



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
Faculté Des Sciences Appliquées

Département De Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude

Diplôme de master académique

Domaine de Sciences appliquées – génie mécanique option énergétique

Présentée par : -Belachi Abdallah
- Ben Saadi Ahmed

-Thème -

Etude d'un mini cycle de réfrigération à absorption (H₂O-LiBr)

Soutenu Publiquement
Le : / 06 / 2023

Devant le jury :

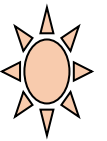
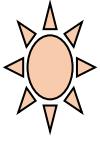
Noureddine CHERAD : Président
Abdelhafid GHERFI : Examineur
Zoheir DERGHOUT : Encadreur
Lotfi ZIANI : Co-Encadreur

UKM Ouargla
UKM Ouargla
UKM Ouargla
UKM Ouargla

Promotion : 2023

N° ordre :

Remerciement



Toutes les personnes qui nous ont permis de mener à bien Ce travail sont assurées de notre gratitude.

Nous tenons à remercier tout particulièrement notre encadreur Mr. Derghout zoheir.

Pour ses précieux conseils et sa disponibilité tout au long de cette recherche.

Et tous les enseignants de génie mécanique pour leur aide et conseils.

Et sans oublier tous les étudiants de cette promo.

Nos remerciements s'adressent aux membres du Jury qui Nous font l'honneur de participer à la Soutenance.

Dédicace



Je dédie ce modeste travail:

A ma source de bonheur :

**Mon père, ma mère pour leurs amours, leurs bontés,
leurs sacrifices, leurs encouragements perpétuels, leurs
soutiens. Puisse Dieu prolonger leur vie dans le
bonheur.**

Mes frères mes sœurs et à tout ma famille.

Pour mes amies à l'université option énergétique.

Nomenclature

Symboles	Description	Unités
Q	Quantité de chaleur	KJ
Q_{con}	Quantité de chaleur de condenseur	KJ
$Q_{év}$	Quantité de chaleur d'évaporateur	KJ
$Q_{gé}$	Quantité de chaleur de générateur	KJ
Q_{ab}	Quantité de chaleur d'absorbeur	KJ
$Q_{éc}$	Quantité de chaleur d'échangeur de chaleur	KJ
m	Débit massique	Kg/s
m_f	Débit massique du frigorigène	Kg/s
m_{ab}	Débit massique de la solution riche	Kg/s
$m_{gé}$	Débit massique de la solution pauvre	Kg/s
X	Titre massique	/
X_f	Titre massique du frigorigène	/
X_{ab}	Titre massique de la solution riche	/
$X_{gé}$	Titre massique de la solution pauvre	/
X_{H2O}	Titre massique de l'eau	/
X_{LiBr}	Titre massique de bromure lithium	/
W	Le travail	Watt

W_p	Le travail de pompe	Watt
h	L'enthalpie	KJ/Kg
COP	Coefficient de Performance	/
FR	Taux De Circulation	/
T	Température	°C
$T_{gé}$	Température de générateur	°C
T_{con}	Température de condenseur	°C
$T_{év}$	Température d'évaporateur	°C
T_{ab}	Température d'absorbeur	°C
v	Volume spécifique	Kg/m ³
P	Pression	KPa

Résumé

Ce mémoire est centré sur l'étude d'un type de machines frigorifiques, qui sont les machines frigorifiques à absorption, où nous nous faisons une étude théorique sur cette machine en mentionnant les études antérieures on cités, ainsi qu'une analyse thermodynamique sur ces machines. La machine de réfrigération par absorption qui utilise du fluide binaire ; l'eau et bromure de lithium. A l'aide du programme de Simulation Aspen Plus, nous avons extrait les résultats en fonction du coefficient de performance du cycle en fonction du variation de chacun de la température du générateur, de l'évaporateur, du condenseur et de l'absorbeur, où nous avons constaté que plus la température du générateur est élevée, plus le coefficient de performance est élevé, car la grande valeur de coefficient de performance pour le cycle est de 0,81 pour la température du générateur 98 °C, comme ça, si la température du condenseur est élevée, le coefficient de performance est faible, contrairement à l'évaporateur : Le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la température de l'évaporateur.

Mots clés : production de froid, coefficient de performance, réfrigération à absorption (H₂O -LiBr), Echangeur de chaleur.

ملخص

تتمحور هذه المذكرة حول دراسة نوع من انواع التبريد وهي الات التبريد بالامتصاص حيث قمنا بدراسة نظرية حول هذه الالات مع ذكر الدراسات السابقة المعمولة عليها كما قمنا بتحليل تيرموديناميكي على هذه الالات. من خلال نمذجة الة التبريد بالامتصاص التي تستعمل الماء وبروميد الليثيوم كسائلي تشغيل باستعمال برنامج المحاكاة اسبن بلاص قمنا باستخراج نتائج تغيرات معامل الاداء للدورة بدلالة تغيرات كل من درجة حرارة المولد المبخر المكثف الممتص حيث توصلنا الى انه كلما زادت درجة حرارة المولد زاد معامل الاداء حيث احسن معامل اداء للدورة هو 0.81 عن درجة حرارة المولد 98 درجة كما توجد علاقة طردية بين زيادة معامل الاداء ودرجة حرارة كل من المكثف والممتص.

الكلمات المفتاحية: التبريد، معامل الاداء، التبريد بالامتصاص (H₂O -LiBr)، مبادل حراري.

Abstract

This thesis is centered on the study of a type of cooling machines, which are absorption cooling machines, where we did a theoretical study about these machines with mentioning the previous studies applied on them. We also did a thermodynamic analysis on these machines. By modeling the absorption cooling machine that uses water and lithium bromide as operating fluids using the program Simulation Aspen Plus, we extracted the results of the changes in the performance coefficient of the cycle in terms of the changes of each of the temperature of the generator, the evaporator, the condenser, the absorber, where we found that the higher the temperature of the generator, the greater the coefficient of performance, as the best performance coefficient for the cycle is 0.81 for the temperature of the generator 98 degrees, and there is a direct relationship between the increase in Performance coefficient and temperature of both the condenser and the absorber.

