



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des sciences et de la
technologie Génie mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique Mécanique

Réf. :

Présenté et soutenu par :

ATAOUA Nouredine

Le : lundi 21 septembre

***Etude des pompes à chaleur à absorption liquide
(ammoniac- eau)***

Jury :

Mr. Mabrouk HACINI	Pr	Université de Biskra	Président
Mr. Abdelghani LAKROUNE	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr. Rachid ATMANI	Pr	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2019 - 2020

Remerciements

*Nous tenons à remercier tout d'abord dieu qui a aidé à réaliser ce modeste travail, et pour sa grâce toutes au long de notre. Nous remercions chaleureusement notre encadreur monsieur : **ABDELGHANI LAKROUNE** pour son aide, sa disponibilité, son sérieux ainsi que ses encouragements et ses conseils.*

Je remercie aussi Tous les enseignants de l'Université Mohammed khider de Biskra . Mes plus vifs remerciements vont également aux membres de Jury : monsieur Mabrouk Hacini Professeur à l'Université Mohamed khider Biskra, et monsieur Rachid ATMANI Professeur à l'Université Mohamed Khider Biskra, pour avoir accepté de juger ce travail.

Table des matières

Remerciement	i
Table des matières.....	ii
Liste des tableaux.....	iv
Liste des figures	vi
Nomenclature.....	vii
Introduction Générale	1

Chapitre I : Revue bibliographique

Introduction	4
I.1 Définition	4
I.2.Type de pompe de chaleur	5
I.3.Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques	6
I.4.Système à absorption	7
I.4.1. Historique des machines à absorption	7
I.4.2. Marche des équipements d'absorption	8
I.4.3. Fonctionnement de base de la PAC à absorption	9
I.5.Différents cycles à absorption	12
I.5.1.Système à absorption à simple effet.....	12
I.5.2.Système à absorption à plusieurs effets.....	13
I.5.3.Cycle à absorption GAX.....	14
Conclusion	15

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Introduction	17
II.1. Principes de fonctionnement de pompe à chaleur à absorption	17
II.2. Analyse thermodynamique	19
II.3. Détermination du coefficient de performance COP.....	20
II.4. Calcul du cycle d'une pompe à chaleur à absorption	23
II.5. Propriété thermodynamique du fluide utilisé.....	24
Conclusion	29

Chapitre III : Modélisation thermodynamique

Introduction	31
III.1. Cycle à simple effet avec échangeur de solution	31
III.1.1. Principe de fonctionnement du cycle	31
III.1.2. Bilan massique et thermique	32
III.1.2.1. Analyse du Générateur.....	34
III.1.2.2. Analyse du Condenseur.....	34
III.1.2.3. Analyse de l'Evaporateur.....	34
III.1.2.4. Analyse de l'Absorbeur.....	35
III.1.2.5. Pompe de solution.....	35
III.1.2.6. Echangeur de solution.....	35
III.1.3. Relation entre les différents débits de masse	35
III.2. Algorithme et Organigrammes	37
III.2.1. Organigramme du programme principal	38
Conclusion	39

Chapitre IV : validation et discussion des résultats

Introduction	41
IV.1 Validation des résultats	41
IV.1.1 Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_g	42
IV.1.2 Variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c	43
IV.1.3 Variation du COP en fonction de T_e	44
Conclusion générale.....	47
Bibliographie.....	50

Annexes

A.1 Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques.	53
---	----

Liste des Tableaux

Tableau II.1 : Coefficients d'équations (II.20) (II.26)	26
Tableau II.2 : Coefficients d'équation (II.32).....	27
Tableau II.3 : Coefficients d'équation (II.27) (II.31)	28

Liste des Figures

Figure I.1: principe de la pompe à chaleur.....	5
Figure I.2: Variation annuelle du nombre des PAC à absorption installées Chine.....	9
Figure I.3: Fonctionnement de base et modèle conceptuel des principaux composants d'une pompe à chaleur à cycle d'absorption.....	10
Figure I.4: Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de Réduire la chaleur fournie au générateur.....	12
Figure 1.5: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à trois Niveaux de pression).....	13
Figure I.6: Schéma de fonctionnement d'un cycle GAX.....	14
Figure II.1: Structure d'une machine à absorption.....	18
Figure III.1: Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.....	31
Figure IV.1: Comparaison du coefficient de performance <i>COP</i> avec les données de <i>ROMERO</i> Pour NH ₃ /H ₂ O.....	42
Figure IV.2: Variation du coefficient de performance <i>COP</i> en fonction de la température du générateur <i>T_g</i> pour le couple NH ₃ /H ₂ O.....	43
Figure IV.3 : Variation du coefficient de performance <i>COP</i> en fonction de la température du condenseur <i>T_c</i> pour le couple NH ₃ /H ₂ O.....	44
Figure IV.4 : Variation du <i>COP</i> en fonction de la température de l'évaporateur <i>T_e</i> pour le couple NH ₃ /H ₂ O.....	45

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

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. Ces machines, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes à l'exception d'une pompe sont les seules, parmi ce type de machines, ayant atteint le développement industriel.

En effet, le regain d'intérêt enregistré ces dernières années par rapport à ces systèmes « connus depuis plus d'un siècle » est impressionnant ; il est lié non seulement à la diversification des énergies primaires, comme nous venons de le souligner, mais également à cause de leur caractère écologique car n'utilisant pas de fluides nocifs pour l'environnement et au souhait de beaucoup de pays de trouver une solution aux problèmes de surcharge des réseaux électriques durant les saisons chaudes, problème engendré par la climatisation à compression. D'autres qualités ont contribué au développement de ces machines comme la longévité, la fiabilité et le bas niveau sonore.

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 à sorption 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 avons étudié le cycle de base de la machine à absorption et nous avons effectué une étude paramétrique de la machine (simple effet) dotée d'un changeur de solution, fonctionnant avec le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ pour obtenir un meilleur coefficient de performance.

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, différents cycles à absorption.

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 thermodynamiques du couple de fluide utilisé.

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 coefficients des performances et le taux de circulation sont rassemblés dans le quatrième chapitre.

Chapitre I

Revue bibliographique

Introduction :

Dans ce chapitre, l'étude bibliographique réalisée durant ce travail 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, ammoniac-eau au.

I.1 Définition

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.[1]

Une pompe à chaleur peut aussi être considérée comme un moyen pouvant intervenir thermodynamiquement pour inverser le sens naturel et spontané de transfert de chaleur qui est celui des hautes vers les basses températures et ce conformément au deuxième principe de thermodynamique. A ce stade déjà l'importance de ces systèmes thermodynamiques tels que les machines frigorifiques, les pompes à chaleur, ... etc. qui permettent d'agir sur le sens de transfert de chaleur naturel, peut être constatée. En d'autre terme, une PAC fonctionne de la même manière qu'un réfrigérateur mais dans le sens inverse. En effet pour un réfrigérateur, la chaleur intérieure est extraite et est rejetée vers l'extérieur, contrairement à un système de chauffage avec PAC où la chaleur est prélevée à partir d'un fluide à l'extérieur et refoulée vers l'intérieur par le biais de cette faculté induite de pompage. Cependant les deux systèmes prélèvent de la chaleur d'une source froide vers une autre plus chaude. [2]

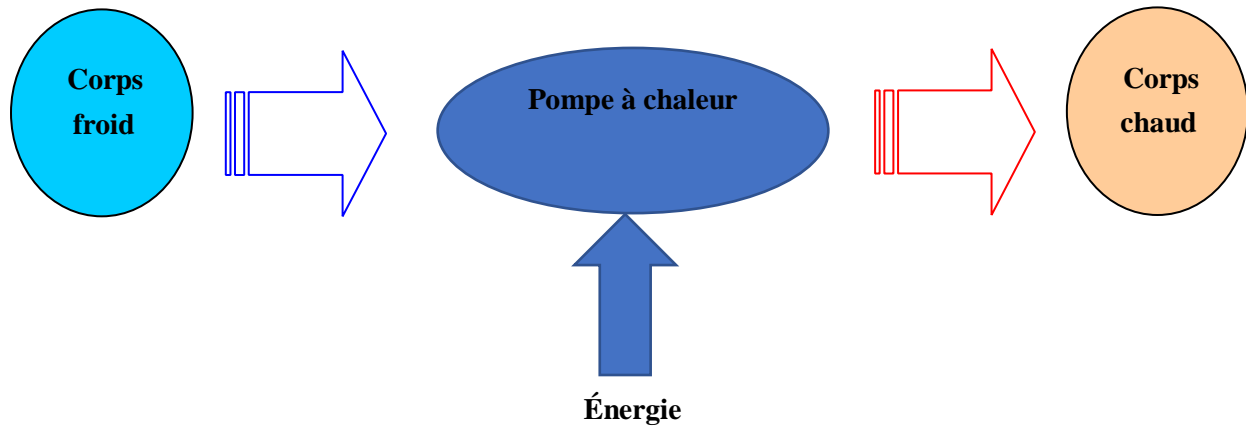


Figure I.1 : Principe de la pompe à chaleur. [2]

I.2 Type de pompe de 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.

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 diathermes. 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). [3]

Les vapeurs dégagées par le fluide frigorigène sont dissoutes dans l'absorbant (par un Liquide absorbant présentant une forte affinité pour ce frigorigène) ou dans L'adsorbant (par un solide adsorbant 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 tri thermes. [3]

I.3 Intérêt de l'utilisation des PAC thermiques [1].

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.

De nos jours, on ne commercialise plus d'équipements de climatisation utilisant les CFC et les HCFC mais plutôt des fluides alternatifs qui sont les HFC. Or, ces derniers ont encore un impact environnemental significatif par rapport à l'effet de serre. D'où, l'intérêt croissant, pour les pompes à chaleur thermique utilisant des fluides inorganiques non nocifs pour l'environnement.

D'autre part, toute transformation d'énergie faisant intervenir de l'énergie mécanique est source d'irréversibilité. Il est donc plus intéressant de développer des systèmes tri thermes qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irréversibilités moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique.

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

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

L'objectif visé est d'atteindre des COP supérieurs à 1, qui, compte tenu de ce qui précède, permettrait de concurrencer les machines à compression mécanique. Bien que cet objectif ait été déjà atteint sur des pilotes de laboratoire, seules les machines à absorption liquide sont actuellement commercialisées.

Les COP de ces machines commerciales restent pour l'instant de l'ordre de 0,3 à 0,7 suivant le procédé utilisé, mais devrait rapidement tendre vers l'unité dans les années à venir et pourront même connaître un développement important, tant pour les applications domestiques, qu'industrielles.

