

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : **Energétique**

Par :

BOUAZIZ Slimane & RAHMOUNI Naim

Thème

**Etude thermodynamique d'un système de réfrigération à
absorption**

Soutenu le 02/08/2024 devant le jury composé de:

M. SADAoui Djamel

Président

M. BOUTALBI Nadir

Rapporteur

M. HAMTACHE Brahim

Examineur

Année Universitaire : 2023-2024



Déclaration sur l'honneur

Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(*)

fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom :

Prénom :

Matricule :

Spécialité et/ou Option :

Département :

Faculté :

Année universitaire :/.....

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) :

Intitulé :

.....

.....

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le/...../.....

Signature de l'intéressé

(*) *Lu et approuvé*

.....

Remerciements

Nous tenons à remercier notre profonde gratitude à notre encadreur

BOUTALBI Nadir

Pour ces précieux conseils et son orientation tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Enfin, nous remercions le département de génie mécanique pour l'encadrement et les ressources mises à notre disposition tout au long de notre étude



B.Slimane & R.Naim -

Dédicaces

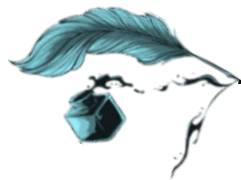
Nous souhaitons dédier ce travail

A nos familles, nos amis, nos camarades de promotion qui nous ont soutenues tout au long de notre parcours, leur encouragement leur soutien indéfectible ont été une source d'inspiration et de motivation précieuse.

Nous tenons également à exprimer notre gratitude envers tous ceux qui ont contribué de près et de loin à la réalisation de ce mémoire.

Vos conseils, vos idées et votre soutien ont grandement enrichi notre travail.

Merci infiniment à vous tous.



B.Slimane & R.Naim -

Sommaire

Sommaire

Remerciements

Dédicaces

Sommaire

Liste Nomenclatureur

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction Générale..... 1

Chapitre I

Recherche bibliographique

I.1. Introduction	4
I.2. Histoire de froid	4
I.3. principe de refroidissement par absorption	5
I.4. Généralité sur le refroidissement par systèmes à absorption	5
I.5. Principe du cycle a absorption	6
I.6. Machine de réfrigération à absorption	7
I.7. Composants de bases d'une machine à absorption	8
I.8. Principe et fonctionnement.....	9
I.9. Couples classiques utilisés dans l'absorption	11
I.9.1. Machine à absorption avec NH ₃ /H ₂ O	12
I.9.2. Machine à absorption avec H ₂ O/LiBr	12
I.10. Types des machines d'absorption	13
I.10.1. Système à absorption à simple effet.....	13
I.10.2. Système à absorption à plusieurs effets.....	14
I.11. Analyse thermodynamique des machines à absorption.....	14
I.12. avantages et les inconvénients des systèmes à absorption	14
I.13. Généralité sur les fluides frigorigènes.....	15
I.13.1. Définition de fluide frigorigène	15
I.13.2. Familles des fluides frigorigènes	15
A. Fluides inorganiques purs	15
B. Fluides organiques	16
I.13.3. Critères de choix d'un fluide frigorigène	17
A. Critère environnement	18
B. Critères thermodynamiques	19
C. Critères de sécurité.....	19

Sommaire

D. Critères économiques.....	19
E. Critères technique.....	19
I.13.4. Impacts des fluides frigorigènes sur l'environnement	19
A. Couche d'ozone	20
B. Effet de serre	21
I.14. Caractéristique de quelque fluide frigorigène	21
I.15. Généralité sur logiciel EES	22
I.16. Revues bibliographiques	23
I.17. Conclusion.....	25

Chapitre II

Modélisation thermodynamique d'une machine à absorption

II.1. Introduction.....	27
II.2. Fonctionnement de cycle frigorifique de machine a absorption (NH ₃ /H ₂ O).....	27
II.3. Formulation du problème.....	28
II.4. Hypothèses.....	29
II.5. Premier principe de la thermodynamique	30
II.5.1. Analyse énergétique.....	30
II.5.2. Coefficient de performance.....	31
II.5.4. Déférents bilans énergie pour chaque un de ces composants	33
II.5.4.1. Analyse du Générateur.....	33
II.5.4.2. Analyse du Condenseur	34
II.5.4.3. Analyse de l'Evaporateur.....	34
II.5.4.4. Analyse de l'Absorbeur	35
II.5.4.5. Pompe de solution.....	35
II.5.4.6. Echangeur de solution.....	36
II.5.4.7. Echangeur liquide-vapeur	37
II.5.4.8. Vannes de détente	37
II.6. Résultats obtenus de modélisation	38
II.7. Conclusion	39

Chapitre III

Résultats et discussions

III.1. Introduction	41
III.2. Effet des températures sur le coefficient de performance	41
III.2.1. Effet de température de générateur.....	41

Sommaire

III.2.2.Effet de température de condenseur	43
III.2.3. Effet de température de l'absorbeur	44
III.2.4. Effet de température de l'évaporateur	46
III.3.Effet de l'échangeur de chaleur	48
III.4. Conclusion	49
Conclusion Générale	50
Références bibliographiques.....	52
Annexes.....	55

Nomenclature

Liste Nomenclatureur

BP	Basse pression	[kPa]
CFC	Chlorofluorocarbures	
COP	Coefficient de performance	[kJ/kg]
EES	Engineering Equation Solver	
FF	Fluide frigorigène	
HCFC	Hydrochlorofluorocarbures	
HFC	Hydrofluorocarbures	
HP	Haut pression	
HVACR	Heating Ventilation Air Aonditioning Refrigeration	
GWP	Global Warming Potentiel	
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
ODP	Ozone Déplétion Potentiel	
PRG	Potentiel de Réchauffement Global	
P	Global Warming Potentiel	[kpa]
Q	Quantité de chaleur massique	[kJ/kg]
\dot{Q}	Puissance calorifique	[kW]
S	Entropie massique	[kJ/kg.k°]
T	Température	[K°]
U	Energie interne	[kJ/kg]
V	Volume massique	[m ³ /kg]
\dot{W}	Puissance travail	[KW]
W	Travail massique fournir du système	[kJ/kg]
X	Titre en vapeur	

Indices

A: absorbeur

C: condenseur

E: évaporateur

Nomenclature

G: générateur

Éch: échangeur

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1: Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes	21
Tableau II.1: Résultats de modélisation avec Engenery equation solver Erreur ! Signet non défini.	
Tableau II.2: Résultats de modélisation Engenery equation solver	39
Tableau III.1: Résultat obtenu avec la température de générateur variable	41
Tableau III.2: Résultat obtenu avec la température de condenseur variable	43
Tableau III.3: Résultat obtenu avec la température de l'absorbeur variable	45
Tableau III.4: Résultat obtenu avec la température de l'évaporateur variable	46
Tableau III.5: Résultats obtenu avec l'efficacité de l'échangeur variable	48

Liste des figures

Figure I.1 : Machine à absorption	7
Figure I.2 : Différents composants de la machine a absorption	9
Figure I.3 : Principe de fonctionnement d'une machine de refroidissement à absorption. 10	
Figure II.1 : Schéma de base d'un système frigorifique a absorption.....	28
Figure II.2 : Schéma de fonctionnement d'un cycle a absorption simple effet	29
Figure III.1 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur.	42
Figure III.2 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur.....	43
Figure III.3 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du l'absorbeur.....	45
Figure III.4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du l'évaporateur.....	47
Figure III.5 : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité du l'échangeur de chaleur.....	48

Introduction Générale

Introduction Générale

Les machines frigorifiques jouent un rôle crucial dans notre société moderne, assurant le confort thermique, la conservation des aliments et des produits pharmaceutiques, ainsi que le bon fonctionnement de nombreux processus industriels. Face à l'impératif croissant de réduire notre empreinte environnementale, l'efficacité énergétique des systèmes de réfrigération est devenue une priorité.

Parmi les technologies disponibles, les systèmes à absorption se distinguent par leur potentiel à offrir une alternative efficace et respectueuse de l'environnement aux cycles traditionnels à compression de vapeur. 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. Dans notre étude on s'intéresse sur système réfrigération à absorption utilisant le couple ammoniac eau. Ce type de réfrigération permet d'élevées les performances qui réduisent les émissions de gaz à effet de serre. Ils présentent aussi l'avantage de pouvoir utiliser une source de chaleur gratuite par couplage avec une source thermique solaire ou une source de chaleur.

Notre objectif principal est de nous analyser particulièrement l'influence des températures de fonctionnement de chaque composant (générateur ,condenseur, évaporateur et l'absorbeur) et l'effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur le COP de système de refroidissement par absorption qui utilise un mélange d'ammoniac (NH_3) et d'eau (H_2O), en se basant sur les principes fondamentaux de la thermodynamique. Ce travail est divisé en trois chapitres déférents.

Dans le premier chapitre on présente une généralité sur machine frigorifique en particulier les machine à absorption, à l'aide des dernières recherches dans le domaine (revu bibliographique), nous avons présente son principe de fonctionnement et nous avons traite ces composants de bases et les couples classiques utilisés dans l'absorption, et nous avons rédigé une généralité sur les fluides frigorigènes, à la fin de ce chapitre nous avons illustré une généralité sur le logiciel EES

Ainsi, dans le deuxième chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation et une analyse thermodynamique pour un cycle à absorption à simple effet

Introduction Générale

avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique enthalpique et énergétique de chaque composant, la modélisation et la simulation effectuée à l'aide de logiciel EES (Engineering Equation Solver) qu'on a déjà cité dans le premier chapitre.

Le troisième chapitre sera dédié à l'analyse des résultats obtenus par la simulation sur EES, qui on a présenté graphiquement les configurations du système de réfrigération en absorption

Chapitre I
Recherche bibliographique

I.1. Introduction

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Ce chapitre présente des généralités sur les machines frigorifiques à système absorption, ce principe de fonctionnement et ces composants de bases, ainsi que un exposé sur les fluides frigorigènes.

I.2. Histoire de froid

La production de froid est une technique relativement récente à l'échelle historique. Durante l'antiquité, les grecs et les romains stockaient la neige ou la glace dans des abris souterrains isolés à l'aide de paille ou de foin, permettant de rafraîchir les boissons et la nourriture même durant l'été. Pendant cette même période de l'histoire, on a découvert que le mélange de glace pilée et de sel marin pouvait être utilisé pour obtenir des températures plus basses. Plus récemment, au XIXe siècle, la fabrication de froid a connu une croissance très rapide grâce à l'avancement des connaissances en électricité [1].

- 1805 : La première machine frigorifique à compression d'éther est imaginée par l'Américain Evans.
- 1835 : Un autre Américain, Perkin, réalise à Londres le premier circuit frigorifique avec de l'éther comme fluide frigorigène. Cette machine, qui fabrique de la glace, n'a pas retenu l'attention des industriels. L'industrie du froid ne prend son essor que plusieurs dizaines d'années plus tard, notamment avec l'emploi des moteurs électriques.
- 1844 : Création de la machine frigorifique à air.
- 1859 : Apparition de la première machine frigorifique à absorption.
- 1913 : Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition.
- 1919 : La marque Frigidaire fait son apparition
- 1928 : Découverte des molécules de CFC 12 par Midgley & Henné de la division Frigidaire de General Motors.
- 1931 : La fabrication industrielle commence avec Electrolux.
- 1950 - Démocratisation des réfrigérateurs.
- 1964 : Les réfrigérateurs à 2 portes font leurs apparitions.
- Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments.

- Années 80 : Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs.
- Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés.
- Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement.

I.3. Le principe de refroidissement par absorption

Du XVIIIe siècle. Au milieu du XIXe siècle, la première machine à 4 absorptions a été développée par un français, Ferdinand CARRE. Le mélange utilisé est un mélange binaire composé d'eau et d'acide sulfurique.

Cependant, le fonctionnement était discontinu. Dix ans plus tard, le mélange eau/ammoniac est adopté par Ferdinand CARRE et est obtenu par la même manière, un fonctionnement constant.

Les chercheurs comme PLANK, ALTENKIRCH et MAIURI ont apporté leur contribution à l'amélioration de cette machine.

La théorie des mélanges a été développée par DUHEM vers 1899.

Entre 1890 et 1900, on a mis en place de nombreuses machines à absorption dans l'industrie du pétrole et les installations de production de produits chimiques.

Au début des années 1900, les systèmes de compression mécanique gagnent en popularité.

Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machine et depuis quelques années, leur utilisation dans différents secteurs d'activité est de plus en plus courante [2].

I.4. Généralité sur le refroidissement par systèmes à absorption

L'absorption est la technologie utilisée pour produire du froid, une méthode découverte par un Français vers 1850 [3], mais qui a connu une expansion industrielle importante après la Seconde Guerre mondiale. Cette méthode, testée dans divers pays, se base principalement sur deux ensembles de composés : $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Néanmoins, lorsque les températures d'évaporation sont inférieures à 0°C , il y a un risque de cristallisation du sorbant [4], ce qui peut perturber les circuits de la machine. Il est indispensable d'avoir un couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ pour répondre à une grande variété de

températures, allant de -10 °C à -30 °C, mais cela requiert des pressions élevées, allant de 10 à 20 bar. Par contre, le rapport H₂O/Libre. Avec des températures autour de +5 °C, est moins utilisé dans les applications de conditionnement d'air en raison de ses limitations [5]. En comparaison avec les machines de compression mécanique, les machines d'absorption ont habituellement un rendement inférieur. Le coefficient de performance thermique pour la compression peut atteindre 3, tandis que pour l'absorption, il varie autour de 0,7 pour les installations à simple effet et 1,4 pour celles à double effet [6]. Cependant, en raison de la nécessité de chaleur pour leur fonctionnement, les machines à absorption deviennent plus concurrentielles dans certains environnements.

En ce moment, des études sont en cours afin d'améliorer leur efficacité ou de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à plus basse température [7].

I.5. Principe du cycle a absorption

A la différence d'un procédé de production de froid par compression, le procédé par absorption s'avère plus économique d'un point de vue consommation électrique tout en assurant production efficace de froid.

L'absorption est une méthode chimique qui repose sur la capacité de certains liquides à absorber et à désorber de la vapeur.

*Le processus de l'adsorption inverse

Nous utiliserons deux éléments. Le fluide frigorigène sera plus volatil lorsqu'il est porté à ébullition, tandis que l'absorbant sera appelé le fluide frigorigène.

