

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la

Recherche Scientifique

Université SAAD

DAHLEB Blida

Faculté de Technologie

Département de Génie

Mécanique Projet de fin

d'étude

En vue de l'obtention du diplôme de Master

Académique en Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème :

**Étude du fonctionnement d'une machine
frigorifique à absorption simple effet fonctionnant
avec le couple binaire ammoniac-eau**

Présente par :

MOUDJED AYOUB

REDOUANE IBRAHIM BADR EDDINE

Soutenu le : 12/10/2021

Devant le jury composé de :

Grade, Nom &Prénom	Statut	Domiciliation
Pr. BENAROUS Abdallah	Président	USD-Blida 1
Dr. BENSEDIRA Sid ali	Encadreur	USD-Blida 1
Dr. KETFI Omar	Co-Encadreur	USD-Blida 1
Dr. GUERGADJ Mohamed	Examineur	USD-Blida 1

Remerciements

Nous remercions ALLAH le tout-puissant de nous donné le courage, la volonté et la patience de mener à termine ce présent travail.

Nous exprimons notre profonde gratitude à nos très chers parents. Vos sacrifices ont été pour nous le meilleur soutien inestimables durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à notre égard et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

*Nous s'incères remerciements vont à **M. KETFI OMAR, M. BEN SEDIRA SID ALI** des enseignant au département génie mécanique nous vous exprimons notre profonde gratitude pour le partage de ces compétences scientifiques avec nous, et tout nous gratitude aux membres du jury, qui ont daigné juger ce modeste travail.*

Nous remercions toutes les personnes qui nous ont encouragés de près ou de loin pour chever nos études.

Dédicace

A nos grands-parents

A nos chers frères

A toute la famille REDOUANE, MOUJED, BESSKRI

A tous nos amis

A tout nos collègues de la promotion 2016/2017

Bader Eddine, Ayoub

Résumé :

Dans ce travail nous avons entamé une étude de modélisation et de simulation d'une machine frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple binaire (NH₃/H₂O).

Notre travail concerne la simulation d'une installation à absorption à simple effet fonctionnant au couple (NH₃/H₂O). L'étude de simulation a été réalisée par le programme MATLAB, une partie sur la modélisation thermodynamique des différents composants d'un cycle à absorption.

A la fin de ce mémoire, une partie des différents résultats trouvés par la simulation et leur interprétation est rédigé, les résultats obtenus montrent que le bon fonctionnement de notre machine avec une température ambiante très élevée est non souhaitable.

Abstract :

In this work we started a study of modeling and simulation of a refrigerating machine with absorption simple effect functioning with the binary couple (NH₃/H₂O).

This work deals with the simulation of the single effect absorption system operating with (NH₃/H₂O) brine .The simulation study was carried out by the MATLAB program a part on the thermodynamic modeling of the different composants of an absorption cycle.

At the end of this thesis, a part of the different results found by the simulation and their interpretation is written, the results obtained show that the correct operation of our machine with a very high ambient temperature is undesirable.

ملخص:

في هذا العمل بدأنا دراسة النمذجة والمحاكاة لألة التبريد بالامتصاص أحادي التأثير مع الزوجين الثنائيين (NH₃ / H₂O) .

يتعلق عملنا بمحاكاة تركيب امتصاص أحادي التأثير يعمل مع زوجين (NH₃ / H₂O). تم إجراء دراسة المحاكاة بواسطة برنامج MATLAB ، وهو جزء من النمذجة الديناميكية الحرارية للمكونات المختلفة لدورة الامتصاص.

في نهاية هذه الأطروحة، يتم كتابة جزء من النتائج المختلفة التي تم العثور عليها بواسطة المحاكاة و تفسيرها؛ تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن التشغيل الصحيح لآلتنا مع درجة حرارة محيطية عالية جدًا أمر غير مرغوب فيه.

SOMMAIRE

Remerciements	
Résumé	
Listes des figures	
Liste des tableaux	

Introduction Générale

Chapitre I : Recherche bibliographique et Généralités des systèmes à absorption

I.1. Introduction	01
I.2. Etude bibliographique des systèmes de réfrigération par absorption	01
I.3. Généralité sur le refroidissement par systèmes à absorption	04
I.3.1.Principe de fonctionnement	05
I.3.2.Composantes de base d'une machine à absorption	06
I.3.2.1. Le bouilleur ou désorbeur	06
I.3.2.2. Le condenseur	06
I.3.2.3. L'évaporateur	06
I.3.2.4. L'absorbeur	06
I.3.3. Les couples classiques utilisés dans l'absorption	08
I.3.3.1. Machine à absorption avec NH ₃ /H ₂ O	08
I.3.3.1.1. Description	08
I.3.3.1.2.Fonctionnement	09
I.3.3.2. Machine à absorption avec H ₂ O/LiBr	10
I.3.4. Avantages et inconvénients	
I.3.4.1. Le mélange (ammoniac-eau)	10
I.3.4.2. Le mélange (eau - bromure de lithium)	11
I.3.5. Critères de choix du couple binaire	11
I.3.6. Diagramme thermodynamique utilisés	
I.3.6.1. Diagramme de merkel	12
I.4. Conclusion	14

Chapitre II : Modélisation et Simulation d'une machines à absorption (NH₃/H₂O)

II.1. Introduction	15
II.2. Cycle à simple effet avec échangeur de solution	15
II.2.1. Bilan massique et thermique	16
II.2.2.1. Analyse du Générateur	17
II.2.2.2. Analyse du Condenseur	18
II.2.2.3. Analyse de l'Evaporateur	18

II.2.2.4. Analyse de l'Absorbeur	18
II.2.2.5. Pompe de solution	19
II.2.2.6. Echangeur de solution	19
II.2.3. Débit spécifique de solution	19
II.2.4. Relation entre les différents débits de massique	20
II.3. Propriétés thermodynamiques du couple NH ₃ -H ₂ O	20
II.3.1. Les avantages	20
II.3.2. Propriétés du frigorigène NH ₃	20
II.3.3. Propriétés du mélange NH ₃ /H ₂ O	21
II.4. Algorithme et Organigrammes	22
II.4.1. Organigramme du programme principal de calcul des performances d'une machine à absorption de couple (NH ₃ /H ₂ O) modèle de Lansing	23
II.5. Conclusion	

Chapitre III : Résultats et Interprétations

III.1. Introduction	25
III.2. Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide (NH ₃ /H ₂ O)	25
III.3. Etude paramétrique	
III.3.1.1. Coefficient de performance en fonction de la température du générateur	28
III.3.1.2. Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur T _c	29
III.3.1.3. Coefficient de performance en fonction de la température de l'absorbeur T _a	29
III.3.1.4. Coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur T _e	30
III.3.2.1. Quantité de chaleur fournie au générateur en fonction de la température du générateur	31
III.3.2.2. Quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la température du générateur	31
III.3.2.3. Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur en fonction de la température du générateur	32
III.3.2.4. Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur en fonction de la température du générateur	33
III.4. Conclusion	33

Conclusion Générale

Références bibliographiques

Annexe A

Annexe b

LISTES DE 3S FIGURES

Figure [1.1] : Structure d'une machine à absorption.	05
Figure [1.2] : installation avec échangeur de solution	07
Figure [1.3] : Variation du COP en fonction de la température du générateur T_g	07
Figure [1.4] .Machine à absorption avec NH ₃ -H ₂ O	08
Figure [1.5]. Diagramme de Merkel relatif au couple NH ₃ /H ₂ O	12
Figure [1.6]. Diagramme d'Oldham relatif au couple NH ₃ /H ₂ O	13
Figure [2.1]: Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet	15
Figure [3.1]: Coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g	28
Figure [3.2]: Coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c	29
Figure [3.3]: Coefficient de performance COP en fonction de la température de l'absorbeur T_a	29
Figure [3.4]: Coefficient de performance COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e	30
Figure [3.5]: variation de la quantité de chaleur fournit au générateur en fonction de la température du générateur T_g	30
Figure [3.6]: variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la température du générateur T_g	31
Figure [3.7]: variation de la quantité de chaleur cédée par l'absorbeur en fonction de la température du générateur T_g	31
Figure [3.8]: variation de chaleur absorbée par l'évaporateur en fonction de la température du générateur T_g	31

LISTE DES TABLEAUX

Tableau [1.1] : Coefficient des équations (II.32- II.33- II.34)	21
Tableau [1.2] : Coefficient de l'équation ((II.36) (II.36.a))	22
Tableau [3.1]: les Variations en fonction de (Tg)	25
Tableau [3.2]: les Variations en fonction de (Tc)	26
Tableau [3.3]: les Variations en fonction de (Ta)	26
Tableau [3.4]: les Variations en fonction de (Te)	27

NOMENCLATURE

Nomenclature	Désignation	Unité
COP	Coefficient de performance	Sans dimension
FR	Taux de circulation	Sans dimension
H	Enthalpie massique	KJ/Kg
Q	puissance	KW
P	Pression	Pa, bar
T	Température	K, °C
X	Concentration de solution	(%)
m	Débit massique	kg/s

Introduction générale

Introduction Générale

La grande majorité des énergies utilisées dans les secteurs industriels et domestiques proviennent des sources d'énergies fossiles tels que le pétrole et le charbon. Ces réserves naturelles se raréfiant, il faut continuellement trouver des nouvelles ressources toujours plus difficiles à extraire, multipliant ainsi les problèmes environnementaux liés au forage et au transport.

L'augmentation de la population, de la demande énergétique mondiale et du coût énergétique rendent ces ressources jusqu'alors difficiles d'accès maintenant concurrentiels.

La production d'énergie est un défi de grande importance pour les prochaines années. En effet, les besoins énergétiques des sociétés industrialisées ne cessent d'augmenter. Par ailleurs, les pays en voie de développement auront besoin de plus en plus d'énergie pour mener à bien leur développement. D'après cette étude bibliographique, nous constatons que la plupart des travaux effectués dans le domaine de la production du froid par absorption concernent et se basent sur l'analyse énergétique qui utilise le premier principe de la thermodynamique.

La production du froid peut être faite par deux principaux systèmes, la compression mécanique est le système le plus utilisé l'absorption est l'autre système, l'usage de l'énergie primaire pour produire du froid (gaz naturelle, déchets industriel, énergie solaire...) est possible l'étude que nous avons menée se propose donc d'analyser le fonctionnement d'une machine à absorption simple effet utilisant le couple (NH₃/H₂O) par des simulations numériques sous différentes conditions.

En 1859, Ferdinand Carré introduisit la première machine à absorption utilisant de l'eau et de l'ammoniac. Des machines basées sur son brevet furent utilisées pour faire la glace et stocker de la nourriture. Aujourd'hui seulement 2% des pompes à chaleurs installées en industrie sont des machines à absorption.

Le fonctionnement des machines à absorption sont activées thermiquement et sont composées d'une partie motrice et d'une partie réfrigérant.

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 l'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.

Le but principal de notre travail est de faire une simulation d'un système de rafraîchissement solaire par absorption utilisant le mélange (NH₃/H₂O) en utilisant le premier principe de la thermodynamique.

Notre travail est reparti sur trois chapitres :

Dans le premier chapitre on présente une recherche bibliographique (travaux réalisés dans l'absorption utilisant le mélange (NH₃/H₂O) et dans la deuxième partie, on parle généralités sur le refroidissement, en particulier sur la machine à absorption.

Nous avons aussi traité les composantes de basse d'une machine à absorption, d'après cette étude bibliographique, nous constatons que la plupart des travaux effectués dans le domaine de la production du froid par absorption concernent et se basent sur l'analyse énergétique qui utilise le premier principe de la thermodynamique.

Ainsi, nous présenterons dans un deuxième chapitre une modalisation et simulation par le programme MATLAB, nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation et une analyse thermodynamique pour un cycle à absorption à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique enthalpique et exégétique pour chaque organe, relation entre les différents débit de masse , nous avons aussi traité les propriétés thermodynamique du couple (NH₃/H₂O) avec une simulation d'une installation de réfrigération à absorption à simple effet.

