lors que l'absorption concerne le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. En effet, dans le cas précédent, le mélange binaire $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ne comporte, dans sa phase gazeuse, que de l'eau pure qui donne à l'association condenseur-détendeur-évaporateur un comportement classique. En revanche, dans le cas du couple étudié ici, le liquide, comme la vapeur, peut contenir les deux composés en présence, ce qui, si l'on ne prête pas attention, peut engendrer un mauvais fonctionnement de l'installation. Sans développer les aspects relatifs aux mélanges binaires et qui sont largement développés dans le cours de thermodynamique, la figure II.2 présente le détail du rectifieur ainsi que la position des points dans un diagramme T, X [8].

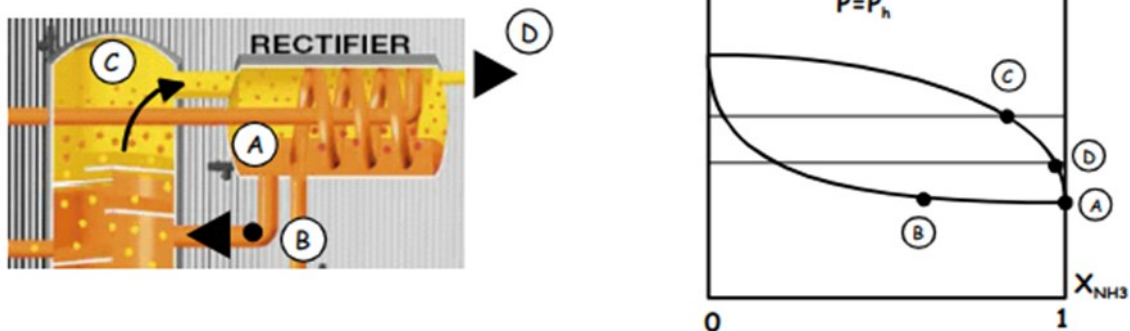


Figure II.2: représentation de la transformation effectuée dans le rectifieur [8].

La vapeur issue du générateur (C) est majoritairement composée d'ammoniac mais une fraction d'eau reste néanmoins présente dans cette phase. Le refroidissement qu'apporte la traversée de la solution issue de l'absorbeur à cette vapeur permet la condensation d'ammoniac pur aux environs du point A. Ce liquide se charge alors d'absorber l'eau présente dans la phase vapeur et passe du point A au point B. Parallèlement, la vapeur C se concentre en ammoniac du fait de

cette perte d'eau et se retrouve au point D en sortie de rectifieur où elle rejoint ultérieurement le condenseur proprement dit [8].

En effet dans une machine à absorption, il est important d'avoir à l'ébullition du mélange, des vapeurs pures de fluides frigorigènes afin d'éviter la solidification des gouttelettes du solvant au détendeur. Pour cela il faut que la température normale d'ébullition du solvant (ici l'eau) soit supérieure à celle du fluide frigorigène. Quand cette condition n'est pas vérifiée comme dans le cas du mélange binaire (H₂O /NH₃) les vapeurs issues du bouilleur, subissent une purification dans un rectificateur. Au sein du rectificateur, le mélange gazeux vapeur (H₂O /NH₃) entre en contact avec une surface froide. Ainsi la petite portion de vapeur d'eau qu'il contient, se condense et retourne au bouilleur. Ce processus d'extraction d'eau, augmente la pureté de l'ammoniac et donc son pouvoir réfrigérant. A titre illustratif, si l'on suppose par exemple qu'à la sortie de l'absorbeur, le mélange contient 94,44% d'ammoniac, le rectificateur peut permettre d'atteindre une concentration en ammoniac pur de 99,96% [12].

II.2. Analyse thermodynamique

Considérons le volume de contrôle de la figure II.3 ci-dessous qui reçoit un flux de chaleur Q à la température T et fournit une puissance W au milieu extérieur à la température T_0 .

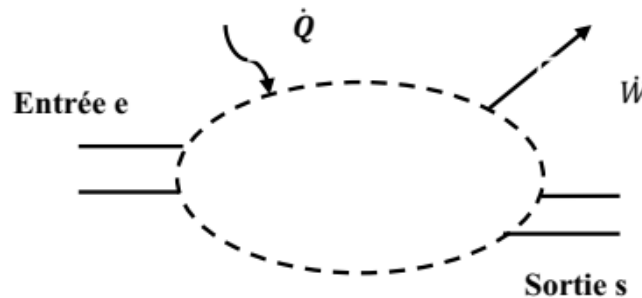


Figure II.3 : Schéma d'un volume de contrôle.

h : l'enthalpie spécifiques du fluide. En supposant que le volume a plusieurs ports d'entrée (indice e) et de sortie (indice s) et que le régime est permanent, les équations générales applicables au système s'écrivent :

• Bilan de masse :
$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (\text{II.1})$$

• Bilan d'énergie :
$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e \quad (\text{II.2})$$

II.2.1 Coefficient de performance thermique

Le coefficient de performance est un critère qualitatif caractérisant la fiabilité de la machine. Similairement au cycle frigorifique à absorption classique (à simple effet). Un coefficient de performance pour le cycle à absorption est défini comme suit :

- **Coefficient de performance théorique**

Le coefficient de performance du cycle de référence de Carnot est exprimé par la relation suivante :

En mode froid
$$COP_i = \frac{T_e}{T_g} \cdot \frac{T_g - T_a}{T_a - T_e} \quad (II.3)$$

En mode chauffage
$$COP_i = 1 + \left(\frac{1 - T_a/T_g}{T_c/T_e - 1} \right) \quad (II.4)$$

Avec T_a , T_e et T_g les températures supposées constantes au niveau de l'absorbeur, l'évaporateur et le générateur, respectivement.

- **Coefficient de performance pratique (réel)**

Le coefficient de performance pratique, qui ne doit pas dépasser celui de Carnot est toujours défini comme étant le rapport de quantité de chaleur utile, à la quantité de chaleur fournie au générateur notée Q_g , plus la puissance de la pompe.

$$COP = \frac{\text{chaleur utile récupéré}}{\text{chaleur fournie au générateur}}$$

En mode froid
$$COP_{froid} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{pompe}} \quad (II.5)$$

En mode chaud
$$COP_{chaud} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_a}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{pompe}} \quad (II.6)$$

Le travail de la pompe \dot{W}_{pompe} est nettement inférieur par rapport à la quantité de chaleur \dot{Q}_g , il sera donc négligé dans ce qui suit

II.2.2 Diagrammes utilisés pour l'étude des PAC à absorption

- Diagramme d'Oldham

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 $(\ln(P), -1/T)$, paramètre en teneur pondérale. La figure II.4 présente un tel diagramme relatif au couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Dans ce diagramme, les isotitres 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. [11].

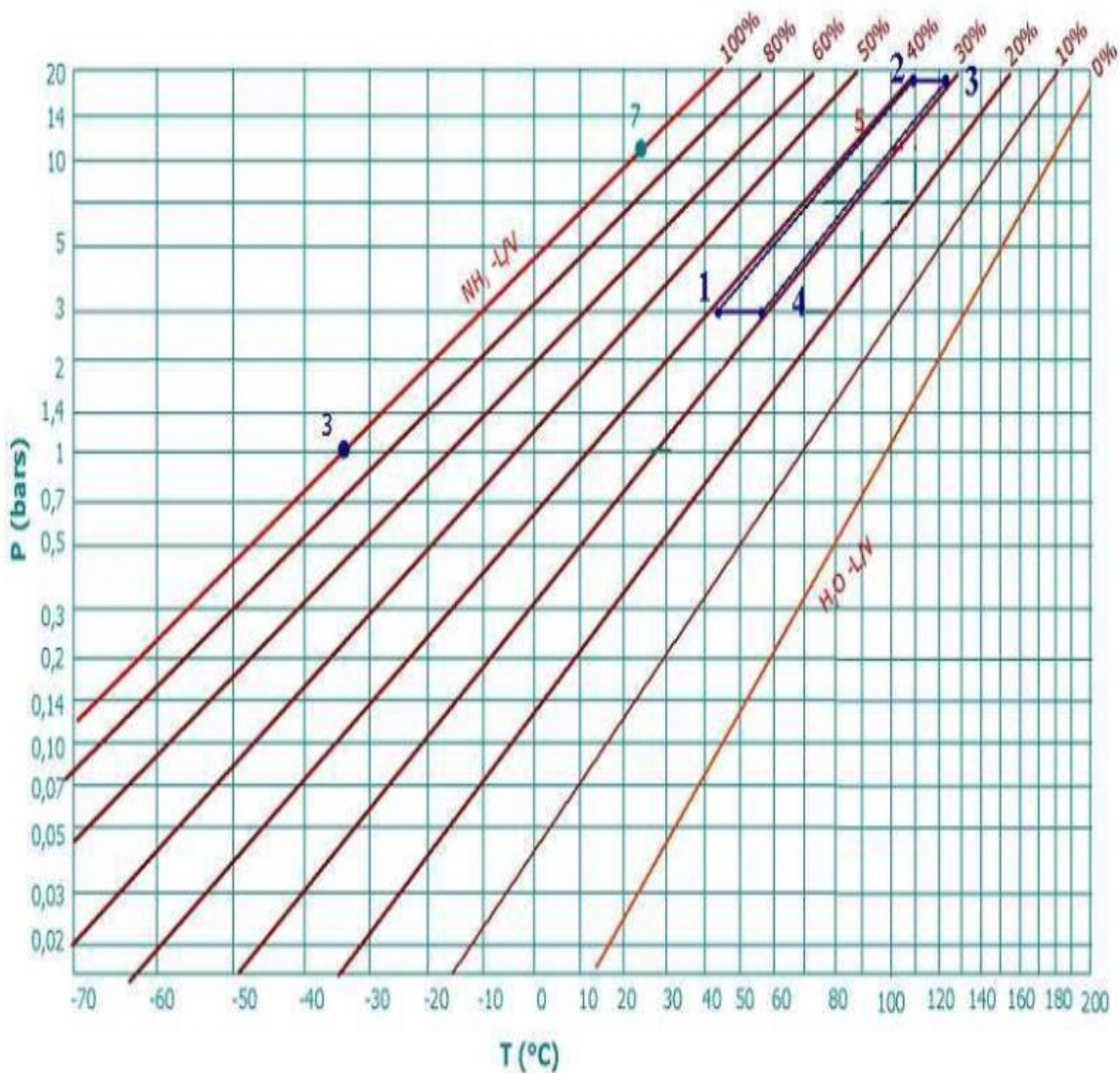


Figure II.4: Diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [13].