Les couples les plus couramment employés sont :

- L'eau est utilisée comme fluide frigorigène, avec le bromure de lithium.
- L'ammoniac est utilisé comme fluide frigorigène, avec de l'eau.

Les installations à absorption, tout comme les machines thermodynamiques à compression, sont équipées des éléments essentiels d'un circuit frigorifique tels que le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. La seule distinction réside dans le fait qu'elles incluent également ce qu'on appelle un générateur ou un désorbeur, ainsi qu'un absorbeur, qui sont indispensables aux réactions chimiques. Ce genre de machine frigorifique présente l'avantage d'avoir peu de pièces en mouvement, ce qui réduit les risques de pannes.

Cependant, son principal inconvénient réside dans son rendement très inférieur aux machines à compression [8].

I.6. Machine de réfrigération à absorption

Une machine à réfrigérer à absorption est un système de réfrigération qui fonctionne avec deux fluides : un fluide absorbant et un fluide frigorigène. Prenons l'exemple du bromure de lithium (Libre) en tant qu'absorbant et de l'eau (H₂O) en tant que réfrigérant.

Contrairement aux machines de réfrigération à compression classiques, les machines de réfrigération à absorption utilisent une solution d'absorbant afin d'absorber le réfrigérant gazeux et de le convertir en liquide.

Après l'absorption, le chauffage inverse est utilisé pour récupérer le réfrigérant sous forme de gaz et le faire condenser afin de répéter le processus. Les machines de réfrigération à absorption sont souvent employées dans les applications de climatisation et de réfrigération commerciales et industrielles, notamment dans les zones où l'électricité est coûteuse ou difficile à obtenir. Les machines de réfrigération à absorption peuvent être alimentées par diverses sources de chaleur, telles que la vapeur, l'eau chaude, le gaz naturel et les panneaux solaires



Figure I.1 : Machine à absorption

I.7. Les composants de bases d'une machine à absorption

La machine de refroidissement par absorption simple représenté sur la [Figure I.2] comporte les composantes suivantes : Un générateur, un condenseur un évaporateur, un absorbeur, et une pompe de solution [8].

- **Bouilleur (ou Générateur)** : Chauffe une solution riche en fluide frigorigène à l'aide d'une source de chaleur externe, provoquant la séparation du fluide frigorigène de l'absorbant.
- **Condenseur** : Reçoit la vapeur du fluide frigorigène provenant du bouilleur et la condense en liquide en dissipant la chaleur vers un circuit de refroidissement (air ou eau).
- **Évaporateur** : Permet au fluide frigorigène de s'évaporer en absorbant la chaleur du milieu à refroidir, ce qui produit l'effet de refroidissement souhaité.
- **Absorbeur** : Reçoit la vapeur de fluide frigorigène provenant de l'évaporateur. L'absorbant (comme le bromure de lithium) capte cette vapeur, reconstituant ainsi la solution riche en fluide frigorigène.
- **Pompe** : Fait circuler la solution riche en fluide frigorigène de l'absorbeur vers le bouilleur, permettant au cycle de recommencer.

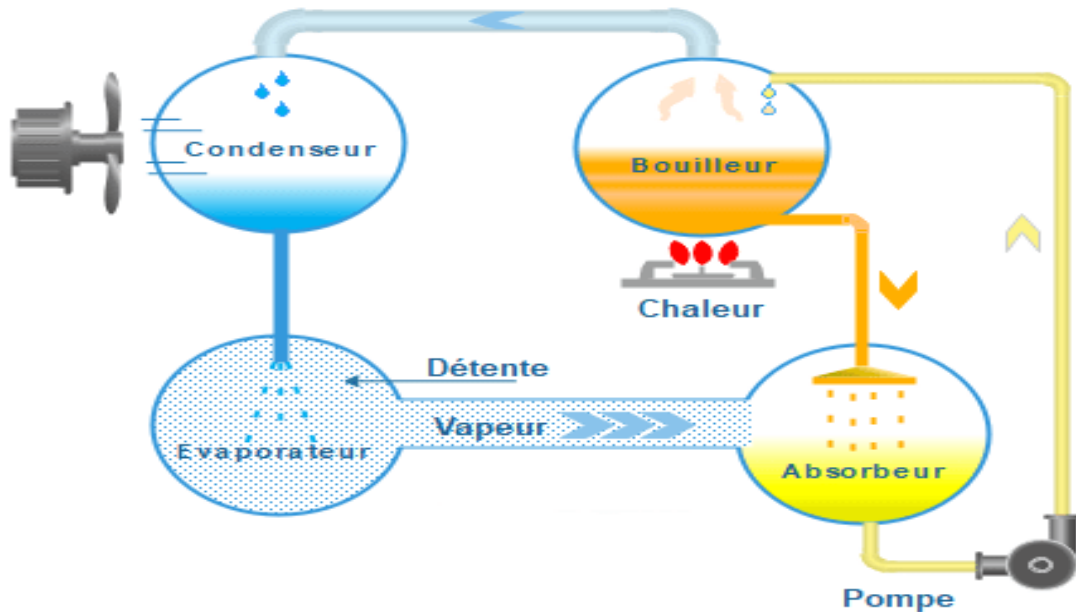


Figure I.2 : Les différents composants de la machine à absorption

I.8. Principe et fonctionnement

Le principe de fonctionnement des machines frigorifiques à absorption est le même que celui des machines à compression :

- Vaporisation à basse température
- Condensation à haute température.

Dans le générateur ou le désorbeur une solution riche en fluide frigorigène (exemple: eau) est portée à ébullition par une source de chaleur extérieure (résistances, brûleur à gaz, etc.) ce qui engendre une vaporisation du fluide. Le fluide frigorigène se sépare de l'absorbant.

Cette vapeur chemine vers le condenseur et cède sa chaleur au circuit de refroidissement (air, eau). Le liquide sous-refroidi se détend par abaissement brusque de la pression à travers le détendeur puis s'évapore dans l'évaporateur.

Les vapeurs provenant de l'évaporateur vont dans l'absorbeur, elles rencontrent l'absorbant (exemple: ammoniac) qui par action hygroscopique permet une reconstitution du mélange riche en fluide frigorigène, cette solution est pompée pour que le cycle recommence [8].

Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore, tandis que la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense. L'énergie nécessaire pour élever la température et la pression du fluide frigorigène est fournie par l'énergie mécanique du 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,

Remplaçant ainsi le compresseur mécanique. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) situé dans l'absorbeur. L'absorbant, chargé de vapeur de frigorigène, est pompé vers le générateur où le réfrigérant est libéré sous forme de vapeur, puis condensé dans le condenseur. L'absorbant régénéré retourne ensuite 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.

Pour expliquer le fonctionnement, de la machine de refroidissement par absorption nous prendrons l'exemple d'une machine avec le couple NH_3/H_2O représenté sur la [Figure I.3].

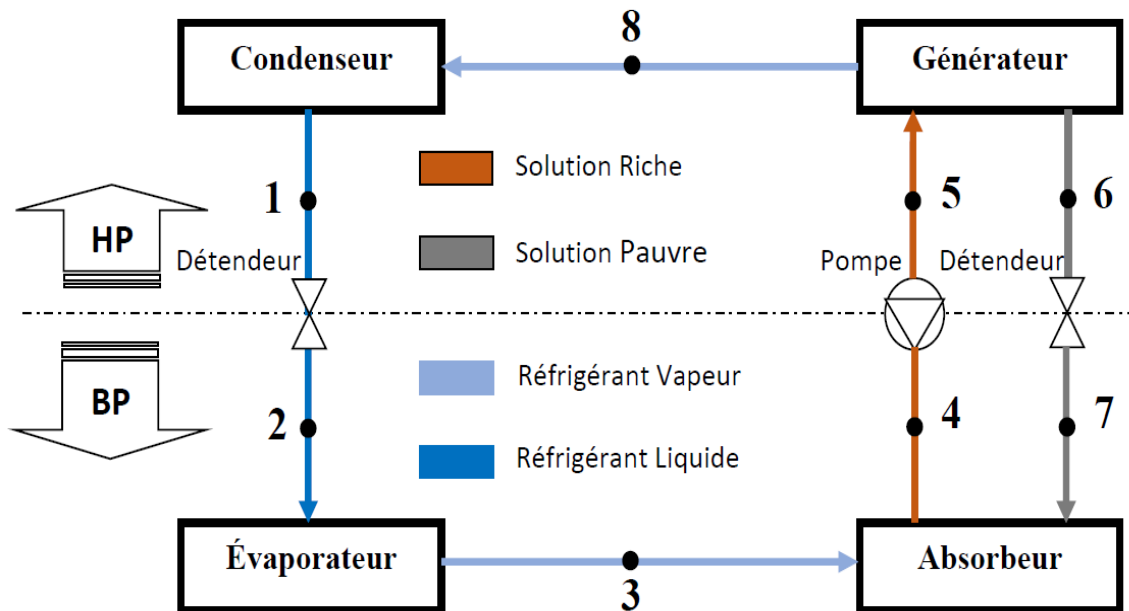


Figure I.3 : Principe de fonctionnement d'une machine de refroidissement à absorption

Le générateur, situé au (point 5), reçoit une solution riche en frigorigène, notée x_{ab} (% de frigorigène dans l'absorbeur), à une température T_g . Sous l'effet de la chaleur Q_g

fournie par le générateur, une partie du frigorigène dissout s'évapore, processus appelé désorption. À la sortie du désorbeur (point **8**), on obtient de la vapeur de frigorigène et une solution appauvrie en frigorigène, notée x_{ge} (point **6**), effectuant ainsi une séparation. Habituellement, la vapeur d'ammoniac passe par un rectificateur pour éliminer la vapeur d'eau entraînée.

Le condenseur (point **1**) reçoit la vapeur d'ammoniac chaude, où elle libère de la chaleur et retourne à l'état liquide. Ce composant, similaire à celui des systèmes à compression de vapeur, fixe sa température de condensation et donc la pression dans l'ensemble générateur/condenseur grâce à la température du fluide caloporteur T_0 . Pour la condensation du frigorigène, la chaleur de condensation Q_c est rejetée à la température T_c .

L'évaporateur (point **2**) fait passer le liquide par un détendeur, où il s'évapore en absorbant la chaleur Q_e de l'environnement ou de l'enceinte à refroidir. L'ammoniac liquide, arrivé dans l'évaporateur, produit du froid en absorbant la chaleur environnante, puis retourne à l'absorbeur sous forme gazeuse. La température d'évaporation, et donc la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur, est déterminée par la température de la source froide T_e .

L'absorbeur (point **3**) reçoit la vapeur de l'évaporateur, qui est admise dans une solution dite "pauvre" provenant du générateur (point **7**). La vapeur se dissout dans cette solution, enrichissant celle-ci en frigorigène, processus appelé absorption. Cette transformation exothermique génère de la chaleur Q_a , évacuée par un fluide caloporteur à la température T_a (généralement $T_a = T_c$). À la sortie de l'absorbeur (point **4**), on obtient une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue ainsi une opération de mélangeage.

Le mélange ammoniac-eau est à nouveau pompé de l'absorbeur vers le générateur, où le cycle recommence. La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (**B.P**) et désorbeur/condenseur (**H.P**) nécessite la présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche en frigorigène, ainsi qu'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre en frigorigène. Notons que le travail effectué par la pompe est significativement moindre que celui d'un compresseur, puisqu'il s'agit simplement de faire passer la pression d'un fluide de P_e à P_c .

I.9. 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 [10] 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.9.1. Machine à absorption avec NH₃/H₂O

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). Ces vapeurs d'ammoniac une fois condensées pourront donc nous assurer la production de froid désirée dans un évaporateur.

Avantages et inconvénients de mélange (ammoniac-eau) : l'ammoniac est le fluide réfrigérant :

➤ **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.

➤ **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 [10].

I.9.2. Machine à absorption avec H₂O/Libre

Le mélange H₂O/Libre 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/Libre 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.

❖ **Avantage et Inconvénients de mélange (eau - bromure de lithium) :** l'eau est le fluide réfrigérant

➤ **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 non inflammable.
- Faible viscosité.
- Moins couteaux.

➤ **Inconvénients**

- Les températures inférieures à zéro degré (0°C) lui sont interdites afin d'éviter la congélation ce qui convient à la climatisation et la conservation des aliments.
- Danger de cristallisation surtout en transitoire.
- Bromure de lithium (Libre) est couteux.
- L'installation (H₂O-LiBr) travaille sous vide à une pression nettement inférieure à la pression atmosphérique [10].

I.10. Les types des machines d'absorption

Il y a deux types des machines de réfrigération à absorption [11] :

I.10.1. Système à absorption à simple effet

Il fonctionne sous deux pressions - l'une compatible avec le générateur du condenseur (côté haute pression) et l'autre correspondant à l'absorption de l'évaporateur.

- L'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent avec la même pression qui peut être placée dans un seul récipient.
- De même, le générateur et le condensateur peuvent être placés dans un autre conteneur où ces deux composants fonctionnent sous une même pression.

– Ainsi, le système à double coque se compose de deux navires fonctionnant à des pressions élevées et basses.

I.10.2. Système à absorption à plusieurs effets

– Dans les systèmes multi-effets, une série de générateurs est utilisée pour réduire progressivement les pressions.

– La chaleur est fournie au générateur le plus haut fonctionnant à la pression la plus élevée.

– L'enthalpie de la vapeur générée par ce générateur est utilisée pour générer un peu plus de vapeur de réfrigérant dans le générateur de l'étage inférieur, etc.

– De cette manière, l'apport de chaleur au système est utilisé efficacement en générant plus de vapeur de réfrigérant conduisant à des Coefficients de Performances COP plus élevés.

I.11. Analyse thermodynamique des machines à absorption

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle théorique, on utilise les conditions et les hypothèses de base suivantes :

– Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.

– La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.

– Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.

– Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur. Les détenteurs sont supposées isenthalpiques [12].

I.12. Les avantages et les inconvénients des systèmes à absorption

• Les avantages

– consomme essentiellement de l'énergie calorifique qui peut être récupérée d'un système.

– ne nécessite que peu de machines tournantes peu de maintenance et grande longévité du matériel.