Pour fini le troisième chapitre sera axe sur les résultats trouves par la simulation sur MATLAB avec une étude paramétrique de cycle sous les conditions climatiques de notre pays. Notre mémoire sera clôturé par une conclusion générale et suivie par annexe.

Chapitre : I

Recherche bibliographique et Généralités de
système à absorption

I.1.Introduction :

Dans ce chapitre on présente une recherche bibliographique (Travaux réalisés dans l'absorption utilisant le mélange NH₃/H₂O).

Dans la deuxième partie, on parle généralités sur le refroidissement, en particulier sur la machine à absorption, cette partie comprend le principe de fonctionnement, les schémas de principe ainsi que les caractéristiques des couples binaires utilisées, où nous avons abordé les composants de base d'une installation à absorption.

I.2. Etude bibliographique des systèmes de réfrigération par absorption :(Travaux réalisés dans l'absorption utilisant le mélange NH₃/H₂O)

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

Monsieur Sergio Hanriot et al (2019). [1] soute étudie le fonctionnement d'un système de réfrigération à absorption d'eau à l'ammoniaque alimenté par des gaz d'échappement, il s'est avéré que le système présentait des faibles performances (valeur COP maximale obtenue d'environ 0.05), ce qui est probablement du au fait que A R S m'a pas été conçu pour fonctionner avec la chaleur fournie par les gaz d'échappement des automobiles.

M.Witz et al (2018). [2] soute intéressés par la production de froid dans une chine à absorption NH₃/H₂O nécessite l'utilisation d'un rectifier en sortie du générateur afin d'éliminiez les traces d'eau dans la vapeur d'ammoniaque produite ces résultats montrent que l'efficacité du désorbeur et la qualité de la vapeur d'ammoniaque générée augment avec l'accroissement du rapport d'aspect, Cette solution semble d'autant plus avantageuse qu'elle ne nécessite pas de boueilles de séparation, et requierent une rectification nions importante .

Abdul Khaliq et al (2007). [3] cette étude basée sur la seconde loi de la thermodynamique appliquée sur un cycle de réfrigération à absorption à simple effet, deux types de mélange ont été testés H₂O-LiBr et NH₃-H₂O pour voir l'influence de ces derniers sur les performances du système. Ils ont montré que la destruction totale d'énergie de la solution NH₃-H₂O est nettement plus élevée que pour la solution H₂O-LiBr. La destruction totale d'énergie est significative dans le générateur et l'absorbeur et l'efficacité exégétique augmente significativement avec l'augmentation de la température du générateur.

N. Ben Ezzine et al (2004). [4] ont fait une simulation thermodynamique d'un cycle à absorption NH₃-H₂O à deux étages entraînés par l'énergie solaire. Ils ont appliqué une analyse du deuxième

principe de la thermodynamique pour mesurer l'irréversibilité de chaque composant du cycle, les résultats obtenus montrent que l'absorbeur, les échangeurs de solution et de vapeur froide-condensât et le condenseur ont le plus grand potentiel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle.

Kh. Mejbri et al (2006). [5] ont fait une modélisation des propriétés thermodynamiques du mélange de la solution binaire ammoniac - eau. Trois approches différentes sont formulées et comparées. La première est une approche empirique basée sur un modèle d'enthalpie libre du mélange considéré comme résultante des propriétés de ses composants purs ; la deuxième est une approche semi-empirique basée sur l'équation d'état, et la troisième basée sur la théorie de l'état (liquide ou vapeur) de la solution ammoniac- eau .Une comparaison de ces trois méthodes montre que la troisième méthode est adaptée à ce système de réfrigération.

D. Kong et al (2010). [6] ont présenté un modèle thermodynamique d'un refroidisseur d'eau à absorption à ammoniac-eau, ce dernier est basé sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Ils ont fait aussi un dispositif expérimental pour valider leurs résultats en utilisant le chauffage électrique pour alimenter le générateur.

Kalkan et al (2012). [7] décrivent les technologies de climatisation solaire thermique. Les bases thermodynamiques des systèmes à absorption et à dessiccation ont été présentées. Aussi, des exemples récents de systèmes de conditionnement d'air solaire ont été présentés selon leur performance de fonctionnement et leur description. L'objectif principal était de présenter comment un système solaire peut produire du refroidissement tout en réduisant l'empreinte de son intégration avec les bâtiments existants et futurs.

Al-Alili et al (2014). [8] ont fourni des aperçus sur les principes de fonctionnement des technologies de refroidissement solaire thermique. En outre, les auteurs ont examiné les progrès de recherche réalisés dans cette technologie grâce à une étude de la littérature. La recherche dans le domaine de la réfrigération à absorption et à adsorption solaires est focalisée sur le développement de nouveaux couples réfrigérant-absorbant, sur l'étude des diverses configurations du système et l'amélioration des composants du cycle afin d'améliorer la fraction solaire, d'étendre l'opération du cycle et d'augmenter l'efficacité du système.

Visant à faire le point sur le concept de froid solaire basé sur l'utilisation de capteurs solaires à concentration, **Ayadi et al (2012).** [9] ont exposé les raisons de la sélection de ces technologies de capteurs solaires pour les applications de climatisation solaire. Il a été affirmé qu'à partir de 2004, le nombre d'installations a été de plus en plus croissant et que des capteurs cylindro-paraboliques et des capteurs Fresnel disponibles dans le commerce ont été combinées avec des

systèmes à absorption à LiBr-H₂O à double effet et des systèmes à H₂O-NH₃ à simple effet refroidisseurs à absorption. En outre, il a été établi que les meilleures performances sont réalisées par des machines absorption à effet multiple à refroidissement humide.

Tabor (1962). [10] a présenté les aspects techniques et théoriques généraux des dispositifs de froid solaire dans ses deux branches, réfrigération et climatisation. Les aspects économiques ont été également discutés. Il a été conclu que, parmi les dispositifs de refroidissement thermiquement motorisés, les plus prometteurs dans une exploitation solaire sont les machines à absorption en circuit fermé.

Tyagi (1988). [11] a réalisé une étude détaillée d'un SARC utilisant le NH₃-H₂O et a présenté la variation du coefficient de performance dans le SARC en fonction des conditions opératoires du cycle, c'est-à-dire, les températures de l'absorbeur, de l'évaporateur et du générateur. Il a montré que le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur.

Sözen (2002). [12] a étudié en 2001 l'effet des échangeurs de chaleur sur la performance d'un système de réfrigération à absorption NH₃-H₂O. Il a calculé le COP, l'ECOP, le taux de circulation et les pertes exégétiques de chaque composant du système. Il a conclu que l'évaporateur, l'absorbeur, le générateur, l'échangeur de chaleur de mélange et le condenseur présentent des pertes exégétiques élevées. Il a également conclu que l'utilisation d'un échangeur récupérateur situé entre l'évaporateur et le condenseur n'augmente pas les performances du système. Les résultats de cette étude contredisent les résultats obtenus dans toutes les études mentionnées en concluant qu'il n'y a pas un composant ayant des pertes exégétiques dominantes.

De Francisco et al (2008). [13] ont développé et testé le prototype d'un SARC NH₃-H₂O de 2 kW fonctionnant à l'énergie solaire. Le système a également souffert de fuites dans différentes composantes et a nécessité d'autres améliorations. Et, Castro et al (2002). [14] ont développé un système de refroidissement par absorption H₂O-LiBr de 3kW et ont comparé théoriquement et expérimentalement les performances du système pour des températures de l'eau chaude allant de 80°C à 95°C. Les résultats indiquent des écarts entre la capacité de refroidissement et le COP. Ce qui a conduit à des résultats théoriques et expérimentaux divergents. Enfin en 2004, Horuz et Callander [15] ont décrit l'étude expérimentale de la performance d'un système de réfrigération à absorption disponible dans le commerce. Le système est alimenté au gaz naturel avec une capacité de 10 kW. Ils ont étudié la réponse du système de réfrigération aux variations de la température de l'évaporateur et de la source disponible.

I.3. Généralité sur le refroidissement par systèmes à absorption:

La technologie retenue pour la production de froid est basée sur le principe d'absorption. Ce principe n'est pas nouveau : il a été découvert par un Français qui a construit la première machine à absorption vers 1850 [16]. Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la Seconde Guerre mondiale. La technologie n'est pas récente et elle a fait ses preuves dans plusieurs pays. Les couples les plus utilisés sont le couple NH₃/H₂O et H₂O/LiBr.

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C, il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbant [17]. Vu l'importance de la gamme de température à couvrir (-10 °C à -30 °C), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième, la température se situe vers +5 °C, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air [18]. Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique. En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet. [19] Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches [20], soit dans le but d'améliorer le rendement, soit dans le but de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à basses températures.

I.3. 1. Principe de fonctionnement :

Une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés sur la figure [I.1] et pour expliquer leurs fonctionnements, nous prendrons l'exemple d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac /eau [20]

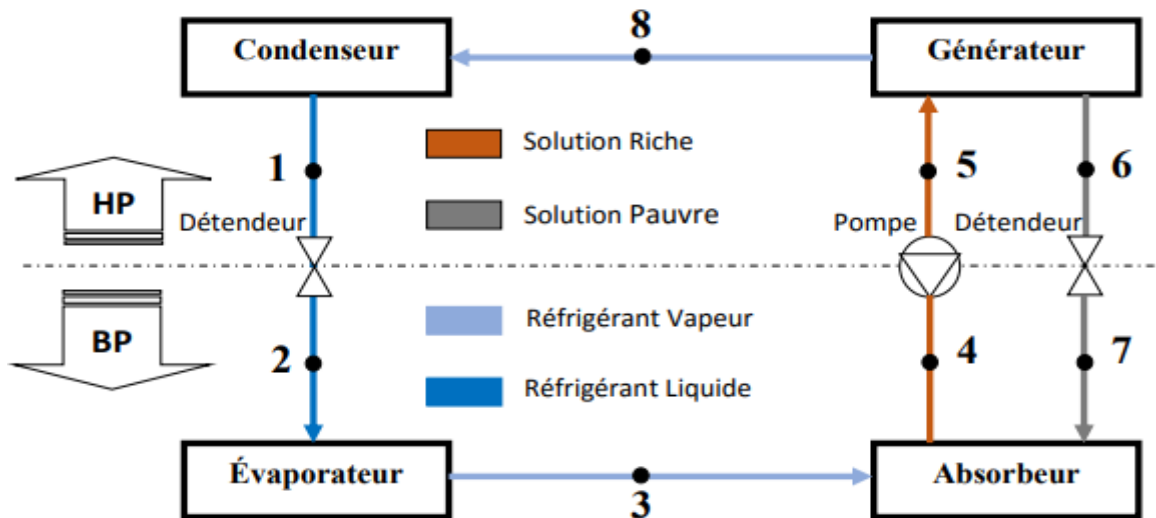


Figure [1.1] : Structure d'une machine à absorption. [20]

La machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

L'énergie qui permet d'élever la température et la pression du fluide frigorigène est fournie par l'énergie mécanique produite par le compresseur.