• Diagramme de Merkel

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 la figure II.4 représenté Diagramme de Merkel pour le couple eau-ammoniac, et bromure de lithium-eau. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies. 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 [24].

Ce diagramme indique les caractéristiques thermodynamiques d'un mélange binaire à l'équilibre : température, titre, enthalpie massique et pression et ce, quel que soit l'état de la solution liquide ou vapeur. Dans un plan isobare, les enthalpies massiques sont portées en fonction de la composition massique pour toutes les phases du couple considéré. [11]

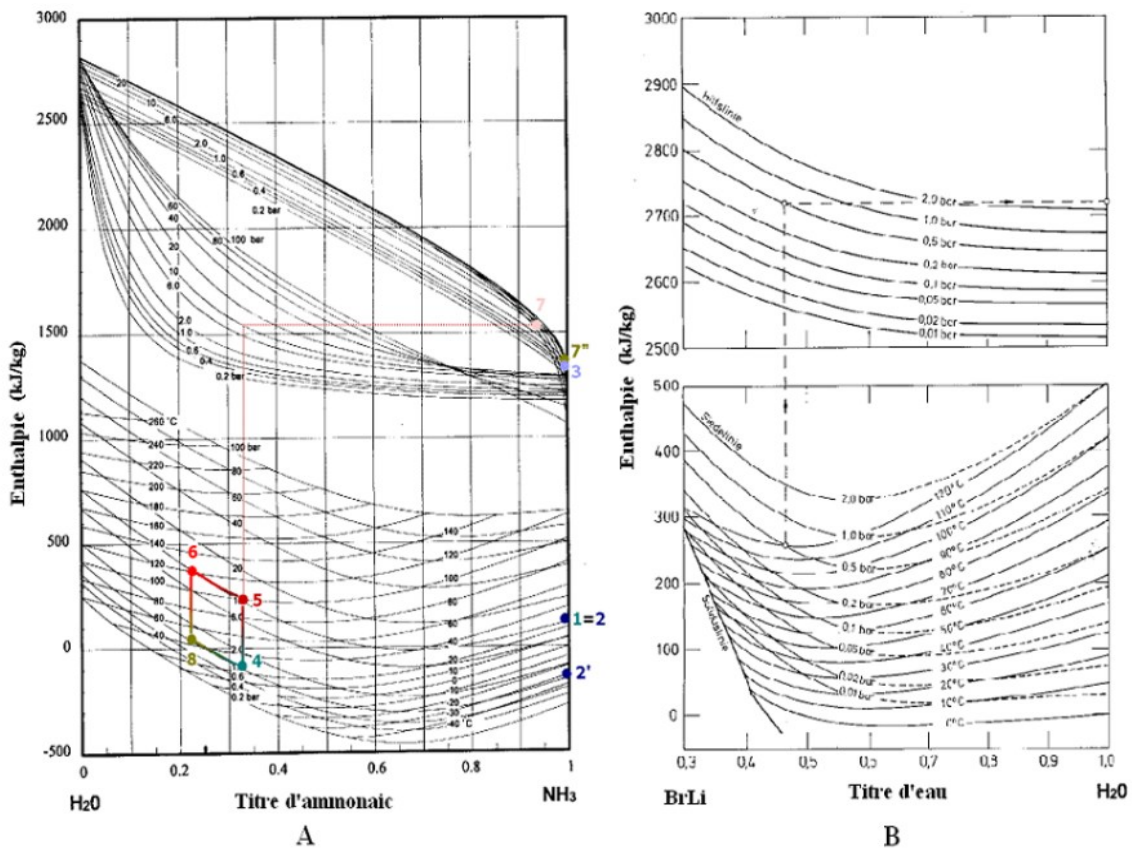


Figure II.5 : Diagramme de Merkel : A ; pour le couple eau-ammoniac, B ; bromure de lithium-eau. [11]

II.2.3 Calcul du cycle d'une pompe à chaleur à absorption.

Le calcul d'une pompe à chaleur 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. [23]

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) sur la figure II.4, on calcul 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 :

$$P_e = P_s(T_e, X=1) \quad (\text{II.7})$$

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_a de la solution riche se détermine à partir de l'équation :

$$P_e = P_s(T_a, X_a) \quad (\text{II.8})$$

Le titre X_g de la solution pauvre se calcul à partir de la température T_g de la source de chaleur du générateur et de la pression P_c dans ce dernier :

$$P_c = P_s(T_g, X_g) \quad (\text{II.9})$$

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 :

$$X_a > X_g$$

Si cette inégalité est vérifiée, on peut procéder à la détermination des titres dans chacun des appareils. Il ne reste plus à calculer à partir des bilans énergétiques que les quantités de chaleur mises en jeu dans chaque appareil et ainsi le coefficient de performance.

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 , Et par conséquent le débit massique de solution pauvre devient (FR-1).

Où :

$$FR = \frac{m_a}{m_f} \quad (II.10)$$

m_a : le débit du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur.

m_f : le débit du frigorigène quittant le générateur.

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 Il ne reste plus à calculer à partir des bilans énergétiques que les quantités de chaleur mises en jeu dans chaque appareil le coefficient de performance. [23].

II.3. Fluide de travail

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) [7].

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

Les fluides frigorigènes les plus utilisés en climatisation et en réfrigération sont ceux qui présentent des chaleurs latentes (aussi appelées enthalpies de vaporisation) élevées [3]. Le tableau II.1 présente les principales caractéristiques physico-chimiques de ces mélanges.

Couple	(LiBr /H ₂ O)	(H ₂ O /NH ₃)
Basse Pression	Inférieur à la pression atmosphérique, 5°C ~ 8,7 mbar	-30°C ~ 1,2 bar -5°C ~ 3,5 bar
Haute Pression	45°C ~ 96 mbar	45°C ~ 17,8 bar
Température/Application	Température d'évaporation >0° C Climatisation et rafraîchissement	Température d'évaporation <0° C Froid industriel et climatisation
Matériaux/ corrosion	Inhibiteur anticorrosion nécessaire	Cuivre interdit
Volume massique	Important 5°C : 147 m ³ /kg Diamètres de canalisation important	Classique 5°C : 0,34 m ³ /kg -30 °C : 0,96 m ³ /kg
Alimentation énergétique	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : oui	Gaz : oui Vapeur : Oui Solaire : non
Rectificateur	Non	Oui
Dispositif de purges (incondensables)	Oui	Non
Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	H ₂ O 5°C : 2490 kJ/kg 45°C : 2394 kJ/kg	NH ₃ -30°C: 1357 kJ/kg 5°C: 1243 kJ/kg 45°C: 1080 kJ/kg

Tableau II.1. Caractéristiques physico-chimiques des couples (LiBr /H₂O) et (H₂O/NH₃) [12].

II.3.1. Couple de (NH₃/ H₂O)

L'usage du (NH₃/ H₂O) dans les systèmes à absorption a commencé en 1859 [25].

- **Les avantage**

L'ammoniac est un excellent fluide frigorigène avec une chaleur latente de vaporisation de 1369,5 kJ/kg à son point d'ébullition (1,013 bar et -33,33°C) et qui varie entre 900 et 1500 kJ/kg pour une plage de température entre 100°C et -75°C. Le couple NH₃/H₂O présente quant à lui une température de solidification basse, que ce soit celle de l'ammoniac ou celle du mélange ammoniac/eau. Ce couple est donc utilisable pour des applications de climatisation

mais aussi de réfrigération et il n'y a pas de cristallisation possible sur les plages de fonctionnement en pression et température [3].

- **Les inconvénient**

L'écart de pression de vapeur entre l'absorbant et le fluide frigorigène est faible. Il y a donc des traces d'eau emmenées avec la vapeur d'ammoniac en sortie du générateur. Ce problème peut être résolu à l'aide d'un rectifieur ou d'une architecture adaptée comme une colonne à garnissage mais cela implique plus d'éléments dans la machine, complexifiant son architecture et pouvant réduire sa compacité. De plus le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est contraignant en raison de sa toxicité pour l'homme et de sa corrosivité sur de nombreux matériaux [3].

II.3.2. Couple de ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)

L'usage du ($\text{H}_2\text{O} / \text{LiBr}$) dans les systèmes à absorption a commencé en 1930 [26].

- **Les avantage**

Le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ présente de bonnes propriétés physiques notamment au niveau de la pression de vapeur de l'absorbant qui est assez basse par rapport à celle du fluide frigorigène. De cette manière il n'y pas de traces de bromure de lithium emmenées avec la vapeur d'eau en sortie du générateur. De plus, ce couple ne présente pas de problèmes de toxicité et garantit de bons coefficients de performance. C'est le couple qui est actuellement le plus utilisé dans les machines à absorption [3].

- **Les inconvénient**

Le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ est limité aux applications de climatisation car les propriétés physiques de l'eau ne permettent pas son évaporation en dessous de 0°C et les plages de pression de fonctionnement pour ce couple impliquent un fonctionnement à très basse pression de la Machine. Il est impossible avec ce couple de produire du froid négatif. Un autre inconvénient important du couple eau/bromure de lithium est sa cristallisation qui est possible si la quantité de bromure de lithium est trop importante par rapport à la quantité d'eau dans la solution. Il y a donc risque de solidification du mélange sur les plages de fonctionnements en pression et température [3].

Le tableau II.2 récapitule et permet de comparer les propriétés de ces deux couples.