Key words: cold production, coefficient of performance, absorption refrigeration (H₂O -LiBr).

Sommaire

Remerciement

Dédicace

Nomenclature

Résumé

Liste des figures

Chapitre I : Recherche bibliographique

Introduction générale 12

I.1.Introduction : 14

I.2.Historique de froid : 14

I.3.Machines réfrigération : 15

 I.3.1.Machines à compression mécanique : 15

 I.3.2. Machines à énergie thermique : 16

I.4.Machine de réfrigération à absorption : 17

I.5.Les types de machine d'absorption : 17

 I.5.1. Système à absorption à simple effet : 17

 I.5.2. Système à absorption à plusieurs effets : 17

I.6.Les avantages et inconvénients des systèmes à absorption comparés aux systèmes à compression : 18

I.7.Les études précédentes : 19

I.8.Conclusion : 25

Chapitre II: Modèle mathématique de la machine de réfrigération à absorption

II.1.Introduction : 27

II.2 Description d'une installation frigorifique à absorption: 27

II.3.Principe de fonctionnement de machine de réfrigération à absorption : 28

II.4. Analyse thermodynamique des machines à absorption : 28

 II.4.1.Bilans massiques : 29

 II.4.2.Bilans enthalpies : 29

 II.4.3.Débit spécifique de solution 33

 II.4.4.Coefficient de Performance COP : 33

II.5. Diagrammes utilisés :	34
II.5.1. Diagramme d'Oldham :	34
II.5.2. Diagramme de Merkel :	34
II.6. Conclusion :	36

Chapitre III: simulation de la machine de réfrigération à absorption (H₂O-LiBr)

III.1. Introduction :	38
III.2. Simulation de cycle d'absorption (H ₂ O-LiBr) par Aspen Plus :	39
III.2.1. Pompe de solution :	39
III.2.2. Générateur :	40
III.2.3. Condenseur :	41
III.2.4. Détendeur :	41
III.2.5. L'évaporateur :	42
III.2.6. L'absorbeur :	42
III.2.7. L'échangeur de solution :	43
III.2.8. Le détendeur 2 :	43
III.3. Conclusion :	44

Chapitre IV: Résultats et discussion

IV.1. Introduction :	46
IV.2. Les résultats de simulation:	46
IV.2.1. L'évolution de pression $P_{g\acute{e}n}$ en fonction de température de générateur :	46
IV.2.2. L'évolution de pression P_{con} en fonction de température de condenseur : ...	47
IV.2.3. L'évolution de pression $P_{\acute{e}v}$ en fonction de la température d'évaporateur : ...	48
IV.2.4. L'évolution de pression P_{ab} en fonction de la température d'absorbeur :	48
IV.2.5. l'évolution de la quantité de chaleur d'évaporateur $Q_{\acute{e}v}$ en fonction de la quantité de chaleur de générateur $Q_{g\acute{e}}$:	49
IV.2.6. L'évolution de COP en fonction de température de générateur :	51
IV.2.7. L'évolution de COP en fonction de température de condenseur T_{con} :	52
IV.2.8. L'évolution de COP en fonction de température d'évaporateur $T_{\acute{e}v}$:	53
IV.2.9. L'évolution de COP en fonction de température d'absorbeur T_{ab} :	54

IV.4.Conclusion :	54
Conclusion général.....	55

Bibliographie

Liste de figures

Figure I.1 : Cycle d'une machine à compression mécanique.	16
Figure I.2 : Cycle de Machine à énergie thermique.....	16
Figure II.1 : Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet	27
Figure II.2 : Schéma de condenseur.....	30
Figure II.3 : Schéma d'évaporateur	30
Figure II.4 : Schéma de générateur	31
Figure II.5 : Schéma d'absorbeur.....	31
Figure II.6 : Schéma Pompe.....	32
Figure II.7 : Schéma échangeur de chaleur.....	32
Figure II.8 : Schéma de détenteur	33
Figure II.9 : Diagramme d'Oldham pour (H ₂ O-LiBr).....	34
Figure II.10 : Diagramme de Merkel pour (H ₂ O-LiBr)	35
Figure III.1 : Modélisation de Cycle de réfrigération a absorption (H ₂ O-LIBR) par Aspen Plus.....	39
Figure III.2 : Modélisation de pompe de solution par Aspen plus.....	40
Figure III.3 : Modélisation de générateur par Aspen Plus	40
Figure III.4 : Modélisation de condenseur par Aspen Plus.....	41
Figure III.5 : Modélisation de détenteur par Aspen Plus	41
Figure III.6 : Modélisation de l'évaporateur par Aspen Plus.....	42
Figure III.7 : Modélisation de l'absorbeur par Aspen Plus.....	42
Figure III.8 : Modélisation de l'échangeur de chaleur par Aspen Plus	43
Figure III.9 : Modélisation de détenteur 2 par Aspen Plus	44
Figure IV.1 :L'évolution de pression de générateur en fonction de la température de générateur.....	46

Figure IV.2 :L'évolution de pression de condenseur en fonction de la température de condenseur	47
Figure IV.3 :L'évolution de pression d'évaporateur en fonction de la température d'évaporateur	48
Figure IV.4 :L'évolution de pression d'absorbeur en fonction de la température d'absorbeur	49
Figure IV.5 : L'évolution de la quantité de chaleur d'évaporateur $Q_{év}$ en fonction de la quantité de chaleur de générateur $Q_{gé}$	50
Figure IV.6: L'évolution de COP en fonction de $T_{gé}$	51
Figure IV.7 : L'évolution de COP en fonction de T_{con}	52
Figure IV.8 : L'évolution de COP en fonction de $T_{év}$	53
Figure IV.9: L'évolution de COP en fonction de T_{ab}	54

Introduction générale

La réfrigération est l'une des applications les plus répandues dans le monde à travers les âges, car elle est utilisée dans presque tous les domaines, que ce soit des applications industrielles ou domestiques...etc.