Dans un système à absorption, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par l'absorbeur en combinaison avec une pompe de solution et le générateur, au lieu d'un compresseur mécanique de vapeur. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur. L'absorbant qui a absorbé la vapeur du frigorigène est pompé vers le générateur où le réfrigérant est relâché sous forme de vapeur qui est dégagée à son tour puis condensée dans le condenseur. L'absorbant concentré ou régénéré est alors reconduit jusqu'à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène. La vapeur est fournie au générateur à haute température et rejetée de l'absorbeur à basse température. [20]

I.3.2. Composantes de base d'une machine à absorption :

I.3.2.1. Le bouilleur ou désorbeur :

La solution riche en frigorigène x_{ab} (le titre du frigorigène dans l'absorbeur en %) (Au point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_g (énergie thermique générateur) à une température T_g ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution, on parle alors de désorption. En sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (au point 8) et une solution appauvrie x_{ge} en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation. En général, la vapeur d'ammoniac passe dans un rectificateur où elle se débarrasse de la vapeur d'eau entraînée. [20]

I.3.2.2. 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_0 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 . [20]

I.3.2.3. 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'environnement 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 . [20]

I.3.2.4. 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 (dans la plupart des cas $=T_a$). En sortie d'absorbeur (au point 4), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage. [20]

Le mélange ammoniac-eau est de nouveau pompé de l'absorbeur dans le générateur, et le circuit recommence. 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 .

Les performances des machines à absorption sont moins élevées que celles des machines à compression de vapeur. L'ajout d'un échangeur de chaleur à contre-courant sur le circuit de la solution absorbante Figure [1.2], permettant un transfert de chaleur entre la solution pauvre quittant le générateur et la solution riche qui l'alimente, permet d'augmenter l'efficacité de ces machines.

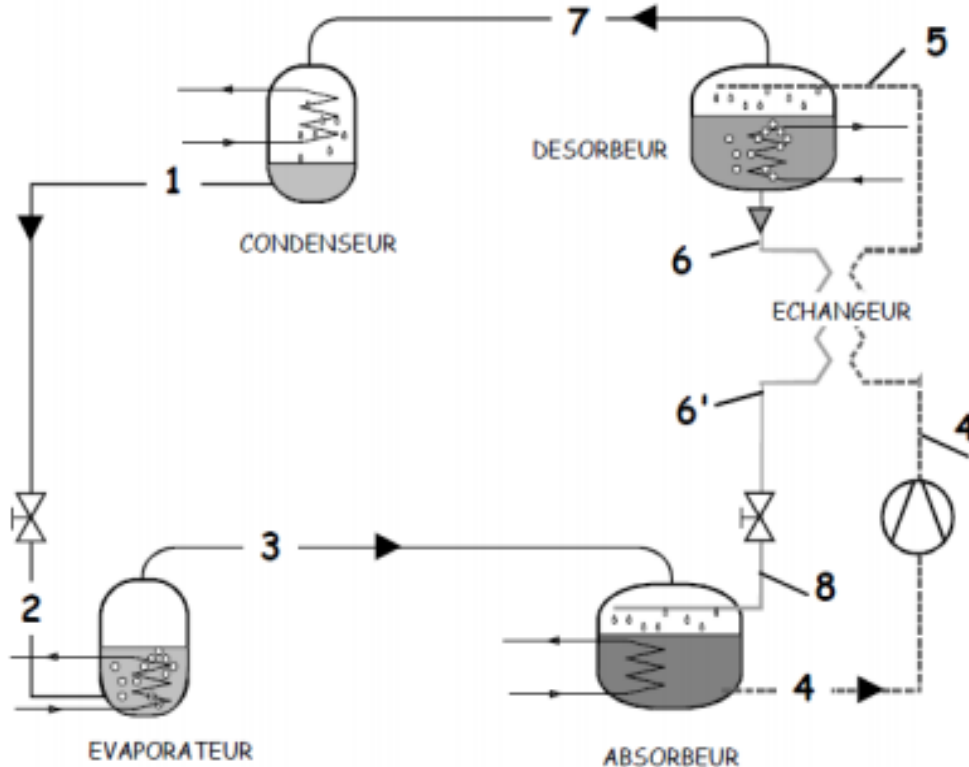


Figure [1.2] : installation avec échangeur de solution. [21]

Il est toutefois important de signaler que l'amélioration des performances de ces machines est nettement plus remarquée par l'ajout de l'échangeur de solution. La Figure [1.3] montre la variation du COP en fonction de la température du générateur.

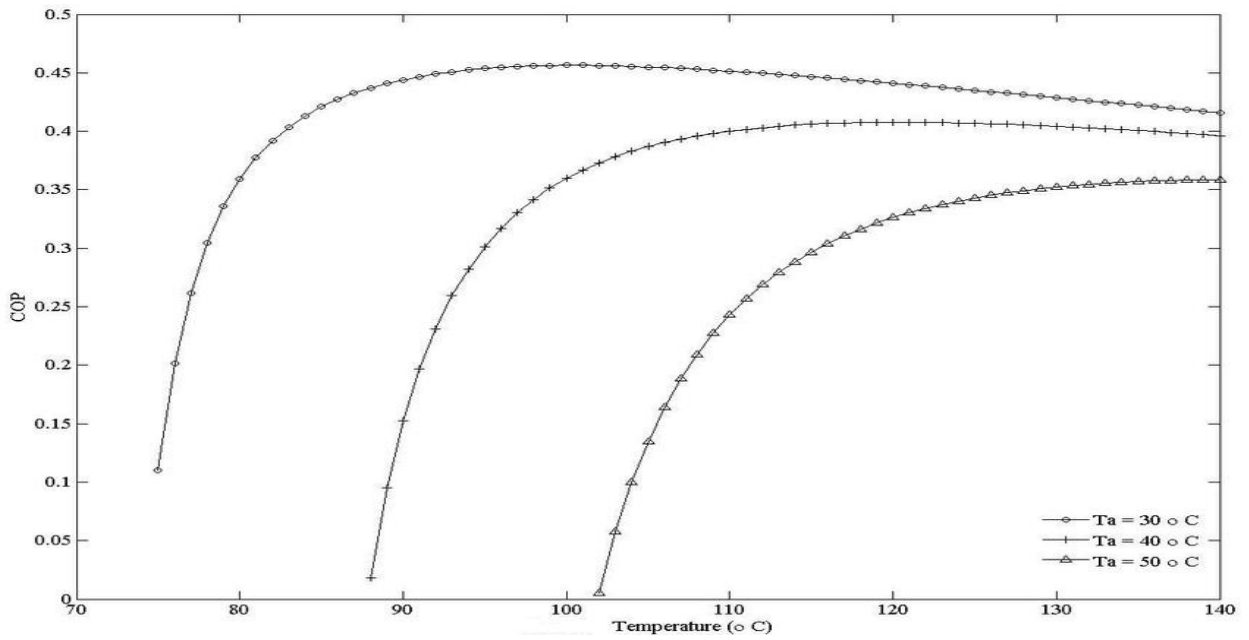


Figure [1.3] : Variation du COP en fonction de la température du générateur. [21]

I.3.3. Les couples classiques utilisés dans l'absorption :

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss [22] 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).

I.3.3.1. Machine à absorption avec NH₃/H₂O : [22]

Cette machine utilise la propriété que présente l'eau à basse température d'absorber l'ammoniac (1000 fois son volume à 0°C) et de libérer par chauffage la presque totalité du gaz absorbé (à 100°C) [22]. Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées pourront donc nous assurer la production de froid désirée dans un évaporateur.

I.3.3.1.1. Description :

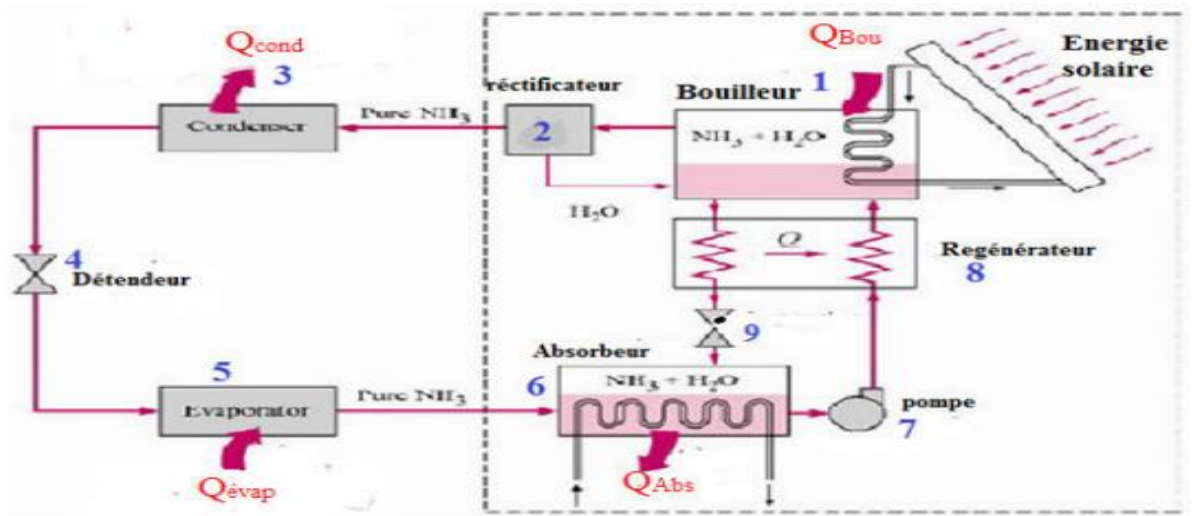


Figure [1.4] : Machine à absorption avec NH₃-H₂O. [22]

Une telle machine comprend Figure [1.4] :

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

I.3.3.1.2.Fonctionnement :

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

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

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

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

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

Nous avons donc une circulation de deux fluides :

- L'ammoniac pratiquement pur qui, entre la sortie du bouilleur et l'entrée à l'absorbeur, subit les transformations habituelles d'un fluide frigorigène.

- La solution ammoniacale, alternativement pauvre et riche qui circule entre le bouilleur et l'absorbeur.

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

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

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

I.3.3.2. Machine à absorption avec H₂O/LiBr : [22]

Le mélange H₂O/LiBr malgré ses nombreux avantages présente des sérieux inconvénients limitant son application. La température de congélation de l'eau limite l'usage de la solution H₂O/LiBr dans des systèmes frigorifiques à des températures supérieures à 0°C. L'application de ce mélange est limitée aux systèmes de production d'eau glacée pour la climatisation. D'une autre part, ce mélange présente un inconvénient majeur concernant son domaine de solubilité. A des hautes températures et/ou importantes concentrations la solution de bromure de lithium fait face à un problème de cristallisation ce qui rend nécessaire le contrôle continu de la température du circuit de refroidissement. Un autre problème majeur lié à ce mélange concerne les bas niveaux de pressions utilisées. La pression au niveau de l'évaporateur étant inférieure à la pression atmosphérique cause problème d'étanchéité et de choix de matériau.

I.3.4. Avantages et inconvénients :

I.3.4.1. Le mélange (ammoniac-eau) : l'ammoniac est le fluide réfrigérant

A. Avantage :

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

B. Inconvénients :

- L'ammoniac est toxique c'est la raison pour laquelle son utilisation est limitée par la réglementation à des cas particuliers.

- L'ammoniac vapeur qui sort du bouilleur contient quelques traces de vapeur d'eau et qui parcourt le circuit frigorigène.

I.3.4.2. Le mélange (eau - bromure de lithium) : l'eau est le fluide réfrigérant

A. Avantage :

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

B. Inconvénients :

- Les températures inférieures à zéro degré (0°C) lui sont interdites afin d'éviter la congélation se qui convient à la climatisation et la conservation des aliments.
- Danger de cristallisation surtout en transitoire.
- Bromure de lithium (BrLi) est couteux.
- L'installation (H₂O-BrLi) travaille sous vide à une pression nettement inférieure à la pression atmosphérique.

I.3.5. Critères de choix du couple binaire : [23]

La performance d'une machine à absorption dépend principalement des propriétés chimiques et thermodynamique des fluides utilisés.

Les deux substances fluides frigorigène - agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent remplir un certain nombre de critères. L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant /réfrigérant) est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle. En plus un couple binaire parfait doit avoir les caractéristiques suivantes :

- les mélanges (absorbant /réfrigérant) doivent avoir est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle.
- Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxique, et non explosifs.
- Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.

- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.
- Propriétés thermo physiques favorables: conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosif, inoffensif pour l'environnement et à prix abordable.
- Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- Température de congélation de l'absorbante inférieure à la température la plus basse du cycle.