	Ammoniac / Eau	Eau / Bromure de lithium
Point triple du fluide frigorigène	-77.75°C / 6.10 ³ Pa	0°C / 0,6.10 ³ Pa
Vapeur issue du générateur	Vapeur contenant des traces d'eau	Vapeur pure (100% eau)
Plage de température	-60°C / +20°C	+4.5°C / +20°C
Domaine d'utilisation	Climatisation / Réfrigération ; Industrie alimentaire / Industrie chimique.	Climatisation / Refroidissement d'eau pour l'industrie chimique.
Coût [€/tonne]	400	6000
Principaux avantages	Pas de phase solide ; Haute affinité fluide frigorigène - Absorbant ; Viscosité basse ; Fluide sans impact environnemental ; Bonne compacité ; Pression de fonctionnement favorable.	Vapeur pure ; Haute affinité fluide frigorigène - Absorbant ; Viscosité basse ; Fluide sans impact environnemental.
Principaux inconvénients	Toxicité et corrosivité ; Besoin de rectification.	Cristallisation possible ; Fonctionnement sous vide ; Mauvaise compacité ; Corrosivité.

Tableau II.2 : Description des propriétés physiques des deux principaux couples [3].

Conclusion :

Avec le cycle à plusieurs effets et pour obtenir de bonnes performances, le cycle a tendance à devenir très complexe (3 étages de pressions avec plusieurs générateur) , le concept des GAX est de simplifier ces cycles tout en gardant une meilleure efficacité. Nous disposons ainsi des moyens pour faire la modalisation qui fera l'objet du prochain chapitre.

Chapitre III

Modélisation thermodynamique

Cycle GAX

Introduction

Dans ce chapitre on effectue une modélisation thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la figure (III.1). Et une machine à absorption à Cycle GAX, utilisant le couple (NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la figure (III.8).

Ainsi pour faire une étude des 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 thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée (Ammoniac/Eau)

III.1. Cycle à simple effet avec échangeur de solution

Le cycle à simple effet, représenté sur la figure III.1, contient les éléments de base suivants : Un évaporateur, un condenseur, un générateur, un absorbeur et échangeur de solution.

III.1.1. Principe de fonctionnement du cycle

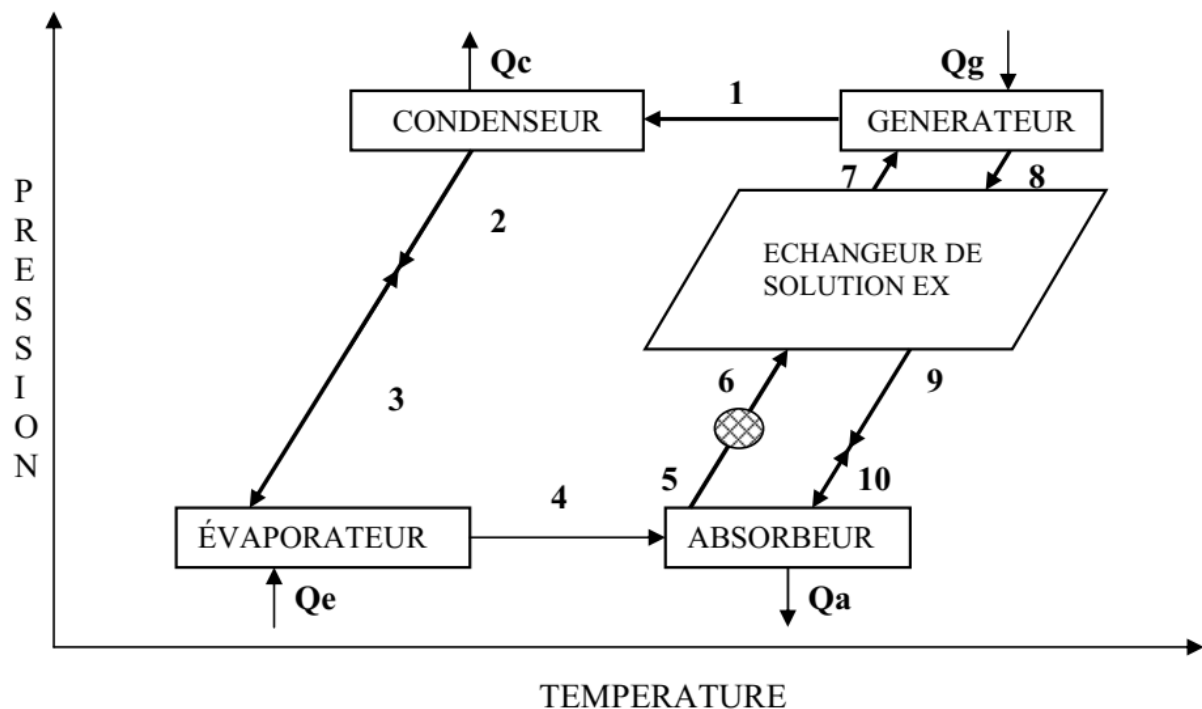


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet [1].

La vapeur basse pression du fluide frigorigène (état 4) sort de l'évaporateur, entre ensuite dans l'absorbeur ou 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 (état3) 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 [1].

III.1.2. Bilan massique et thermique

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure III.1, nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes [1] :

- Aux points 1,2, 3,4 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 mode chauffage, on s'intéresse à l'énergie calorifique cédée dans le condenseur et l'absorbeur

Donc :

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

En mode froid et climatisation, nous avons :

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

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 :

Pour le chauffage :

$$COP = \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} \quad (III.3)$$

Pour froid et climatisation :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (III.4)$$

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

Pour le chauffage :

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

Pour froid et climatisation :

$$COP_i = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (III.6)$$

La modélisation thermodynamique réalisée pour les différents cycles frigorifiques se base sur le premier principe de la thermodynamique, la forme générale des équations de conservation de l'énergie et de la masse sont telles que :

Bilan massique :

$$\sum m_i = \sum m_e \quad \text{Bilan sur le fluide} \quad (\text{III.7})$$

$$\sum m_i \cdot X_i = \sum m_e \cdot X_e \quad \text{Bilan de solution} \quad (\text{III.8})$$

Bilan énergétique :

$$\sum Q + \sum W = \sum m_e \cdot h_e - \sum m_i \cdot h_i \quad (\text{III.9})$$

III.1.2.1. Analyse du Générateur

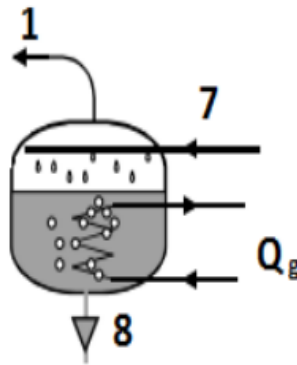


Figure III.2: Schéma du générateur ou désorbeur

Bilan massique :

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{III.10})$$

$$m_7 \cdot X_7 = m_1 + m_8 \cdot X_8 \quad (\text{III.11})$$

Bilan énergétique :

$$Q_g = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 \quad (\text{III.12})$$

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.

m_1 : Débit du réfrigérant

m_7 : Débit massique de solution riche

m_8 : Débit massique la solution pauvre

III.1.2.2. Analyse du Condenseur

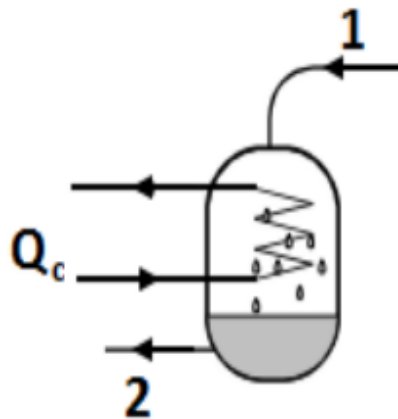


Figure III.3: Schéma du condenseur

Bilan massique :

$$m_1 = m_2 \quad (\text{III.13})$$

Bilan énergétique :

$$\begin{aligned} Q_{cond} &= m_1 \cdot h_1 - m_2 \cdot h_2 \\ &= m_1(h_1 - h_2) \end{aligned} \quad (\text{III.14})$$

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.

m_2 : Débit du réfrigérant

III.1.2.3. Analyse de l'Évaporateur

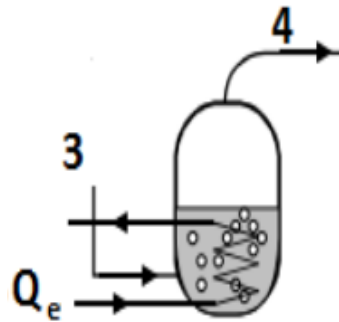


Figure III.4: Schéma de l'évaporateur

Bilan massique :

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 \quad (\text{III.15})$$

Bilan énergétique :

$$\begin{aligned} Q_{evap} &= m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \\ &= m_1 (h_4 - h_3) \end{aligned} \quad (\text{III.16})$$

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

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

m_3, m_4 : Débit du réfrigérant

III.1.2.4. Analyse de l'Absorbeur

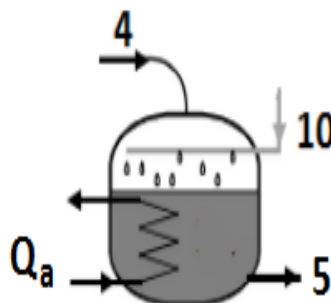


Figure III.5 : Schéma de l'absorbeur

Bilan massique :

$$m_4 + m_{10} = m_5 \quad (\text{III.17})$$

$$m_4 + m_{10} \cdot X_{10} = m_5 \cdot X_5 \quad (\text{III.18})$$

Bilan énergétique :

$$Q_a = m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5 \quad (\text{III.19})$$

h_5 : enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur T_a et à la pression de l'évaporateur et à la fraction riche.

h_{10} : enthalpie du liquide de la solution à la température T_{10} à la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre.

m_5 : Débit massique de solution riche

m_{10} : Débit massique la solution pauvre

III.1.2.5. Pompe de solution

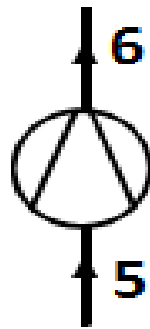


Figure III.6: Schéma de la pompe de solution

Bilan massique :

$$m_5 = m_6 \quad (\text{III.20})$$

Bilan énergétique :

$$h_6 = h_5 + (P_6 - P_5) \cdot V_6 \quad (\text{III.21})$$

$$W_p = (P_6 - P_5) \cdot V_6 \quad (\text{III.22})$$

m_6 : Débit de solution riche

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 .