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 due 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.

I.4 Système à absorption.

I.4.1 Historique des machines à absorption [4].

A la fin du XIX siècle quatre types de machines frigorifiques sont proposés sur le marché et parmi elles, la machine à absorption. Elle est apparue chronologiquement en 3ème position, après la machine à compression - évaporation de vapeur liquéfiable et les machines à détente d'air préalablement comprimé mais avant les machines à évaporation d'eau sous pression réduite qui n'existent presque plus. En 1850 Ch. TELLIER construit une armoire frigorifique directement refroidie par une machine à absorption utilisant l'ammoniac. Aucun brevet n'est pris, faute d'argent. Presque simultanément (1859), Ferdinand CARRE construit une machine basée sur le même principe et, plus fortuné, prend un brevet.

Cette machine à glace présentée à l'exposition universelle de LONDRES, en 1862 remporte un vif succès qui ouvre la voie à de nombreuses installations industrielles dans différents pays mais surtout aux ETATS-UNIS. Parmi les causes des premiers succès de la machine à absorption, il faut souligner la supériorité du fluide frigorigène choisi par F. CARRE (l'ammoniac) comparée aux Ethers des machines à compression. En 1860 par ce principe, les machines produisent jusqu'à 100 kg de glace par heure. Pendant la guerre de Sécession (1861-1865) Daniel HOLDEN et Thomas RANKIN développent et perfectionnent la

machine "CARRE" (60 tonnes de glace par jour). A partir de 1875 ces machines ne cessent de prendre de l'ampleur.

On s'intéresse aussi à l'utilisation de l'énergie thermique perdue, comme énergie motrice (vapeur d'échappement, gaz brûlés, etc...). Des recherches ont lieu sur les mélanges binaires autres que l'ammoniac - eau (étude d'Edmond ALTENKIRCH). Entre deux guerres, c'est l'hégémonie du compresseur. Néanmoins la machine à absorption rencontre un regain de faveur, vers 1930, grâce à la découverte d'un nouveau mélange eau-bromure de lithium ou l'eau est le fluide frigorigène. (Société SERVEL pour des petites et moyennes machines, Société CARRIER pour les grosses unités, 2 millions de frigories par heure).

I.4.2 Marche des équipements d'absorption

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 delà 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. 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.1, on montre l'évolution de la production annuelle de refroidisseur d'eau par absorption en Chine entre 1988 et 1997 [5].

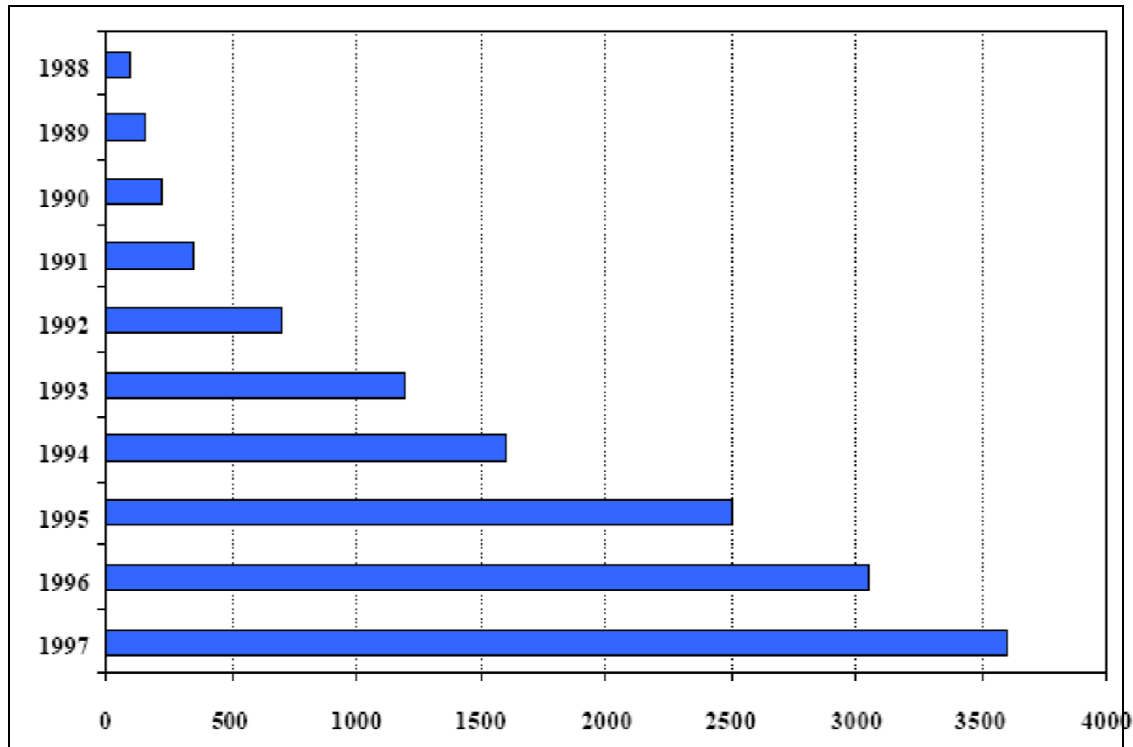


Figure I.2 : Variation annuelle du nombre des PAC à absorption installées. [5]

I.4.3 Fonctionnement de base de la PAC à absorption [6]

Examinons maintenant les principes de fonctionnement d'un cycle d'absorption simple en suivant le flux de réfrigérant et d'absorbant. Analogue au cycle de compression mécanique de la vapeur, nous baserons notre discussion sur les processus qui se produisent dans les quatre composantes principales de ces cycles : (i) « compresseur thermique », (ii) condenseur, (iii) détendeur, et (iv) évaporateur.

Les processus 2–3, 3–4 et 4–1 sur le côté gauche du schéma illustré à la figure I.3 incluent des composants habituels qu'on trouve dans les systèmes de compression de vapeur, donc nous ne répéterons pas cette discussion ici. Ces composants sont l'évaporateur, le condenseur et le détendeur, et seul le réfrigérant circule à travers ces composants.

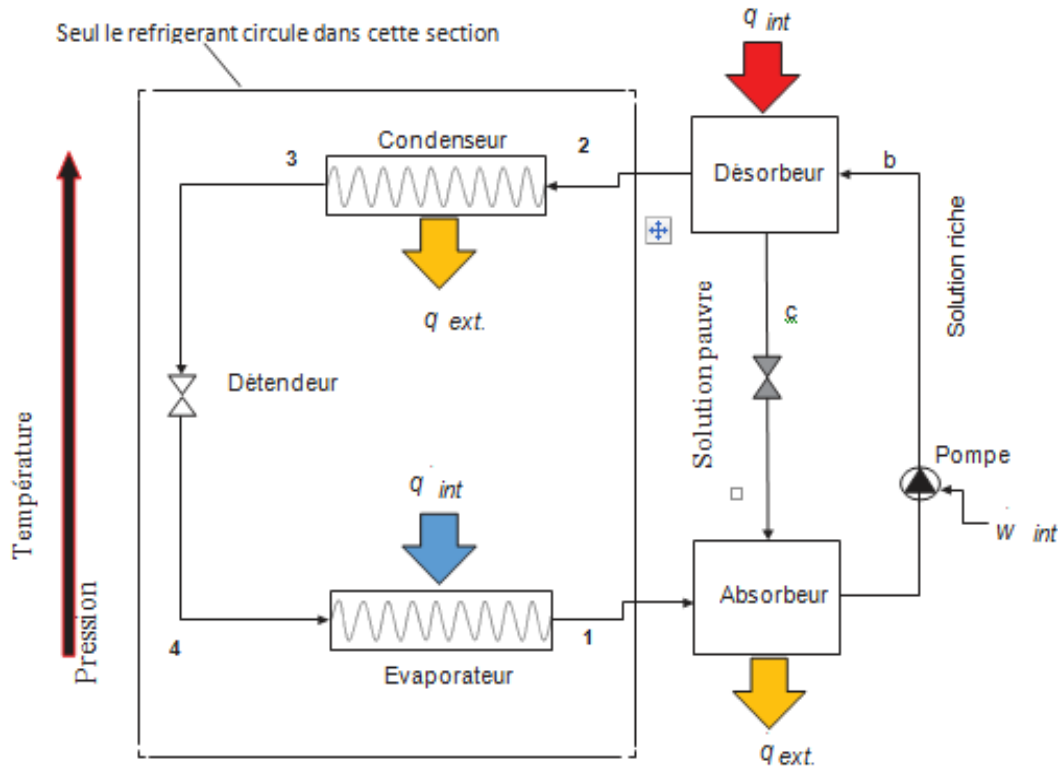


Figure I.3 : Fonctionnement de base et modèle conceptuel des principaux composants d'une pompe à chaleur à cycle d'absorption [6]

Le processus 1–2 représente le compresseur thermique, ainsi nommé comme analogue au compresseur mécanique dans les cycles de pompe à chaleur à compression de vapeur.

Le côté droit du schéma illustré à la figure I.2 comprend des composants qui remplacent le compresseur mécanique du système de réfrigération à compression de vapeur : absorbeur, pompe et générateur (ou désorbeur). Ces composants impliquent des interactions de solutions liquides absorbant le fluide frigorigène. Un avantage principal du système d'absorption est que, pour un service thermique utile comparable, l'apport de travail à la pompe à solution est presque négligeable par rapport à celui requis pour le compresseur d'un système de compression de vapeur.

Dans l'absorbeur, la vapeur de réfrigérant quittant l'évaporateur à l'état 1 est absorbée par la solution absorbante de réfrigérant faible quittant le générateur (point C). Le processus d'absorption est exothermique et la quantité de réfrigérant qui peut être dissoute dans

l'absorbant diminue avec l'augmentation de la température du fluide. Ainsi, un fluide de refroidissement circule à travers l'absorbeur afin de maintenir la température de l'absorbeur aussi basse que possible. La solution quitte l'absorbeur comme une solution forte (par rapport au réfrigérant) au point a, où elle est pompée jusqu'à la pression du générateur au point b.

Non illustré dans notre diagramme simple de la figure I.2 est une modification courante qui ajoute un échangeur de chaleur interne entre l'absorbeur et le générateur. La fonction de cet échangeur de chaleur est de préchauffer la solution forte entrant dans le générateur avec la solution faible quittant le générateur, réduisant ainsi les besoins en chaleur dans le générateur.