Il existe deux types de réfrigération : la réfrigération à pression mécanique (travail du compresseur) utilisant un seul réfrigérant, ou la réfrigération à pression thermodynamique utilisant un générateur thermique et la fonction d'absorption entre le fluide absorbé et le fluide réfrigérant (réfrigération à absorption).

La réfrigération à compression mécanique est plus répandue dans l'usage domestique en raison de ses faibles coûts, tant en termes d'entretien que d'encombrement, ainsi que de la disponibilité d'une source de fonctionnement entièrement dépendante de l'électricité. Les machines frigorifiques les plus célèbres, les meilleures et les plus connues, car elles sont largement utilisées dans le domaine industriel en raison de ses excellentes performances. Les machines frigorifiques à absorption se caractérisent par un bon coefficient de performance, ainsi que par leur faible consommation d'électricité en raison de leur dépendance totale à la chaleur dans leur fonctionnement, ce qui signifie qu'ils sont les plus adaptés à une utilisation dans des zones chaudes pour fournir une source de chaleur.

Dans le premier chapitre, une étude a été faite en prenant des études antérieures sur les machines frigorifiques à absorption. Nous avons également étudié les travaux antérieurs sur ces machines. Nous avons également abordé la définition des machines frigorifiques à absorption, leurs types, les avantages et les inconvénients de cette machine.

Dans le deuxième chapitre, un modèle mathématique a été écrit sur le cycle frigorifique à absorption pour chaque élément du cycle, ainsi que la quantité de chaleur échangée, et nous en avons mentionné la loi de coefficient de performance.

Dans le troisième chapitre, Le cycle de réfrigération par absorption a été simulé à l'aide du programme Aspen Plus afin d'étudier l'évaluation de coefficient de performance en fonction de température de chaque composant de cycle.

Le quatrième chapitre a pour but d'analyser et interpréter les résultats obtenus à partir du processus de simulation.

Une conclusion pour tous les résultats qui ont été réalisés dans cette mémoire sera mentionnée, et des recommandations et suggestions seront mentionnées pour obtenir les meilleures performances de la machine de réfrigération à absorption.

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.1.Introduction :

La réfrigération à absorption est impliquée dans le domaine de climatisation et dans des nombreuses applications industrielles dans le monde, et en raison du problème de difficulté à obtenir de l'énergie, nous avons décidé d'étudier la machine de réfrigération à absorption comme une machine économique et d'utiliser une énergie propre, gratuite et renouvelable.

Dans ce chapitre, nous aborderons une étude théorique sur les machines frigorifiques à absorption, l'historique de leur développement, et les études antérieures réalisées sur celles-ci.

I.2.Historique 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, Perkins, 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.Machines réfrigération :

Si les systèmes de production de froid sont nombreux et variés aujourd'hui, le principe reste le même : extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité de chaleur Q_2 à un autre niveau de température T_2 . Selon le deuxième principe, si T_1 est inférieur à la source gratuite disponible (à température T_2), un tel transfert reste impossible et l'apport d'énergie est nécessaire. On distingue deux grandes catégories de machines en fonction de la nature de l'énergie mise en jeu (chaleur or travail) [16].

I.3.1.Machines à compression mécanique : qui fonctionnent entre deux sources de chaleur et utilisent le travail comme énergie. Par exemple, les machines à gaz ou les machines à changement de phase.

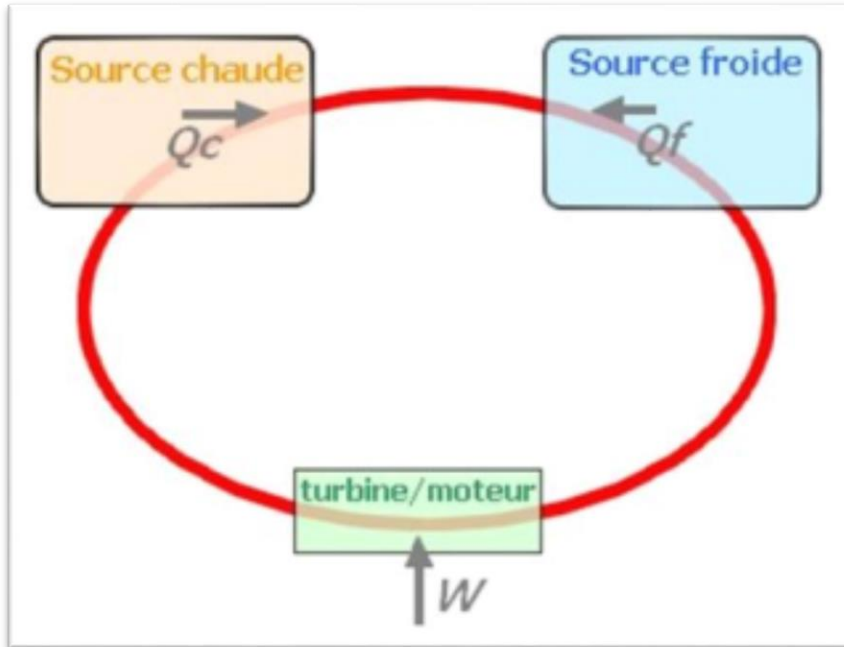


Figure I.1 : Cycle d'une machine à compression mécanique.

I.3.2. Machines à énergie thermique :

Si une troisième source de chaleur est disponible, un apport de chaleur motrice peut être utilisé pour remplacer le travail mécanique du cycle ditherme à un niveau de température supérieur à celui de la source chaude. Il est possible d'obtenir un effet moteur en fonction de la cascade de température entre très chaud et chaud.