P_5 : Pression d'entrée de pompe

P_6 : Pression de sortie de pompe

III.1.2.6. Echangeur de solution

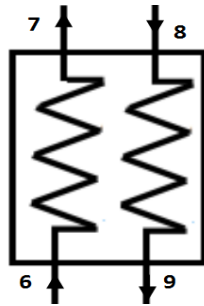


Figure III.7 : Schéma de l'échangeur de chaleur

Bilan massique :

$$m_7 = m_6 \quad (\text{III.23})$$

$$m_8 = m_9 \quad (\text{III.24})$$

Bilan énergétique :

$$T_9 = E_x \cdot T_6 + (1 - E_x) \cdot T_8 \quad (\text{III.25})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6} \cdot (h_8 - h_9) \quad (\text{III.26})$$

h_9 : Enthalpie de la solution pauvre à la température T_9

E_x L'efficacité de l'échangeur de chaleur. Ou $E_x = \frac{T_9 - T_8}{T_6 - T_8}$

III.1.3. 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

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{III.27})$$

$$m_7 \cdot X_7 = m_8 \cdot X_8 + m_1 \quad (\text{III.28})$$

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

$$m_7 = m_1 \cdot \frac{1-X_8}{X_7-X_8} \quad (\text{III.29})$$

De même pour :

$$m_8 = m_1 \cdot \frac{1-X_7}{X_7-X_8} \quad (\text{III.30})$$

III.1.4. Débit spécifique de solution (Le taux de circulation FR)

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 [1], s'écrit :

$$FR = \frac{m_7}{m_1} = \frac{1-X_8}{X_7-X_8} \quad (\text{III.31})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_1(h_4-h_3)}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \quad (\text{III.32}) \\ &= \frac{(h_4-h_3)}{h_1 + (FR-1) \cdot h_3 - (FR) \cdot h_7} \end{aligned}$$

- Pour le chauffage

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_c + Q_a}{Q_g} = \frac{m_1(h_1-h_2) + m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} \quad (\text{III.33}) \\ &= \frac{(h_1-h_2) + (FR-1) \cdot h_{10} - (FR) \cdot h_5 + h_4}{h_1 + (FR-1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7} \end{aligned}$$

III.2. Cycle GAX

La figure III.2 montre le schéma de fonctionnement du cycle GAX choisi pour notre modélisation.

III.2.1. Description du fonctionnement du cycle

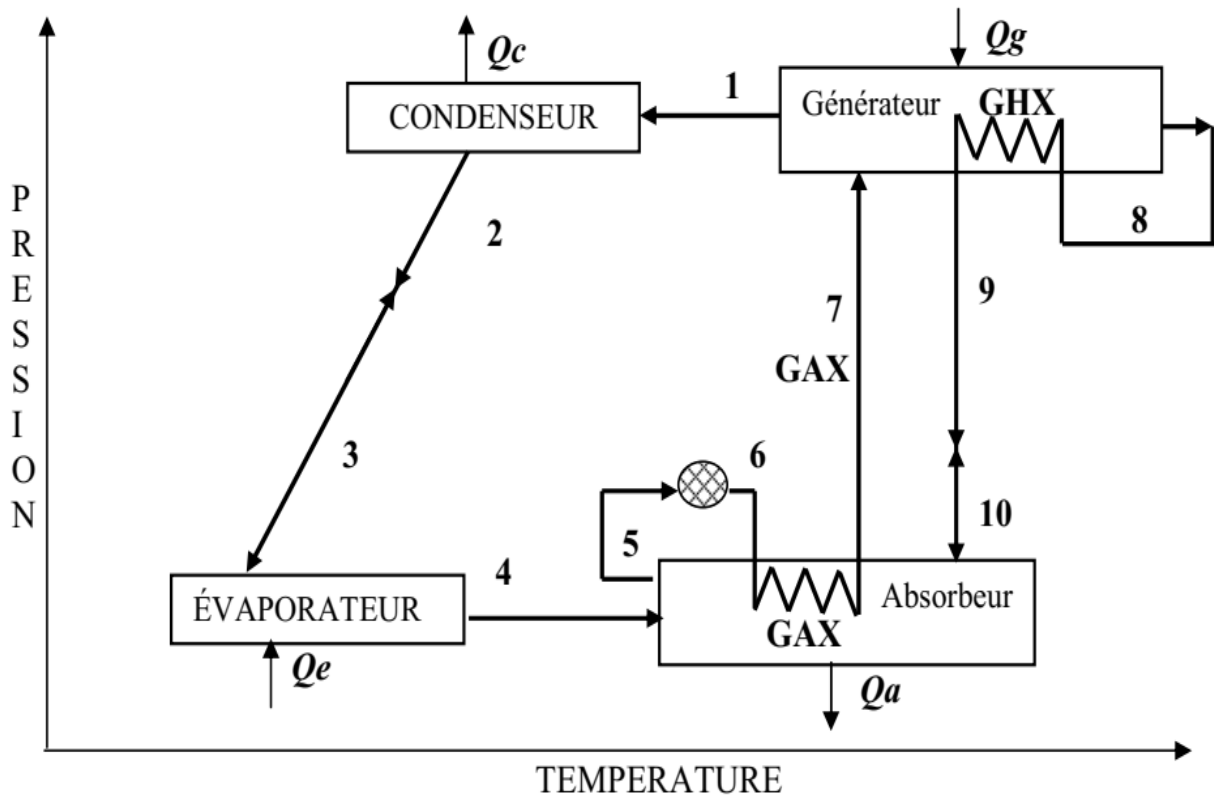


Figure III.8 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption GAX [1].

D'après le schéma de la figure III.8, la vapeur du fluide frigorigène sort du générateur à l'état saturé à la haute pression du système à l'état 1. Elle est refroidie et liquéfiée dans le condenseur du quel elle sort sous forme de liquide saturé à l'état 2, elle traverse ensuite le détendeur, donnant un mélange refroidi biphasé (état 3). Le fluide frigorigène liquide entre dans l'évaporateur où il reçoit de la chaleur, qui le converti en vapeur (état 4), produisant l'effet frigorifique. Cette vapeur relativement froide entre alors dans la partie inférieure de l'absorbeur, où elle est condensée et absorbée au moyen de la solution pauvre venant du générateur (état 10).

La solution riche X_{ab} , quitte la partie basse de l'absorbeur (état 5) et après le passage Par la pompe de solution sort à haute pression à l'état 6, ensuite sera introduite de nouveau dans l'absorbeur dans la section centrale où elle reçoit la chaleur de la colonne (GAX), et atteint son point de saturation. Le mélange biphasé, à haute pression, rejoint le générateur (état 7), dans lequel on fournit la chaleur de désorption pour finir l'extraction du frigorigène de la solution.

La solution pauvre chaude X_{ge} quitte la partie inférieure du générateur (état 8), et sera ensuite introduite de nouveau dans la section (GHX) du générateur et sort à l'état 9. La vapeur frigorigène sort alors du générateur, se dirige vers le condenseur. De cette façon l'opération du cycle est accomplie.

III.2.2. Calcul de coefficient de performance COP_{GAX}

En utilisant les mêmes hypothèses pour le cycle à simple effet (paragraphe précédent), Le bilan massique et enthalpique du condenseur et évaporateur reste le même. La seule différence se trouve du côté absorbeur-générateur (GAX) ou une partie de la chaleur d'absorption Q_{GAX} est récupérée. D'une autre part, la chaleur dégagée par la solution pauvre Q_{GHX} est utilisée au niveau du générateur pour contribuer à la désorption.

$$Q_a = m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5 - Q_{GAX} \quad (\text{III.34})$$

La chaleur transférée de l'absorbeur vers le générateur (section GAX) est :

$$Q_{GAX} = m_6 \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{III.35})$$

$$Q_g = m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 - Q_{GHX} \quad (\text{III.36})$$

La chaleur ajoutée par la solution dans la section GHX du générateur est :

$$Q_{GHX} = m_8(h_8 - h_9) \quad (\text{III.37})$$

Dans ces conditions le coefficient de performance s'écrit :

En mode climatisation :

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_{eva}}{Q_{gen}} = \frac{m_1(h_4 - h_3)}{m_1.h_1 + m_8.h_9 - m_7.h_7} & (III.38) \\ &= \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1).h_9 - (FR).h_7} \end{aligned}$$

En mode chauffage :

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_{con} + Q_{abs}}{Q_{gen}} = \frac{m_1(h_1 - h_2) + m_4.h_4 + m_{10}.h_{10} - m_6.h_7}{m_1.h_1 + m_8.h_9 - m_7.h_7} & (III.39) \\ &= \frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1).h_{10} - (FR).h_7 + h_4}{h_1 + (FR - 1).h_9 - (FR).h_7} \end{aligned}$$

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 thermodynamiques du couple NH₃-H₂O

Les équations ci-dessus sont [1]

III.3.1. Propriétés du frigorigène NH₃

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène NH₃ en fonction de la température T (°C) est calculée d'après l'équation :

$$p(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad III.40$$

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

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (III.41)$$

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (III.42)$$

Les coefficients a_i , b_i , c_i , sont donnés dans le tableau suivant :

i	a_i équation II.18	b_i équation II.19	c_i équation II.20
0	$4.2871 \cdot 10^{-1}$	$1.9879 \cdot 10^2$	$1.4633 \cdot 10^3$
1	$1.6001 \cdot 10^{-2}$	$4.4644 \cdot 10^0$	$1.2839 \cdot 10^0$
2	$2.3652 \cdot 10^{-4}$	$6.2790 \cdot 10^{-3}$	$-1.1501 \cdot 10^{-2}$
3	$1.6132 \cdot 10^{-6}$	$1.4591 \cdot 10^{-4}$	$-2.1523 \cdot 10^{-4}$
4	$2.4303 \cdot 10^{-9}$	$-1.5262 \cdot 10^{-6}$	$1.9055 \cdot 10^{-6}$
5	$-1.2494 \cdot 10^{-11}$	$-1.8069 \cdot 10^{-8}$	$2.5608 \cdot 10^{-8}$
6	$1.2741 \cdot 10^{-13}$	$1.9054 \cdot 10^{-10}$	$-2.5964 \cdot 10^{-10}$

Tableau III.1 : Coefficient des équations (III.40 –III.41- III.42).