Le couple (NH₃/H₂O) et (H₂O/LiBr) sont les couples qui remplissent le plus de critères.

I.3.6. Diagramme thermodynamique utilisés : [22]

I.3.6.1. Diagramme de Merkel :

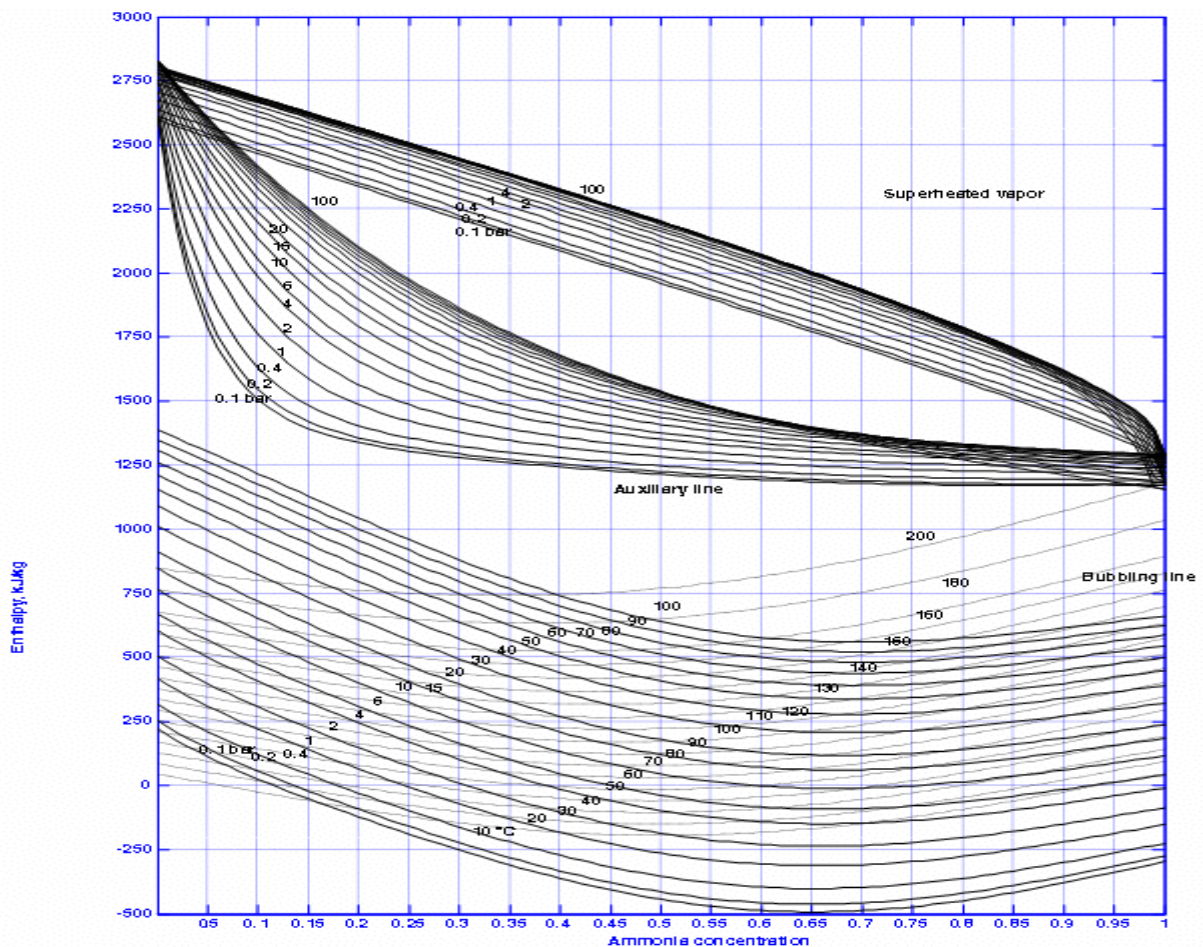


Figure [1.5] : Diagramme de Merkel relatif au couple NH₃/H₂O. [22]

Le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies Figure [1.5].

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

I.4. Conclusion :

Dans ce chapitre on présente une recherche bibliographique (travaux réalisés dans l'absorption utilisant le mélange $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et dans la deuxième partie, on parle généralités sur le refroidissement, en particulier sur la machine à absorption.

Nous avons aussi traité les composantes de basse d'une machine à absorption, d'après cette étude bibliographique, nous constatons que la plupart des travaux effectués dans le domaine de la production du froid par absorption concernent et se basent sur l'analyse énergétique qui utilise le premier principe de la thermodynamique.

Chapitre : II

**Modélisation et Simulation D'une Machines à
Absorption**

II .1.Introduction :

Dans ce chapitre on effectue une analyse et 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 Figure [2.1].

Ainsi pour faire une étude des performances de ce cycle, avec une simulation par le programme MATLAB, nous attarderons à l'analyse les composantes de base d'une machine à absorption, 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).

II.2. Cycle à simple effet avec échangeur de solution :

Le cycle à simple effet, représenté sur la figure [2.1], contient les éléments de base suivants : Un évaporateur, un condenseur, un générateur, un absorbeur et échangeur de solution.

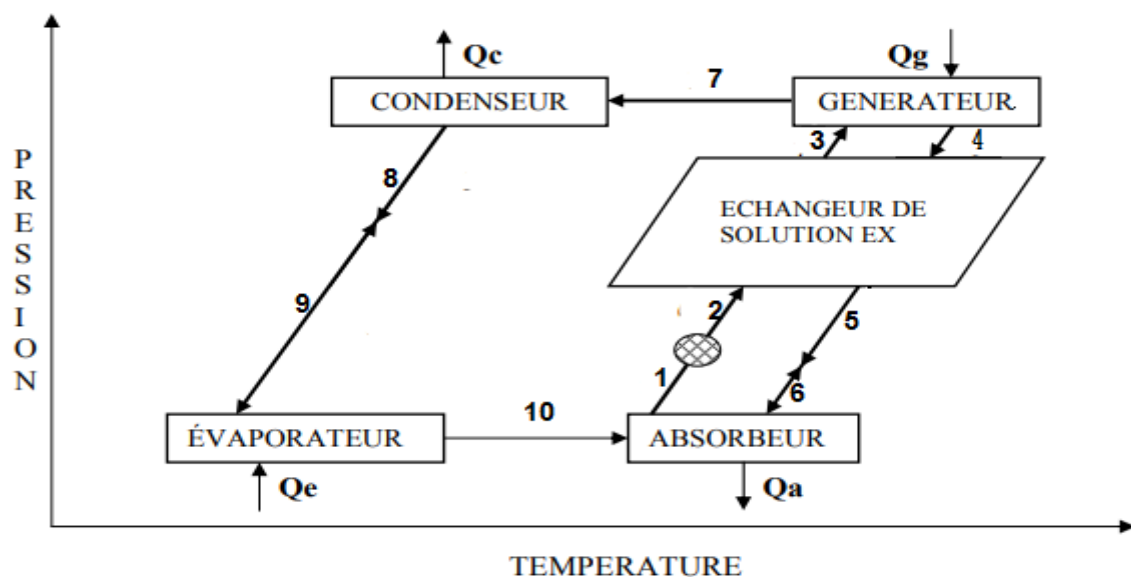


Figure [2.1]: Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet. [24]

II.2.1. Bilan massique et thermique :

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure [2.1], nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes :

1. aux points 7, 8, 9 et 10, le fluide frigorigène est à l'état pur.
2. il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
3. 3 aux points 1 et 4, la solution est à l'état saturée.

4. les détendeurs sont adiabatiques.
5. la pompe de solution est isentropique.
6. il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

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

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

En mode froid et climatisation, nous avons :

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

Q_a : Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur.

Q_e : Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_c : Quantité de chaleur cédée par le condenseur.

Q_g : Quantité de chaleur fournie 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 :

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

Pour froid et climatisation :

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

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

Pour le chauffage :

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

Pour froid et climatisation :

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

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 :

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

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

Bilan énergétique :

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

II.2.2.1. Analyse du Générateur :

Bilan massique :

$$m_3 = m_7 + m_4 \quad (\text{II.10})$$

$$m_3 \cdot X_3 = m_7 + m_4 \cdot X_4 \quad (\text{II.11})$$

Bilan énergétique :

$$Q_g = m_7 h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \quad (\text{II.12})$$

h_7 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_3 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température T_5 et à la pression du condenseur.

h_4 : Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

m_7 : Débit du réfrigérant.

m_3 : Débit massique de solution riche.

m_4 : Débit massique la solution pauvre.

II.2.2.2. Analyse du Condenseur :

Bilan massique :

$$m_3 = m_7 + m_4 \quad (\text{II.13})$$

Bilan énergétique :

$$Q_{cond} = m_7 h_7 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (\text{II.14})$$

h_7 : Enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_8 : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température T_c et à la pression du condenseur.

m_8 : Débit du réfrigérant.

II.2.2.3. Analyse de l'Évaporateur :

Bilan massique :

$$m_3 = m_4 = m_5 = m_6 \quad (\text{II. 15})$$

Bilan énergétique :

$$Q_{evap} = m_6 h_6 - m_5 \cdot h_5 - m_3 \cdot (h_6 - h_3) \quad (\text{II. 16})$$

h_9 : Enthalpie liquide à la température T_9 et à la pression de l'évaporateur.

h_{10} : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température T_E et la pression de l'évaporateur. m_9, m_{10} : Débit du réfrigérant.

II.2.2.4. Analyse de l'Absorbeur :

Bilan massique :

$$m_{10} + m_6 = m_1 \quad (\text{II. 17})$$

Bilan énergétique :

$$Q_a = m_{10} h_{10} + m_6 \cdot h_6 - m_1 \cdot h_1 \quad (\text{II. 18})$$

h_1 : 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_6 : Enthalpie du liquide de la solution à la température T_6 à la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre.

m_1 : Débit massique de solution riche.

m_6 : Débit massique la solution pauvre.

II.2.2.5. Pompe de solution :

Bilan massique :

$$m_2 = m_1 \quad (\text{II. 19})$$

Bilan énergétique :

$$h_2 = h_1 + v_2 \cdot (P_2 - P_1) \quad (\text{II. 20})$$

$$W_p = v_2 \cdot (P_2 - P_1) \quad (\text{II. 21})$$

m_2 : Débit de solution riche.

h_2 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

v_2 : Le volume spécifique de la solution riche à la température T_2 .

P_1 : Pression d'entrée de pompe.

P_2 : Pression de sortie de pompe.

II.2.2.6. Echangeur de solution :

Bilan massique :

$$m_2 = m_3 \quad (\text{II. 22})$$

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

Bilan énergétique :

$$T_5 = E_x \cdot T_2 + (1 - E_x) \cdot T_4 \quad (\text{II. 24})$$

$$h_3 = h_2 + \frac{m_4}{m_2} (h_4 - h_5) \quad (\text{II. 25})$$

h_5 : Enthalpie de la solution pauvre à la température T_5 .