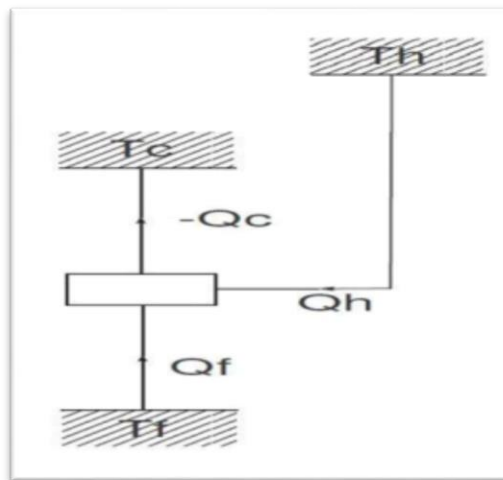


Figure I.2 : Cycle de Machine à énergie thermique

I.4.Machine de réfrigération à absorption :

Une machine frigorifique à absorption est un type de système de réfrigération qui utilise deux fluides de fonctionnement : un fluide absorbant et un fluide frigorigène. Par exemple : Le bromure de lithium (LiBr) comme d'absorbant et d'eau (H₂O) comme de réfrigérant.

Les machines de réfrigération à absorption, contrairement aux machines de réfrigération à compression traditionnelles, utilisent une solution d'absorbant pour absorber le réfrigérant gazeux et le transformer dans un liquide.

Le chauffage inverse après le processus d'absorption, permettant de récupérer le réfrigérant sous forme de gaz et de le faire condenser pour répéter le cycle. Les applications de climatisation et de réfrigération commerciales et industrielles utilisent fréquemment des machines de réfrigération à absorption, en particulier dans les endroits 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.

I.5.Les types de machine d'absorption : il y a deux types de machines de réfrigération à absorption :

I.5.1. Système à absorption à simple effet : [19]

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.5.2. Système à absorption à plusieurs effets : [19]

- ✓ 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 Coefficient de Performance COP plus élevés.

I.6. Les avantages et inconvénients des systèmes à absorption comparés aux systèmes à compression : [2]

Le tableau suivant représente quelques avantages et inconvénients des systèmes à absorption comparés aux systèmes à compression :

Système à compression :	Système à absorption :
Les avantages :	Les avantages
<ul style="list-style-type: none"> * très bon coefficient de performance * simplicité du cycle et de machine * bonne sécurité d'emploi, mais avec les frigorigènes actuels qui sont mis en accusation. * variation de puissance frigorifique facile à mettre en œuvre. 	<ul style="list-style-type: none"> * consomme essentiellement de l'énergie calorifique qui peut être récupérée d'un autre système * ne nécessite que peu de machines tournantes * peu de maintenance et grande longévité du matériel
Les inconvénients	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> * l'énergie consommée par ces systèmes coûteuse. * utilisation d'une machine tournante entraînant bruits et maintenance fréquente * problèmes posés par certains frigorigènes polluants, dont la production est bannie par le protocole de Montréal. 	<ul style="list-style-type: none"> * coefficients de performance modestes * une grande puissance thermique est à évacuer vers l'extérieur * étanchéité de la machine pour éviter l'intrusion de gaz incondensables * problème de cristallisation des absorbants

Tableau 1 : Comparaison des systèmes à compression et à absorption.

I.7. Les études précédentes :

En 1996, le chercheur Mouad Diny [2] a mené une étude expérimentale sur le fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption : modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine. L'étude a pris en compte les variables suivantes : flux de chaleur, température, transferts de masse dans le générateur et pression. Les résultats ont été les suivants :

- Les résultats expérimentaux obtenus montrent la nécessité de maîtriser les commutations de vannes, de réduire le temps de cycle et d'améliorer le transfert thermique entre la paroi et le charbon.
- La comparaison des performances obtenues ,en fonction de l'énergie calorifique utilisée dans le générateur ,montre que dans le cas du chauffage aéraulique ,le temps total du cycle est réduit de 40% par rapport à celui obtenu par chauffage électrique.

L'étude expérimentale a donné des valeurs pratiques qui ont contribué à améliorer le COP de la machine à absorption, et il est préférable de mener une étude simulation en addition de l'étude expérimentale pour obtenir les meilleurs résultats.

En 2001, Pongsid Srihirin et al [3] ont fait une étude théorique sur Revue des technologies de réfrigération par absorption. Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- Les systèmes d'absorption à double effet utilisant du bromure de lithium/eau semblent être le seul système performant disponible dans le commerce.
- Un système d'absorption d'éjecteur combiné est une promesse considérable pour une application future.

L'étude théorique n'est pas précise et manque de preuves, elle doit donc être étayée par l'étude expérimentale.

En 2001, khalid A joudi et al [4] ont fait une étude Simulation sur le système de réfrigération à absorption simple. Les résultats suivants me sont parvenus : La simulation d'absorbeur et la simulation avec le modèle actuel ont été très réussies.

Les résultats ont montré que le système total a un effet variable et que le cycle d'absorption a donné des résultats quantitatifs et qualitatifs.

La comparaison des résultats du modèle actuel avec les données du fabricant a montré un excellent accord.

En 2007, omer kaynakli et Muhsin Kilic [5] ont fait une étude théorique sur l'effet des conditions de fonctionnement sur les performances d'un système de réfrigération à absorption. Les résultats suivants me sont parvenus :

- Les charges thermiques de l'absorbeur et du générateur diminuent avec l'augmentation des températures du générateur et de l'évaporateur.
- La diminution de la charge thermique du générateur entraîne une augmentation de la valeur de la cop, et la valeur augmente avec les températures du générateur et de l'évaporateur.
- La température du générateur de 85°C.
- cop augmente et la valeur du nombre aléatoire diminue.
- Les charges thermiques du générateur et de l'absorbeur augmentent avec l'augmentation des températures de condenseur de l'absorbeur.
- Lorsque la température du générateur augmente, les charges thermiques des générateurs et l'absorption diminuent.
- Si la température du générateur augmente, la concentration de la solution sortant du générateur augmente.