- **Les inconvénients**

- coefficients de performance modestes
- une grande puissance thermique est à évacuer vers l'extérieur
- étanchéité de la machine po évité l'intrusion de gaz incondensables
- problème de cristallisation des absorbants

I.13. Généralité sur les fluides frigorigènes

I.13.1. Définition de fluide frigorigène

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide qui permet la mise en œuvre d'un cycle frigorigène. Il peut être pur ou être un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. Le fluide absorbe la chaleur à basse température et basse pression, puis libère la chaleur à une température et une pression plus élevées, généralement par un changement d'état. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes d'absorption de chaleur (climatisation, congélateur) ou dans les pompes à chaleur, qui absorbent l'énergie thermique à l'extérieur et les restituent à l'intérieur d'un local. Ces mêmes fluides peuvent tout aussi bien se retrouver dans d'autres applications mettant en œuvre d'autres cycles thermodynamiques, telles que les turbines à vapeur, et perdent alors ou non, suivant le contexte, leur qualificatif de fluide frigorigène[13].

I.13.2. Les familles des fluides frigorigènes

A. Fluides inorganiques purs

Les fluides de cette famille sont principalement composés :

- **L'eau (H₂O) ou R718** : Il est évident que cela ne permet pas d'atteindre des températures inférieures à 0°C. Elle est utilisée pour générer du froid par absorption dans le secteur de la climatisation et pour les pompes à chaleur à des températures extrêmement élevées (150 °C et plus).

- **L'ammoniac (NH₃) ou R717** : Il s'agit d'un frigorigène d'une grande importance. Son rôle est encore renforcé par les problèmes d'environnement actuels des chlorofluorocarbures (CFC), dont certains étaient destinés à remplacer l'ammoniac.

Malheureusement, les normes de sécurité deviennent de plus en plus strictes à l'égard de ce liquide [14].

- **d'autres composés inorganiques** : comme le dioxyde de soufre (SO₂) et le dioxyde de carbone (CO₂), qui ont joué dans le passé un grand rôle dans la technique frigorifique, ne sont plus utilisés aujourd'hui en raison de leurs inconvénients. Certains aimeraient pourtant redonner un certain essor au dioxyde de carbone [14].

B. Fluides organiques

Ces fluides sont principalement composés :

– **Les corps purs :**

Les principales caractéristiques d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à des températures et des pressions constantes. Ces caractéristiques se répartissent en trois sous-groupes distincts :

– Les HCFC (Hydro chlorofluorocarbures) : C'est le deuxième type d'hydrocarbures halogénés utilisés comme fluides frigorigènes. Ils sont constitués de chlore, de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ils présentent un risque pour l'environnement et seront totalement interdits vers 2015[14].

– Les HFC (Hydrofluorocarbures) : Ce sont les hydrocarbures halogénés de la troisième génération qui sont utilisés comme fluides frigorigènes. Les hydrofluorocarbures sont constitués de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ce n'est pas un risque pour la couche d'ozone, mais ils peuvent avoir un impact sur l'effet de serre [14].

– Les CFC (Chlorofluorocarbures) : Il s'agit des hydrocarbures halogénés les plus répandus. Ces hydrocarbures, complètement remplacés par le chlore ou le fluor, ne renferment plus d'hydrogène. Ils représentent un risque pour la couche d'ozone [14].

– **Les mélanges :**

Les mélanges sont divisés en deux sous-groupes que sont :

✓ Les mélanges azéotropiques : font partie de la série 400, ce qui provoque une variation de température en phase latente. Le point de rosé correspond à l'ébullition du gaz. [15]

Exemple :

- Le R407A est composé de R32 (20%), R125 (40%), R134a (40%)

- Le R407B est composé de R32 (10%), R125 (70%), R134a (20%)

- Le R422D est composé de R125 (64,1%), de R134a (31,5%) et de R600a (3,4%)

✓ Les mélanges azéotropiques : font partie de la série 500, n'ayant donc pas de glissement de température, et On ne parle pas de point de rosé pour les gaz azéotropiques.

Les fluides de la série 500 sont des mélanges de corps purs avec des proportions précises.

Ils se comportent comme un nouveau corps pur, sans glissement [15].

Exemple :

- le R507 est composé de R125 (50%) et de R143a (50%).

– Les hydrocarbures HC :

C'est-à-dire les composés organiques composés exclusivement d'atomes de carbone et d'hydrogène, possèdent des propriétés qui en font d'excellents fluides frigorigènes. Outre ces bonnes qualités thermodynamiques, ils offrent l'avantage d'être assez propres pour l'environnement et d'avoir une faible toxicité. En revanche, ils sont inflammables, ce qui rend leur manipulation délicate. Pour utiliser des hydrocarbures comme fluides frigorigènes, il faut donc s'entourer d'un maximum de précautions [16].

Exemple :

-Le R600 (butane)

-Le R600a (isobutane)

-Le R290 (propane)

-Le RC270 (cyclopropane)

-Le R1270 (propylène)

I.13.3. Les Critères de choix d'un fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est une substance chimique liquide qui, grâce à sa capacité à changer d'état (vaporisation et condensation), permet de produire du froid. Idéalement, un fluide frigorigène devrait posséder les caractéristiques suivantes :

- Une chaleur latente de vaporisation élevée.

- Un point d'ébullition bas sous pression atmosphérique, adapté aux conditions de fonctionnement requises.

- Un faible rapport de compression, limitant la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement.

- Un volume massique de vapeur saturée réduit, permettant l'utilisation de composants compacts.

- Une température critique élevée.

- Aucun effet néfaste sur le lubrifiant, la machine frigorifique ou les matériaux du système.
- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Inoffensif pour la santé du personnel et les denrées stockées.
- Une odeur négligeable.
- Facile à détecter en cas de fuite.
- Sans réaction avec les composants de l'atmosphère.
- Abordable et facilement disponible.
- Respectueux de la couche d'ozone.

Ces critères garantissent l'efficacité, la sécurité et la durabilité des systèmes de réfrigération et de climatisation utilisant des fluides frigorigènes [17].

A. Critère environnement

– ODP (Ozone Déplétion Potentiel) :

Il s'agit de la capacité d'une molécule de réfrigérant à anéantir la couche d'ozone. Ou la valeur ODP représente le risque d'appauvrissement de la couche d'ozone d'un réfrigérant. Cette valeur est déterminée en fonction de l'effet du R11, qui est utilisé par convention de référence pour le fluide (ODP R11 =1) [4]. La valeur d'un fluide diminue à mesure que son potentiel d'appauvrissement diminue. Cette valeur dépend de divers éléments, tels que la durée de vie à l'atmosphère et le taux de chlore ou de brome dans la molécule, elle est toujours ajustée en fonction des nouvelles observations effectuées [17].

– GWP ou (PRG) :

Le GWP (Global Warming Potential) exprime le potentiel de réchauffement d'un gaz à effet de serre comparé à celui du dioxyde de carbone. Le GWP est fonction de deux paramètres :

La durée de présence atmosphérique (DPA) de la substance concernée et ses caractéristiques radiatives. Le GWP absolu s'exprime en Watt/(an.ppm). En général les industriels utilisent un GWP relatif par rapport au GWP du dioxyde de carbone fixe à 1 [17].

Le concept de TEWI (Total Equivalent Warning Impact : Effet de serre équivalent total) a été introduit pour prendre ces éléments en compte.

B. Les critères thermodynamiques

- La température d'évaporation doit être supérieure autant que possible à la température d'ébullition.
- La température de condensation doit toujours être très inférieure à la température critique de fluide frigorigène.
- La pression de condensation ne doit pas dépasser 20 à 25 bars.
- La pression d'évaporation ne doit pas être extrêmement basse.
- Le taux de compression doit rester limité pour une bonne efficacité du compresseur.
- L'échauffement des vapeurs au cours de la compression dépend : de taux de compression τ et l'indice adiabatique γ .
- Quantité de froid produite doit être le plus élevée possible, elle dépend de la pression d'aspiration [17].

C. Les critères de sécurité

- Toxicité.
- Ininflammabilité.
- Action sur les denrées [17].

D. Les critères économiques

- Le prix
- Incidence du choix du fluide frigorigène sur le prix de l'installation.
- Disponibilité du frigorigène... stabilité thermique [17].

E. Critères technique

- Action sur les métaux doit être faible ou nulle.
- Action sur les matières plastiques et élastomère (les matériaux de joints) doit être faible

I.13.4. Impacts des fluides frigorigènes sur l'environnement

Les fluides frigorigènes sont employés dans les dispositifs de refroidissement fixes et mobiles (réfrigération et climatisation) en raison de leurs caractéristiques thermodynamiques, en particulier leur capacité élevée à absorber la chaleur.

La majorité de ces fluides présentent des effets néfastes sur l'environnement lorsqu'ils sont éjectés dans l'atmosphère ou s'ils sont mal manipulés, en raison de fuites lors

de la charge des équipements, de leur utilisation ou lors de leur fin de vie. Dans cette situation, l'émission de gaz chlorés (CFC et HCFC) dans l'atmosphère contribue à la diminution de la couche d'ozone et augmenter l'effet de serre, ce qui peut entraîner des changements climatiques négatifs.

Les frigorigènes de la famille des hydrocarbures halogénés (CFC, HCFC) étaient jusqu'alors couramment employés, principalement pour leur sécurité (non toxique et inflammable) et leurs performances thermodynamiques élevées [17].

➤ **Les principaux gaz influent sur l'environnement :**

- Le CO₂ qui est généré par la combustion des combustibles fossiles (charbon, pétrole et ses dérivés, gaz) par certains procédés industriels, la déforestation. Les secteurs émetteurs sont les transports, les bâtiments et la consommation des ménages, la production d'énergie et l'industrie.
- Le méthane CH₄ émis par l'élevage des bovins, les déjections animales et les cultures agricoles (riz), par la mise en décharges des déchets organiques. Son pouvoir sur l'effet de serre est de 21 fois celui du CO₂.
- Le protoxyde d'azote ou N₂O est le résultat de pratiques agricoles intensives (engrais, déjections) et peut être émis à l'occasion de procédés industriels, principalement dans les industries chimiques qui fabriquent les engrais. Son pouvoir sur l'effet de serre est de 310 fois celui du CO₂.
- Les gaz fluorés (HFC, PFC et SF₆) sont utilisés dans la réfrigération et l'air conditionné, dans les mousses isolantes et les aérosols, l'industrie des semi-conducteurs et les appareils de transport d'électricité. Leur pouvoir de réchauffement va de 1300 fois à 23 000 fois celui du CO₂ [17].

A. La couche d'ozone

Les fluides frigorigènes fluorés ont tout d'abord été pointés du doigt pour la problématique de disparition de la couche d'ozone troposphérique.

Le protocole de Montréal a démontré l'action destructrice de certains fluides frigorigènes sur la couche d'ozone, notamment les CFC et HCFC. Ils ont été remplacés par les fluides frigorigènes HFC (hydrofluorocarbures) et HC (hydrocarbure), dont les plus courants en climatisation sont le R407C et le R410A. Les HFC et les HC présentent

l'avantage d'une réelle innocuité pour la couche d'ozone et la santé des utilisateurs, tout en assurant un meilleur rendement énergétique [18].

B. L'effet de serre

Les fluides frigorigènes sont des substances chimiques utilisées dans les systèmes de climatisation, Leur impact sur l'effet de serre dépend principalement de leur potentiel de réchauffement global (PRG), également appelé GWP (Global Warming Potentials).

Certains fluides frigorigènes, tels que les hydrofluorocarbures (HFC) et les perfluorocarbures (PFC), ont un PRG élevé, ce qui signifie qu'ils ont un potentiel de réchauffement beaucoup plus important que le dioxyde de carbone (CO₂) sur une période donnée.

Le protocole de Kyoto, adopté le 10 décembre 1997 et entré en vigueur le 16 février 2005, prévoit pour les parties signataires, des engagements de réduction des émissions des principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique contribuant au changement climatique. Parmi les gaz concernés figurent les hydrofluorocarbures (HFC), Cet accord contraint les pays signataires à réduire leurs émissions de gaz à effet de serre de 5,2% en moyenne sur la période 2008-2012, par rapport à leur niveau de 1990 [17].

I.14. Caractéristique de quelque fluide frigorigène

Fluide	Famille	formule	Groupe	Température Critique Tc (K)	Température d'ébullition sou la pression atmosphérique Tb(k)	Pression critique Pc (MPa)	GWP 100 ans	ODP
R-12	CFC	CC12F2	A1	385.15	243.35	4.15	8100	0.82
R-22	HCFC	CHC1F2	A1	369.15	232.35	4.94	1700	0.055
R-134a	HFC	C2H2F4	A1	374.15	246.65	4.07	1300	0
R-717	Naturel	NH3	B2	405.35	239.65	11.3	<1	0
R-32	HFC	CH2F2	A2	351.26	221.5	5.77	675	0
R-410	HFC	R32 R125 (50/50)	A1	345.35	221.15	4.95	1730	0
R-407	HFC	R32 R125 R134a (10/70/20)	A1	355.35	277.85	4.515	2107	0

Tableau I.1:Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes

I.15. Généralité sur logiciel EES

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité. EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh. Ce manuel décrit la version de EES développée pour les systèmes d'exploitation Windows.

- **Précision et Fiabilité** : Engineering Equation Solver utilise des équations de modélisation thermodynamique et de transfert de chaleur précises, ce qui permet d'obtenir des résultats fiables et précis pour la performance des systèmes frigorifiques.
- **Facilité d'utilisation** : Le logiciel EES offre une interface conviviale qui simplifie la saisie des données et la configuration des modèles. Il utilise une syntaxe intuitive pour définir les équations et les paramètres du système.
- **Optimisation du Design** : En utilisant EES, les ingénieurs peuvent explorer différentes configurations et paramètres pour optimiser la conception des installations frigorifiques, en tenant compte des performances thermodynamiques et énergétiques.
- **Analyse Paramétrique** : Engineering Equation Solver permet de réaliser facilement des analyses paramétriques pour évaluer l'impact des variations des conditions opérationnelles ou des spécifications du système sur les performances globales.
- **Validation et Tests** : Avant la construction réelle d'une installation frigorifique, EES permet de simuler et de tester virtuellement différents scénarios, ce qui aide à valider les concepts de conception et à identifier les meilleures solutions.
- **Gain de Temps et d'Argent** : En réduisant le besoin de prototypes physiques coûteux, la modélisation avec EES permet d'économiser du temps et des ressources financières tout en minimisant les risques liés aux erreurs de conception.