III.3.2. Propriétés du mélange NH₃/H₂O

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par [1] :

$$\log P = A - \frac{B}{T} \quad (\text{III.43})$$

Avec :

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3 \quad (\text{III.43.a})$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad (\text{III.43.b})$$

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par [1] (avec les coefficients donnés dans le tableau III .2) :

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.15} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (\text{III.44})$$

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

$$\bar{X} = \frac{18.015X}{18.015 + 17.03(1 - X)} \quad (\text{III.44a})$$

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	$3.50716.10^0$

Tableau III.2 Coefficient de l'équation (III.44)

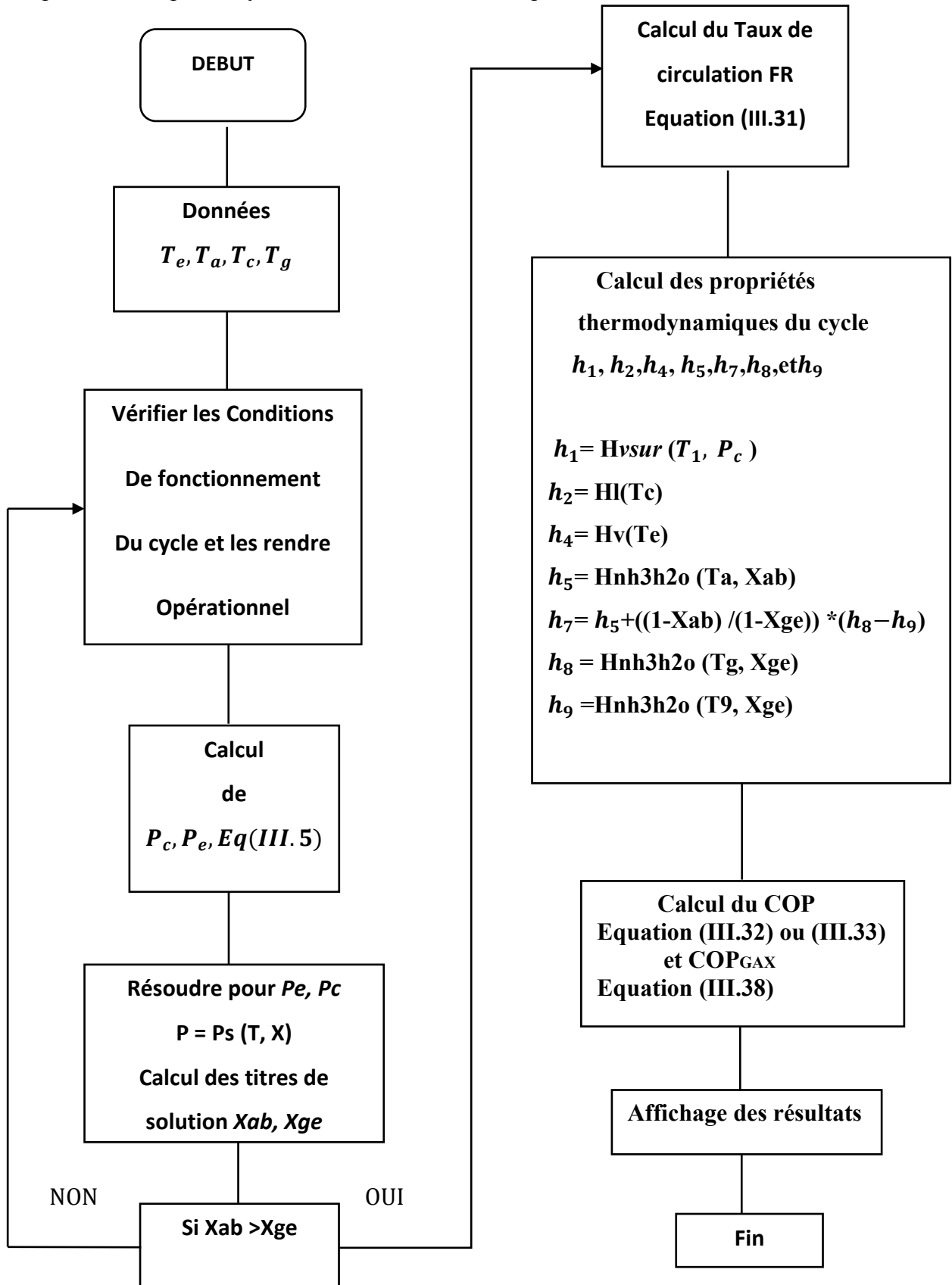
III.4. Algorithme et Organigrammes

Pour comparer les performances de l'ammoniac-eau et eau- bromure de lithium du cycle à simple effet (figure III.1) et du cycle GAX (figure III.8), 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 de fluides.

Les propriétés thermodynamiques des états 1, 2, 3 et 4 sont déterminés par les équations de NH₃ et H₂O pure équations (III .40 a III.42) et les autres propriétés, c'est-à-dire des états 5, 7, 8 et 10, peuvent être calculés sur la base des équations (III.43 a III.44).

- Organigramme du programme principal

On prend l'exemple du cycle fonctionnant avec le couple NH₃/H₂O.



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 et le cycle GAX 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 thermodynamiques du fluide utilisé. Les résultats de calculs feront l'objet du prochain chapitre.

Chapitre IV

Validation et discussion des

Résultats

Introduction

Cette partie comporte trois étapes :

- Dans la première étape, nous avons essayé de valider les résultats obtenus, à l'aide du modèle élaboré dans ce travail, en les comparant à ceux obtenus par d'autres auteurs.

- *R. Best* [1] pour le NH₃/H₂O.

- Dans la deuxième partie, une analyse des performances en fonction des températures du générateur, condenseur et évaporateur (T_g , T_c , T_e) Respectivement. Pour le couple NH₃/H₂O. Prenant comme configuration une pompe à chaleur à simple effet avec échangeur de solution.

- Enfin, la troisième étape regroupe les résultats des comparaisons des performances d'une PAC à simple effet à une configuration GAX.

IV.1. Validation des résultats

Afin de valider notre modèle, les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature. Cette comparaison concerne une PAC à simple effet avec échangeur de solution utilisant le couple NH₃/H₂O.

Pour effectuer cette comparaison, nous avons opté pour la représentation de la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur (voir figures IV.1).

Alors que sur la figure IV.1, ce sont les résultats obtenus pour une PAC utilisant le couple NH₃/H₂O qui ont été comparés aux résultats obtenus par *R. Best* [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 NH₃/H₂O

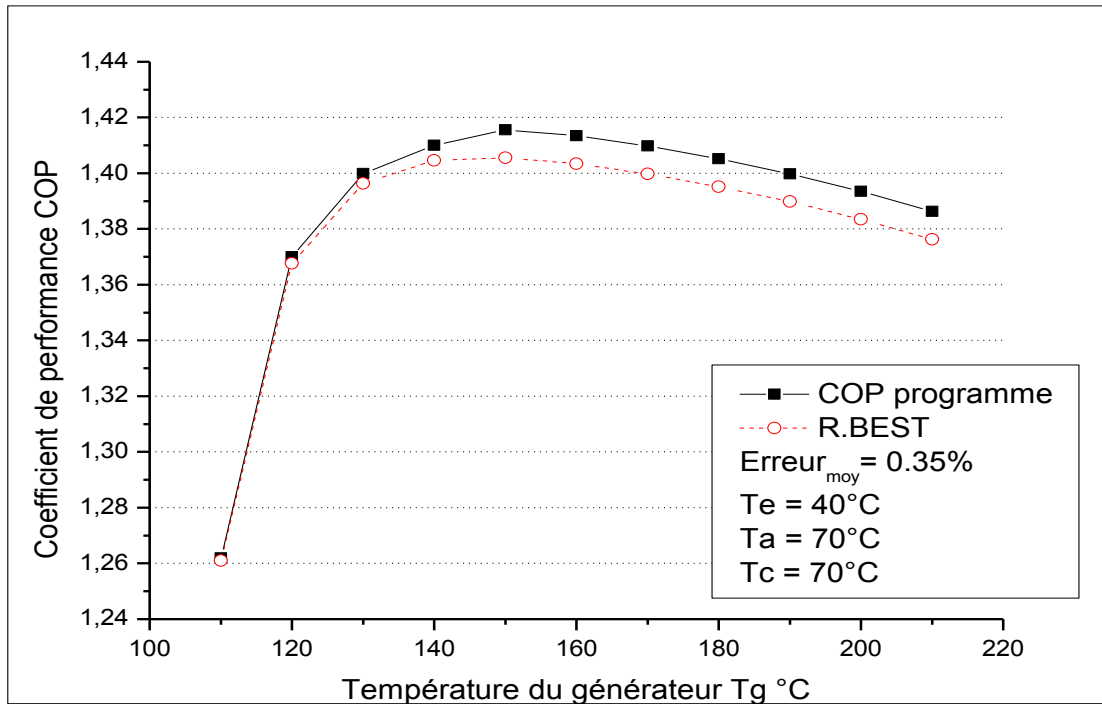


Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance COP avec les données de *R. Best* Pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

On peut voir comme montre la figure IV.1 que Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de *R. Best* [1] pour le couple ammoniac-eau. Les différences, qui restent toutefois négligeables (erreur moyenne inférieur à 2 %) sont dues aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés.

IV.2. Analyse paramétrique du comportement d'une pompe à chaleur à absorption utilisant le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

IV.2.1. Variation du COP en fonction de T_g

La figure IV.2 montrent la variation du coefficient de performance simple effet COP en fonction de la température du générateur T_g , pour des températures d'absorbeur égales à 70 °C, 80 °C et 90 °C. et la fixation les températures de l'évaporateur T_e et condenseur T_c .