En 2008, N.A. Darwish et al [6] ont fait une étude simulation sur l'analyse et évaluation des performances d'un système commercial d'absorption-eau de réfrigération-ammoniac(ARWA). Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- Aspen plus fournit une plateforme très flexible pour l'analyse des cycles de puissance avec une variété d'options pour les packages de fluides, les bases de données et les outils de simulation.
- Les effets de la charge thermique du séparateur sur le COP concordent bien avec les données expérimentales avec un pourcentage d'écart maximal de 1.8%.
- COP peut être amélioré jusqu'à 15% en augmentant le nombre d'étages théoriques équivalents.
- l'introduction d'un processus d'étranglement directement avant le séparateur peut atténuer la charge thermique du séparateur et améliorer le COP jusqu'à 20%.

En 2010, wei bin MA et al [7] ont fait une étude de simulation sur un système de réfrigération à absorption utilisé pour l'exploitation des ressources géothermiques à moyenne et basse température. Ils sont arrivés aux résultats suivants :

Le système de refroidissement est alimenté par l'eau souterraine et se compose d'un évaporateur, d'un absorbeur basse pression, d'un générateur basse pression, d'un absorbeur haute pression, d'un générateur haute pression, d'un condenseur et d'un échangeur de chaleur basse pression.

- Ce système se fait en deux temps.
- Ce système permet de réduire la température géothermique qui dépasse 0.6 à 0.7 COP pour ce fluide caloporteur varie de 0,38 à 0,42 avec une température de 63,65°.

Les refroidisseurs à absorption utilisent deux équipements supplémentaires : un absorbeur haute pression et générateur basse pression.

- De tels refroidisseurs sont utilisés en Chine, en particulier à Pékin et Tianjin, et le premier système de refroidissement en Chine a été achevé en 2002.

En 2012, Larkeche Ouassila et al [8] ont fait une étude sur la modélisation d'une machine frigorifique à absorption : application des équilibres de phases. Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- Quelques fluides de travail ont été testés sur le plan efficacité thermique et les résultats obtenus ne permettent pas de confirmer la fiabilité de ces mélanges, malgré l'obtention de quelques bonnes valeurs du COP.
- Elles peuvent aussi bien assurer des tâches de production de froid intense, de climatisation, de chauffage et de revalorisation thermique. Donc cette étude reste préliminaire et doit être approfondie en considérant d'autres applications et en cherchant d'autres fluides.
- Un des moyens pour remédier à ce problème et élargir la courbe de miscibilité est l'ajout d'un sel. Ceci peut constituer une perspective de ce travail. Une autre solution peut être envisagée en ajoutant un troisième constituant au mélange binaire pour effectuer une extraction du réfrigérant.

En 2015, Yi Chen et al [9] ont fait une étude sur un nouveau système de réfrigération à absorption-compression utilisant une source de chaleur à température moyenne pour application de congélation. Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- L'utilisation des gaz de combustion et de la chaleur du moteur, de la chaleur résiduelle et de l'énergie solaire comme sources d'énergie dans le système de refroidissement.
- Utilisation à basse température (environ -55°C) sans électricité ni intrants.
- La puissance frigorifique par unité de fumées est de 62,70.
- L'efficacité énergétique du nouveau système est de 20,09 %, soit une augmentation de 6,78 %.
- Les auteurs remercient le soutien de la National Natural Science Foundation of China Grant et du National Basic Research Program of China Grant No.
- La puissance frigorifique est de 62 700 kW à une température de -55.
- Augmenter à la fois le flic et le système proposé.

En 2016, Nadia El-Salhi et al [20] ont fait une étude sur conçu un condenseur à serpentín hélicoïdal pour l'eau de petite capacité (une machine de refroidissement à absorption Lithium a été envoyée et les résultats suivants :

- La machine à absorption est une bonne alternative en termes d'efficacité énergétique.
- La puissance thermique atteint 10KW.

En 2017, Gruerbouz younes et Zaine soufin [21] ont fait une étude sur d'un cycle de réfrigération tritherme à absorption utilisant programme de TRNSYS aux résultats suivants :

- Utilisez le programme TRNSYS car il est plus puissant en simulation et donne des résultats précis.
- Le rafraîchissement solaire nous permet de faire des économies dans l'utilisation d'énergies rationnelles.

Il conduit à une réduction significative des émissions de chaleur.

En 2017, Omar Katfi et al [22] ont fait une étude sur de faisabilité et évaluation de performance Faible capacité en eau - Refroidissement par absorption libre Les systèmes fonctionnent dans différents Algériens régions climatiques et les résultats suivants :

- La capacité du refroidisseur est d'environ 17,6 kW.
- Sa capacité à refroidir l'eau jusqu'à 12 degrés Celsius.

En 2017, Michel Wakim [10] a fait une étude simulation sur étude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température. Il est arrivé aux résultats suivants :

- L'augmentation de la plage de fonctionnement des machines à absorption nécessite l'augmentation de la différence de concentration en absorbant entre le générateur et l'absorbeur.
- Cycles DAHT et EAHT qui peuvent remplacer le SAHT, et du cycle original EARC qui peut remplacer le SARC.
- Choix intéressant était le recours aux fluides organiques. - remarqué qu'il est impossible de compléter totalement l'absorption avec la colonne adiabatique.

En 2018, BOUKREDIME SARRA [1] a fait une étude sur évaluation des performances d'une machine frigorifique hybride à absorption / éjection. Il est arrivé aux résultats suivants :

- Les résultats ont abouti à une valeur du COP de l'ordre de 0,79 et un rendement exégétique de 31 %.
- Les performances de la machine (COP, η ,) sont évaluées respectivement à 0,72 et 29 %.