Le développement de EES a été motivé par l'expérience dans l'enseignement des sciences mécaniques, thermodynamiques et de transfert de chaleur. Pour qu'un étudiant puisse apprendre et mieux appréhender les phénomènes physiques, il est nécessaire de

travailler sur des problèmes concrets. Cependant, beaucoup de temps et d'effort sont exigés dans la recherche des propriétés des composants et la mise en équation appropriée du système. La connaissance des tables de propriétés, de l'algèbre ne contribue pas forcément à la compréhension du problème. De plus, le temps et l'effort exigés à résoudre des problèmes de manière conventionnelle, c'est-à-dire faire attention à l'ordre dans lequel les équations doivent être résolues (qui en fait importe peu) et/ou réaliser des études Paramétrique laborieuses peuvent pénaliser l'étudiant dans l'apprentissage de ces sciences. Par exemple les problèmes combinant des phénomènes de thermodynamique et de transfert de chaleur sont difficilement assimilables par leur complexité mathématique. EES permet à l'utilisateur de se focaliser beaucoup plus sur la conception en s'affranchissant de ces notions.

Avec EES, il est également facile de résoudre des problèmes comportant un ensemble de variables indépendantes.

Grâce à son ensemble de commandes intuitives, compréhensibles, EES permet à un novice de résoudre rapidement n'importe quel problème algébrique.

En outre, les capacités de ce programme sont telles, qu'il peut être également utilisé par des " experts ". EES comporte une vaste banque de données de propriétés thermodynamiques et de transport. Il est ainsi possible de résoudre des problèmes de thermodynamique, de mécanique des fluides, de transfert de chaleur. EES s'applique également dans de nombreux domaines de l'ingénierie (telle la mécanique par exemple)[19].

I.16. Revues bibliographiques

Parmi les travaux de recherche portant sur les systèmes de réfrigération par absorption,, on cite les travaux de **Touaibi, R., Elena, E. V., Michel, F., Abdelhamid, K., Miloud, T. A., et Benyoucef, K. (2012)** qu'ils ont fait une étude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau–Bromure de lithium. Ils ont utilisés le logiciel EES pour résoudre les différentes équations, leur modèle permet d'analyser et d'étudier l'influence de différents paramètres sur l'efficacité du système et sur la performance de chaque composant constituant ce dernier plus exactement l'influence des différentes températures du système telle que la température du générateur T_G , la température du condenseur T_C , la température de l'absorbeur T_B et la température de

l'évaporateur T_E en gardant les températures des sources externes constantes. Les résultats qu'ils ont démontrés que le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur et de l'évaporateur et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur. [20]

Ouadha, A., & El-Gotni, Y. dans cet article examinent, à travers une analyse thermodynamique, la faisabilité d'utiliser la chaleur résiduelle des moteurs diesel marins pour alimenter un système de réfrigération à absorption ammoniac-eau. Un bilan énergétique d'un moteur diesel montre que suffisamment de chaleur résiduelle est fournie. Les résultats montrent que des performances accrues du système sont obtenues à des températures élevées du générateur et de l'évaporateur, ainsi qu'à des températures basses du condenseur et de l'absorbeur [21].

Horuz, I a fait une étude incluant une analyse des systèmes de réfrigération par absorption de vapeur (VAR) utilisant des solutions ammoniac-eau et eau-bromure de lithium. Un système VAR fondamental est décrit, et la séquence opérationnelle est expliquée. Étant donné que les systèmes VAR les plus courants utilisent une solution ammoniac-eau avec l'ammoniac comme fluide frigorigène, et une solution eau-bromure de lithium avec l'eau comme fluide frigorigène, une comparaison des deux est présentée en ce qui concerne le coefficient de performance (COP), la capacité de refroidissement, ainsi que les pressions maximale et minimale du système. Il est conclu que le système VAR utilisant la solution eau-bromure de lithium offrira de meilleures performances que celui utilisant la solution ammoniac-eau. Cependant, certains points doivent être pris en considération, tels que le risque de cristallisation et l'impossibilité de fonctionner à très basses températures en raison de l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène [22].

Dans autre étude de **MECHLOUCH, R., BRAHIM, K., BRAHIM, A., BOUROUIS, M., NOGUES, M., & CORONAS**, réalisée sur une installation à absorption solaire dans le climat de l'Espagne (Tarragona: lat.41°6.3'N et long.1°15.2'E) au mois de juin 2004. Une étude expérimentale a permis de comparer les résultats expérimentaux avec celles calculées. Les résultats prouvent la faisabilité de la réfrigération solaire en utilisant le couple Libre/H₂O dans le climat de Tarragona. Ils ont trouvés aussi durant cette étude théorique dans la quel variant les températures des différent organes les valeurs maximales des coefficients de performance [23].

L'article **Fernandez-Seara, J., & Vazquez, M** présente les résultats d'une étude sur la température optimale du générateur (TOG) dans les systèmes de réfrigération par absorption NH₃-H₂O à un seul étage. Il est bien connu que la température de génération affecte le coefficient de performance (COP) des systèmes de réfrigération par absorption, et qu'il existe une valeur de température, appelée température optimale de génération, pour laquelle le COP est maximal. Ainsi, pour développer de nouvelles stratégies de contrôle visant à maintenir la température optimale dans le générateur du système, il est nécessaire d'étudier la dépendance de cette température par rapport aux conditions thermiques de fonctionnement et aux paramètres de conception du système. Ce type d'étude a été réalisé ici au moyen d'une analyse paramétrique, en utilisant un modèle simple implémenté dans un programme informatique. Sur la base des résultats obtenus, un nouveau système de contrôle fonctionnant sur deux boucles de contrôle distinctes a été conçu. Le système de contrôle proposé maintient une température constante dans l'espace à réfrigérer ainsi que la température optimale dans le générateur du système [24].

I.17. Conclusion

Dans ce chapitre on a commencé à parler sur l'histoire de froid, on a présenté Le principe de refroidissement par absorption en particulier sur le cycle à absorption et la machine a absorption avec son fonctionnement et ces composantes de bases.

Ensuite, nous allons également donner un bref aperçu des fluides frigorigènes, où nous avons étendu notre recherche à ces substances (leur définition, leur classification, leur impact sur l'environnement et les critères de sélection des fluides frigorigènes).

Chapitre II

Modélisation thermodynamique d'une machine 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 ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) comme fluide de fonctionnement, cette machine est similaire à celle représenté dans Figure [II.1].

Cette partie montre les équations du bilan de masse et d'énergie pour chaque composant du système que nous avons été sélectionnés dans la recherche en basant sur les dernières avancées dans ce domaine et ayant été précédemment décrit dans le chapitre précédent. Les performances du système de réfrigération à absorption sont évaluées par COP qui est défini comme le rapport entre la capacité de refroidissement de l'évaporateur et l'apport de chaleur de générateur haute pression.

II.2. Fonctionnement de cycle frigorifique de machine a absorption ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

Dans le cycle de réfrigération à compression de vapeur, le passage de la basse pression à la haute pression est réalisé à l'aide d'un compresseur.

Dans le cycle à réfrigération à absorption la compression est réalisée à l'aide d'un ensemble d'élément dont le fonctionnement est basé sur les propriétés d'absorption et de désorption d'un fluide frigorigène mis en présence d'un liquide solvant.

Dans notre installation le mélange étudié est l'ammoniac (fluide frigorigène) mélangé avec de l'eau (solvant).

Le schéma de l'installation est représenté ci-dessus représente l'installation de réfrigération à absorption ammoniac-eau.

La vapeur du fluide frigorigène à basse pression qui provient de l'évaporateur est absorbée par la solution pauvre en ammoniac à basse pression qui provient du détendeur de solution.

Cette évolution libère de la chaleur d'absorption, c'est une réaction exothermique qui doit être évacué par un système de refroidissement extérieur, car cette chaleur est inversement proportionnelle à la température du mélange. Le mélange est pompé par une pompe de solution qui élève la pression de la solution riche qui provient de l'absorbeur.

Cette solution riche est admise dans un générateur qui est déjà préchauffé dans un échangeur de chaleur est désorbé, c'est-à-dire séparée en vapeur à haute pression du fluide frigorigène est en solution pauvre en ammoniac à haute pression. Cette évolution consomme de la chaleur(réaction endothermique).

Cette chaleur pouvait provenir d'un réservoir géothermique ou chaudière biomasse ou autre source de chaleur. La vapeur d'ammoniac est dirigée vers le condenseur, alors que l'eau est vers le générateur.

Le détenteur abaisse la pression qui provient de générateur après avoir traversé l'échangeur de chaleur, ce dernier permis de réchauffer la solution riche en ammoniac à haute pression qui provient du générateur. [14]

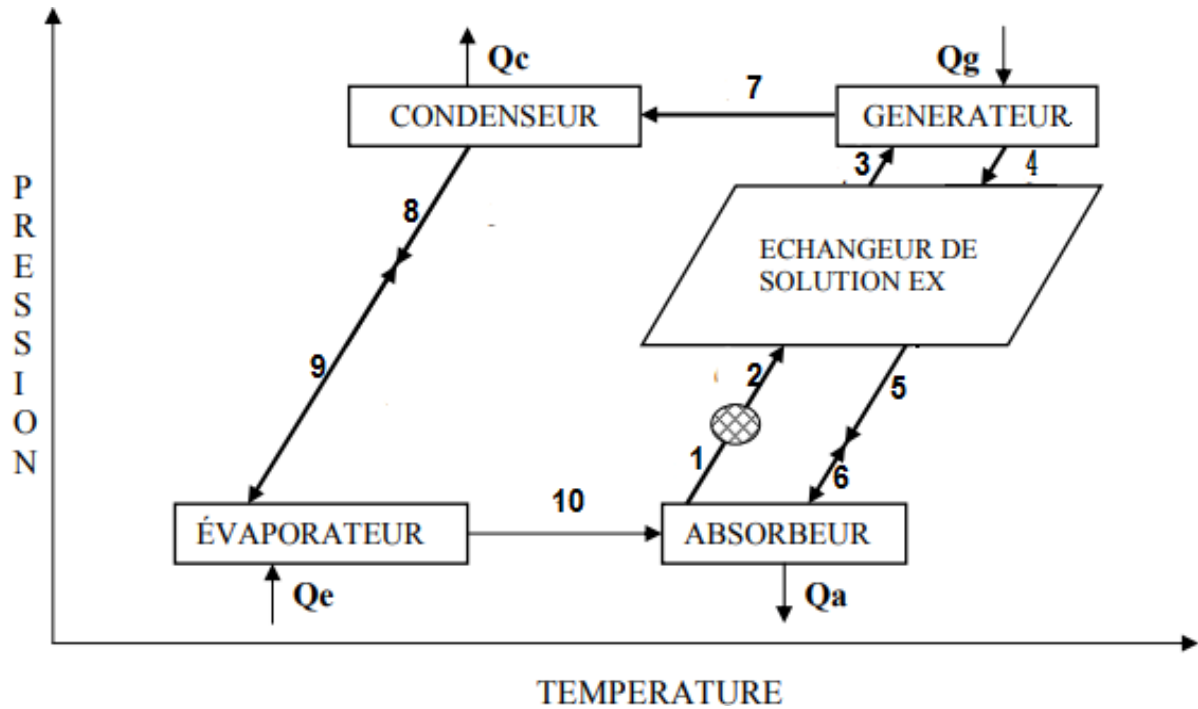


Figure II.1 : Schéma de base d'un système frigorifique à absorption

II.3. Formulation du problème

L'objectif de l'étude analyse thermodynamique du système de réfrigération à absorption simple effet de mélange ammoniac-eau est d'examiner les méthodes pour améliorer le COP, telles que l'optimisation de fluide de travail ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) et les températures de ces composants (générateur, absorbeur, condenser, évaporateur) ainsi que l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Cette étude devrait inclure une modélisation de la performance de système à l'aide d'une analyse thermodynamique. La modélisation de cette étude est effectuée à l'aide de logiciel de modélisation thermodynamique tels que EES. Ce dernier permet de modéliser ce système et de modéliser leur performance en utilisant le fluide frigorigène ammoniac-

eau. Il serait nécessaire que l'étude examine les résultats du système en ce qui concerne son efficacité énergétique, sa capacité de refroidissement et d'autres paramètres de performance.

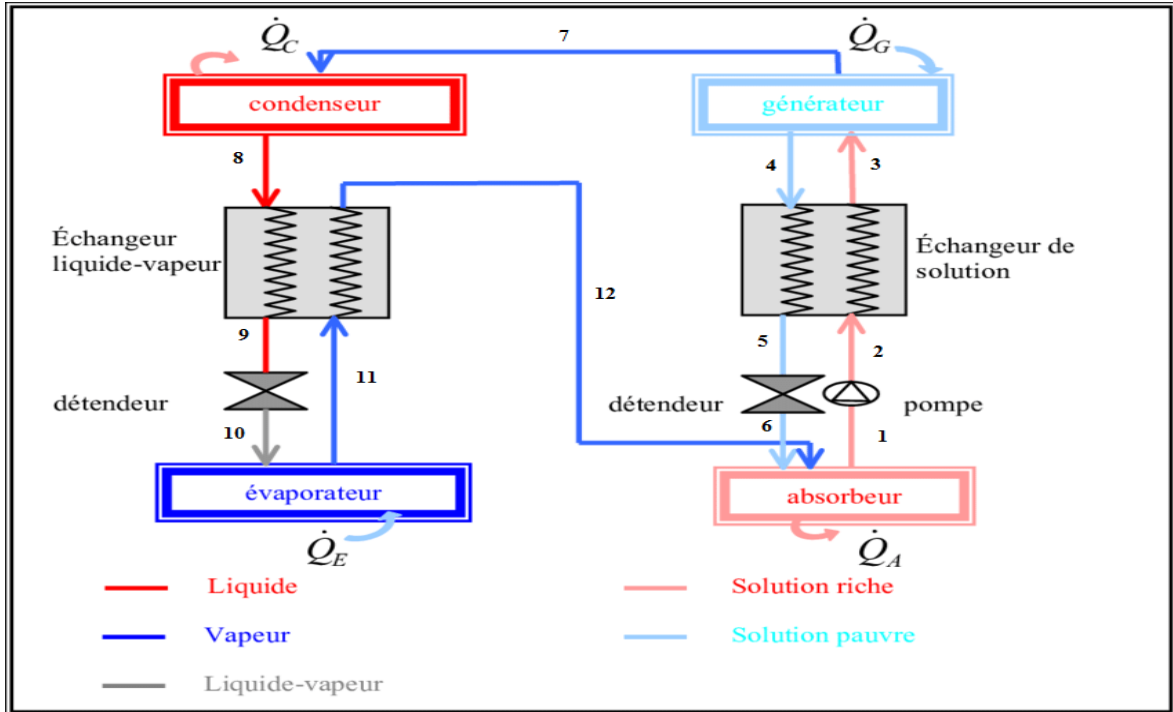


Figure II.2 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption simple effet

II.4. Hypothèses

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure [II.2], nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes :

- Le système fonctionne en régime permanent.
- le fluide frigorigène peut atteindre les états de saturation à la sortie de condenseur et à la sortie de l'évaporateur.
- les pertes de pression dues au frottement dans les échangeurs de chaleur et les tuyauteries sont négligeables.
- .aux points 7, 8, 9 et 10, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- au point 1 et 4, la solution est à l'état saturée.
- les détendeurs sont adiabatiques.
- la pompe de solution est isentropique.