Dans le générateur (ou désorbeur), le transfert de chaleur d'une source de chaleur à haute température fait bouillir le réfrigérant, le séparant de l'absorbant. Ce processus est endothermique. Restant dans le générateur est une solution faible (par rapport au réfrigérant), qui sort au point c. La vapeur de réfrigérant pur sort au point 2, se dirigeant vers le condenseur. Non représenté dans notre diagramme simple de la figure I.2 est une autre modification courante, en particulier dans les cycles d'absorption ammoniac-eau, qui ajoute un redresseur entre le générateur et le condenseur. Comme mentionné précédemment, la fonction du redresseur est d'éliminer les traces d'eau du réfrigérant ammoniac, principalement pour éviter la formation de glace dans les composants en aval.

Le schéma de la figure I.2 montre quatre transferts de chaleur, mais il n'y a généralement que trois connexions de fluide. Les boucles de fluide à haute température et à basse température sont évidemment séparées, mais il n'y a généralement qu'une seule boucle de rejet de chaleur connectée à la fois à l'absorbeur et au condenseur. Une telle boucle peut être raccordée en parallèle ou en série. Lorsqu'il est raccordé en série, le fluide pénètre d'abord dans l'absorbeur, car il est important de maintenir de basses températures dans le processus d'absorption du réfrigérant.

I.5 Différents cycles à absorption

I.5.1 Système à absorption à simple effet .

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.3 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.

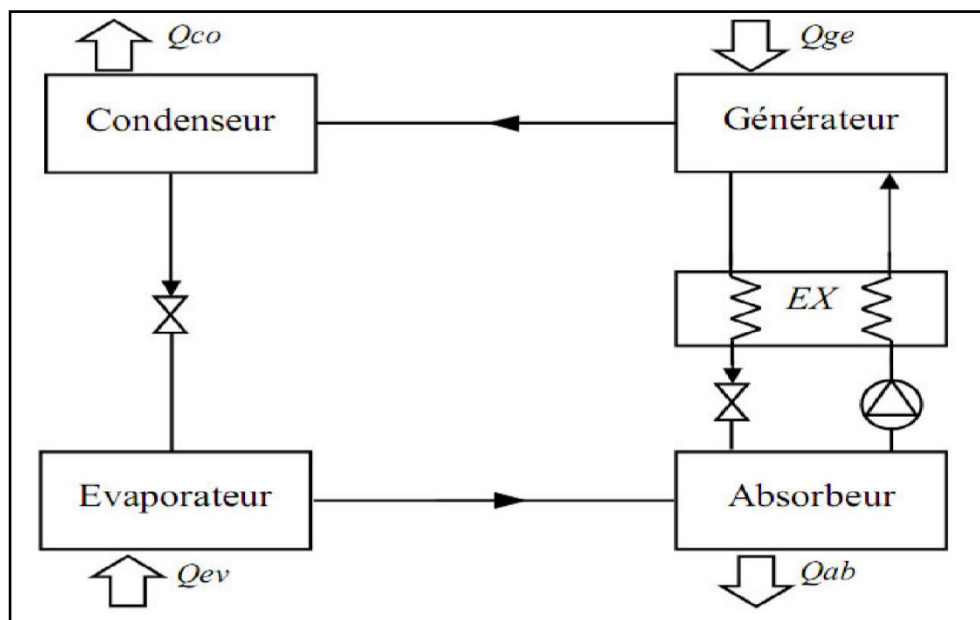


Figure I.4 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de Réduire la chaleur fournie au générateur [7].

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%. [7]

I.5.2 Système à absorption à plusieurs effets.

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958, la figure I.4 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 à la génératrice 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.

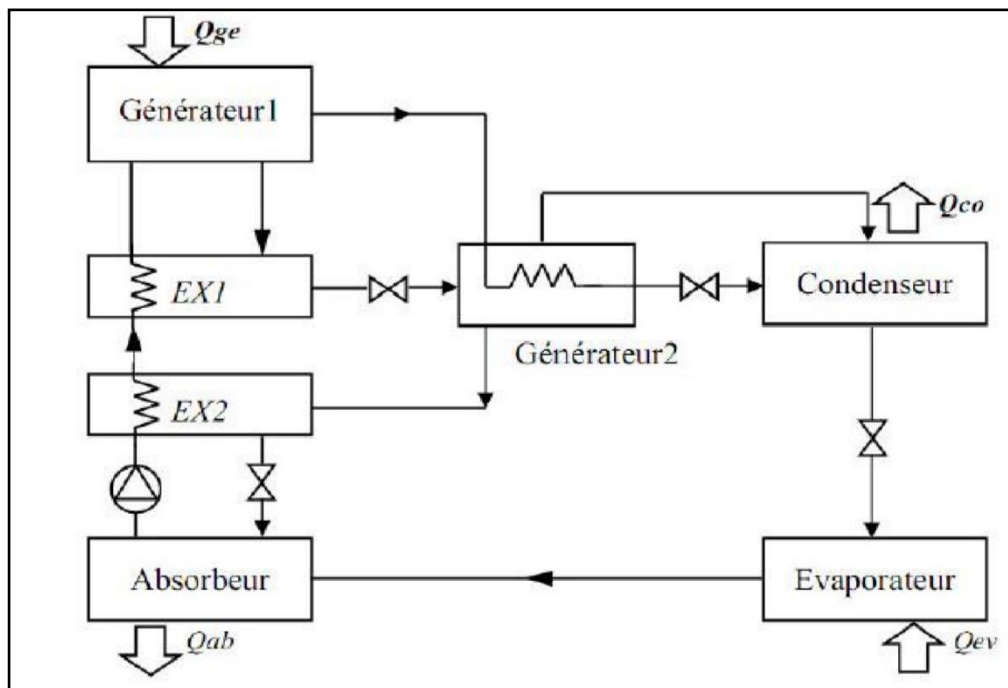


Figure I.5: Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à trois Niveaux de pression). [7]

Le coefficient de performance COP_{th} 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

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 %. [8]

Conclusion :

Les pompe à chaleur a absorption présente une bonne alternative aux systèmes classique à compression mécanique, cependant leur performance reste faible par rapport à ces systèmes et pour améliorer leurs efficacités il faut faire une étude thermodynamique du cycle absorption ce qui fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre II

Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Introduction :

Dans ce chapitre on va faire une analyse thermodynamique de la machine à absorption à simple effet, 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 ,les propriétés thermodynamiques du couple de fluide utilisé $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ qui vont servir pour notre modélisation seront exposées à la fin de ce chapitre .

II.1 principe de fonctionnement des PAC à absorption :

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

Les cycles à absorption sont des cycles avec opération de chauffage 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. [9]

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

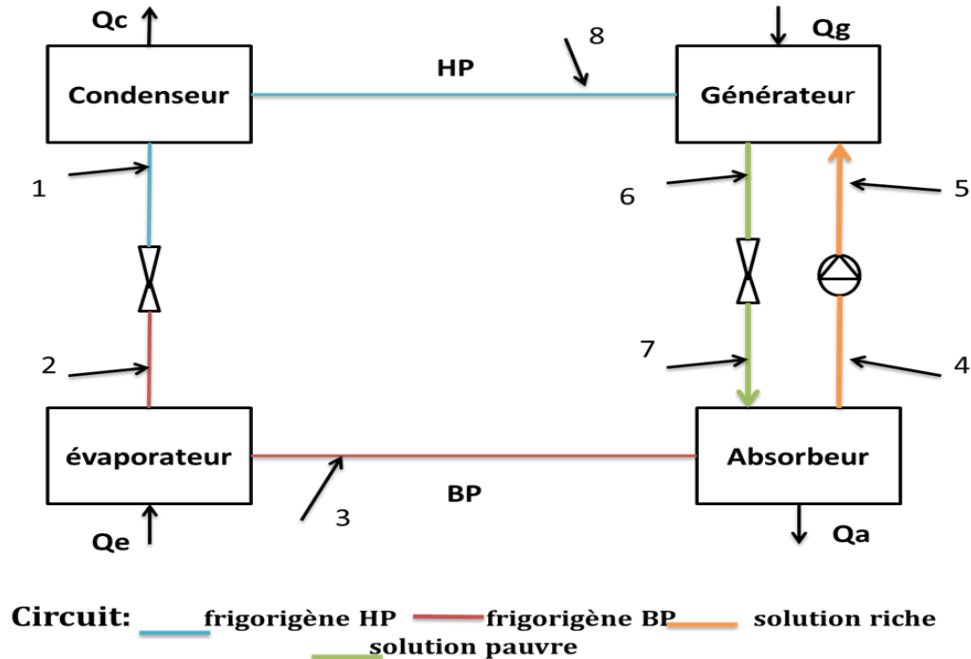


Figure II.1 : structure d'une machine à absorption. [9]

Le bouilleur ou désorbeur : la solution riche en frigorigène (au point 5) y reçoit la quantité de chaleur 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 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 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 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 .

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

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 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 à.

II.2 Analyse thermodynamique.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [10] :

- 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.

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

- Les détentees sont supposées isenthalpiques.
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

II.3 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 :

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

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

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 :

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

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

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

- **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 :
$$Q_c = m_f \cdot (h_1 - h_8) \quad (\text{II.7})$$

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 :
$$W = m_{ab} \cdot (h_5 - h_4), \text{ avec } h_5 - h_4 = \int_{P_e}^{P_c} v \cdot dp \quad (\text{II.11})$$

v : le volume spécifique de la solution riche

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

Le débit spécifique de solution, qui est le rapport des flux massiques de la solution riche m_{ab} refoulée par la pompe et de vapeur désorbée au générateur, 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.

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

- **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 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 c idéal de Carnot s'écrit (voir annexe 1) :

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

II.4 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_c la température du condenseur et T_a la température de l'absorbeur. Le schéma de principe de l'installation sera celui de la figure III.1 (chapitre III). 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. [11]

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 $lgP, 1/T$ (Diagramme d'Oldham, voir annexe 1), 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 :

$$p_e = p_s(T_e, X = 1) \quad (\text{II.17})$$

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 :

$$p_e = p_s(T_a, X_{ab}) \quad (\text{II.18})$$

Le titre X_{ge} 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 :

$$p_c = p_s(T_g, X_{ge}) \quad (\text{II.19})$$

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.

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

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 calcul d'abord les enthalpies correspondant aux états 1, 2, 4, 5 et 8 dont les températures sont déjà connues, à la suite 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)

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.