En 2018, Hamichi Meriem et Chabanechaouche Atika [11] ont fait une étude sur l'étude et analyse thermodynamique d'une machine à absorption (NH₃/H₂O). Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- COP optimale la température du bouilleur est doit pas excédé 100 C au-delà notre système instable, le COP put varie entre 0.6 et 0.75
- Pour le bon fonctionnement de le machine $T_b=100$ °C.

En 2020, BERRICHE Mohamed [12] a fait une étude simulation par fortran90 sur la modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H₂O - LiBr). Il est arrivé aux résultats suivants :

- Les résultats obtenus sont en bon accord avec celles de Romero et al Pour le couple eau - bromure de lithium.
- Le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur.

- L'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP.

La diminution du (COP) est importante pour des températures de condensation élevée et de même pour des températures d'évaporation basses.

En 2020, Ahmed Azzi [13] a fait une étude simulation par fortran90 sur l'étude comparative entre les couples (NH₃/H₂O) et (NH₃/NaSCN) utilisés dans les machines à absorption. Il est arrivé aux résultats suivants :

- L'augmentation du taux de circulation FR sur la performance du système de la façon suivante :

-La différence de concentration entre la solution riche et pauvre diminue.

-La charge de l'échangeur de solution entre l'absorbeur et le générateur sera plus importante.

-Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.

- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution - les cycles utilisant l'ammoniac- Thio cyanate de sodium donne une meilleure performance que le cycle utilisant de l'ammoniaque-eau.

En 2020, You-Im Chang et al [13] ont fait une étude sur simulation informatique d'un cycle d'absorption eau-ammoniac pour la réfrigération : utilisation d'une tour de distillation en remplacement du générateur». Ils sont arrivés aux résultats suivants :

- les tours de distillation peuvent augmenter avec succès le COP du cycle en raison de l'augmentation de la concentration d'ammoniac dans la phase vapeur du réfrigérant ammoniac-eau.
- fournit un COP supérieur à celui de la tour équipée d'un condenseur total.
- la tour de distillation peut remplacer le générateur avec succès et peut donc augmenter efficacement les COP du cycle.
- Le remplacement du générateur par la tour à lit fixe dans ce cycle d'absorption eau-ammoniac peut donner les meilleurs COP.

I.8.Conclusion :

Les machines frigorifiques à absorption sont l'une des machines les plus connues utilisées dans le domaine de la réfrigération. De nombreuses études ont été réalisées sur les machines frigorifiques à absorption dans le but d'améliorer le coefficient de performance du cycle et d'atteindre des conditions de fonctionnement optimales. Dans le prochain chapitre, un modèle mathématique de cycle de réfrigération à absorption a été mentionné, et pour chaque composant du cycle de réfrigération à absorption.

Chapitre II : Modèle mathématique de la machine de réfrigération à absorption

II.1.Introduction :

Dans le chapitre précédent, une étude théorique sur les machines de réfrigération à absorption a été réalisée, dans ce chapitre, le modèle mathématique du cycle de réfrigération à absorption fonctionnant avec de l'eau et du bromure de lithium dans son ensemble et pour chaque composant du cycle sera expliqué en détail.

II.2 Description d'une installation frigorifique à absorption:

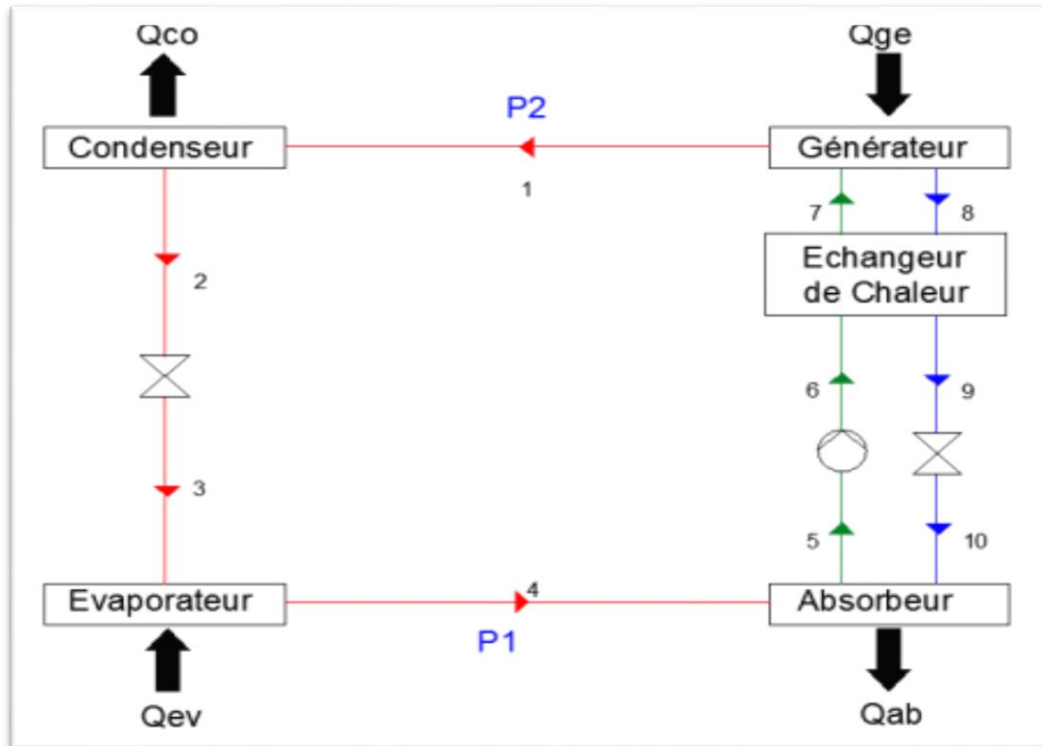


Figure II.1 : Schéma d'une machine de réfrigération par absorption simple effet [8].