- il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Avec les hypothèses de bases mentionnées ci-dessus, les équations traduisant la conservation de la matière et d'énergie établies pour un couple fluide frigorigène / solvant donné constituent le point de départ pour une analyse thermodynamique d'un système à absorption.

Le rendement d'une machine absorption est défini par son coefficient de performance (COP).

II.5. Premier principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie de l'ensemble {système + milieu extérieur} pour un système fermé limité par une surface au travers de laquelle peuvent s'effectuer des échanges énergétiques.

$$\Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p = W + Q \quad (\text{II.1})$$

Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables :

Le 1^{er} principe se résume alors à :

$$dU = Q + W \quad (\text{II.2})$$

L'énergie interne U est une fonction d'état (qui ne dépend pas du chemin suivi) bien qu'elle soit la somme de deux grandeurs qui ne sont pas des fonctions d'état.

II.5.1. Analyse énergétique

La modélisation thermodynamique réalisée pour les différents cycles frigorifiques se base sur le premier principe de la thermodynamique

$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = W + Q \quad (\text{II.3})$$

Où :

ΔE_c : Variations énergies cinétique [kJ/kg].

ΔE_p : Variations énergies potentielle [kJ/kg].

ΔH : Variation enthalpie [kJ/kg].

Q : Quantité de chaleur massique [kJ/kg].

W : Travail fourni du système [kJ/kg].

II.5.2. Coefficient de performance

Le coefficient de performance (COP) est une mesure de l'efficacité d'un système thermodynamique, souvent utilisé pour évaluer les systèmes de chauffage, de ventilation, de climatisation et de réfrigération (HVACR). Plus précisément, le COP est défini comme le rapport de la quantité de chaleur ou de froid produite par un système à la quantité d'énergie consommée pour produire cette chaleur ou ce froid.

Formellement, le coefficient de performance est défini comme :

$$\text{COP} = \frac{\text{Sortie de chaleur froide}}{\text{Entrée d'énergie}}$$

- Le COP dans les machines à absorption :

Pour le chauffage :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_c}{\dot{W}_p + \dot{Q}_g} \quad (\text{II.4})$$

En mode froid et climatisation, nous avons :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p + \dot{Q}_g} \quad (\text{II.5})$$

\dot{Q}_a : La puissance calorifique au niveau de l'absorbeur.

\dot{Q}_e : La puissance calorifique au niveau de l'évaporateur.

\dot{Q}_c : La puissance calorifique au niveau de condenseur.

\dot{Q}_g : La puissance calorifique au niveau de générateur.

\dot{W}_p : La puissance de la pompe de solution.

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

Pour le chauffage :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_c}{\dot{Q}_g} \quad (\text{II.6})$$

Pour froid et climatisation :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_g} \quad (\text{II.7})$$

Le coefficient idéal de Carnot peut être écrit comme :

Pour le chauffage :

$$\text{COP}_c = 1 + \left[\left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) + \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \right] \quad (\text{II.8})$$

Pour froid et climatisation :

$$\text{COP}_c = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (\text{II.9})$$

II.5.3. Déférents bilans énergie pour chaque composant :

La forme générale des équations de conservation de l'énergie et de la masse sont telles que:

- **Bilan massique :**

Bilan sur le fluide

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_i \quad (\text{II.10})$$

Bilan de solution

$$\sum \dot{m}_e \cdot h_e = \sum \dot{m}_i \cdot h_i \quad (\text{II.11})$$

- Bilan énergétique

$$\sum \dot{Q} + \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_i \cdot h_i \quad (\text{II.12})$$

II.5.4. Déférents bilans énergie pour chaque un de ces composants

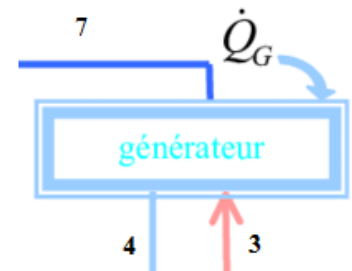
II.5.4.1. Analyse du Générateur

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

Bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (\text{II.13})$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{II.14})$$



Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{II.15})$$

\dot{Q}_g : La puissance calorifique au niveau du générateur [kW]

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 de condenseur T_c 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.

\dot{m}_7 : Débit du réfrigérant.

\dot{m}_3 : Débit massique de solution riche.

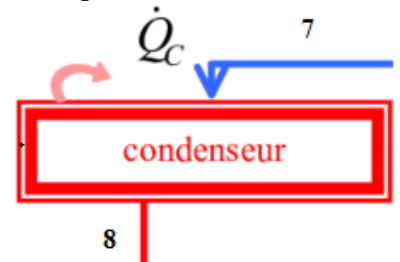
\dot{m}_4 : Débit massique la solution pauvre.

II.5.4.2. Analyse du condenseur

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

Bilan massique :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \tag{II.16}$$



Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \tag{II.17}$$

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.

\dot{m}_7 : Débit du réfrigérant.

\dot{Q}_c : La puissance calorifique au niveau de condenseur [kW]

II.5.4.3. Analyse de l'évaporateur

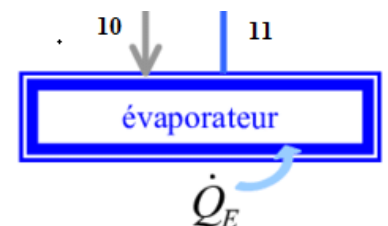
Au niveau de l'évaporateur nous avons l'effet utile. Une puissance thermique est absorbée par le fluide frigorigène pour permettre son évaporation

Bilan massique :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \tag{II.18}$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{10}) \tag{II.19}$$



\dot{Q}_e : La puissance calorifique au niveau de l'évaporateur [kW]

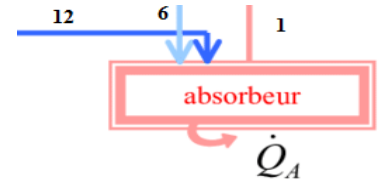
h_{10} : Enthalpie liquide à la température T_e et à la pression de l'évaporateur.

h_{11} : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température T_e et la pression de l'évaporateur.

\dot{m}_{10} Et \dot{m}_{11} : Débit du réfrigérant.

II.5.4.4. Analyse de l'absorbeur

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



Bilan massique :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{12} \quad (II.20)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1 \quad (II.21)$$

h_1 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température de l'absorbeur T_a et à la pression de l'évaporateur et à la fraction riche.

h_{12} : Enthalpie du liquide de la solution à la température T_e à la pression de l'évaporateur et à la fraction pauvre.

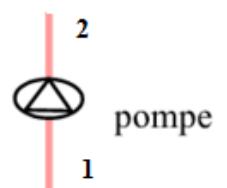
\dot{m}_1 : Débit massique de solution riche.

\dot{m}_{12} : Débit massique la solution pauvre

\dot{Q}_a : La puissance calorifique au niveau d'absorbeur [kW]

II.5.4.5. Pompe de solution

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



Bilan massique :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (\text{II.22})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{W}_P = \dot{m}_2 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.23})$$

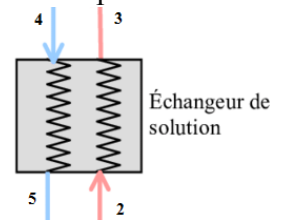
\dot{m}_2 : Débit de solution riche.

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

h_1 : Enthalpie du liquide de la solution riche.

II.5.4.6. Echangeur de solution

Au niveau de cet élément, l'échange de chaleur s'effectue entre la solution pauvre et la solution riche et le bilan énergétique s'écrit comme suit :



Bilan massique :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{II.24})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (\text{II.25})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{\text{éch}} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (\text{II.26})$$

$$T_5 = \text{Eff}_{\text{éch}} \cdot T_2 + (1 - \text{Eff}_{\text{éch}}) \cdot T_4 \quad (\text{II.27})$$

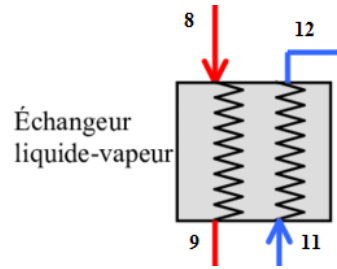
$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} (h_4 - h_5) \quad (\text{II.28})$$

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

$\text{Eff}_{\text{éch}}$: L'efficacité de l'échangeur de chaleur.

$$\text{Eff}_{\text{éch}} = \frac{T_5 - T_4}{T_2 - T_4} \quad (\text{II.29})$$

II.5.4.7. Echangeur liquide-vapeur :



Bilan massique :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (\text{II.30})$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (\text{II.31})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{\text{elv}} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) \quad (\text{II.32})$$

$$T_9 = \text{Eff}_{\text{éch}} \cdot T_{11} + (1 - \text{Eff}_{\text{éch}}) \cdot T_8 \quad (\text{II.33})$$

$$h_{12} = h_{11} + \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}}(h_8 - h_9) \quad (\text{II.34})$$

h_9 : Enthalpie de la solution pauvre à la température T_9 .

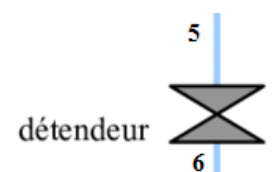
$\text{Eff}_{\text{éch}}$: L'efficacité de l'échangeur de chaleur.

$$\text{Eff}_{\text{éch}} = \frac{T_9 - T_8}{T_{11} - T_8} \quad (\text{II.35})$$

II.5.4.8. Vannes de détente

- Coté solution**

La solution pauvre en frigorigène quitte le générateur et subit à une détente supposée isenthalpique à travers une vanne. Le bilan énergétique s'écrit



Bilan massique :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (\text{II.36})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{5-6} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 = 0 \quad (\text{II.37})$$

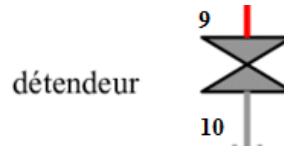
• **Coté réfrigérant :**

Bilan massique :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (\text{II.38})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{10-9} = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} = 0 \quad (\text{II.39})$$



II.6. Résultats obtenus :

Ce tableau présente les valeurs dans chaque point à l'aide de la simulation avec le logiciel Engineering Equation Solver

h_i [kJ/kg]	Q_i	P_i [bar]	S_i [kJ/kg.k]	T_i [k°]	T_{ci} [C°]	u_i [kJ/kg]	v_i [m ³ /kg]	X_i
-82.62	0	4.575	0.3647	308.2	35	-83.18	0.001228	0.5127
-81.54	-0.001	13.36	0.3647	308.2	35.08	-83.18	0.001228	0.5127
113	0.01204	13.36	0.9557	347.5	74.34	109.5	0.002674	0.5127
197.6	0	13.36	1.186	368.2	95	195.9	0.001254	0.3967
-44.32	-0.001	13.36	0.4756	314.2	41.07	-45.89	0.001173	0.3967
-44.32	-0.001	4.575	0.4788	314.4	41.24	-44.86	0.001174	0.3964
1420	1	13.36	4.615	347.5	74.34	1264	0.1161	0.989
158.2	0	13.36	0.5861	308.2	35	156	0.001692	0.989
37.93	-0.001	13.36	0.179	283	9.8	35.81	0.001584	0.989
37.93	0.02902	4.575	0.1852	275.2	2	33.62	0.009425	0.989
1202	0.941	4.575	4.388	280.1	7	1982	0.2629	0.989
1323	0.982	4.575	4.801	305.3	32.12	1183	0.305	0.989

Tableau II.1: Résultats de modélisation EES

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

CAT _A = 5 [K]	CAT _C = 5 [K]	CAT _E = 5 [K]	CAT _G = 5 [K]	COP _{HP} = 1,702	COP _R = 0,7017	dP = 878,4 [kPa]	dTevap = 5 [K]
dThmG = 25 [K]	EFF _{LVHE} = 0,9	EFF _{SHE} = 0,9	η _p = 1	H3EQ = 93,09 [kJ/kg]	Ṁ _R = 1 [kg/s]	Ṁ _{SS} = 5,106 [kg/s]	Ṁ _{WA} = 74,77 [kg/s]
Ṁ _{WC} = 60,36 [kg/s]	Ṁ _{WE} = 55,5 [kg/s]	Ṁ _{WS} = 4,106 [kg/s]	P3EQ = 13,36 [bar]	PC = 13,36 [bar]	PE = 4,575 [bar]	P _{WA} = 100 [kPa]	P _{WC} = 100 [kPa]
P _{WE} = 100 [kPa]	P _{WG} = 200 [kPa]	Q1 = 0	Q3EQ = 0	Q4 = 0	Q7 = 1	Q8 = 0	Q̇ _A = 1562 [kW]
Q̇ _C = 1261 [kW]	Q̇ _E = 1164 [kW]	Q̇ _G = 1654 [kW]	Q̇ _{LVHE} = 120,3 [kW]	Q̇ _{SHE} = 993,5 [kW]	s3EQ = 0,8986 [kJ/kg-K]	T12 = 305,3 [K]	T2 = 308,2 [K]
T3 = 347,5 [K]	T3EQ = 346,5 [K]	T5 = 314,2 [K]	T7 = 347,5 [K]	T9 = 283 [K]	Tgen = 95 [C]	TwAi = 30 [C]	TwAo = 35 [C]
TwCi = 30 [C]	TwCo = 35 [C]	TwEi = 12 [C]	TwEo = 7 [C]	u3EQ = 91,36 [kJ/kg]	v3EQ = 0,001293 [m ³ /kg]	Ṁ _p = 5,508 [kW]	X3EQ = 0,5127
X _R = 0,989	X _{SS} = 0,5127	X _{WS} = 0,3967					

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

Tableau II.1: Résultats de modélisation EES

II.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le fonctionnement d'une machine à absorption à simple effet et réaliser une modélisation détaillée et une analyse énergétique de ce cycle qui est incluse un échangeur de solution. Nous avons appuyés sur les bilans massiques et enthalpiques pour chaque composant. Ainsi, présenter une simulation d'une installation de réfrigération à absorption à simple effet. Notre objective est d'améliorer l'efficacité énergétique en prennent en considération quelques hypothèses que nous avons suivies.