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

II.5 Propriétés thermodynamiques du fluide utilisé :

- **Propriétés du frigorigène NH3 .[12]**

Sur la base des données du manuel ASHRAE 2009. La pression saturée P_{sat} et la température du NH3 pure sont calculées par :

$$p_{sat}(t) = \exp^{(a_1)} + \frac{a_2}{t_{sat} + a_3} \quad (\text{II.20})$$

$$t_{sat}(p) = \frac{a_2}{\ln(p_{sat}) - a_1} + a_3 \quad (\text{II.21})$$

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

L'enthalpie du liquide saturé, l'enthalpie spécifique de la vapeur saturée et l'enthalpie spécifique de la vapeur hyperthermique est calculée par :

$$h_1(t) = a_4 + a_5 t_{sat} + a_6 t_{sat}^2 + a_7 t_{sat}^3 \quad (\text{II.22})$$

$$h_{i1} = a_8 + a_9 t_{sat} + a_{10} t_{sat}^2 + a_{11} t_{sat}^3, h_g(t) = h_{i1} + a_{12} \quad (\text{II.23})$$

$$\begin{aligned} \frac{h_{i2}}{h_{i1}} = 1 + a_{13} \Delta t_{sh} + a_{14} \Delta t_{sat}^2 + a_{15} (\Delta t_{sh}) (\Delta t_{sat}) + a_{16} (\Delta t_{sh})^3 (t_{sat}) + \\ a_{17} (\Delta t_{sh}) (t_{sat})^2 + a_{18} (\Delta t_{sh})^2 (t_{sat})^2 \\ , h_{sh}(t, \Delta t_{sh}) = h_{i2} + a_{12} \end{aligned} \quad (\text{II.24})$$

Le volume spécifique de la vapeur saturée et le volume spécifique de la vapeur hyperthermique sont calculés par :

$$v_g(t) = a_{21} + a_{22} t_{sat} + a_{23} t_{sat}^2 + a_{24} t_{sat}^3 \exp\left(\frac{a_{19} + \frac{a_{20}}{t_{sat} + 273.15}}{t_{sat} + 273.15}\right) \quad (\text{II.25})$$

$$\begin{aligned} \frac{v_{sh}(t, \Delta t_{sh})}{v_g} = 1 + a_{25} \Delta t_{sh} + a_{26} \Delta t_{sh}^2 + a_{27} (\Delta t_{sh}) (t_{sat}) + a_{28} (\Delta t_{sh})^2 (t_{sat}) + \\ a_{29} (\Delta t_{sh}) (t_{sat})^2 + a_{30} (\Delta t_{sh})^2 (t_{sat})^2 \end{aligned} \quad (\text{II.26})$$

Où

: est la pression saturée, MPa ;

: est la température saturée, ° C ;

: est l'hyperthermie, ° C ;

, et sont respectivement les enthalpies spécifiques du liquide saturé, de la vapeur saturée et de la vapeur surchauffée, kJ / kg;

et sont des variables intermédiaires, kJ / kg;

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Tableau II.1 : Coefficients d'équations (II.20) (II.26) : [12]

a1	a2	a3				e/%
22.11874	-2233.8226	244.20				0.08
a4(IIR)	a4 (ASHRAE)	a5	a6	a7 103		e/(kJ/kg)
200000	184311	4751.63	2.0449	-37.875		0.27
a8	a9	a10	a11 103	a12(IIR)	a12 (ASHRAE)	e/(kJ/kg)
1441467	920.154	-10.20556	-26.5126	15689	0	0.10
a13 103	a14 103	a15 103	a16 103	a17 103	a18 103	e/%
1.68937	-3.47675	7.55525	-3.04755	9.79201	-3.62549	0.27
a19	a20	a21	a22 103	a23 103	a24 103	e/%
-11.09867	2691.680	0.99675	4.02288	2.64170	-1.75152	0.16
a25 103	a26 103	a27 103	a28 103	a29 103	a30 103	e/%
4.77321	-3.11142	1.58632	-0.91676	2.97255	-0.86668	0.53

e% Signifie l'écart maximal.

Volumes de vapeur saturée et de vapeur surchauffée kg / m³ ; et (a1 - a30) sont les coefficients, comme indiqué dans le tableau II.3.

- **Propriétés du mélange NH₃/H₂O**

Schulz (1971) a publié les corrélations des propriétés pour les liquides et vapeur saturées de NH₃ / H₂O dans une plage de température de -73 à 177 ° C et dans la plage de pression de 0,9807–2,452 MPa.

Les corrélations se présentent sous la forme de fonctions de Gibbs et ont largement utilisé dans les simulations. Plus tard, Ziegler et Trepp (1984) ont prolongé le domaine de validité de température à 227 ° C et de pression à 5,0 MPa. Patek et Klomfar (1995) ont développé des corrélations beaucoup plus faciles avec une bonne précision basée sur l'expérimentation

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Dans les modèles Patek, le VLE (Vapor-Liquid-Equilibrium) d'un mélange NH₃ / H₂O est exprimé par les équations suivantes:

$$T(p, x) = T_0 \sum_i a_i (1 - x)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i}, T_0 = 100k, p_0 = 2MPa \quad (\text{II.27})$$

$$T(p, y) = T_0 \sum_i a_i (1 - y)^{m_i/4} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i}, T_0 = 100k, p_0 = 2MPa \quad (\text{II.28})$$

$$T(p, x) = 1 - \exp \left[\ln(1 - x) \sum_i a_i \left(\frac{p_0}{p} \right)^{m_i} x^{n_i/3} \right], p_0 = 2MPa \quad (\text{II.29})$$

L'enthalpie de la vapeur et du liquide est calculée à différentes températures et concentrations par:

$$h_g(T, y) = h_0 \sum_i a_i \left(1 - \frac{T}{T_0} \right)^{m_i} (1 - y)^{m_i/4}, h_0 = 1000 \text{ kJ/kg}, T_0 = 324k \quad (\text{II.30})$$

$$h_l(T, x) = h_0 \sum_i a_i \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right)^{m_i} x^{n_i}, h_0 = 1000 \text{ kJ/kg}, T_0 = 324k \quad (\text{II.31})$$

Le volume, la température et la pression spécifiques sont liés au modèle Sun (2012):

$$v(t, x) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} t^i x^j \quad (\text{II.32})$$

Les coefficients m_i , n_i , a_i et a_{ij} sont énumérés dans les tableaux II.4 et II.5 Sur la base des corrélations de propriétés ci-dessus.

Tableau II.2 : Coefficients d'équation (II.32). [12]

i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}
0	0	9.9842e-4	0	1	3.5489e-4	0	2	-1.2006e-4	0	3	3.2426e-4
1	0	-7.8161e-8	1	1	5.2261e-6	1	2	-1.0567e-5	1	3	9.8890e-6
2	0	8.7601e-9	2	1	-8.4137e-8	2	2	2.4056e-7	2	3	-1.8715e-7
3	0	-3.9076e-11	3	1	6.4816e-10	3	2	-1.9851e-9	3	3	1.7727e-9

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Tableau II.3 : Coefficients d'équation (II.27) (II.31) : [12]

i	T(p,x)			T(p,y)			y(p,x)			h _l (T,x)			h _g (T,y)		
	m	n	a	m	n	a	m	n	a	m	n	a	m	n	a
1	0	0	+0.322302e1	0	0	+0.324004e1	0	0	+1.98022017e1	0	1	-0.761080e1	0	0	+0.128827e1
2	0	1	-0.384206e0	0	1	-0.395920e0	0	1	-1.1809269e1	0	4	+0.256905e2	1	0	+0.125247e0
3	0	2	+0.460965e-1	0	2	+0.435624e-1	0	6	+2.77479980e1	0	8	-0.247092e3	2	0	-0.208748e1
4	0	3	-0.378945e-2	0	3	-0.218943e-2	0	7	-2.88634277e1	0	9	+0.325952e3	3	0	+0.217696e1
5	0	4	+0.135610e-3	1	0	-0.143526e1	1	0	-5.91616608e1	0	12	-0.158854e3	0	2	+0.235687e1
6	1	0	+0.487755e0	1	1	+0.105256e1	2	1	+5.78091305e2	0	14	+0.619084e2	1	2	-0.886987e1
7	1	1	-0.120108e0	1	2	-0.719281e-1	2	2	-6.21736743e0	1	0	+0.114314e2	2	2	+0.102635e2
8	1	2	+0.106154e-1	2	0	+0.122362e2	3	2	-3.42198402e3	1	1	+0.118157e1	3	2	-0.237440e1
9	2	3	-0.533589e-3	2	1	-0.224 368e1	4	3	+1.19403127e4	2	1	+0.284179e1	11	3	+0.670515e1
10	4	0	+0.785041e1	3	0	-0.201780e2	5	4	-2.45413777e4	3	3	+0.741609e1	1	3	+0.164508e2
11	5	0	-0.115941e2	3	1	+0.110834e1	6	5	+2.91591865e4	5	3	+0.891844e3	2	3	+0.936849e1
12	5	1	-0.523150e-1	4	0	+0.145399e2	7	6	-1.84782290e4	5	4	-0.161309e4	0	4	+0.842254e1
13	6	0	+0.489596e1	4	2	+0.644312e0	7	7	+2.34819434e1	5	5	+0.622106e3	1	4	-0.858807e1
14	13	1	+0.421059e-1	5	0	-0.221246e1	8	7	+4.80310617e3	6	2	-0.207588e3	0	5	-0.277049e1
15				5	2	-0.756266e0				6	4	-0.687393e1	4	6	-0.961248e0
16				6	0	-0.135529e1				8	0	+0.350716e1	2	7	+0.988009e0
17				7	2	+0.183541e0							1	10	+0.308482e0

Chapitre II : Analyse thermodynamique des PAC à absorption

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une machine à absorption simple effet qui va nous servir pour notre modélisation 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.

Chapitre III

Modélisation thermodynamique

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).

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) exposées au chapitre précédent.