E_x : L'efficacité de l'échangeur de chaleur. Ou $E_x = \frac{T_5 - T_4}{T_2 - T_4}$

II.2.3. 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. [24]

S'écrit :

$$FR = \frac{X_3}{X_3 - X_4} \quad (\text{II. 26})$$

$$FR2 = \frac{X_4}{X_4 - X_3} \quad (\text{II. 27})$$

II.2.4. Relation entre les différents débits de masse :

Il existe deux relations indépendantes reliant les débits du frigorigène m_7 et de la solution riche m_3 provenant de bilans matière établis pour le générateur et/ou l'absorbeur.

$$m_3 = m_7 + m_4 \quad (\text{II. 28})$$

$$m_3 \cdot X_3 = m_7 + m_4 \cdot X_4 \quad (\text{II. 27})$$

En éliminant le débit de la solution pauvre m_4 , on obtient :

$$m_3 = m_7 + \frac{1-X_4}{X_3-X_4} \quad (\text{II.28})$$

De même pour :

$$m_4 = m_7 * FR \quad (\text{II.29})$$

$$m_7 = m_1 / FR2 \quad (\text{II.30})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

- Pour la climatisation :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_7 \cdot (h_{10} - h_9)}{m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3} \quad (\text{II.31})$$

II.3. Propriétés thermodynamiques du couple NH3-H2O :

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

II.3.1. Les avantages :

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. [26]

Les équations ci-dessus sont [24,25]

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

- ammoniac-eau (NH3/H2O)

II.3.2. Propriétés du frigorigène NH3 : [24,25]

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

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

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

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

$$H_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273.15)^i \quad (\text{II.34})$$

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

Tableau [2.2]: Coefficient des équations (II.32- II.33- II.34). [25,26]

i	a_i équation II.32	b_i équation II.33	c_i équation II.34
0	4.2871×10^{-1}	1.9879×10^2	1.4633×10^3
1	1.6001×10^{-2}	4.4644×10^0	1.2839×10^0
2	2.3652×10^{-4}	6.2790×10^{-3}	-1.1501×10^{-2}
3	1.6132×10^{-6}	1.4591×10^{-4}	-2.1523×10^{-4}
4	2.4303×10^{-9}	-1.5262×10^{-6}	1.9055×10^{-6}
5	-1.2494×10^{-11}	-1.8069×10^{-8}	2.5608×10^{-8}
6	1.2741×10^{-13}	1.9054×10^{-10}	-2.5964×10^{-10}

II.3.3. Propriétés du mélange NH₃/H₂O :

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T et la concentration du mélange ammoniac-eau est donnée par [24,25] :

$$\log p = A - \frac{B}{T} \quad (\text{II.35})$$

Avec :

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.982X^2 + 0.362X^3$$

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

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est donnée par. [25]

$$H(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273.16} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (\text{II.36})$$

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

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

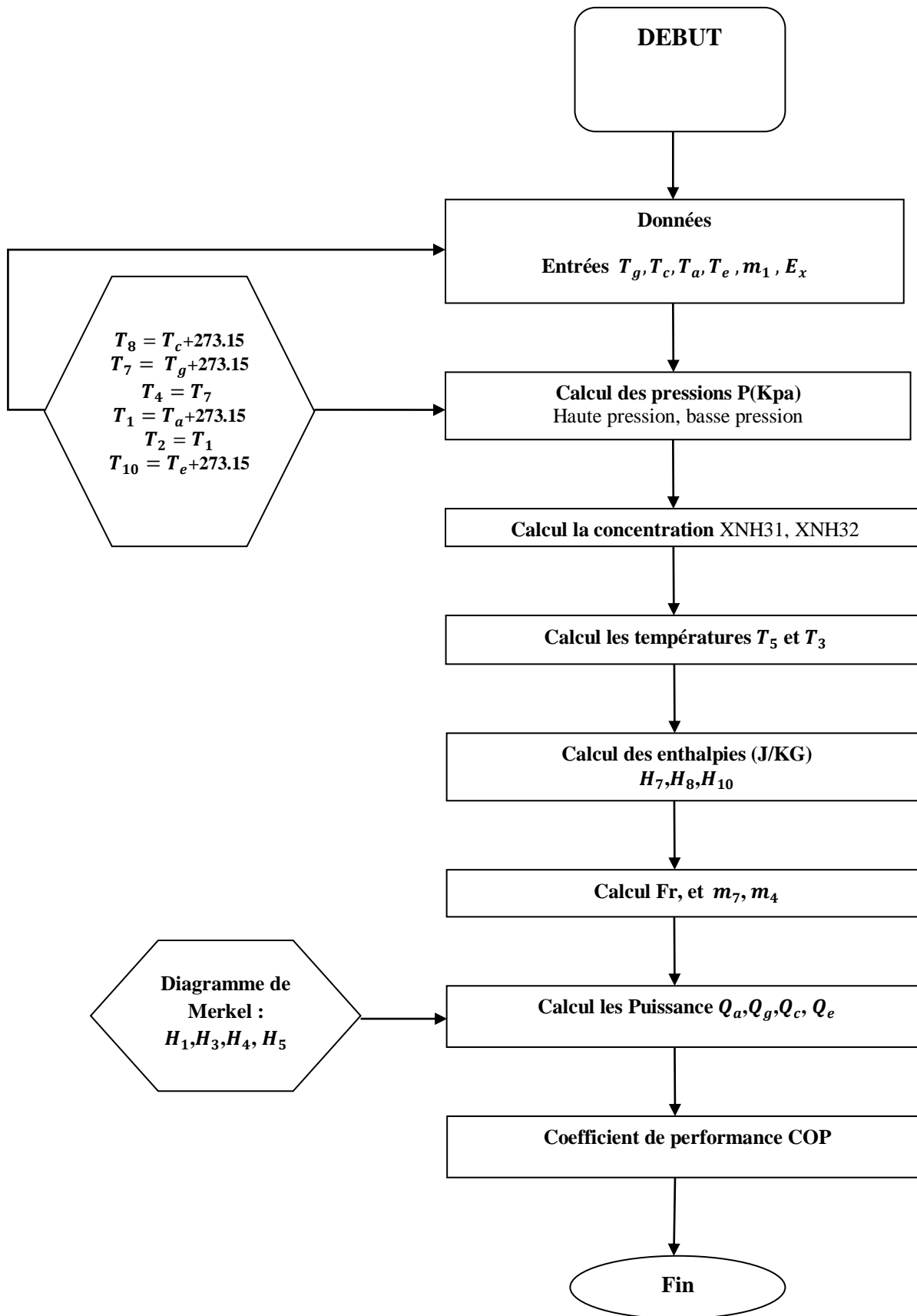
Tableau [2.2] : Coefficient de l'équation ((II.36) (II.36.a)). [25,26]

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	6	0	3.50716×10^0

II.4. Algorithme et Organigrammes :

Les propriétés thermodynamiques des états 7, 8, 9 et 10 sont déterminés par les équations de NH₃ et H₂O pure équations (II.32 à II.34) et les autres propriétés, c'est-à-dire des états 1, 2, 4 et 6, peuvent être calculés sur la base des équations(II.35 à II.36.a).

II.4.1. Organigramme du programme principal de calcul des performances d'une machines a absorption de couple (NH3/H2O) modèle de Lansing :



II.5.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation et une analyse thermodynamique pour un cycle à absorption à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique enthalpique pour chaque organe, relation entre les différents débit de masse , nous avons aussi traité les propriétés thermodynamique du couple (NH₃/H₂O) avec une simulation d'une installation de réfrigération à absorption à simple effet à été présentée dans ce chapitre.

Chapitre : III

Résultats et Interprétation

III.1.Introduction :

En utilisant le logiciel MATLAB nous avons tracé un programme qui détermine les propriétés thermodynamiques de chaque état dans le cycle d'une machine frigorifique à absorption. Ce travail décrit et analyse la simulation et la procédure de modélisation informatique d'un système d'absorption ammoniacque/eau à savoir les conditions et après une étude paramétrique nous avons présenté les courbes de coefficient de performance en fonction de la température du : générateur, condenseur, absorbeur et évaporateur par des figures.

Les résultats de cette simulation sont présentés par les figures ci-dessous. Ces figures représentent les courbes de variation des quantités de chaleur et du coefficient de performance et du rapport de ce dernier.

III.2. Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide (NH₃/H₂O) :

Les tableaux ci-dessous représentent respectivement les caractéristiques thermodynamiques des points et les performances de la machine à absorption.

Tableau [3.1]: récapitulatif des paramètres du cycle en fonction de la température du générateur.

paramètre	T _g =60 °C	T _g =70 °C	T _g =80 °C	T _g =90 °C
H1 [KJ/Kg]	-50 *10 ³	-50 *10 ³	-50 *10 ³	-50 *10 ³
H2 [KJ/Kg]	-50 *10 ³	-50 *10 ³	-50 *10 ³	-50 *10 ³
H3 [KJ/Kg]	50 *10 ³	50 *10 ³	50 *10 ³	50 *10 ³
H4 [KJ/Kg]	25 *10 ³	50 *10 ³	133.33 *10 ³	166.66 *10 ³
H5 [KJ/Kg]	-66.66 *10 ³	-33 *10 ³	-8.33 *10 ³	33.33 *10 ³
H6 [KJ/Kg]	-66.66 *10 ³	-33 *10 ³	-8.33 *10 ³	33.33 *10 ³
H7 [KJ/Kg]	1.7082 *10 ⁶	1.736 *10 ⁶	1.763 *10 ⁶	1.789 *10 ⁶
H8 [KJ/Kg]	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵
H9 [KJ/Kg]	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵	5.0923 *10 ⁵
H10 [KJ/Kg]	1.5998 *10 ⁶	1.5998 *10 ⁶	1.5998 *10 ⁶	1.5998 *10 ⁶
Ph [KPa]	1.3508 *10 ³	1.3508 *10 ³	1.3508 *10 ³	1.3508 *10 ³
Pb [KPa]	354.7552	354.7552	354.7552	354.7552
XNH31	0.6204	0.6204	0.6204	0.6204
XNH32	0.4930	0.4799	0.4666	0.4530
Qc [KW]	12.3926	14.3666	16.5355	18.9192

Qe [KW]	11.2728	12.7713	14.3830	16.1178
Qa [KW]	15.1809	19.0110	22.6558	27.4694
Qg [KW]	18.9124	22.9156	30.3432	35.5747
COP	0.5961	0.5573	0.4740	0.4531

Tableau [3.2]: récapitulatif des paramètres du cycle en fonction de la température de (T_c)

Paramètre	$T_c=35\text{ °C}$	$T_c=40\text{ °C}$	$T_c=45\text{ °C}$	$T_c=50\text{ °C}$
H1 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$
H2 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$	$-50 * 10^3$
H3 [KJ/Kg]	$50 * 10^3$	$50 * 10^3$	$50 * 10^3$	$50 * 10^3$
H4 [KJ/Kg]	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$
H5 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H6 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H7 [KJ/Kg]	$1.763 * 10^6$	$1.7547 * 10^6$	$1.7451 * 10^6$	$1.7342 * 10^6$
H8 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.337 * 10^5$	$5.5863 * 10^5$	$5.8377 * 10^5$
H9 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.337 * 10^5$	$5.5863 * 10^5$	$5.8377 * 10^5$
H10 [KJ/Kg]	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$
Ph [KPa]	$1.3508 * 10^3$	$1.5554 * 10^3$	$1.7827 * 10^3$	$2.0340 * 10^3$
Pb [KPa]	354.7552	354.7552	354.7552	354.7552
XNH31	0.6204	0.6204	0.6204	0.6204
XNH32	0.4666	0.4560	0.4461	0.4367
Qc [KW]	16.5355	17.6011	18.1462	18.9593
Qe [KW]	14.3830	15.3684	15.9237	16.7446
Qa [KW]	22.6558	24.6105	26.0066	27.8947
Qg [KW]	30.3432	32.5521	34.0623	36.1107
COP	0.4740	0.4721	0.4675	0.4637

Tableau [3.3]: récapitulatif des paramètres du cycle en fonction de la température de (T_a)

Paramètre	$T_a=35\text{ °C}$	$T_a=40\text{ °C}$	$T_a=45\text{ °C}$	$T_a=50\text{ °C}$
H1 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-48.33 * 10^3$	$-30 * 10^3$	$-7.5 * 10^3$
H2 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-48.33 * 10^3$	$-30 * 10^3$	$-7.5 * 10^3$
H3 [KJ/Kg]	$50 * 10^3$	$70 * 10^3$	$91.66 * 10^3$	$96.66 * 10^3$
H4 [KJ/Kg]	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$