Chapitre III
Résultats et discussions

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présenterons et nous discuterons les résultats obtenue à partir de la résolution des équations du modèle développé dans le chapitre précédent et les conditions de conception spécifiées et des données issues de la simulation du système de réfrigération par absorption réaliser dans EES, les résultats sans affichés dans ce chapitre graphiquement . Il a été possible d’analyser chaque état thermodynamique et de calculer les principaux paramètres du système .Cependant, il est nécessaire de réaliser une analyse paramétrique afin d’étudier les résultats du bilan énergétique du système, et de voir comment la modification de chaque température de fonctionnement des principaux composants du cycle et l’efficacité de l’échangeur de chaleur affectent sur le coefficient de performance de système.

III.2. L’effet des températures sur le coefficient de performance

III.2.1. L’effet de température de générateur

Dans cette partie nous étudions l’effet de la température de générateur sur les performances de système, La température au niveau de condenseur et du l’évaporateur et de l’absorbeur sont constantes ($T_c=30^{\circ}\text{C}$, $T_a=30^{\circ}\text{C}$ et $T_e=7^{\circ}\text{C}$) et on a fait varier les températures de générateur.

1.10	COP_R	EFF_{SHE}	H_3 [kJ/kg]	H_4 [kJ/kg]	H_7 [kJ/kg]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	Tgen [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0.6564	0.9	89,22	122	1417	1166	1761	80	15,29
Run 2	0.6744	0.9	91,53	129,3	1417	1166	1717	81,56	12,27
Run 3	0.6926	0.9	97,3	146,4	1417	1166	1675	85,11	8,88
Run 4	0.6993	0.9	103,2	164,3	1418	1165	1660	88,67	7,168
Run 5	0.7016	0.9	108,8	182,8	1419	1165	1654	92,22	6,102
Run 6	0.7014	0.9	114,2	201,9	1420	1164	1654	95,78	5,368
Run 7	0.6999	0.9	119,4	221,4	1421	1163	1657	99,33	4,834
Run 8	0.6976	0.9	124,4	241,6	1422	1162	1661	102,9	4,424
Run 9	0.6949	0.9	129,1	261,7	1422	1160	1666	106,4	4,106
Run 10	0.6918	0.9	133,8	282,9	1423	1159	1672	110	3,841

Tableau III.1: Résultat obtenue avec la température de générateur variable

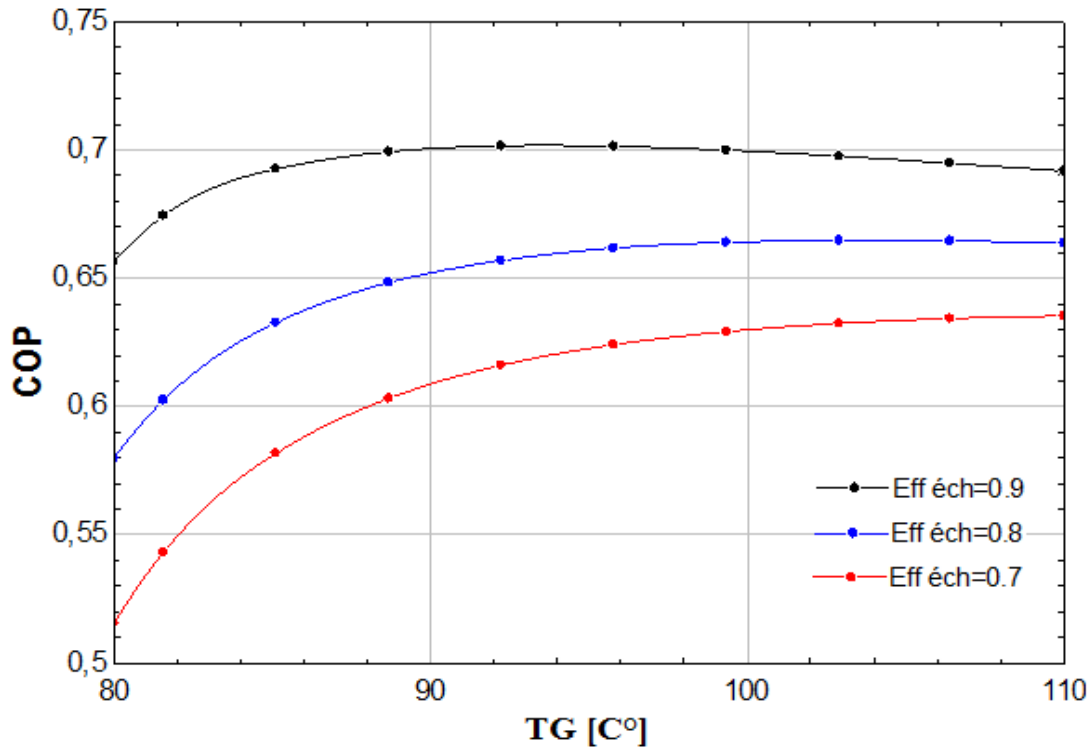


Figure III.1 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de générateur.

Le graphique dans la figure [III.1] illustre comment le coefficient de performance (COP) varie en fonction de la température de génération (T_g) pour trois niveaux différents d'efficacité d'échangeur ($Eff_{éch}$). On n'observe que le COP augmente rapidement avec l'augmentation de la température du générateur au début pour les trois courbes jusqu'à une valeur optimale, puis diminue légèrement pour les températures plus élevées.

Pour la courbe où l'efficacité égale à (0,9): le COP atteint son pic valeur de (0,7016) pour une température de (92,22°C).

Pour la courbe où l'efficacité égale à (0,8): le COP atteint son pic valeur de (0,6648) pour une température de (102,9°C).

Pour la courbe où l'efficacité égale à (0,7): le COP atteint son pic valeur de (0,6353) pour une température de (110°C).

Ce graphique met en évidence l'impact de l'efficacité de l'échangeur et de la température de génération sur le COP d'un système à absorption (NH_3-H_2O).

Lorsque la température du générateur est élevée, la séparation de (NH₃- H₂O) est augmentée, ce qui a pour l'effet d'accroître de manière significative le coefficient de performance.

III.2.2. Effet de la température du condenseur

Dans cette partie nous étudions l'effet de la température du condenseur sur les performances de système. La température au niveau du générateur, de l'évaporateur et de l'absorbeur sont constantes (T_g=95°C, T_a=35°C et T_e=7°C) et on fait varié les températures du condenseur.

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP _R	EFF _{SHE}	H ₇ [kJ/kg]	H ₈ [kJ/kg]	Q̇ _A [kW]	Q̇ _C [kW]	Q̇ _E [kW]	Q̇ _G [kW]	TwCi [C]	TwCo [C]	Ẇ _p [kW]
Run 1	0,7264	0,9	1400	87,71	1516	1312	1190	1636	15	20	1,604
Run 2	0,7208	0,9	1407	111,1	1526	1295	1182	1637	20	25	2,447
Run 3	0,7131	0,9	1413	134,6	1541	1279	1174	1642	25	30	3,654
Run 4	0,7017	0,9	1420	158,2	1562	1261	1164	1654	30	35	5,508
Run 5	0,6826	0,9	1426	182	1601	1244	1154	1682	35	40	8,726

Tableau III.2: Résultats obtenues avec une température de condenseur variable

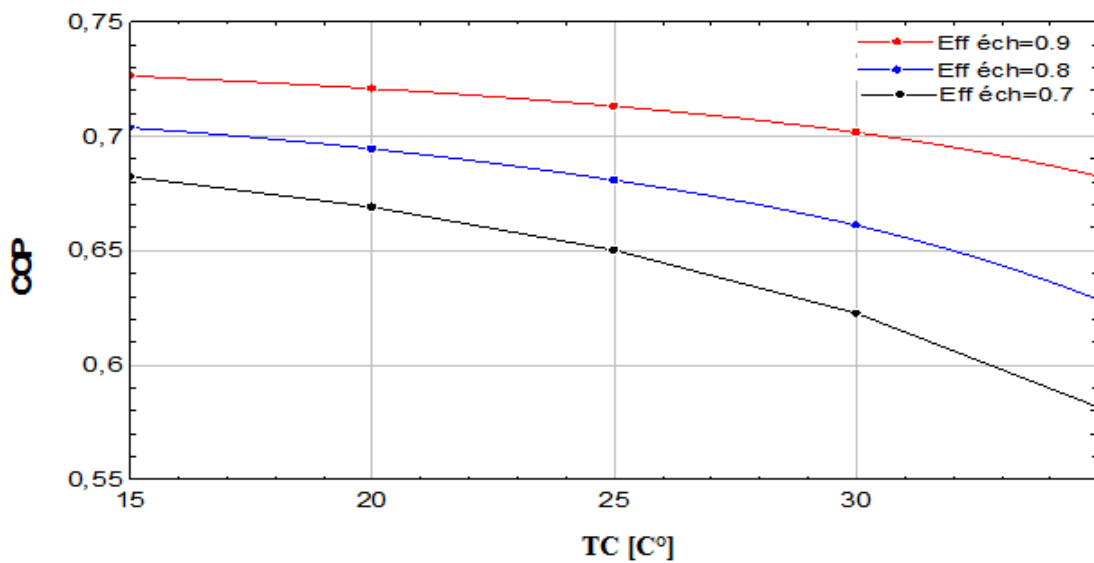


Figure III.2 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température du condenseur.

Dans cette figure [III.2] le graphique présente l'évolution du COP (coefficient de performance) en fonction de la température de condensation (T_C) pour trois valeurs différentes de l'efficacité d'échangeur ($Eff_{éch}$). On remarque que pour toutes les courbes, le COP diminue à mesure que la température de condensation augmente, tel que la vapeur d'ammoniac sortante de générateur passe vers le condenseur où elle se condense à la température ambiante, le phénomène de condensation est nécessaire pour avoir 100% NH_3 liquide à la sortie de 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. Ainsi on observe que l'efficacité de l'échangeur s'améliore, le COP augmente également sur l'ensemble de la plage des températures considérées. Voici les détails du graphique :

- Pour la courbe avec ($Eff_{éch} = 0,9$): le COP le plus élevé, commençant autour de (0,7264) à la température de condenseur ($15^\circ C$) et descendant à environ (0,6828) à la température ($35^\circ C$)
- Pour la courbe avec ($Eff_{éch} = 0,8$): le COP est au milieu, commençant à environ (0,7037) à la température ($15^\circ C$) et descendant à (0,6285) a la température ($35^\circ C$).
- Pour la courbe avec ($Eff_{éch} = 0,7$): le COP le plus bas, commençant à (0,6824) à la température ($15^\circ C$) et descendant à environ (0,5815) à la température ($35^\circ C$).

III.2.3. L'effet de température de l'absorbeur

Dans cette partie nous étudions l'effet de la température de condenseur sur les performances de système, La température au niveau de condenseur et du l'évaporateur et de générateur sont constantes ($T_c=30^\circ C$, $T_g=95^\circ C$ et $T_e=7^\circ C$) et on a fait varier les températures d'absorbeur.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	COP_R	EFF_{SHE}	H_1 [kJ/kg]	H_6 [kJ/kg]	H_{12} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wAi} [C]	T_{wAo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,7624	0,9	-123,7	-94,08	1345	1523	1208	1182	1546	20	25	3,179
Run 2	0,7271	0,9	-102	-64,25	1334	1546	1240	1173	1609	25	30	4,316
Run 3	0,7017	0,9	-82,62	-44,32	1323	1562	1261	1164	1654	30	35	5,508
Run 4	0,6609	0,9	-60,49	-24,32	1290	1569	1284	1135	1710	35	40	7,474
Run 5	0,6075	0,9	-36,13	-4,247	1251	1602	1308	1100	1799	40	45	11,41
Run 6	0,4564	0,9	-1,433	22,22	1182	1971	1345	1039	2242	45	50	35,15

Tableau III.3: Résultats obtenues avec une température de l'absorbeur variable

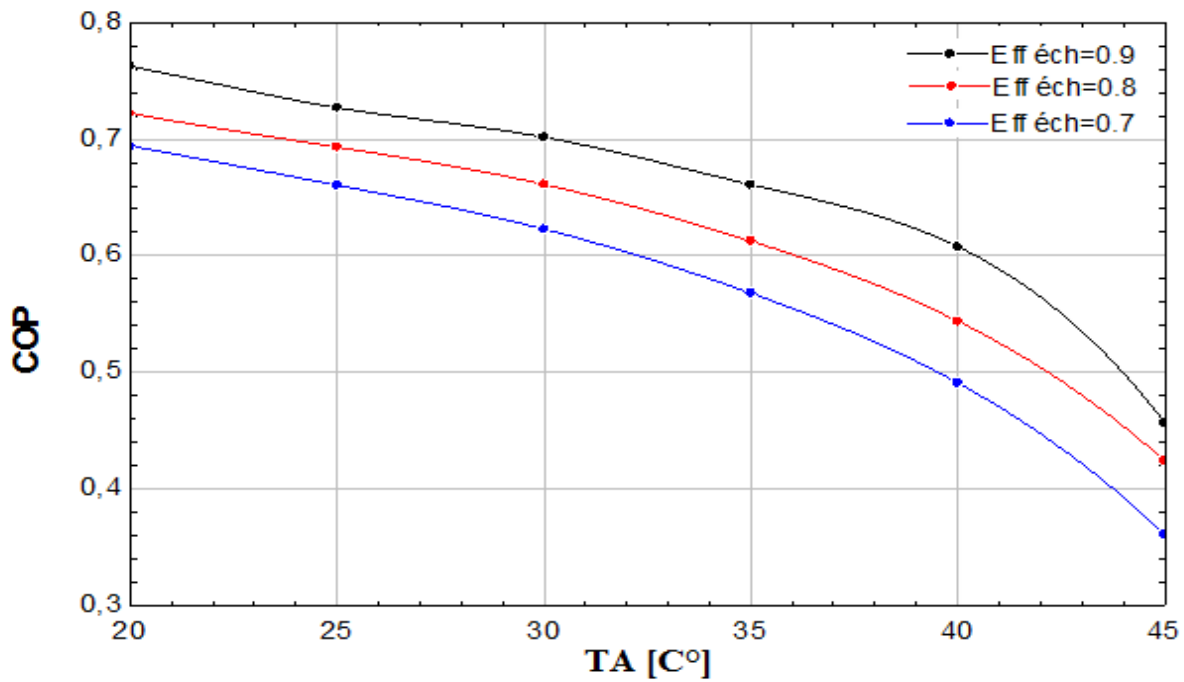


Figure III.3 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'absorbeur.