III.1.1 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. [3]

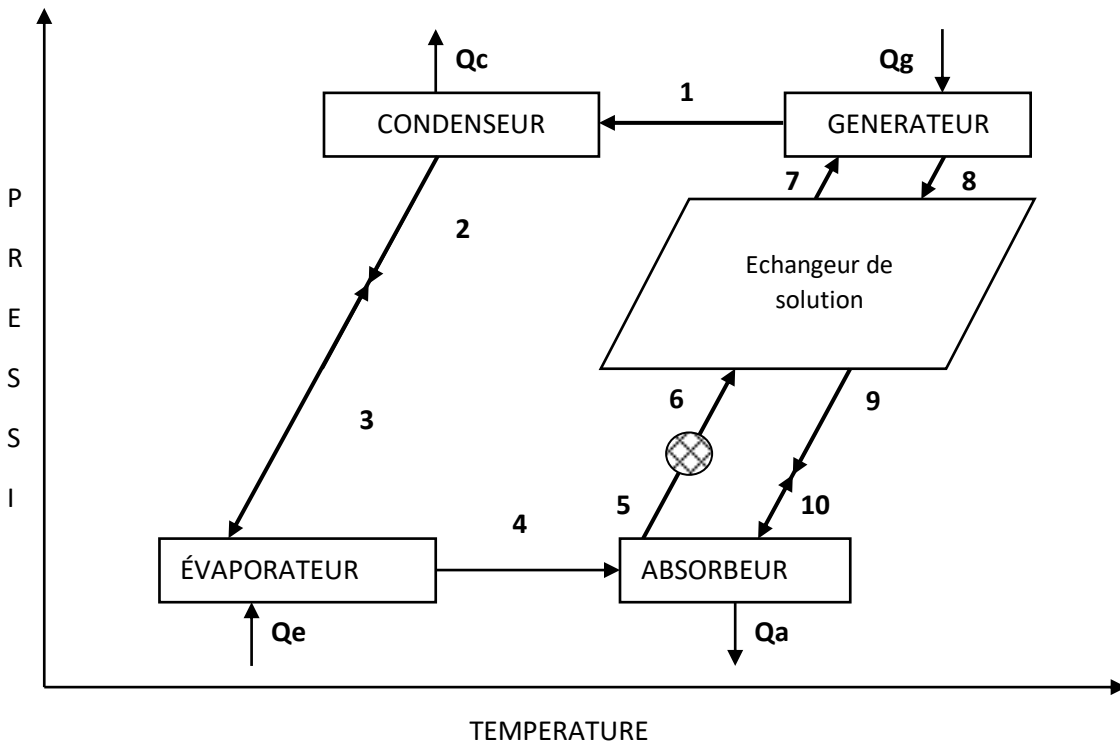


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.

L'absorbeur (NH₃ / H₂O) fonctionne selon le cycle suivant :

Le générateur reçoit le flux de chaleur de la source chaude, dans lequel la solution enrichie à haute pression est préchauffée dans l'échangeur de solution (point 7). D'une part de la vapeur de réfrigérant NH₃ presque pure sort (point 1), et d'autre part de la solution pauvre (point 8); la vapeur va vers le condenseur et la vapeur condensée, éventuellement partiellement refroidie, sort (point 2), puis vers le détendeur de liquide de refroidissement, ce qui réduit la pression. Laissez-le à feu doux (point 3); Ensuite, le fluide frigorigène est évaporé à basse pression et température par l'évaporateur et peut être légèrement chauffé (point 4), en profitant d'un flux de chaleur avantageux de la source froide (effet de refroidissement), puis dans l'absorbeur le fluide de refroidissement évaporé et la solution sans graisse entrent dans l'échangeur de solution, qui La solution riche en est laissée (point 5), après quoi la solution riche est pompée dans l'échangeur de solution qui permet à la régénération interne entre la solution riche et la solution pauvre d'atteindre le point de départ et le réducteur de pression fonctionne également à la sortie de l'échangeur (point 9) pour renvoyer la solution faible à Pression de l'absorbeur (point 10).

III.1.2 Bilan massique et thermique :

Pour étudier le cycle d'absorption

Les conditions doivent être fixées pour éviter les erreurs pour une analyse thermodynamique du système d'absorption, avec des équations qui reflètent la préservation du matériau et l'énergie spécifique. Les conditions sont :

- Le liquide de refroidissement sort à l'état pur du générateur au condenseur
- La solution est en état de saturation en deux points (5 et 8)
- le détendeur est adiabatique.
- Équilibrer la pompe à solution
- Il n'y a pas de perte de chaleur des différents composants.

- Stabilité de la pression dans les tubes sauf au niveau du régulateur et de la pompe à solution.

L'efficacité de la pompe à chaleur est restituée par le facteur de performance (COP).

En chauffage, on s'intéresse à l'énergie thermique transmise dans le condensateur et dans l'absorbeur pour cela :

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

Mode froid :

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

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 :

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

Pour froid et climatisation :

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

. Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Quantité de chaleur cédée par le condenseur.

Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur.

Quantité de chaleur fournit au générateur.

Le travail de la pompe de solution.

Pour utiliser l'équation COP, l'équilibre de masse et de puissance doit être établi pour chaque appareil. Dans ce qui suit, nous donnerons les bilans de masse et d'enthalpie pour chaque fraction.

III.1.2.1 Analyse du Générateur :

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

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

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

Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur Tg et à la pression du condenseur.

Enthalpie du liquide de la solution riche à la température T7 et à la pression du condenseur

Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur Tg et à la pression du condenseur.

III.1.2.2 Analyse du Condenseur :

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

$$Q_c = m_1 h_1 - m_1 h_2 \quad (\text{III.11})$$

Enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur Tg et à la pression du condenseur.

Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température à la pression du condenseur.

III.1.2.3 Analyse de l'Évaporateur :

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

$$Q_e = m_1 (h_4 - h_3) \quad (\text{III.13})$$

Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température et la pression de l'évaporateur.

Enthalpie liquide à la température et à la pression de l'évaporateur.

III.1.2.4 Analyse de l'Absorbeur :

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

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

$$(\text{III.16})$$

$$Q_a = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5$$

Enthalpie du liquide de la solution à la température de l'absorbeur et à la pression de l'évaporateur et à la fraction riche.

Enthalpie du liquide de la solution à la température à la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre.

III.1.2.5 Pompe de solution :

$$m_6 = m_5 \tag{III.17}$$

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

$$W_p = (P_6 - P_5)v_6 \tag{III.19}$$

Enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

Le volume spécifique de la solution riche à la température.

III.1.2.6 Echangeur de solution :

$$m_7 = m_6 \tag{III.20}$$

$$m_8 = m_9$$

$$T_9 = Ex \times T_6 + (1 - Ex)T_8 \tag{III.21}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{h_8}{h_6} (h_8 - h_9) \tag{III.22}$$

h_9 Enthalpie de la solution pauvre à la température T_9

Enthalpie de la solution pauvre à la température

III.1.3 Relation entre les différents débits de masse.

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

$$m_7 = m_1 + m_8 \tag{III.23}$$

$$m_7 X_7 = m_8 X_8 + m_1 \tag{III.24}$$

En éliminant le débit de la solution pauvre, 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 :

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

- Pour le chauffage :

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

Ainsi la détermination du COP du cycle nécessite la connaissance des propriétés thermodynamiques du couple fluide caloporteur / solvant.

Les propriétés thermodynamiques du couple sélectionné pour notre étude ont été collectées au chapitre II.

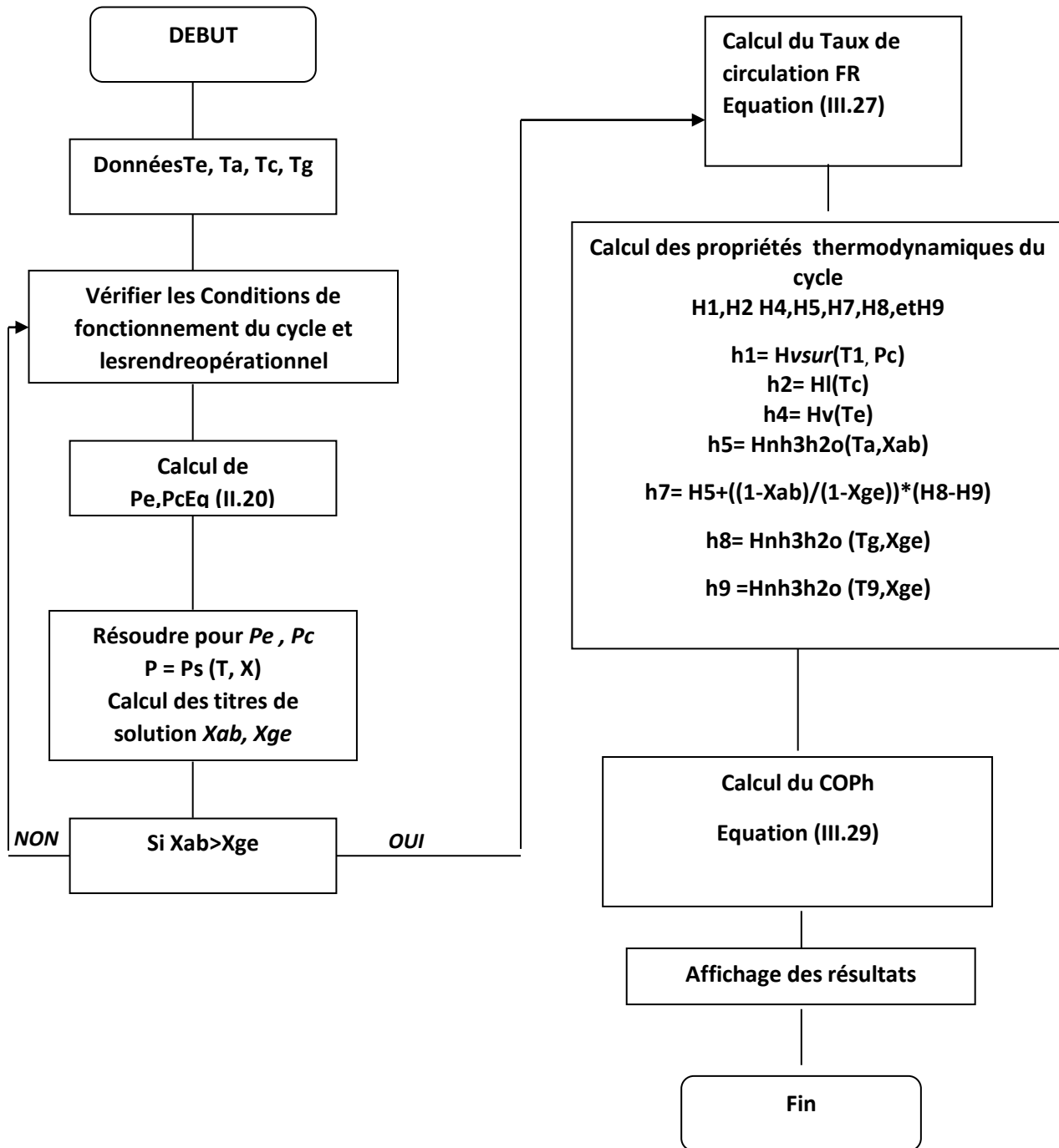
III.2 Algorithme et Organigramme.