H5 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H6 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H7 [KJ/Kg]	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$
H8 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$
H9 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$
H10 [KJ/Kg]	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$	$1.5998 * 10^6$
Ph [KPa]	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$
Pb [KPa]	354.7552	354.7552	354.7552	354.7552
XNH31	0.6204	0.6167	0.6129	0.6090
XNH32	0.4666	0.4666	0.4666	0.4666
Qc [KW]	16.5355	16.1364	15.7296	15.3153
Qe [KW]	14.3830	14.0358	13.6820	13.3216
Qa [KW]	22.6558	22.0823	20.8460	19.4069
Qg [KW]	30.3432	29.7376	29.1202	28.4934
COP	0.4740	0.4720	0.4698	0.4675

Tableau [3.4]: récapitulatif des paramètres du cycle en fonction de la température de (T_e)

Paramètre	$T_e = -5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_e = -3 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_e = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
H1 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-75 * 10^3$	$-83.33 * 10^3$	$-88.33 * 10^3$
H2 [KJ/Kg]	$-50 * 10^3$	$-75 * 10^3$	$-83.33 * 10^3$	$-88.33 * 10^3$
H3 [KJ/Kg]	$50 * 10^3$	$75 * 10^3$	$83.33 * 10^3$	$88.33 * 10^3$
H4 [KJ/Kg]	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$	$133.33 * 10^3$
H5 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H6 [KJ/Kg]	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$	$-8.33 * 10^3$
H7 [KJ/Kg]	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$	$1.763 * 10^6$
H8 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$
H9 [KJ/Kg]	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$	$5.0923 * 10^5$
H10 [KJ/Kg]	$1.5998 * 10^6$	$1.6021 * 10^6$	$1.6085 * 10^6$	$1.6105 * 10^6$
Ph [KPa]	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$	$1.3508 * 10^3$
Pb [KPa]	354.7552	383.27	479.7195	515.7490
XNH31	0.6204	0.6022	0.5965	0.5910
XNH32	0.4666	0.4666	0.4666	0.4666
Qc [KW]	16.5355	15.8616	13.9694	13.3780

Qe [KW]	11.7510	12.2481	13.8256	14.3830
Qa [KW]	22.6558	22.8291	20.8288	20.2955
Qg [KW]	30.3432	29.3204	26.4583	25.5636
COP	0.4597	0.4629	0.4715	0.4740

III.3. Etude paramétrique :

III.3.1.1. Coefficient de performance en fonction de la température du générateur :

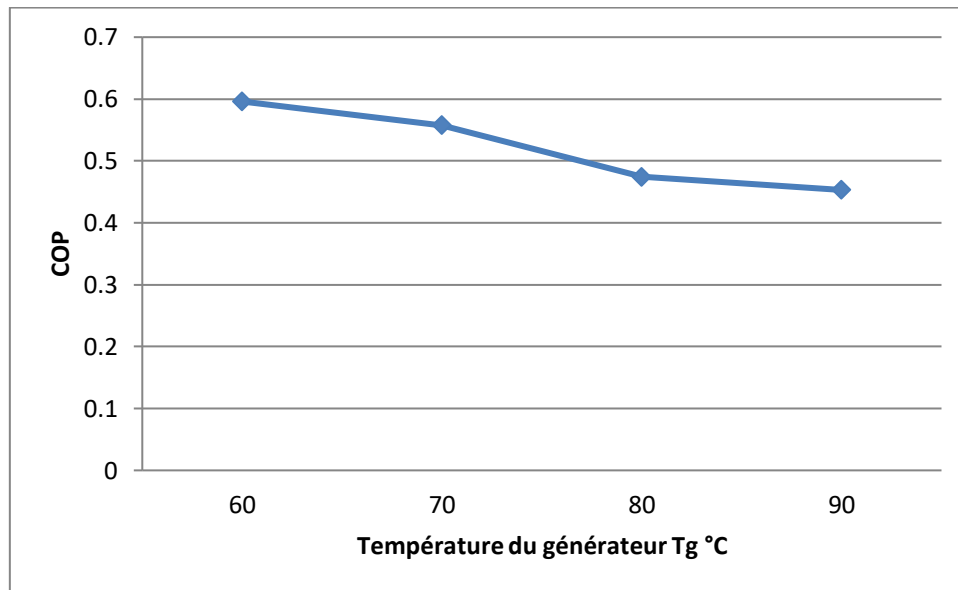


Figure [3.1]: Coefficient de performance COP en fonction de la température du générateur T_g

La figure [3.1]: Montre que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de la température du générateur T_g , donc la température de générateur inversement proportionnelle avec le COP. Dans ce cas, on remarque que le coefficient de performance cop diminuer à cause de l'augmentation de Qe et Qg et on remarque que la courbe se stabilise entre 80 °c et 90 °c

III.3.1.2. Coefficient de performance en fonction de la température du condenseur :

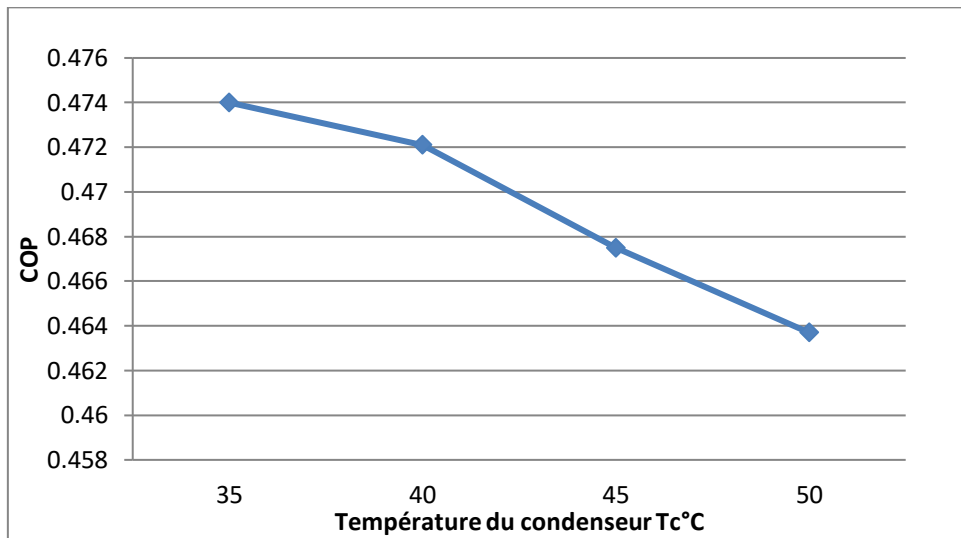


Figure [3.2]: Coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c

La figure [3.2] : Représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température du condenseur T_c , dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de température du condenseur tel que la vapeur d'eau sortante du générateur passe vers le condenseur où elle se condense à la température ambiante, le phénomène de condensation est nécessaire pour avoir 100% d'eau liquide à la sortie du condenseur. Si la température ambiante (du condenseur) augmente on n'aura pas 100% de liquide à la sortie du condenseur donc le coefficient de performance diminue.

III.3.1.3. Coefficient de performance en fonction de la température de l'absorbeur :

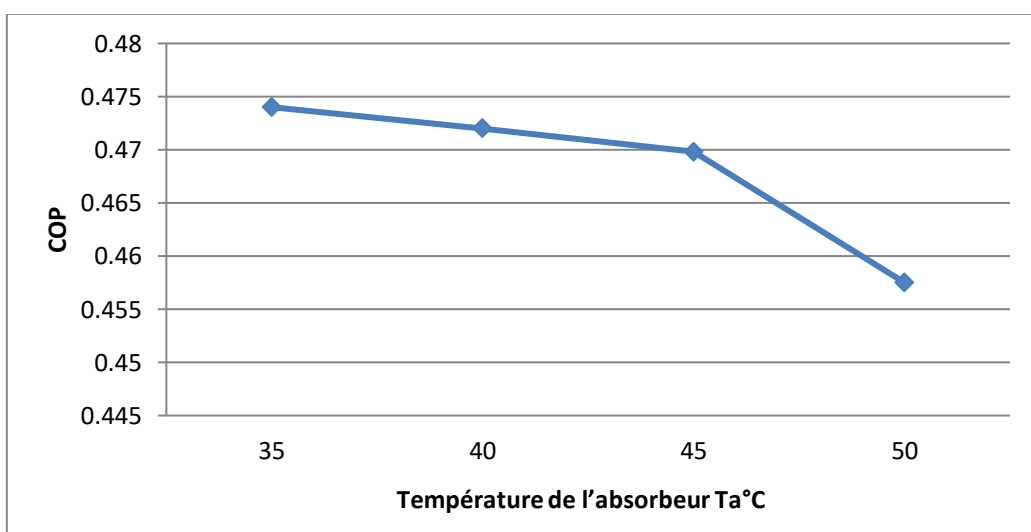


Figure [3.3]: Coefficient de performance COP en fonction de la température de l'absorbeur T_a

La Figure [3.3]: Représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de l'absorbeur T_a . Dans cette figure on remarque que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de température de l'absorbeur sachant que dans l'absorbeur on aura besoin de refroidissement pour assuré le bon fonctionnement de la réaction chimique ammoniac-eau, ce qui veut dire qu'avec l'augmentation de la température de l'absorbeur T_a , le fonctionnement de la machine va se détériore.

Toute augmentation de la température de condensation où d'absorption provoque une diminution du coefficient de performance donc de l'efficacité de la machine à absorption, il est donc préférable de fonctionner avec une température moins élevée au niveau de l'absorbeur et du condenseur.

III.3.1.4. Coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur :

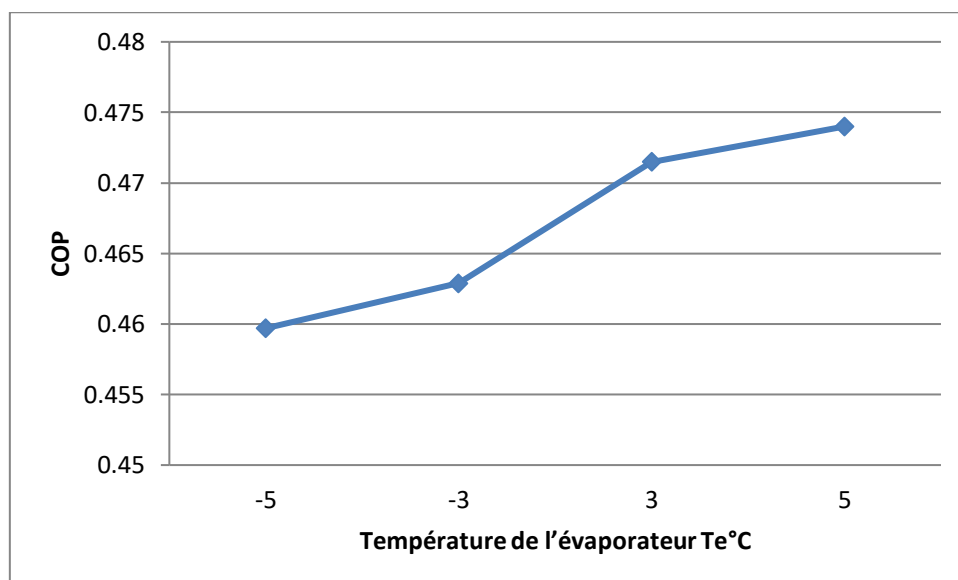


Figure [3.4]: Coefficient de performance COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e

Figure [3.4]: Représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de l'évaporateur T_e . On remarque que le coefficient de performance COP augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur T_e ce qui est logique vu qu'avec l'augmentation de la température de l'évaporateur T_e la quantité de chaleur Q_e extrait par l'évaporateur augmente et suivant l'équation $COP = Q_e / Q_g$ le coefficient de performance augmente.