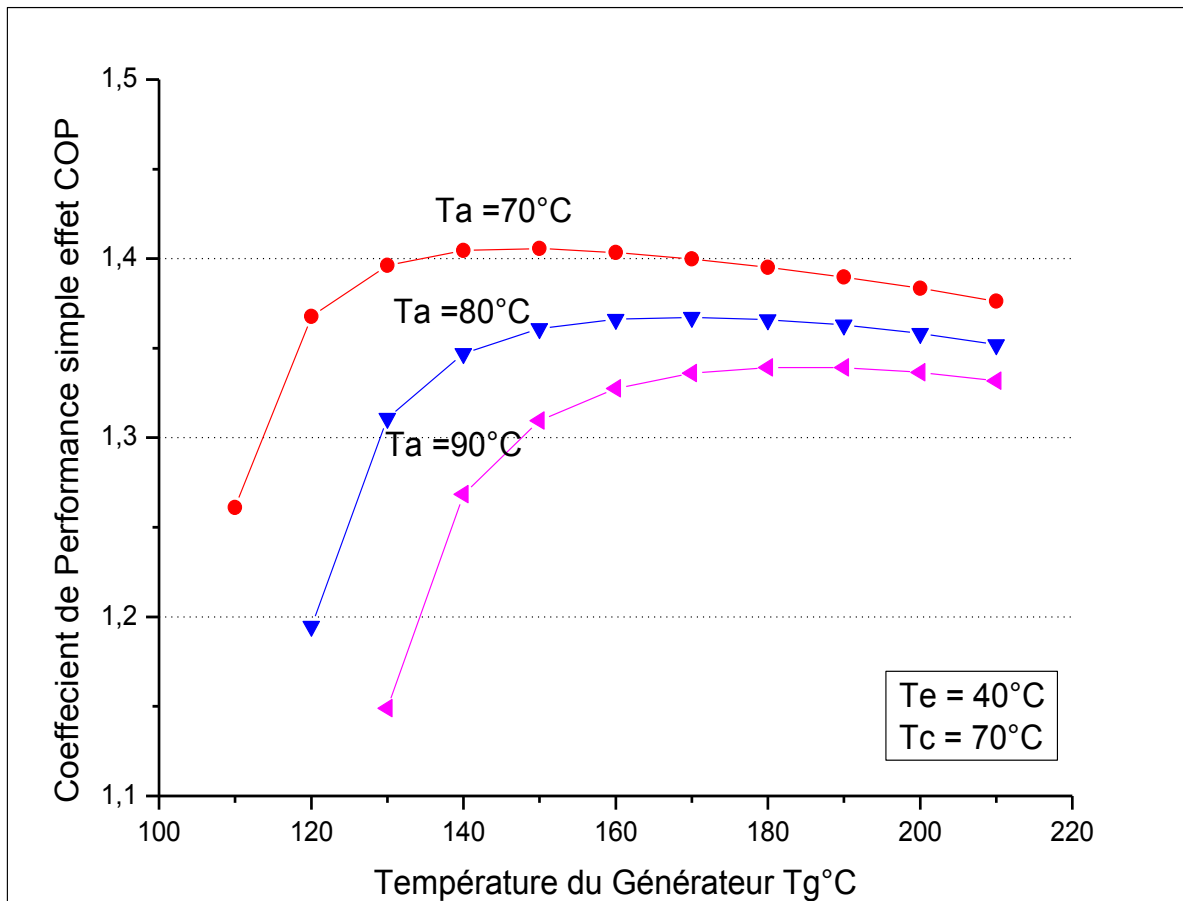


Figure IV.2. : Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

On remarque que le coefficient de performance calculé COP croît avec la température T_g jusqu'à atteindre une valeur maximale ensuite il diminue et reste presque constant aux températures T_g plus élevées. Ceci signifie qu'à partir d'une certaine valeur de $T_{g\max}$, cette dernière n'a pas d'influence sur le COP.

Les valeurs du coefficient de performance COP sont plus grandes pour les faibles températures d'absorption.

IV.2.2. Variation du COP en fonction de T_c

La figure IV.3 montrent la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c , pour trois températures d'absorption Différentes 50 °C, 60 °C et 70 °C. et la fixation les températures de générateur T_g et évaporateur T_e .

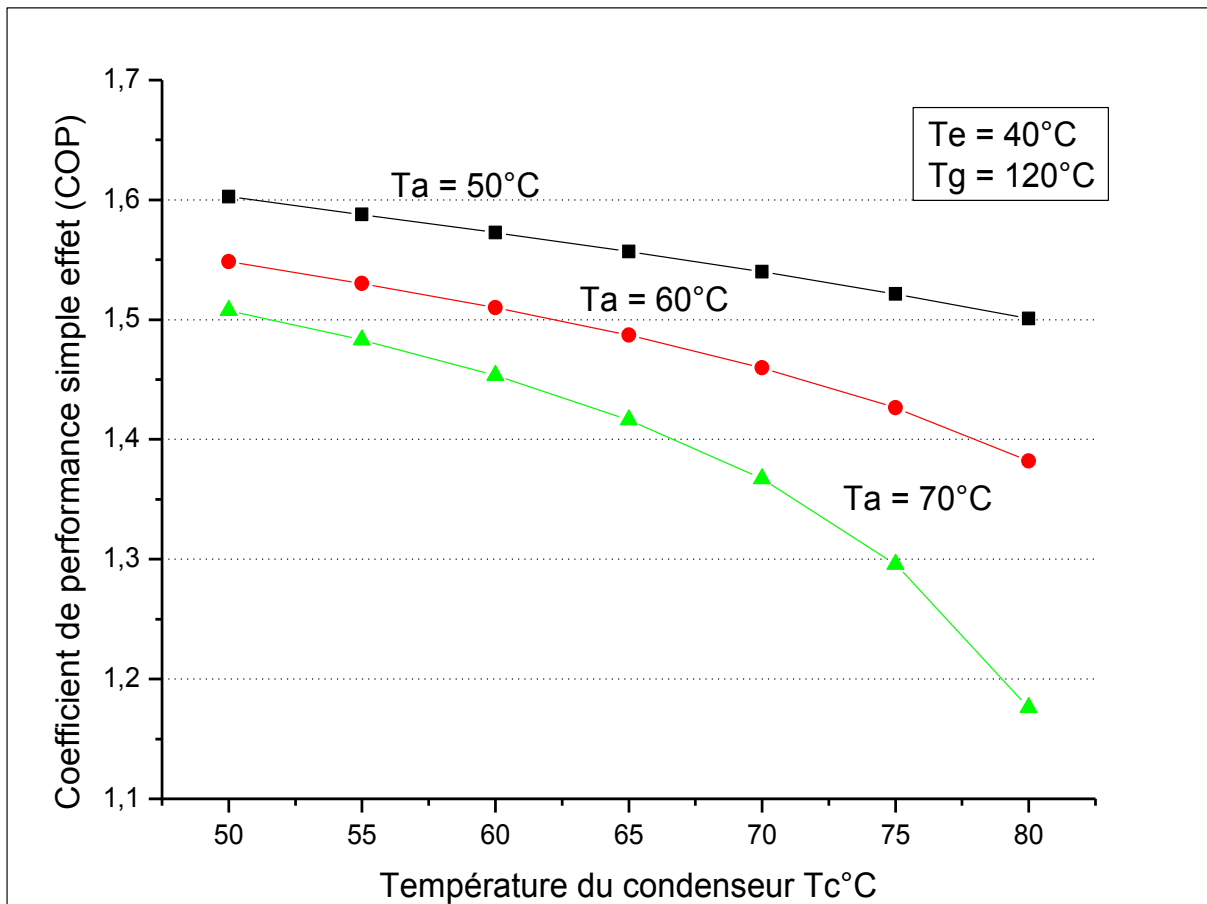


Figure IV.3 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

On constate que le taux de diminution du coefficient de performance COP est plus grand pour les températures de condensation élevées.

En plus, la diminution du COP devient plus importante pour des températures d'absorption élevées.

IV.2.3. Variation du COP en fonction de T_e

La figure IV.4. Montrent la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e , pour trois températures d'absorption différentes 70°C 80°C et 90°C . et la fixation les températures de générateur T_g et condenseur T_c .

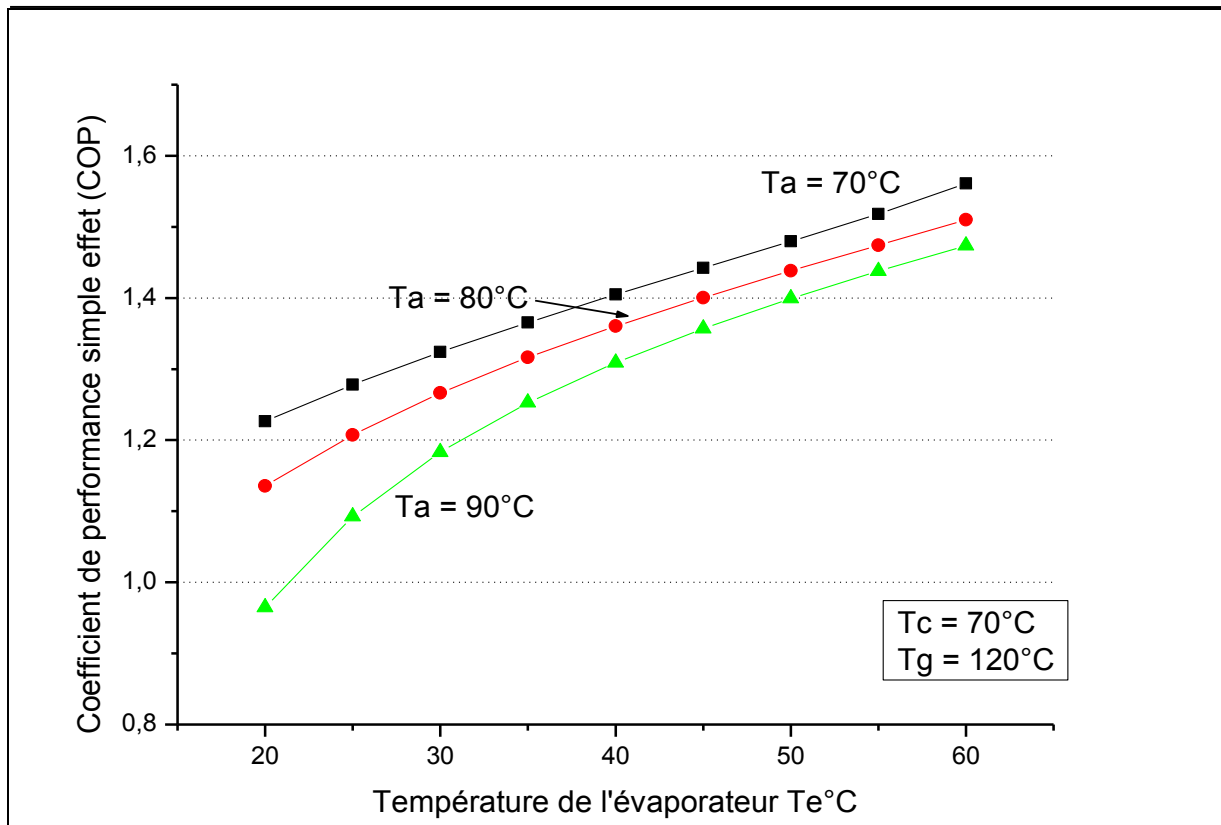


Figure IV.4 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Comme montré sur la figure IV.4 le coefficient de performance calculé COP croît avec l'augmentation de la température de l'évaporateur T_e .