Pour étudier les performances de l'ammoniac-eau, du cycle à simple effet (figure III.1), 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 de couple de fluides.

Les propriétés thermodynamiques des états 1, 2, 3 et 4 sont déterminées par les équations de NH₃ pure (II.20 à II.26) et les autres propriétés, c'est-à-dire des états 5, 7, 8 et 10, peuvent être calculées sur la base des équations (II.27 à II.32).

III.2.1 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 en se basant sur le bilan massique et enthalpique pour chaque organe et la Relation entre les différents débits de masse.

Les résultats de calculs feront l'objet du prochain chapitre

Chapitre IV

validation et discussion des
résultats

Introduction

Cette partie comporte deux 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 Romero RJ [17].

Dans la deuxième partie, nous avons fait une Analyse Paramétrique Du Comportement d'une Machine à Absorption utilisant le Couple NH₃ / H₂O en prenant comme configuration une pompe à chaleur à simple effet avec échangeur de solution.

IV.1. Validation des résultats

Pour connaître la validité de notre modèle, nous avons comparé les résultats obtenus avec les données numériques disponibles dans la littérature. Cette comparaison concerne une pompe à chaleur simple effet avec un échangeur de solution utilisant le couple NH₃ / H₂O, avec un pictogramme qui est une représentation de la variance des paramètres de performance en fonction de la température du générateur (Fig. IV.1).

Sur la figure IV.1, les résultats obtenus pour une pompe à chaleur utilisant le couple NH₃ / H₂O sont comparés aux résultats obtenus par Romero RJ [17].

Les conditions de fonctionnement sont:

En mode chauffage : On fixe $T_e = 40$ °C ; $T_c = 70$ °C ; $T_a = 70$ °C .et on fait varier la température du générateur T_g pour le couple NH₃/H₂O.

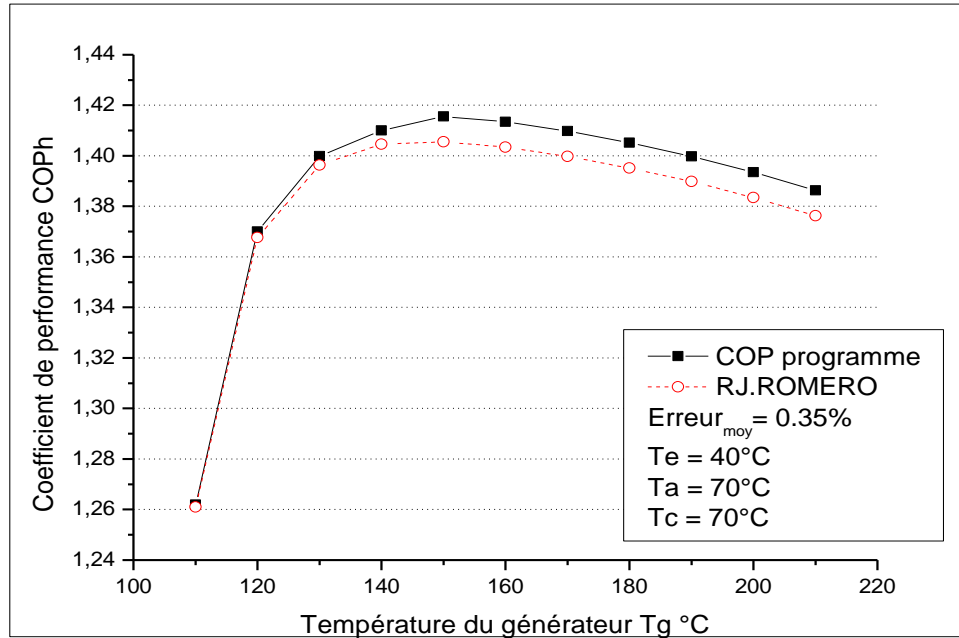


Figure IV.1 : Comparaison du coefficient de performance *COP* avec les données de Romero RJ Pour NH₃/H₂O.

Après avoir regardé la représentation graphique illustrée dans la (Fig. IV.1), nous pouvons dire que les résultats obtenus par notre modèle concordent bien avec les résultats de Romero RJ [17] pour le couple ammoniac et eau.

Il existe un petit pourcentage de différences (l'erreur moyenne est inférieure à 2%) qui peut être négligée. Cette différence est due aux hypothèses utilisées comme base de ces calculs et au choix des équations pour calculer les propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés.

IV.1.1 Variation du COP et du taux de circulation en fonction de T_g .

La Figure IV.2 montre la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g , pour les températures d'absorption variables et la stabilité en température de l'évaporateur T_e et du condenseur T_c .

Où nous fixons $T_e = 40^\circ \text{C}$, $T_c = 70^\circ \text{C}$

Et nous changeons la température T_g de 115°C à 200°C

Pour $T_a = 70^\circ \text{C}$, 80°C , 90°C respectivement.

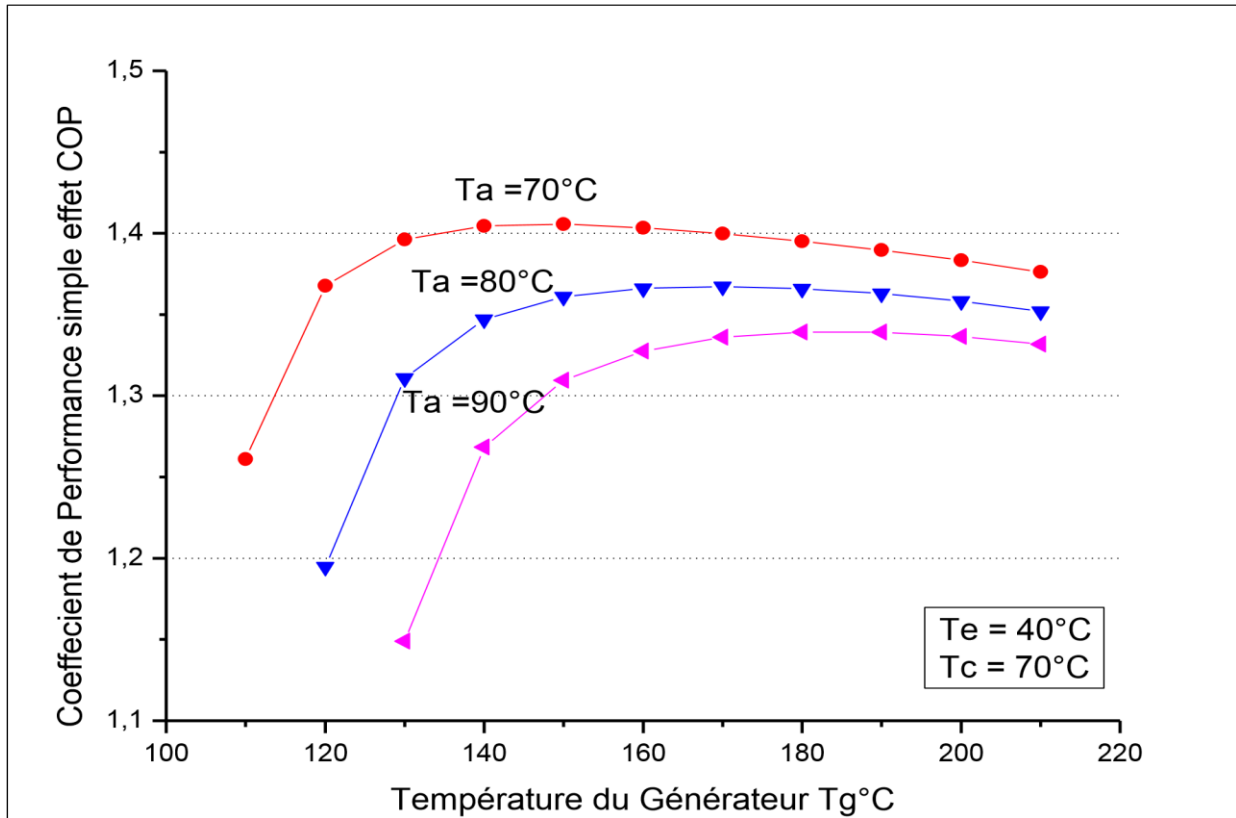


Figure IV.2: Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

On remarque un changement clair dans la figure ci-dessus, où le coefficient de performance COP augmente avec la température T_g jusqu'à atteindre une valeur maximale, puis diminue et reste presque constant (petit coefficient de diminution) à des températures élevées T_g . Cela signifie qu'avec une certaine valeur de T_g max, cette dernière n'a aucun effet sur le COP.

Par conséquent, les valeurs de COP sont plus élevées pour des températures d'absorption plus basses.

IV.1.2 Variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c

La figure IV.3 montre l'influence de la température du condenseur T_c sur le coefficient de performance COP, pour trois températures d'absorption différentes.

Où nous avons fixé $T_e = 40^\circ\text{C}$, $T_g = 120^\circ\text{C}$ et changé la température d'absorption de 50°C , 60°C et 70°C .