III.3.2.1. Quantité de chaleur fournit au générateur en fonction de la température du générateur :

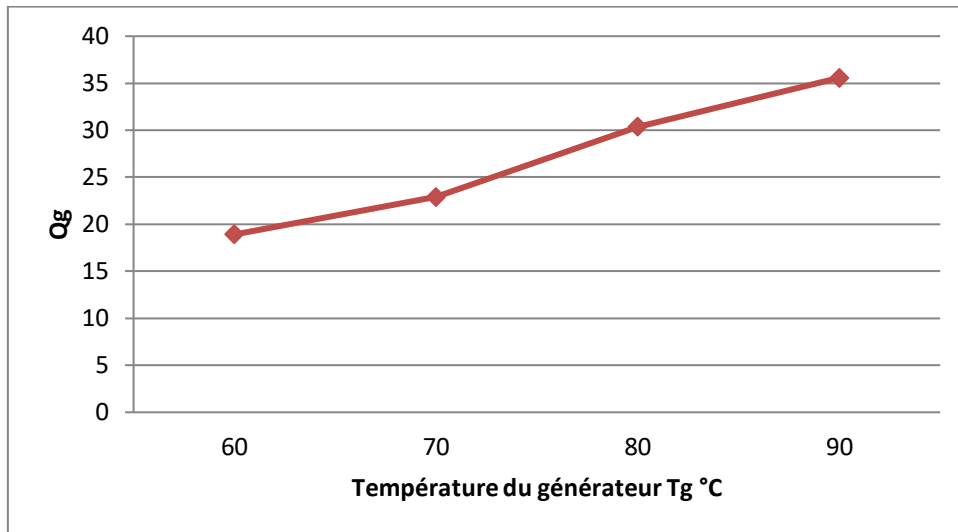


Figure [3.5]: variation de la quantité de chaleur fournit au générateur en fonction de la température du générateur T_g

La Figure [3.5]: Montre que la quantité de chaleur fournit au générateur augmente avec l'augmentation de la température du générateur T_g . On remarque que la quantité la quantité de chaleur fournit par le générateur augmente avec l'augmentation de la température du générateur T_g . Ce phénomène expliqué par l'augmentation de la température de vapeur à la sortie du générateur: $Q_g = m C_P (T_{g_s} - T_{g_e})$.

III.3.2.2. Quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la température du générateur :

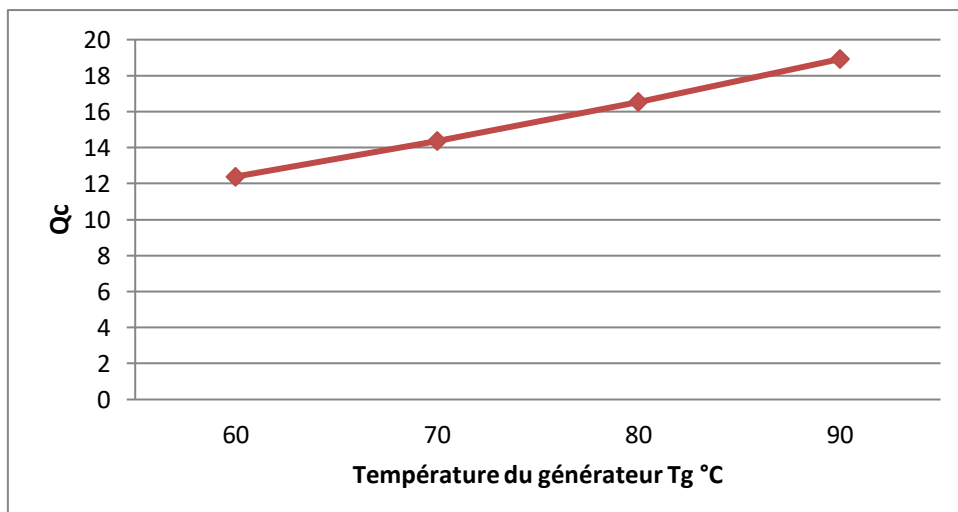


Figure [3.6]: variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur en fonction de la température du générateur T_g

Figure [3.6]: Représente la variation de la quantité de chaleur cédée par le condenseur Q_c en fonction de la température de générateur T_g , On remarque que la quantité de chaleur évacuée par le condenseur augmente avec l'augmentation de la température du générateur T_g . Ce phénomène peut être expliqué par l'augmentation de la température de vapeur à la sortie du générateur ce qui implique une quantité de chaleur importante évacuée par le condenseur vers l'extérieur pour obtenir de 100% d'eau liquide à la sortie de ce dernier.

III.3.2.3. Quantité de chaleur cédée par l'absorbeur en fonction de la température du générateur :

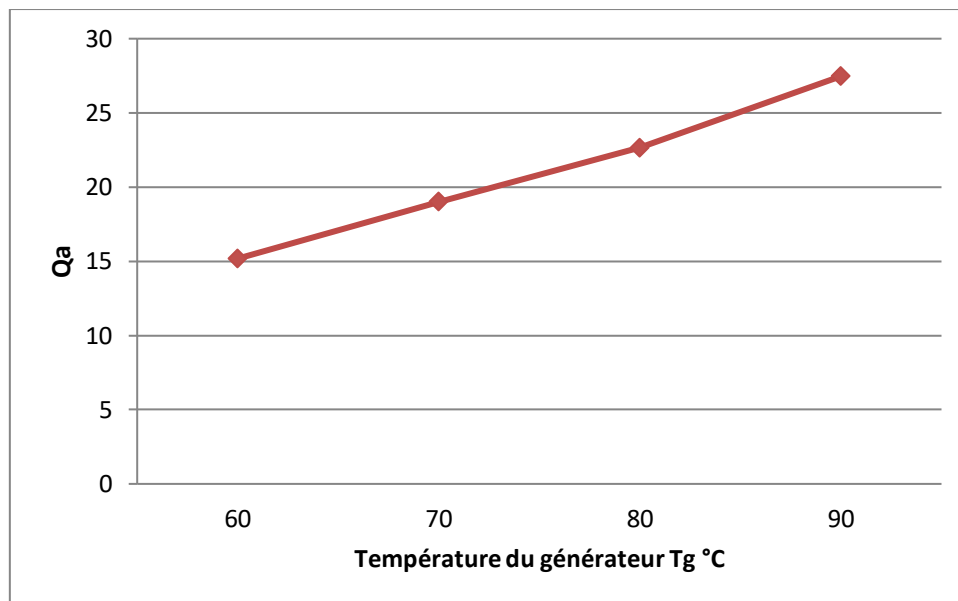


Figure [3.7]: variation de la quantité de chaleur cédée par l'absorbeur en fonction de la température du générateur T_g

Figure [3.7]: Montre la quantité de chaleur cédée par l'absorbeur augmente avec l'augmentation de la température du générateur T_g , Quand la température T_g augmente ce c'est provoque l'augmentation, la température de la solution concentrée qui descend vers à l'absorption cette énergie doit être évaporée pour assurer une bonne absorption de l'ammoniac par l'eau.

III.3.2.3. Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur en fonction de la température du générateur :

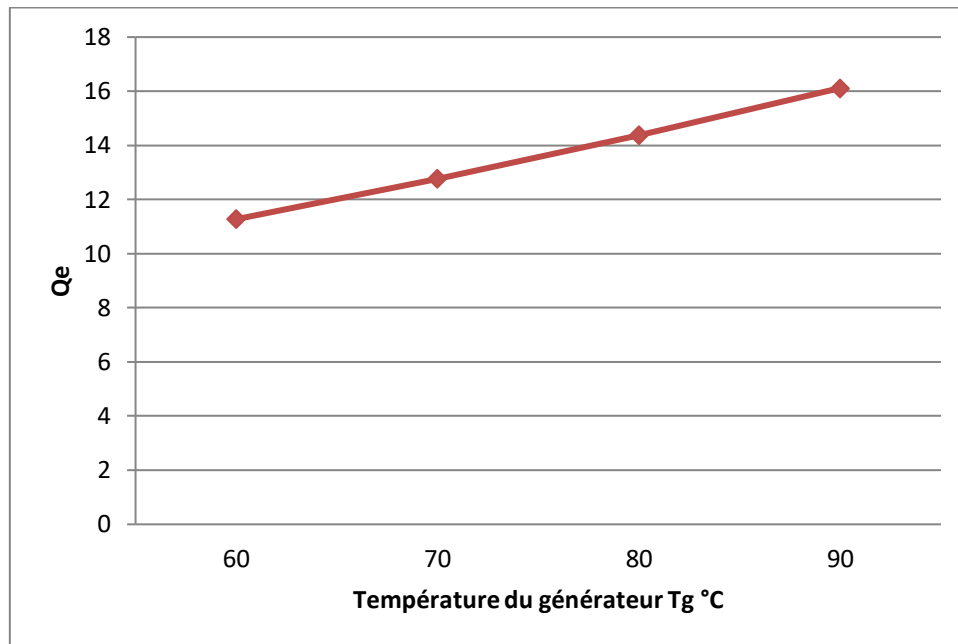


Figure [3.8]: variation de chaleur absorbée par l'évaporateur en fonction de la température du générateur T_g

Figure [3.8]: Montre la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur augmente avec l'augmentation de la température du générateur T_g .

III.4. Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats de la simulation sur MATLAB d'une machine à absorption simple effet fonctionnant le couple (NH₃/H₂O)

Le comportement de la machine à absorption simple effet varie en fonction des paramètres d'entrées telles que les températures d'absorbeur, générateur, condenseur et évaporateur.

L'étude de sensibilité paramétrique nous a permis de voir l'influence de quelques paramètres sur le fonctionnement optimal de la machine à absorption.

On note essentiellement par cette étude, que les paramètres influant le plus sur les performances de notre système (puissance frigorifique Q_e et coefficient de performance COP) est la température de générateur T_g , qui est recommandé entre dans une plage de (75 à 80 °C).

Conclusion générale

Conclusion Générale

Le présent de travail consiste à faire une étude sur une machines frigorifiques à absorption avec un couple binaire (NH₃-H₂O). Le mélange ammoniac-eau a été le couple binaire principal dans les machines frigorifiques à absorption pour plusieurs années. Notre travail aussi concerne la simulation d'une installation à absorption à simple effet fonctionnant au couple (NH₃/H₂O), L'étude de simulation a été réalisée par le programme MATLAB.

Dans un premier temps, un modèle énergétique à été développée en tenant compte du premier principe de la thermodynamique, afin de déterminer toutes les caractéristiques thermodynamiques de chaque point constituant la machine frigorifique à absorption utilisant le couple eau-ammoniac comme solution de travail. Puis nous avons déterminé les performances de la machine notamment les puissances échangées dans chaque composant et l'efficacité énergétique représentée par le coefficient de performance.

Les performances de la machine sont caractérisées par le COP : rapport entre la puissance frigorifique délivrée à l'évaporateur et la puissance fournie au bouilleur .Celui-ci varie selon le type de fluide employé et les conditions d'utilisation (notamment la température de l'eau froide souhaitée). Les systèmes commercialisés ont généralement un COP variant entre 0.2 et 0.7 pour des machines simple effet.

Ainsi pour faire une étude de performances de cycle, un programme en MATLAB a été élaboré, ce dernier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamique et physiques de la solution binaire composée (ammoniac/eau), en ce qui concerne l'effet des différentes températures du cycle sur le COP, est come suite :

- l'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau d'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.