Les valeurs du coefficient de performance COP sont plus grandes pour les faibles températures d'absorption.

IV.3. Comparaison de performance du cycle à simple effet et du cycle GAX

Dans ce qui suit, nous comparons les performances du cycle à simple effet et du cycle GAX fonctionnant avec le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. En se basant sur le coefficient de performance des deux configurations.

IV.3.1. COP et COP_{gax} en fonction de la température du générateur T_g

La figure IV.5 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} , Fonctionnant avec le couple NH_3/H_2O , pour $T_e = 5^\circ C$, T_c et $T_a = 25^\circ C$.

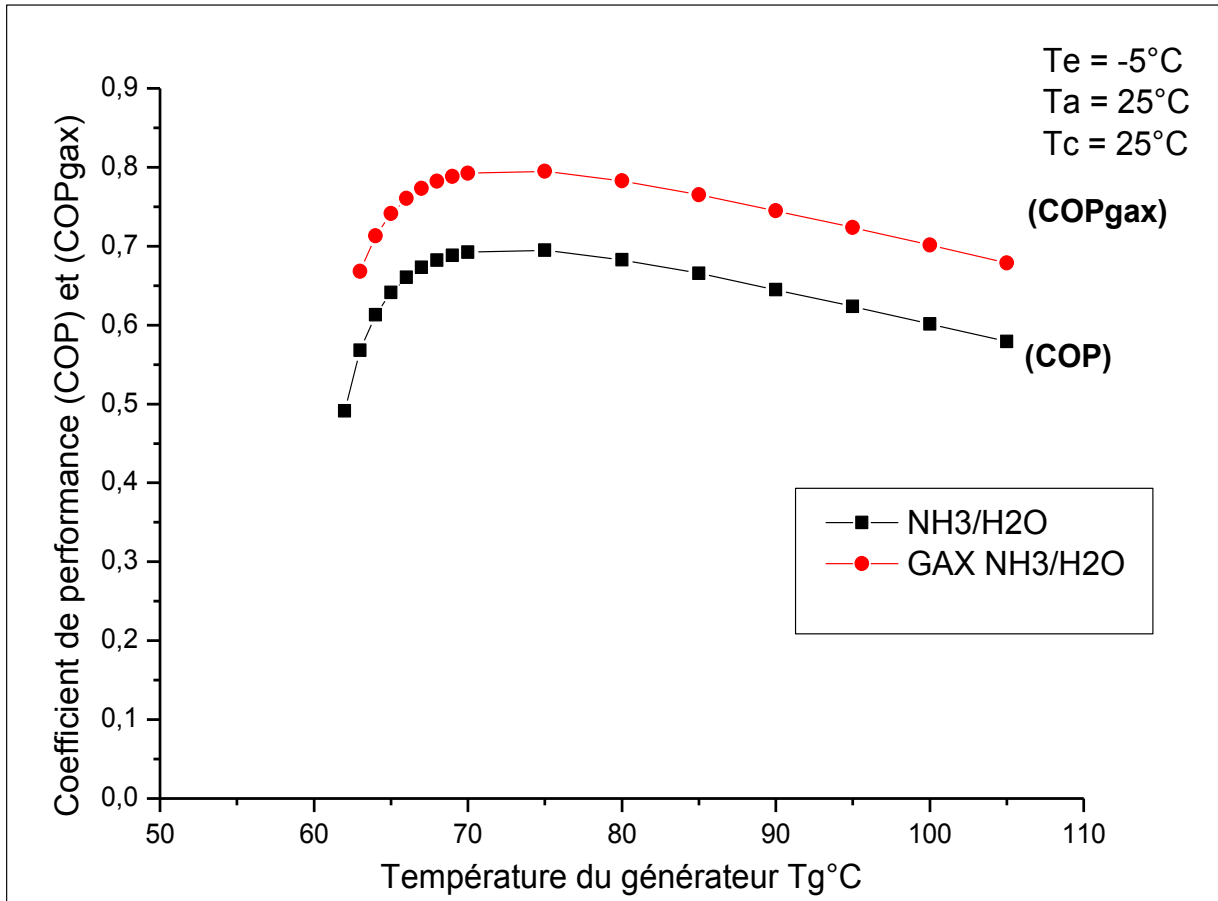


Figure IV.5 : Coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax}

On remarque que les valeurs du COP_{gax} sont nettement supérieures à celles obtenues pour le cycle à simple effet. Les valeurs du COP_{gax} ont presque la même allure dans la plage des températures comprise entre $T_g = 60^\circ C$ et $100^\circ C$.

Le tableau suivant montre le gain obtenu grâce au cycle GAX environ 17 %, selon les conditions du fonctionnement du cycle.

Couple	NH ₃ /H ₂ O
COP _{gax}	0,7736
COP	0,6415
Gain %	17,07

Tableau IV.1 : Comparaison du COP_{gax} et COP pour $T_e = -5^\circ\text{C}$, $T_a = 25^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$ et $T_g = 65^\circ\text{C}$

IV.3.2. COP et COP_{gax} en fonction de la température du condenseur T_c

La figure IV.6 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX COP_{gax}, fonctionnant avec NH₃/H₂O.

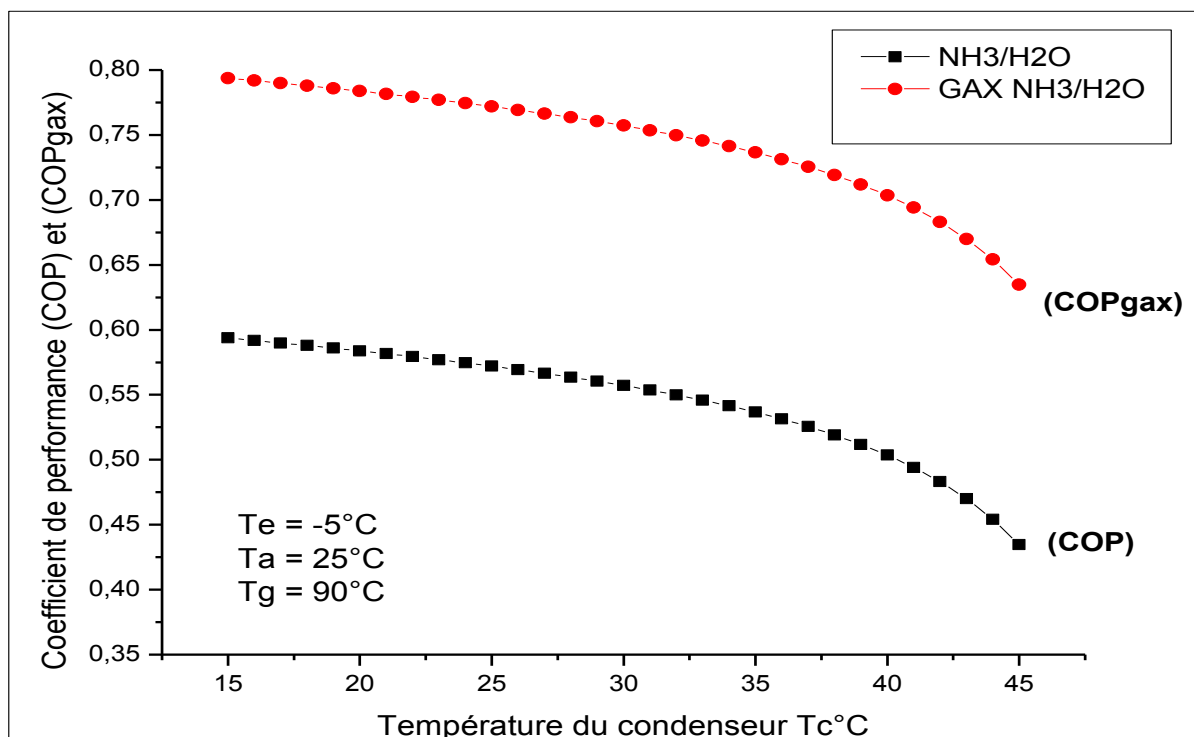


Figure IV.6 : Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T_c pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax}

Comme indiqué sur la figure IV.6, Les valeurs du coefficient de performance diminuent avec l'augmentation de la température condenseur T_c , cette diminution est plus sensible pour le cycle à simple effet.

Et les valeurs du COP_{gax} restent toujours supérieures à celles obtenues pour le cycle à simple effet, le gain obtenu est d'environ 20 %.

IV.3.3. COP et COP_{gax} en fonction de la température de l'évaporateur T_e

La figure IV.7 montre la comparaison du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} , fonctionnant avec NH_3/H_2O .