Les installations frigorifiques à absorption est compose de quatre éléments essentiels et des éléments intermédiaires et une source de production de chaleur, les éléments suivants :

- Un générateur (bouilleur).
- Un absorbeur.
- Un condenseur.
- Un évaporateur.
- Une pompe.

-Détendeur.

-Echangeur de chaleur.

II.3. Principe de fonctionnement de la machine de réfrigération à absorption [8] :

Après la figure II.1, La vapeur à haute pression produite par le générateur se dirige vers le condenseur, où elle se condense, libérant ainsi de l'énergie vers l'atmosphère. Ainsi, le réfrigérant est en état liquide saturé et à haute pression à la sortie du condenseur (2) . Par une expansion isenthalpique, un détendeur permet le passage de la haute pression à la basse pression (3). La température d'évaporation du réfrigérant est inférieure à celle du condenseur à cette basse pression. Pendant que la machine produit le froid utile, le réfrigérant s'évapore. Le fluide frigorigène est donc à l'état de vapeur saturée à la sortie de l'évaporateur (4).

La température de la source chaude utilisée dans le générateur fixe la basse pression de la machine à absorption. La vapeur basse pression provenant de l'évaporateur (4) est absorbée dans l'absorbeur. La solution contenant l'absorbant passe de l'état riche en absorbant (10) à l'état pauvre (5). Il est important de noter que cette absorption est exothermique, il convient donc d'évacuer cette énergie par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (le plus simple est d'évacuer la chaleur à l'atmosphère par ventilation forcée). Il est fréquent d'ajuster la température de l'absorbeur à égalité à celle du condenseur. La solution réfrigérant-absorbant (6) est alors amenée à haute pression par l'intermédiaire d'une pompe vers le générateur (7). Le passage de la solution au niveau de haute pression a pour effet d'augmenter la température de saturation du réfrigérant. Le réfrigérant à l'état vapeur qui va être utilisée au niveau du condenseur est générée par une évaporation partielle en utilisant l'énergie de la source de chaleur fatale (rejets thermiques). La solution riche en absorbant (8) et contenant le réfrigérant non évaporé va subir une détente isenthalpique (9) avant être injectée dans l'absorbeur (10) afin de compléter le cycle.

II.4. 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.

II.4.1. Bilans massiques :

Soient m_f , m_{ab} , $m_{g\acute{e}}$, et $X_f, X_{ab}, X_{g\acute{e}}$ respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution riche et de la solution pauvre. Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$m_f + m_{g\acute{e}} - m_{ab} = 0 \quad (\text{Bilan global}) \quad (\text{II.1})$$

$$m_f + m_{g\acute{e}} * X_{g\acute{e}} - m_{ab} * X_{ab} = 0 \quad (\text{Bilan global}) \quad (\text{II.2})$$

On peut éliminer $m_{g\acute{e}}$ de l'équation (II.2) en tirant sa valeur de (II.1) :

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

$$m_f * (1 - X_{g\acute{e}}) + m_{ab}(X_{g\acute{e}} - X_{ab}) = 0 \quad (\text{II.4})$$

On en déduit des expressions de m_{ab} et $m_{g\acute{e}}$ fonction de m_f et des différents titres :

$$m_{ab} = m_f * \frac{(1 - X_{g\acute{e}})}{(X_{ab} - X_{g\acute{e}})} \quad (\text{II.5})$$

$$m_{g\acute{e}} = m_f * \frac{(1 - X_{ab})}{(X_{ab} - X_{g\acute{e}})} \quad (\text{II.6})$$

II.4.2. Bilans enthalpies :

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

A/ Condenseur :

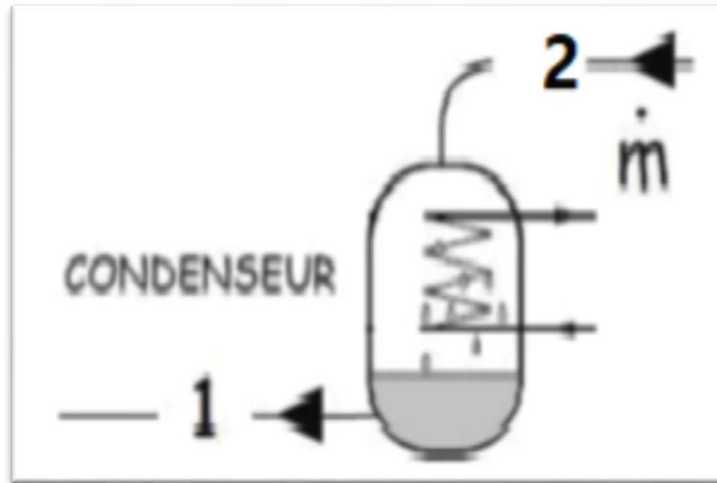


Figure II.2 : schéma de condenseur

$$Q_{con} = m_f * (h_1 - h_2) \quad (II.7)$$

B/Evaporateur :

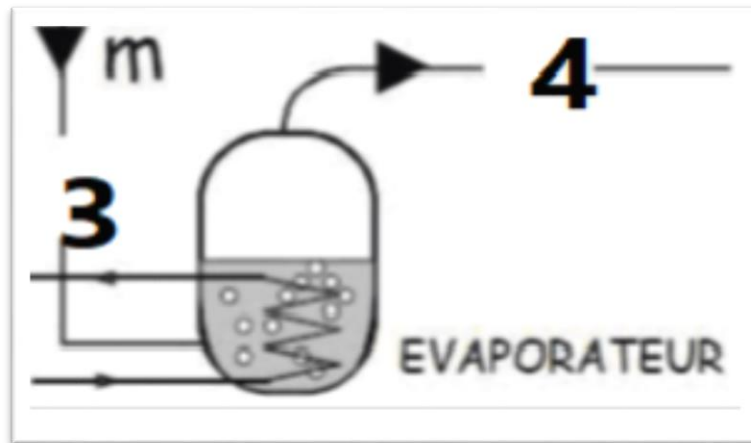


Figure II.3 : Schéma d'évaporateur

$$Q_{év} = m_f * (h_4 - h_3) \quad (II.8)$$

C/-Générateur :