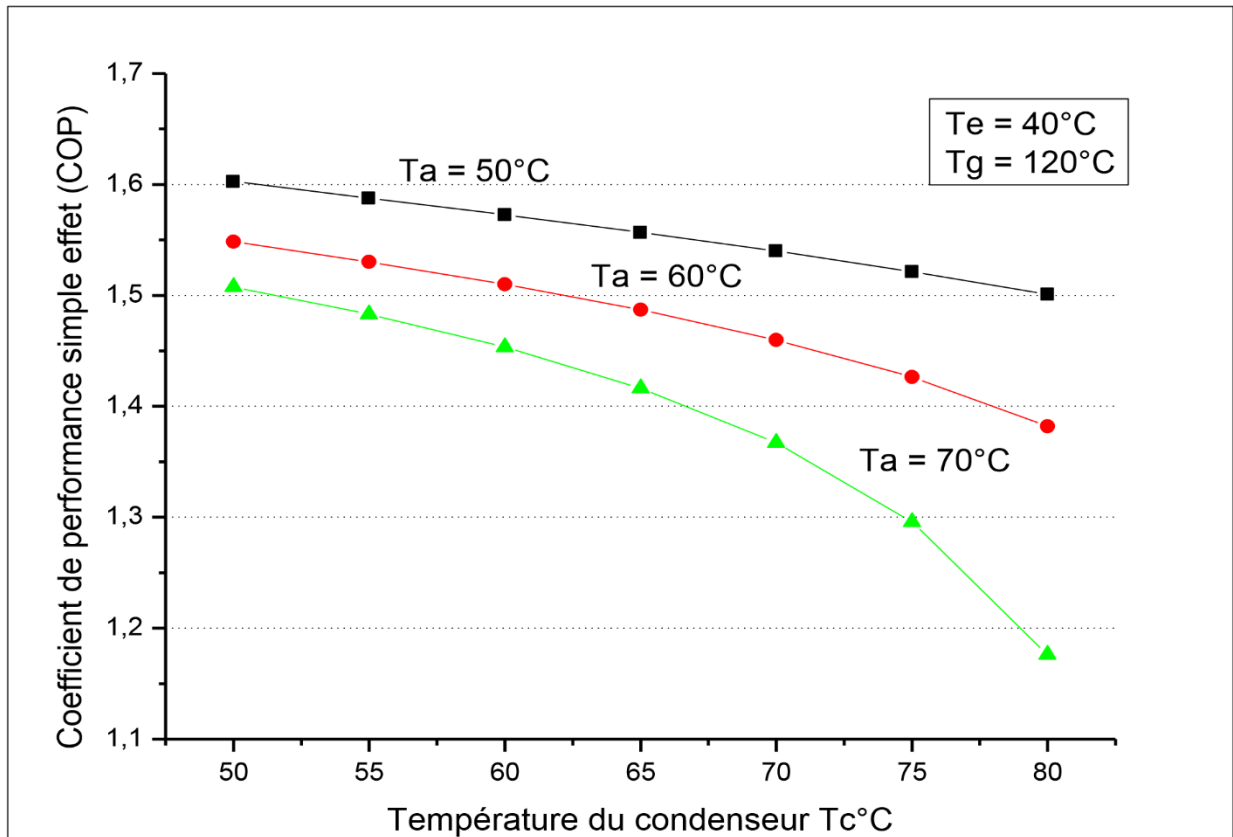


Figure IV.3: Variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

On constate une nette modification du taux de diminution du coefficient de performance COP. Cette diminution augmente avec l'augmentation de la température de condensation T_c .

De plus, la diminution du COP devient plus significative à des températures d'absorption plus élevées.

IV.1.3 Variation du COP en fonction de T_e .

La Figure IV.3 montre la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e , pour trois températures d'absorption différentes,

On fixe $T_c = 70^\circ\text{C}$, $T_g = 120^\circ\text{C}$ et on fait varier la température de l'évaporateur T_e pour trois températures d'absorption $T_a = 70, 80$ et 90°C

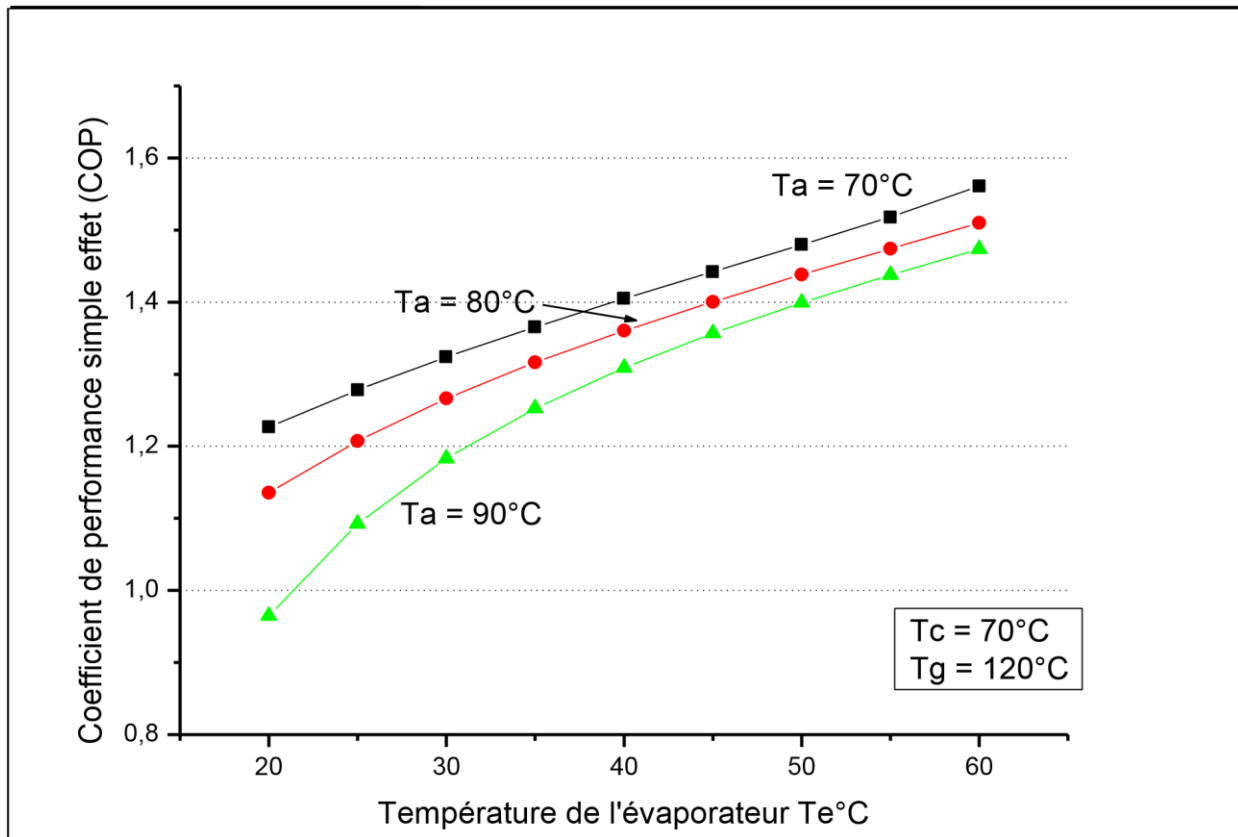


Figure IV.4 : Variation du *COP* en fonction de la température de l'évaporateur T_e pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Comme le montre la (Figure IV.4), l'augmentation du COP est due à l'augmentation de la température de l'évaporateur et, en outre, le coefficient de pente augmente avec une diminution significative de la température de l'évaporateur T_e et une augmentation de la température d'absorption T_a

Les valeurs de COP sont plus élevées pour des températures d'absorption plus basses

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de faire une étude paramétrique pour les machines à absorption, simple effet NH₃/ H₂O doté d'un échangeur de solution ; 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 l'ammoniac-eau (NH₃/H₂O) .

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 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.

En ce qui concerne l'effet des différentes températures du cycle sur le COP, les vérifications effectuées conduisent à :

- Le coefficient de performance croit 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 plus judicieux, si possible, de choisir des températures de condensation et d'évaporation de telle sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire ($T_c - T_e$) soit le plus réduit.

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.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] BENDJENIDI Bachir, ADDOUN Ben aissa " Simulation d'un échangeur de chaleur Air /sol de forme spirale ", Mémoire de magistère, Université de Ouargla 2017.
- [2] Djeghdjehg Brahimi, "Etude des pompe à chaleur à absorption cycle G.A.X (échangeur Générateur Absorbeur)"mémoire de master, Université Mohamed Khider de Biskra.
- [3]Lakroune Abdelghani, "nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur" thèse de magister, université de Constantine 2008.
- [4] N. Moumami, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moumami et S.Youcef Ali, Le rafraîchissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra «Revue des Energies Renouvelables Vol. 13 N°3 pp (399 – 406), (2010).
- [5] Miquel NOGUES AYMAMI. Développement d'une pompe à chaleur d'absorption à gaz avec des fluides organiques. universite roviri virgili tarragona, mayo de 2001.
- [6] Geothermal Heat Pump and Heat Engine Systems: Theory and Practice, First Edition. Andrew D. Chiasson.© 2016 John Wiley & Sons, Ltd. Published 2016 by John Wiley & Sons, Ltd.Companion website: www.wiley.com/go/chiasson/geoHPSTP
- [7] amziane mohamed amziane, etude comparative entre les systemes de climatisation classiques et solaires application a la climatisation d'un immeuble, memoire pour l'obtention du diplome de magistere, 2014, universite abou baker belkaid tlemcen.
- [8] M. Saad-Eddine, "Identification et analyse des principaux facteurs influant Comportement thermique d'un échangeur air/sol enterré", Mémoire de magister, Université de Biskra, pp. 6-40, 2012
- [9] <https://piuts-canadien-ooreka.fe/comrende/piuts-canadien-borne-prise-air/>, Consulter le 10/10/2019
- [10] L. Serir, " Impact du microclimat distribué sur la performance énergétique des Bâtiments Agricoles: Cas des Serres dans les Régions Semi-arides et océaniques", thèse de doctorat. Université Mustapha Ben Boulaid Batna 2, 2012

- [11] S. Menhoudj, " Intégration des systèmes à énergies renouvelables dans le Bâtiment : Evaluation des performances énergétiques", thèse doctorat, Département génie civil, Université Mohamed Boudiaf d'Oran, pp. 37, 2018.
- [12] Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2020 W. Wu et al., Absorption Heating Technologies, https://doi.org/10.1007/978-981-15-0470-9_2
- [13] Schulz, S. C. G. (1971). Equations of state for the system ammonia-water for use with computers. Washington: In IIR, Meeting Commission II.
- [14] 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.
- [15] Ziegler, B., & Trepp, C. (1984). Equation of state for ammonia-water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 7(2), 101–106.
- [16] Sun, J., Fu, L., & Zhang, S. (2012). A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), 1899–1906.
- [17] Romero RJ, Rivera W, Gracia J, Best R. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating. *Appl Therm Eng* 2001;21:1137–47.
- [18] Pierre NEVEU .Machines trithermes à absorption liquide (Site consulté en novembre 20019). http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm

Annexe

ANNEXE 1.

Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques

- **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 A.1 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.