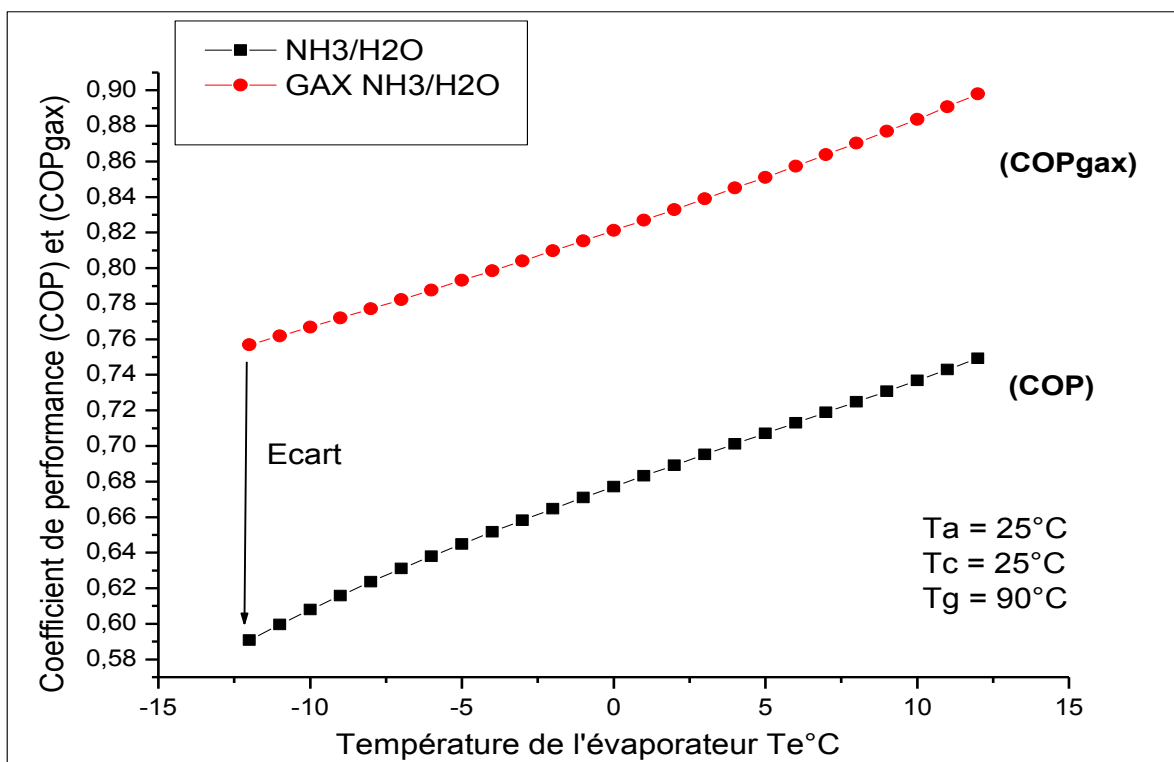


Figure IV.7 : Coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le cycle à simple effet COP, et pour le cycle GAX, COP_{gax} .

Les mêmes remarques sont valables dans ce cas également cependant les deux courbes sont presque parallèles et montrent l'écart le plus important entre la valeur du COP pour le cycle à simple effet et COP_{gax} pour le cycle GAX, cela est dû à la quantité d'énergie importante récupérée au niveau de l'absorbeur due à la grande chaleur latente du NH_3 .

Conclusion générale

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet et une GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) ; Ainsi, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption simple effet et nous avons examiné l'effet de l'utilisation d'une nouvelle configuration à savoir le cycle GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) sur les performances de la machine à absorption.

Ainsi pour faire une étude des 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 thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée (Ammoniac/Eau)

En ce qui concerne l'effet des différentes températures du cycle sur le COP est comme suit :

- Le coefficient de performance croît avec l'augmentation de la température du générateur, et il y'a une valeur T_{gmax} pour laquelle le COP atteint son maximum donc il est plus pratique de faire travailler le cycle à cette valeur et de ne pas aller au delà de celle-ci.
- L'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur.
- Pour un meilleur fonctionnement du cycle il est judicieux si possible de choisir des températures de condensation et d'évaporation de tel sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire $(T_c - T_e)$; soit le plus réduit.

Ce travail nous a permis également de confirmer que les performances d'une machine à absorption fonctionnant suivant un cycle type GAX sont meilleures que celles d'un cycle à simple effet (augmentation du COP d'environ 22%).

Notons également que la variation du COP_{gax} n'est pas tellement sensible à l'augmentation de la température du générateur donc il est possible de faire fonctionner le cycle avec des température assez faible tout en obtenant le même COP.

Références bibliographiques

- [1] Lakroune Abdelghani, "nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur" thèse de magister, université de Constantine 2008.
- [2] Marwan Chamoun, " Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température", thèse de doctorat, l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon 2012.
- [3] Delphine TRICHÉ, " Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau", thèse de doctorat, université Grenoble Alpes 2016.
- [4] Guerbouz Younes, Zine Soufiane, " étude d'un cycle de réfrigération tritherme à Absorption ", mémoire de master, université de Ouargla 2017.
- [5] ouassila larkeche, "modélisation d'une machine frigorifique à absorption :application des équilibres de phase", thèse de doctorat, université de Mentouri Constantine 2012.
- [6] Chougui Mohamed Lamine, " Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H₂O) a usage de froide. Cas de l'unité de production de détergent Henkel ", thèse de magister, université de Constantine 2010.
- [7] BOUKREDIME SARRA, " Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection", thèse de master, Université Badji Mokhtar Annaba 2016.
- [8] Castaing-Lasvignottes, J. "Aspects thermodynamiques et technicoéconomiques des systèmes à absorption liquide." CNAM, Institut Français du froid industriel 51 (2001).
- [9] M. Stanislas N. B. BROU, " Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des énergies renouvelables pour le bâtiment", thèse de doctorat, Université Paris-Saclay 2015.
- [10] ERREGUERAGUI, Zineb, AHMED, A. L., BOUTAMMACHE, Noureddine, et al. Modélisation et optimisation de cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr.
- [11] Hadj Imad et BENSIDHOUM Abdelkader, " Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption", thèse de master UNIVERSITE Aboubakar BELKAID TLEMCEN 2013

- [12] Tossa K. Alain, " Optimisation exergo-economique d'une machine frigorifique simple effet à absorption fonctionnant au couple (H₂O/NH₃) à l'aide des algorithmes génétiques", thèse de master, Université d'abomey-calavi 2016
- [13] Belkessam Hafid, " contribution à la valorisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d'air", thèse de magister, université de Tlemcen 2014
- [14] Srikihirin, Pongsid, Satha Aphornratana, and Supachart Chungpaibulpatana. "A review of absorption refrigeration technologies." *Renewable and sustainable energy reviews* 5.4 (2001): 343-372.
- [15] Staicovici MD. Polybranched regenerative GAX cooling cycles. *Int J Refrig* 1995;18(5):318–29.
- [16] Grossman G, Devault RC, Creswick F. Simulation and performance analysis of an ammonia-water absorption heat pump based on the generator-absorber heat exchanger (GAX) cycle. *ASHRAE Trans* 1995;101:1313–23.
- [17] Hanna WT, Wilkinson WH, Saunders JH, Phillips DB. Pinch-point analysis: an aid to understanding the GAX absorption cycle. *ASHRAE Trans* 1995;101:1189–98.
- [18] Potnis SV, Gomezplata A, Papar RA, Annand G, Erickson DC. Gax component simulation and validation, *ASHRAE Trans*, 1997;103.
- [19] Kang YT, Chen W, Christensen RN. Development of design model for a rectifier in GAX absorption heat pump systems. *ASHRAE Trans* 1996; 102:963–72.
- [20] Priedeman DK, Christensen RN. GAX absorption cycle design process. *ASHRAE Trans* 1999;105(1):769–79
- [21] Herold KE, He X, Erickson DC, Rane MV. The branched GAX absorption heat pump cycle. Tokyo: Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, September 30±October 2, 1991. p. 127±32.
- [22] Rane MV, Erickson DC. Advanced absorption cycle: vapour exchanger GAX, New Orleans: pro-ceedings of the International absorption heat pump conference. ASME AES. Vol. 31 19±21 January, 1994. p. 25±32.

[23] Zaltash A, Grossman G. Simulation and performance analysis of basic GAX and advanced GAX cycles with ammonia/water and ammonia/water/lithium bromide absorption fluids. 17-20 September, Absorption 96;II:445-52.

[24]https://www.memoireonline.com/05/08/1143/m_simulation-cycles-machines-frigorifiques-a-absorption4.html

[25] CHERCHEL Abdallah, BELLALI Mohamed Islam, " Etude d'une Machine Frigorifique Pour la Production de Cube de Glace", thèse de master, Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana 2017.

[26] Amziane Mohamed Amziane, " étude comparative entre les systèmes de climatisations Classiques et solaires application à la climatisation d'un immeuble", thèse de magister, université de Tlemcen 2014.

[27] R. Best, R.J. Romero, W. Rivera, Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with an aqueous ternary hydroxide Solar Energy Materials & Solar Cells 63 (2000) 387-399

Résumé.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à l'amélioration de l'utilisation des machines à absorption. Sur ce plan nous avons sélectionné pour notre étude une machine à simple effet et une GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) ; Ainsi, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption simple effet et nous avons examiné l'effet de l'utilisation d'une nouvelle configuration à savoir le cycle GAX (Generator/Absorber/heat eXchanger) sur les performances de la machine à absorption.

Pour faire l'étude des 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 thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée (Ammoniac/Eau)

Les résultats permettent d'aboutir à la conclusion que Le cycle GAX permet d'avoir des coefficients de performance nettement plus grand qu'un cycle à simple effet ; il présente un gain d'environ 22 % suivant les conditions de fonctionnement du cycle.

Mots clés : pompe à chaleur à Absorption, cycle GAX (Generator – absorber heat exchanger) coefficient de performance COP, cycle simple effet, couple (Ammoniac/Eau) NH₃ /H₂O

المخلص.

في هذا العمل ، كنا مهتمين بتحسين استخدام آلات الامتصاص. في هذا الصدد ، اخترنا لدراستنا آلة ذات تأثير وحيد و GAX (مولد / ممتص / مبادل حراري) ؛ وبالتالي ، درسنا الدورة الأساسية لآلة الامتصاص أحادية التأثير وفحصنا تأثير استخدام تكوين جديد هو دورة GAX على أداء آلة امتصاص.

لدراسة أداء هذه الدورة ، تم تطوير برنامج FORTRAN ، والذي يعتمد على معادلات توازن الكتلة والطاقة والخصائص الديناميكية الحرارية والفيزيائية للمحلول الثنائي المركب (الأمونيا / الماء).

تؤدي النتائج إلى استنتاج مفاده أن دورة GAX تسمح بمعاملات أداء أعلى بكثير من دورة التأثير الواحد ؛ لديه ربح حوالي 22 ٪ اعتمادا على ظروف التشغيل للدورة.

الكلمات المفتاحية : الات الامتصاص الحرارية ، حلقة GAX (مولد/ ممتص/ مبادل حراري) ، معامل الاداء ، حلقة احادية الاداء ، الثنائية (امونيا/الماء) NH₃/H₂O