Dans cette Figure [III.3] le graphique Représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de l'absorbeur pour trois valeurs de l'efficacité de l'échangeur. Dans les trois cas on remarque que le coefficient de performance COP diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur sachant que dans l'absorbeur on aura besoin du refroidissement pour assurer le bon

fonctionnement de la réaction chimique ammoniac-eau. Ce qui veut dire qu'avec l'augmentation de la température de l'absorbeur, le fonctionnement de la machine va se détruire. Ainsi, le graphique montre également l'importance d'une efficacité d'échangeur élevée pour maintenir un COP plus élevé. Voici les détails de graphique :

- Pour la courbe avec ($Eff_{ech} = 0,9$): le COP le plus élevé, commençant autour de (0,7624) a la température de l'absorbeur ($20^{\circ}C$) et descendant à environ (0,4564) a la température ($45^{\circ}C$)
- Pour la courbe avec ($Eff_{ech} = 0,8$): le COP est au milieu, commençant à environ (0,7221) a la température de l'absorbeur ($20^{\circ}C$) et descendant à (0,4237) a la température ($45^{\circ}C$).
- Pour la courbe avec ($Eff_{ech} = 0,7$): le COP le plus bas, commençant à (0,6941) a la température ($20^{\circ}C$) et descendant à environ (0,3606) a la température ($45^{\circ}C$).

III.2.4. L'effet de température de l'évaporateur

Dans cette partie nous étudions l'effet de la température de l'évaporateur sur les performances de système, La température au niveau de générateur, de condenseur et de l'absorbeur sont constantes ($T_g=95^{\circ}C$, $T_a=30^{\circ}C$ et $T_e=7^{\circ}C$) et on a fait varier les températures de l'évaporateur

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP_R	EFF_{SHE}	H_{10} [kJ/kg]	H_{11} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wEi} [C]	T_{wEo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,506	0,9	-23,93	1078	1949	1331	1102	2154	0	-5	23,78
Run 2	0,6195	0,9	3,208	1142	1680	1297	1139	1828	5	0	10,67
Run 3	0,6472	0,9	13,34	1161	1635	1286	1148	1765	7	2	8,584
Run 4	0,6817	0,9	28,21	1187	1588	1271	1159	1693	10	5	6,498
Run 5	0,7017	0,9	37,93	1202	1562	1261	1164	1654	12	7	5,508
Run 6	0,7252	0,9	57,64	1223	1524	1247	1165	1602	15	10	4,378
Run 7	0,7615	0,9	86,3	1250	1467	1225	1164	1525	20	15	3,052

Tableau III.4: Résultat obtenue avec la température de l'évaporateur variable

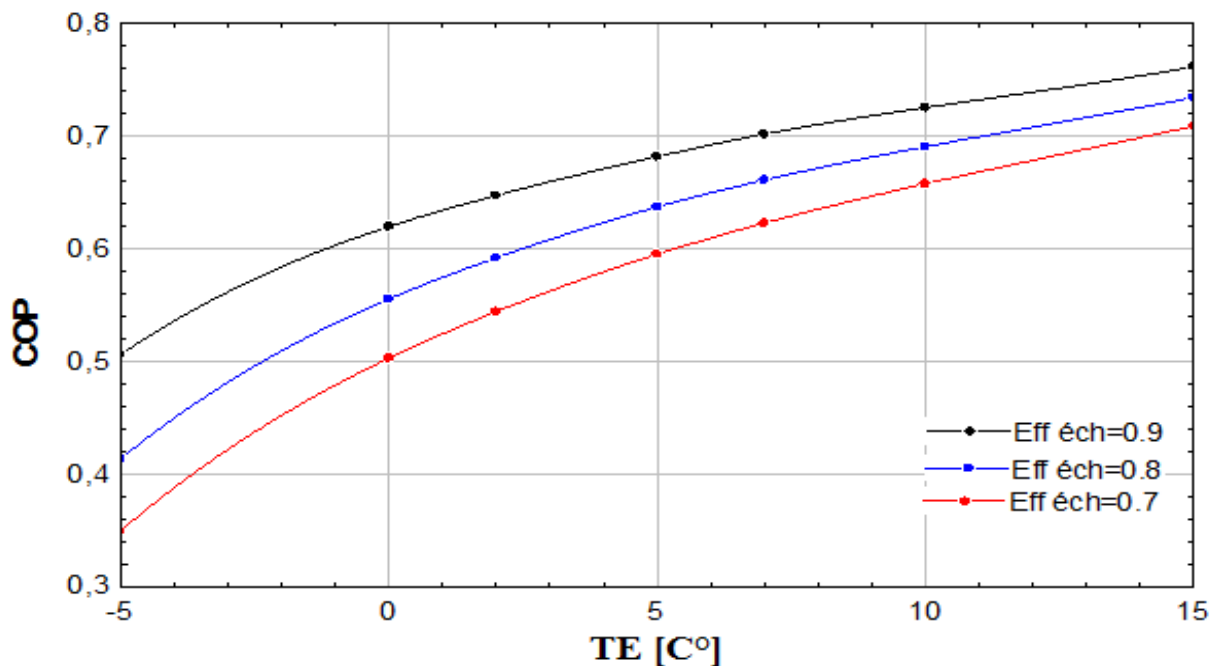


Figure III.4 : Variation du coefficient de performance en fonction de la température de l'évaporateur.

La figure [III.4] Représente la variation du coefficient de performance COP en fonction de la température de l'évaporateur dans les trois valeurs de l'efficacité de l'échangeur, on remarque une augmentation de coefficient de performance avec l'augmentation de température de l'évaporateur dans les trois courbe, Cette augmentation du COP est directement liée à l'augmentation de la quantité de chaleur extraite par l'évaporateur (Q_e) lorsque sa température augmente.

Ainsi on remarque l'importance d'une efficacité d'échangeur élevée pour obtenir un meilleur COP, en particulier à des températures d'évaporation plus basses. Dans les trois graphes, on peut observer une augmentation de coefficient de performance qui atteint son pic à une température d'évaporation de (15°C) une valeur de (0.7615) pour l'efficacité (0.9), et (0.7343) pour l'efficacité (0.8) et de (0.7089) pour l'efficacité (0.7).

III.3. L'effet de l'échangeur de chaleur

Dans cette partie nous étudions l'effet de l'efficacité de l'échangeur sur le COP

1..10	COP _R	EFF _{SHE}
Run 1	0,5726	0,55
Run 2	0,5866	0,5944
Run 3	0,6013	0,6389
Run 4	0,6167	0,6833
Run 5	0,6329	0,7278
Run 6	0,6499	0,7722
Run 7	0,6676	0,8167
Run 8	0,6855	0,8611
Run 9	0,7039	0,9056
Run 10	0,7103	0,95

Tableau III.5: résultats obtenue avec l'efficacité de l'échangeur variable

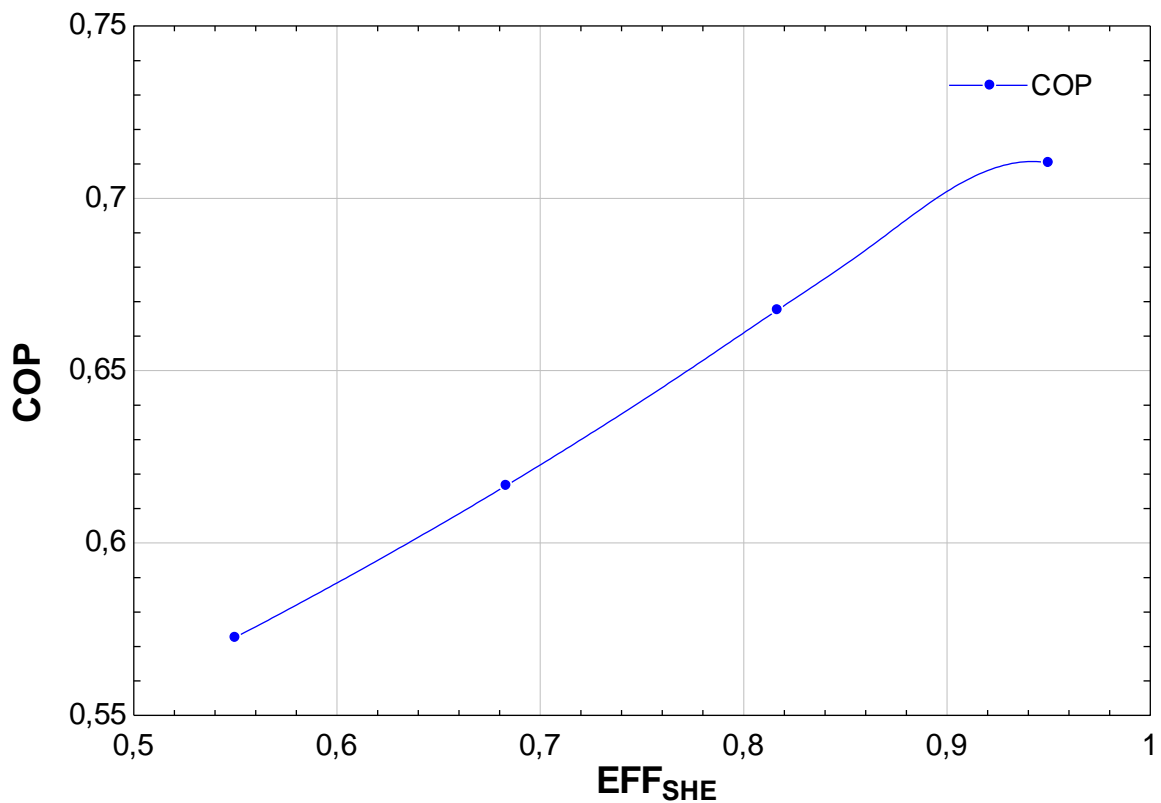


Figure III.5 : Variation du coefficient de performance en fonction de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

Dans cette figure [III.5] on remarque que le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur qui atteint son pic à une valeur de (0,7103) à une efficacité de (0,95).

L'échangeur de chaleur est un composant clé dans le système de réfrigération à absorption, une conception efficace et un fonctionnement optimal de l'échangeur de chaleur sont essentiels pour maximiser l'efficacité énergétique et la performance du système de réfrigération à absorption.

III.4. Conclusion

En conclusion, dans ce chapitre nous avons présenté et discuté les résultats de la simulation, cette étude montrent que pour optimiser les performances d'un système de réfrigération à absorption, il est essentiel de choisir avec soin les températures de fonctionnement de générateur, de condenseur, de l'absorbeur et de l'évaporateur, tout en cherchant à maximiser l'efficacité de l'échangeur de solution. Ces facteurs combinés peuvent conduire à des améliorations significatives du coefficient de performance, contribuant ainsi à une meilleure efficacité énergétique.

..

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Le présent travail de recherche s'est concentré sur l'étude approfondie d'un système de réfrigération à absorption utilisant le couple ammoniac-eau. À cette fin, un programme de simulation a été développé avec le logiciel EES afin de prévoir et d'analyser l'influence de divers paramètres sur le fonctionnement, les performances et l'efficacité globale du cycle étudié.

Une attention particulière a été portée sur l'effet des températures de fonctionnement de chaque composant (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) ainsi que sur l'efficacité des échangeurs de chaleur sur le coefficient de performance (COP) du système de réfrigération par absorption. Cette analyse s'est basée sur les principes fondamentaux de la thermodynamique pour modéliser et simuler le cycle à absorption à simple effet.

Les résultats montrent que les paramètres ci- cités ont une grande influence sur les performances du système. Il est préférable de travailler avec une température du générateur et de l'évaporateur où le coefficient de performance atteint sa valeur maximale et une température moins élevées au niveau du condenseur et de l'absorbeur. L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de chaleur fait augmenter significativement le coefficient de performance. Preuve de l'utilité d'avoir un échangeur de chaleur dans ce type de système

Les résultats obtenus montrent que le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur et de l'évaporateur et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur et de l'absorbeur. Ainsi qu'une efficacité accrue des échangeurs de chaleur, peuvent significativement améliorer le COP du système. En utilisant l'ammoniac et l'eau comme fluide frigorigène, notre étude confirme leur potentiel à réduire les émissions de gaz à effet de serre et à augmenter l'efficacité énergétique par rapport aux cycles traditionnels à compression de vapeur.