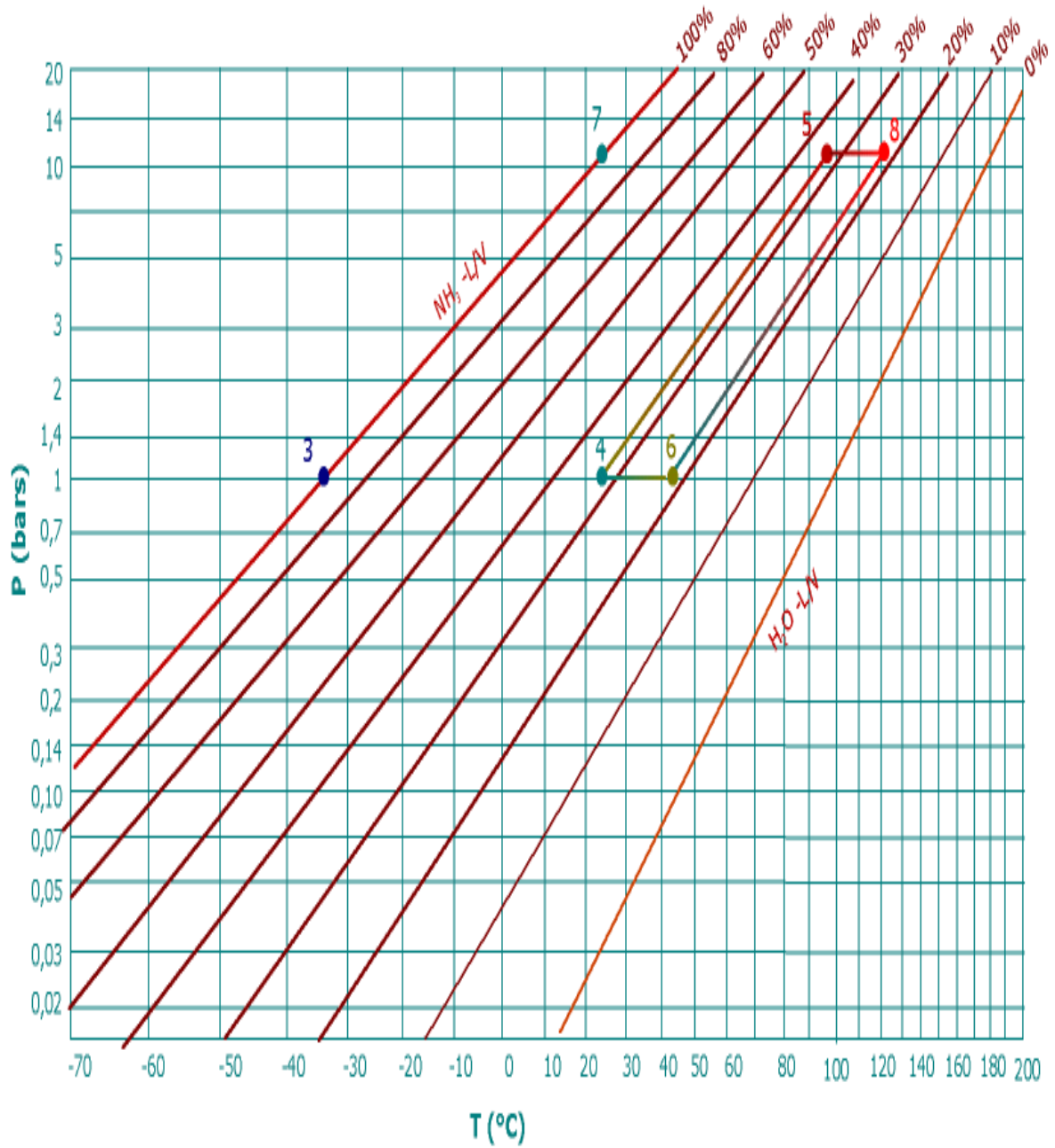


Figure A.1 : Diagramme d'Oldham relatif au couple NH₃/H₂O. (Condition de fonctionnement $T_e = -33$ °C, $T_0 = 25$ °C, $T_G = 120$ °C). [18]

- **Diagramme de Merkel.**

Ce diagramme permet une étude complète de la machine à absorption, car, en plus des renseignements donnés par le diagramme d'Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbat).

C'est un diagramme X, h paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution. Le diagramme de Merkel pour le couple ammoniac/eau est donné par la figure 2.

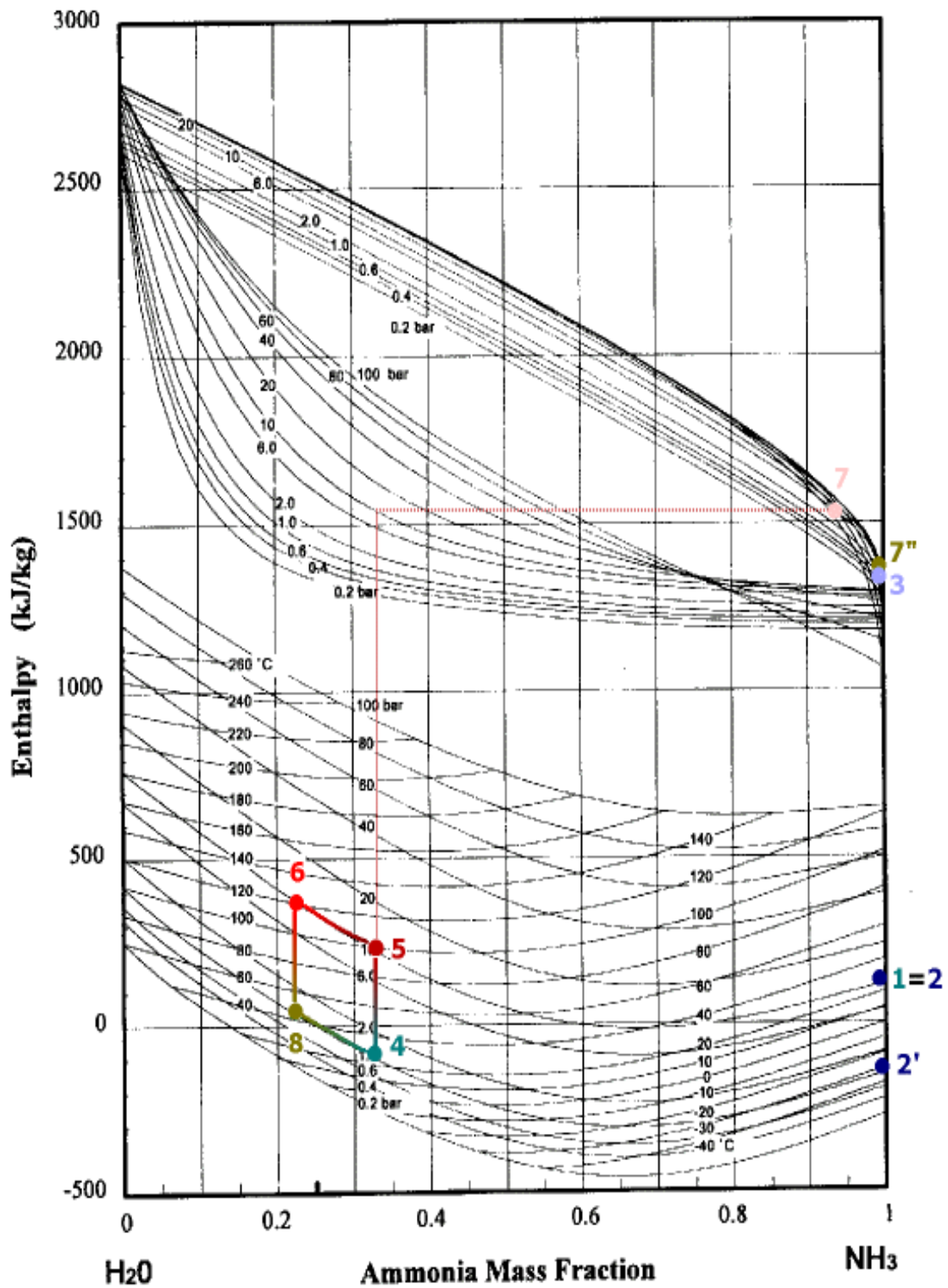


Figure A.2 : Diagramme de Merkel relatif au couple ammoniac/eau. [18]

Résumés

Dans ce travail, l'analyse du cycle de base et l'étude d'une machine à absorption à simple effet fonctionnant avec le couple paire (NH₃ / H₂O), et l'effet de la température (T_e, T_g, T_a, T_c) ont été étudiés, un programme en FORTRAN a été mis en œuvre. , Ce programme est basé sur les équations de bilan massique et énergétique, les propriétés physiques et thermodynamiques d'une solution binaire d'eau et d'ammoniac (NH₃ / H₂O).

Cette analyse nous a permis de mieux définir les paramètres susceptibles d'affecter l'efficacité du système d'absorption et donc de cibler le composant pour améliorer les performances, et de conclure que le paramètre de performance est soumis à des changements de température T_e, T_g, T_a, T_c et peut être amélioré en ajustant la température.

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

Abstract

In this work, the analysis of the basic cycle and the study of a single-effect absorption machine operating with the even couple (NH₃ / H₂O), and the effect of temperature (T_e, T_g, T_a, T_c) were studied, a FORTRAN program was implemented. , This program is based on mass and energy balance equations, physical and thermodynamic properties of a binary solution of water .(and ammonia (NH₃ / H₂O)

This analysis allowed us to better define the parameters that affect the efficiency of the absorption system and therefore to target the component to improve performance, and to conclude that the performance parameter is subject to temperature changes T_e, T_g, T_a, T_c and .can be improved by adjusting the temperature

Keywords: Absorption heat pump, single-effect cycle, binary solution (Ammonia / Water) NH₃ / H₂O, GAX cycle (Generator - absorber heat exchanger) COP coefficient of performance

في هذا العمل ، تم تحليل الدورة الأساسية ودراسة آلة امتصاص ذات تأثير واحد تعمل مع الزوجيين (NH₃ / H₂O) ، وتأثير درجة الحرارة (Tc ، Ta ، Tg ، Te) ، تم تنفيذ برنامج FORTRAN ، ويعتمد هذا البرنامج على معادلات توازن الكتلة والطاقة ، والخصائص الفيزيائية والديناميكية الحرارية للمحلول المركب من الماء والأمونيا (NH₃ / H₂O).

سمح لنا هذا التحليل بتعريف المعاملات التي من المحتمل أن تؤثر على كفاءة نظام الامتصاص بشكل أفضل ، وبالتالي استهداف المكون لتحسين الأداء ، واستنتاج أن معاملات الأداء تخضع لتغيرات درجة الحرارة. يمكن تحسين Tc ، Ta ، Tg عن طريق ضبط درجة الحرارة.

الكلمات المفتاحية : آلات الامتصاص الحرارية ، دورة أحادية الأداء ، الثنائية (الأمونيا / الماء) NH₃ / H₂O ، دورة GAX (مولد / مبادل حراري / ممتص) معامل الأداء COP.