Références bibliographiques

- [1] Sergio Hanriot, Pedro Brito, Cristiana Maia, Attenister Rêgo, Attenistie Régo, analyse des paramètres de fonctionnement d'un système de réfrigération à absorption d'eau à l'ammoniaque alimenté par des gaz d'échappement automobiles, université de minas Gérais ,Brazil, 2019.
- [2] M.Wirtz, H.T.Phan,B.stutz,F.Boudehenn,Modélisation numérique d'un générateur à plaques et filins tombants pour machine à absorption NH₃/H₂O, Université Grenoble alpes, CEA, LITEN, DTBH. F-38000 Grenoble, France, 2018.
- [3] A. Khaliq and K. Rajesh, "Exergetic analysis of solar powered absorption refrigeration system using LiBr-H₂O and NH₃-H₂O as working fluids," International Journal of Exergy, vol. 4, pp. 1–18, 2007.
- [4] N. BenEzzine, M. Barhoumi, K. Mejbri, S. Chemkhi, and A. Bellagi, "Solar cooling with the absorption principle : First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller," Desalination, vol. 168, pp. 137–144, 2004.
- [5] K. Mejbri and a. Bellagi, "Modelling of the thermodynamic properties of the water–ammonia mixture by three different approaches," International Journal of Refrigeration, vol. 29, no. 2, pp. 211–218, Mar, 2006.
- [6] D. Kong, "Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller," Energy and Power Engineering, vol. 02, no. 04, pp. 298–305, 2010.
- [7] N. Kalkan, E. A. Young et A. Celiktas, «Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning,» Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16 , p. 6352–6383, 2012.
- [8] A. A. Al-Alili, Y. Hwang et R. Radermacher, «Review of solar thermal air conditioning technologies,» International Journal of Refrigeration, vol. 39, p. 4–22, 2014.
- [9] O. Ayadi, M. Aprile et M. Motta, «Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors-An overview,» Energy Procedia, vol. 30, p. 875 – 883, 2012.
- [10] H. Tabor, «Use of Solar Energy for Cooling Purposes,» Solar Energy, vol. 6, pp. 136-142, 1962.

- [11] Tyagi K. P. «Design parameters of an aqua-ammonia vapour absorption refrigeration system.» Heat recovery systems & CHP 8, n° 4 (1988) : 375-377.
- [12] De Francisco A., Illanes R., Torres J. L., Castillo M., De Blas M., Prieto E., Garcia A. «Development and testing of a prototype of low-power water ammonia absorption equipment for solar energy applications.» Renewable Energy 25, 2002.
- [13] Sözen A. «Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems.» Energy Conversion and Management 42, 2001 : 1699-1716.
- [14] Castro J., Leal L., Pozo P., Perez Segarra C. D., Oliet C. «Development and Performance of an Air Cooled Water Lithium Bromide Absorption Cooling Machine.» International Forum on Renewable Energies, 2002 : 9-65.
- [15] Horuz I., Callander T. M. S. «Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system.» International Journal of Refrigeration 27, 2004 : 10-16.
- [16] F. Yettou1, A. Gama, C. Hamouda et A. Malek, « Revue des Energies Renouvelables », publication du n°3 du volume 19 de la revue des énergies, 2008.
- [17] F. Allab, « étude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique base sur l'effet magnétocalorique », thèse pour obtenir le grade de docteur en génie électrique, Institut National Polytechnique de Grenoble, Mai 2008.
- [18] L. Richard, F. Carrasco, C.A. de Quadros, « Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries », Solar Cells, Volume 6, Issue 3, August 1982.
- [19] V. Badescu, « Model for a solar-assited climatization system », Energy, Volume 23, Issue 9, Septembre 1998.
- [20] C. A. Dhoub, « Dynamics modelling and simulation of a photovoltaïque réfrigération plant », Renewable Energy, May 2002.
- [21] LAKROUNE Abdelghani, nouveau mélange frigorigifque pour les pompes a chaleur, mémoire de magister, 2008.
- [22] Castaing-Lasvignottes, J. "Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide."CNAM, Institut Français du froid industriel 51, 2001.

- [23] P. Rapin and P. Jacquard, 'Technologie des Installations Frigorifiques', 8ème Edition PYC, Dunod, 2004.
- [24] Lakroune, Abdelghani. "Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur." thèse de magister, université de Constantine, 2008.
- [25] Chougui Mohamad Lamine," simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel, "thèse de magister, université mentouri Constantine, 2010.
- [26] Bourseau, P. and Bugarel, R., 1986. Absorption-diffusion machines : comparison of the performances of NH₃-H₂O and NH₃-NASCN. International Journal of Réfrigération, vol. 9, 206-214.
- [27] Patek, J. and Klomfar, J.,1995. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(4), 228-234.
- [28] S. Aphornratana. Théorétiques and expérimental investigation of a combine d'éjecter absorption réfrigération. Phd thesis, université of sheffield, uk, 1995.

Annexes

ANNEXE A

Etude des cycles à absorption à partir des diagrammes thermodynamiques

A.1. Diagramme de Merkel :

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 [A.1].

Le tracé du cycle de la solution liquide est immédiat : il suffit de reporter les points (1, 3, 4, 5, 6) définis précédemment.

Pour le couple (ammoniac /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.

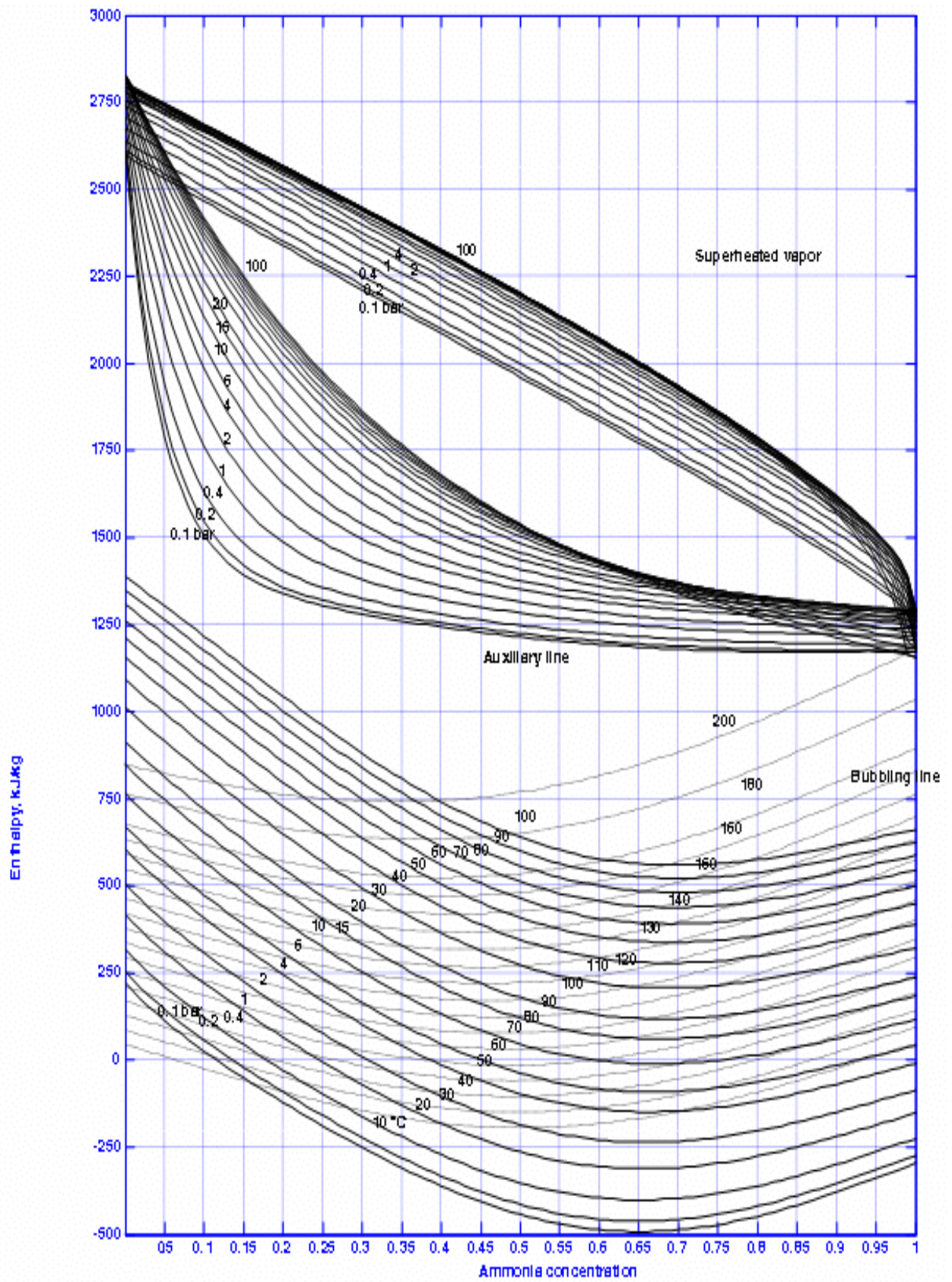


Figure [A.1] : Diagramme de Merkel relatif au couple NH₃/H₂O. [22]

ANNEXE B

PROGRAMME DE CALCUL

```
close all
clc
%% Données d'entrée
Tg=80; % Température du générateur TG °C
Tc=35; % Température du Condenseur Tc °C
Ta=35; % Température de l'absorbeur Ta °C
Te=-5; % Température de l'évaporateur Te °C
EX=0.65; % Efficacité de l'échangeur de Chaleur
m1=0.04; % Débit massique de la pompe de circulation [kg/s]
%%
T8=Tc+273.15; % NH3 Liquide Saturé
%T9=Te+273.15;
T7=Tg+273.15; % NH3 Vapeur surchauffée
T4=T7;
T1=Ta+273.15; % NH3/H2O Liquide saturé
T2=T1;
T10=Te+273.15; % NH3 Vapeur Saturée

%% calcul des pressions p(Kpa)
% haute pression [kPa]
ph=refpropm('P','T',T8,'Q',0,'ammonia')
% basse pression [kPa]
pb=refpropm('P','T',T10,'Q',1,'ammonia')

%% solution NH3-H2O
syms x
c=log(pb); % basse pression
cc=log(ph); % haute pression
A=7.44-1.767*x+0.982*x^2+0.362*x^3;
B=2013.8-2155*x+1540*x^2-194.7*x^3;
x1=solve((A-(B/(T1)))-c,x);
x2=solve((A-(B/(T4)))-cc,x);
W1=x1(2);
W2=x2(2);
%la concentration X1=X2=X3
XNH31=double(real(W1))
XH2O1=1-XNH31;

%la concentration X4=X5=X6
XNH32=double(real(W2))
XH2O2=1-XNH32;
%% calcul les températures T5 et T3 ,T(K)
T5=EX*T2+(T4*(1-EX));
T3=EX*T4+(T2*(1-EX));
```



```

%% calcul des enthalpies (J/KG)
H7=refpropm('H','T',T7,'P',ph,'ammonia'); % Essai vapeur
surchauffée
H8=refpropm('H','T',T8,'Q',0,'ammonia'); % Liquide Saturé
H9=H8; % Mélange L+V
H10=refpropm('H','T',T10,'Q',1,'ammonia'); % Vapeur
Saturée%X2=X1-1;

%% Enthalpie des solutions (KJ/KG)

H1=-50e+003; %H1=H2;
H3=50+003;
H4=133.33e+003;
H5=-8.33e+003; %H5=H6
%% calcul des Débit
fr=XNH31/abs(XNH31-XNH32); % Le taux de circulation FR1
fr2=XNH32/abs(XNH31-XNH32); % Le taux de circulation FR2
%m7=m1/fr2 %m7=m8=m9=m10
m7=0.0132;
m4=m7*fr; %m4=m5=m6

%% la Puissance Qa, Qg, Qc, Qe
%la Puissance Qa
Qa=m7*(H10*10^-3)+m4*(H5*10^-3)-m1*(H1*10^-3) %m10=m7 , m6=m4 ,
H5=H6
%la Puissance Qg
Qg=m7*(H7*10^-3)+m4*(H4*10^-3)-m1*(H3*10^-3) %m3=m1
%la Puissance Qc
Qc=m7*((H7*10^-3)-(H8*10^-3)) %m8=m7
%la Puissance Qe
Qe=-(m7*(H9*10^-3))+(m7*(H10*10^-3)) %m7=m9=m10

%% coefficient de performance COP
COP=Qe/Qg

```