A la fin, cette analyse approfondie et la simulation numérique réalisée avec EES offrent des perspectives prometteuses pour le développement de systèmes de réfrigération à absorption plus efficaces et respectueux de l'environnement. Ces résultats constituent une base solide pour de futures recherches visant à optimiser davantage ces technologies dans divers contextes industriels et domestiques.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] SARRA, B. Evaluation Des Performances D'une Machine Frigorifique Hybride A absorption/éjection (Doctoral dissertation, thèse de master, Université Badji Mokhtar Annaba) (2016).
- [2] Livre « la pratique de la climatisation » (patrick jacquard-serge sandre)
- [3] Abdelhaq ATAOUA, T. A. A. Optimisation du fonctionnement des machines à absorption liquide (Eau/Bromure de lithium).
- [4] Allab, F. Étude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique base sur l'effet magnétocalorique géant (Doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG) (2008).
- [5] Field, R. L., Carrasco, P., & de Quadros, C. A. Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries. *Solar Cells*, 6(3), 309-316 (1982).
- [6] Badescu, V. Model for a solar-assisted climatization system. *Energy*, 23(9), 753-766 (1998).
- [7] C. A. Dhouib, « Dynamics modelling and simulation of a photovoltaïque refrigeration plant», *Renewable Energy*, May 2002.
- [8] <https://www.abcclim.net/absorption.html>.
- [9] Coquelet, C. Etude des fluides frigorigéniques: mesures et modélisations (Doctoral dissertation, Paris, ENMP) (2003).
- [10] Castaing-Lasvignottes, J. "Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide." CNAM, Institut Français du froid industriel 51, 2001
- [11] Kharagpur, I. T. Lessons on Refrigeration and Air Conditioning. Unpublished Lecture Note, Indian Institute of technology, India (2008).
- [12] https://fr.wikipedia.org/wiki/Fluide_frigorig%C3%A8ne
- [13] Hamdouche, K., & Khetib, Y. Modélisation des propriétés thermodynamiques Des fluides frigorigènes.
- [14] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach Seventh Edition* (2010).

Références bibliographiques

- [15] Coquelet, C. Étude des fluides frigorigènes: mesures et modélisations (Doctoral dissertation, École Nationale Supérieure des Mines de Paris).
- [16] <https://www.abcclim.net/fluides-frigorifiques.html> (2003).
- [17] Zoubeyr, M. I. M. O. U. N. E. Etude et Modélisation des Fluides Frigorifiques (Doctoral dissertation, Université de Batna 2) (2015).
- [18] <https://www.futura-sciences.com/planete/questions-reponses/pollution-fluides-frigorigenes-sont-ils-nefastes-environnement-649/>
- [19] Woloszyn, M., Virgone, J., & Mélen, S. Diagonal air-distribution system for operating rooms: experiment and modeling. *Building and Environment*, 39(10), 1171-1178 (2004).
- [20] Touaibi, R., Elena, E. V., Michel, F., Abdelhamid, K., Miloud, T. A., & Benyoucef, K. Etude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau–Bromure de lithium. *Efficacité énergétique–sources d'énergies renouvelables–protection de l'environnement COFRET*, 12 (2012).
- [21] Ouadha, A., & El-Gotni, Y. Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine Diesel engine: A thermodynamic study. *Procedia Computer Science*, 19, 754-761 (2013).
- [22] Horuz, I. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International communications in heat and mass transfer*, 25(5), 711-721 (1998).
- [23] MECHLOUCH, R., BRAHIM, K., BRAHIM, A., BOUROUIS, M., NOGUES, M., & CORONAS, A. ETUDE DUNE MACHINE A ABSORPTION SOLAIRE DANS LE CLIMAT DE L'ESPAGNE (Tarragona: lat. 41 63'N, long. 1 15, 2'E).
- [24] Fernandez-Seara, J., & Vazquez, M. Study and control of the optimal generation temperature in NH₃–H₂O absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 21(3), 343-357 (2001).

Annexes

Annexes

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	COP_R	EFF_{SHE}	h_3 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	h_7 [kJ/kg]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	Tgen [C]	\dot{W}_p [kW]	
Run 1	0,5799	0,8	69,8	122	1416	1166	1997	80	14,52	
Run 2	0,6025	0,8	72,29	129,3	1416	1166	1924	81,56	12,06	
Run 3	0,6327	0,8	77,78	146,4	1416	1166	1835	85,11	8,884	
Run 4	0,6483	0,8	83,05	164,3	1416	1166	1792	88,67	7,176	
Run 5	0,6569	0,8	88,09	182,7	1416	1166	1769	92,22	6,111	
Run 6	0,6618	0,8	92,95	201,8	1416	1166	1757	95,78	5,379	
Run 7	0,664	0,8	97,6	221,4	1417	1166	1751	99,33	4,843	
Run 8	0,6648	0,8	102,1	241,5	1418	1166	1749	102,9	4,433	
Run 9	0,6646	0,8	106,3	261,7	1418	1165	1749	106,4	4,115	
Run 10	0,6638	0,8	110,5	282,8	1419	1165	1751	110	3,849	

Tableau 1: L'effet de température de générateur à une efficacité de l'échangeur (0.8)

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	COP_R	EFF_{SHE}	h_3 [kJ/kg]	h_4 [kJ/kg]	h_7 [kJ/kg]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	Tgen [C]	\dot{W}_p [kW]	
Run 1	0,5156	0,7	51,17	122	1416	1166	2247	80	14,52	
Run 2	0,5432	0,7	53,36	129,3	1416	1166	2135	81,56	12,06	
Run 3	0,5818	0,7	58,2	146,4	1416	1166	1996	85,11	8,884	
Run 4	0,6032	0,7	62,85	164,3	1416	1166	1926	88,67	7,176	
Run 5	0,6161	0,7	67,3	182,7	1416	1166	1887	92,22	6,111	
Run 6	0,6241	0,7	71,59	201,8	1416	1166	1863	95,78	5,379	
Run 7	0,6292	0,7	75,7	221,4	1416	1166	1849	99,33	4,846	
Run 8	0,6324	0,7	79,69	241,5	1416	1166	1840	102,9	4,437	
Run 9	0,6343	0,7	83,46	261,7	1416	1166	1835	106,4	4,119	
Run 10	0,6353	0,7	87,2	282,8	1416	1166	1832	110	3,855	

Tableau 2: L'effet de température de générateur à une efficacité de l'échangeur (0.7)

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP_R	EFF_{SHE}	h_7 [kJ/kg]	h_8 [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	TwCi [C]	TwCo [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,7037	0,8	1397	88,09	1580	1309	1193	1694	15	20	1,606
Run 2	0,6945	0,8	1403	111,5	1601	1292	1186	1705	20	25	2,451
Run 3	0,6808	0,8	1410	135	1630	1275	1176	1724	25	30	3,66
Run 4	0,661	0,8	1416	158,7	1673	1257	1166	1759	30	35	5,519
Run 5	0,6285	0,8	1425	182,2	1751	1243	1155	1830	35	40	8,731

Tableau 3: L'effet de température de condenseur à une efficacité de l'échangeur (0.8)

Annexes

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP_R	EFF_{SHE}	h_7 [kJ/kg]	h_8 [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wCi} [C]	T_{wCo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,6824	0,7	1394	88,44	1644	1306	1196	1752	15	20	1,608
Run 2	0,6691	0,7	1401	111,9	1675	1289	1188	1773	20	25	2,454
Run 3	0,6502	0,7	1407	135,4	1717	1272	1178	1808	25	30	3,664
Run 4	0,6227	0,7	1416	158,7	1782	1257	1166	1868	30	35	5,519
Run 5	0,5815	0,7	1425	182,2	1899	1243	1155	1978	35	40	8,731

Tableau 4: L'effet de température de condenseur à une efficacité de l'échangeur (0.7)

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	COP_R	EFF_{SHE}	h_1 [kJ/kg]	h_6 [kJ/kg]	h_{12} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wAi} [C]	T_{wAo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,7221	0,8	-117,6	-53,45	1343	1598	1216	1180	1630	20	25	3,504
Run 2	0,6931	0,8	-101,9	-35,77	1335	1632	1236	1174	1690	25	30	4,321
Run 3	0,661	0,8	-82,61	-18,01	1325	1673	1257	1166	1759	30	35	5,519
Run 4	0,6124	0,8	-60,5	-0,1776	1295	1720	1281	1140	1854	35	40	7,489
Run 5	0,5436	0,8	-36,13	17,76	1253	1823	1307	1102	2016	40	45	11,43
Run 6	0,4237	0,8	-9,896	35,81	1201	2211	1336	1056	2468	45	50	23,6

Tableau 5: L'effet de température de l'absorbeur à une efficacité de l'échangeur (0.8)

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	COP_R	EFF_{SHE}	h_1 [kJ/kg]	h_6 [kJ/kg]	h_{12} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wAi} [C]	T_{wAo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,6941	0,7	-117,6	-22,72	1343	1664	1216	1180	1696	20	25	3,504
Run 2	0,6605	0,7	-101,9	-7,2	1335	1716	1236	1174	1773	25	30	4,321
Run 3	0,6227	0,7	-82,61	8,398	1325	1782	1257	1166	1868	30	35	5,519
Run 4	0,5676	0,7	-60,5	24,08	1295	1867	1281	1140	2000	35	40	7,489
Run 5	0,4906	0,7	-36,13	39,86	1253	2042	1307	1102	2235	40	45	11,43
Run 6	0,3606	0,7	-9,896	55,74	1201	2648	1336	1056	2904	45	50	23,6

Tableau 6: L'effet de température de l'absorbeur à une efficacité de l'échangeur (0.7)

Annexes

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP_R	EFF_{SHE}	h_{10} [kJ/kg]	h_{11} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wEi} [C]	T_{wEo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,4133	0,8	-23,93	1078	2437	1331	1102	2642	0	-5	23,78
Run 2	0,5553	0,8	3,269	1143	1894	1297	1139	2041	5	0	10,68
Run 3	0,5919	0,8	13,61	1164	1809	1285	1150	1935	7	2	8,593
Run 4	0,637	0,8	28,66	1191	1720	1268	1163	1819	10	5	6,509
Run 5	0,661	0,8	41,05	1207	1673	1257	1166	1759	12	7	5,519
Run 6	0,6905	0,8	60,34	1227	1611	1244	1166	1685	15	10	4,384
Run 7	0,7343	0,8	87,81	1252	1528	1223	1165	1583	20	15	3,055
Run 8											

Tableau 7: L'effet de température de l'évaporateur à une efficacité de l'échangeur SS(0.8)

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	COP_R	EFF_{SHE}	h_{10} [kJ/kg]	h_{11} [kJ/kg]	\dot{Q}_A [kW]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{Q}_E [kW]	\dot{Q}_G [kW]	T_{wEi} [C]	T_{wEo} [C]	\dot{W}_p [kW]
Run 1	0,3492	0,7	-23,93	1078	2926	1331	1102	3132	0	-5	23,78
Run 2	0,5028	0,7	3,269	1143	2109	1297	1139	2255	5	0	10,68
Run 3	0,544	0,7	13,61	1164	1980	1285	1150	2106	7	2	8,593
Run 4	0,5951	0,7	28,66	1191	1849	1268	1163	1948	10	5	6,509
Run 5	0,6227	0,7	41,05	1207	1782	1257	1166	1868	12	7	5,519
Run 6	0,6576	0,7	61,23	1228	1698	1243	1167	1770	15	10	4,386
Run 7	0,7089	0,7	89,23	1255	1589	1220	1165	1641	20	15	3,057

Tableau 8: L'effet de température de l'évaporateur à une efficacité de l'échangeur (0.7)

Résumé

Ce mémoire se concentre sur l'étude approfondie des systèmes de réfrigération à absorption utilisant le couple ammoniac-eau, en mettant en lumière leur potentiel à améliorer les performances tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre, en réponse à l'impératif croissant de réduire notre empreinte environnementale. À travers une modélisation et une analyse thermodynamique détaillées, réalisées avec le logiciel EES, l'étude explore l'impact des températures de fonctionnement de chaque composant (générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur) ainsi que l'efficacité des échangeurs de chaleur sur le coefficient de performance (COP) du système. Les résultats montrent que les températures optimales du générateur et de l'évaporateur, couplées à une efficacité accrue des échangeurs de chaleur, favorisent une augmentation significative du COP, tandis que des températures élevées au condenseur et à l'absorbeur peuvent le réduire. En utilisant l'ammoniac et l'eau comme fluides frigorigènes, cette étude confirme leur pertinence pour des applications respectueuses de l'environnement. En conclusion, ces recherches offrent des perspectives prometteuses pour le développement de systèmes de réfrigération à absorption plus efficaces et durables, ouvrant la voie à des innovations futures dans divers secteurs industriels et domestiques.

Mots clés : Absorption. Simulation. Modélisation. EES. Réfrigération

Abstract

This thesis focuses on the in-depth study of absorption refrigeration systems using the ammonia-water pair, highlighting their potential to improve performance while reducing greenhouse gas emissions in response to the growing imperative to minimize our environmental footprint. Through detailed thermodynamic modeling and analysis using EES software, the study explores the impact of operating temperatures of each component (generator, condenser, evaporator, absorber) as well as the effectiveness of heat exchangers on the system's coefficient of performance (COP). The results indicate that optimal temperatures of the generator and evaporator, coupled with enhanced heat exchanger efficiency, significantly increase COP, whereas high temperatures at the condenser and absorber can decrease it. By using ammonia and water as refrigerants, this study confirms their relevance for environmentally friendly applications. In conclusion, this research offers promising perspectives for the development of more efficient and sustainable absorption refrigeration systems, paving the way for future innovations in various industrial and domestic sectors.

Keywords : Absorption, Simulation, Modeling, EES, Refrigeration.

المخلص

تركز هذه الرسالة على دراسة عميقة لأنظمة التبريد بالامتصاص باستخدام زوج الأمونيا والماء، مبرزةً إمكاناتها في تحسين الأداء وتقليل انبعاثات غازات الاحتباس الحراري، ردًا على الضرورة المتزايدة للحد من الأثر البيئي. من خلال نمذجة حرارية مفصلة وتحليل باستخدام برنامج EES، تستكشف الدراسة تأثير درجات حرارة التشغيل لكل مكون (المولد، المكثف، المبخر، الممتص) بالإضافة إلى كفاءة مبادلات الحرارة على معامل الأداء (COP) للنظام. تشير النتائج إلى أن درجات حرارة مثالية للمولد والمبخر، مع كفاءة محسنة لمبادلات الحرارة، تزيد بشكل كبير من COP، بينما يمكن أن تقلل درجات الحرارة العالية في المكثف والممتص منه. باستخدام الأمونيا والماء كسوائل تبريد، تؤكد هذه الدراسة ملاءمتها للتطبيقات الصديقة للبيئة. في الختام، تقدم هذه البحث آفاقاً واعدة لتطوير أنظمة التبريد بالامتصاص أكثر كفاءة واستدامة، مما يمهد الطريق للابتكارات المستقبلية في مختلف القطاعات الصناعية والمنزلية.

كلمات مفتاحية: الامتصاص، المحاكاة، النمذجة، (EES)، التبريد.