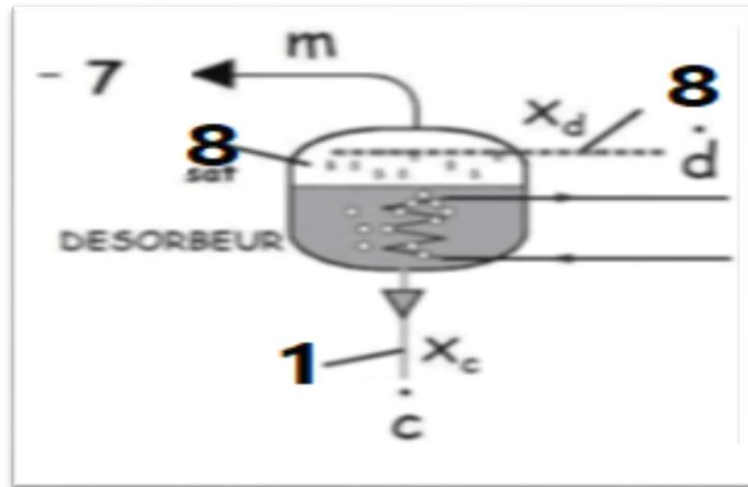


Figure II.4 : schéma de générateur

$$Q_{gé} = m_{gé} * h_{gé} - m_f * h_f - m_{ab} * h_{ab} \quad (II.9)$$

D/Absorbeur :

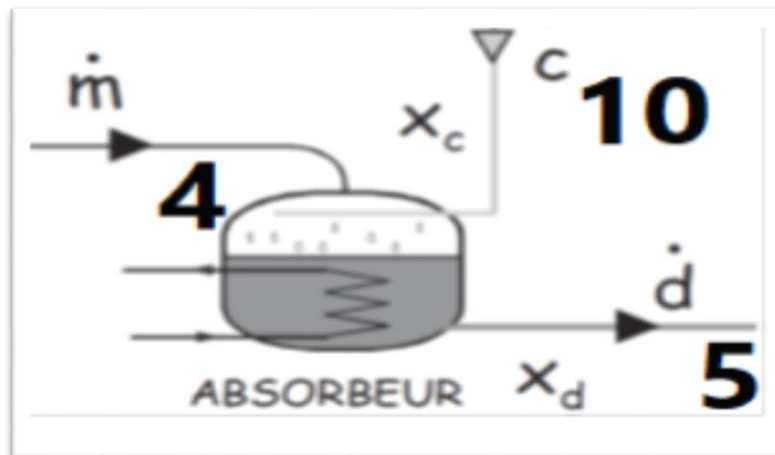


Figure II.5 : schéma d'absorbeur

$$Q_{ab} = m_{ab} * h_{ab} - m_f * h_f - m_{gé} * h_{gé} \quad (II.10)$$

E/Pompe :

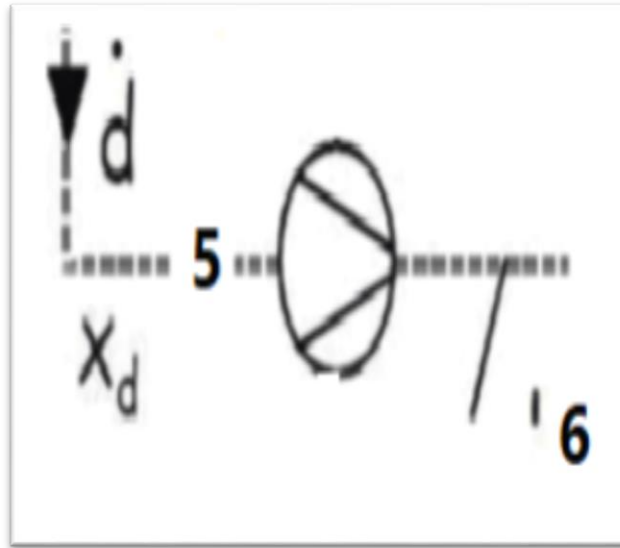


Figure II.6 : schéma Pompe

$$W_p = m_{ab} * (h_{6'} - h_6) , \text{ avec } h_{6'} - h_6 = \int_{pe}^{pc} v. dp \quad (\text{II.11})$$

v : le volume spécifique de la solution riche.

F/-Echangeur de chaleur :

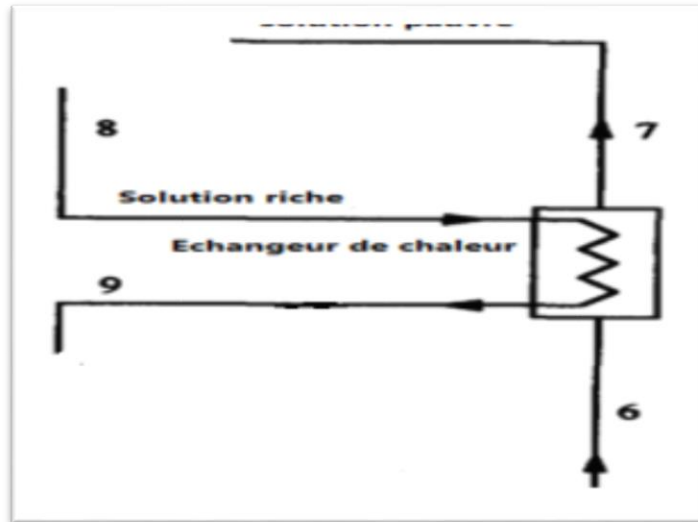


Figure II.7 : Schéma échangeur de chaleur

$$Q_{éc} = m_{gé}(h_8 - h_9) = m_{ab}(h_7 - h_6) \quad (\text{II.12})$$

G/Détendeur :

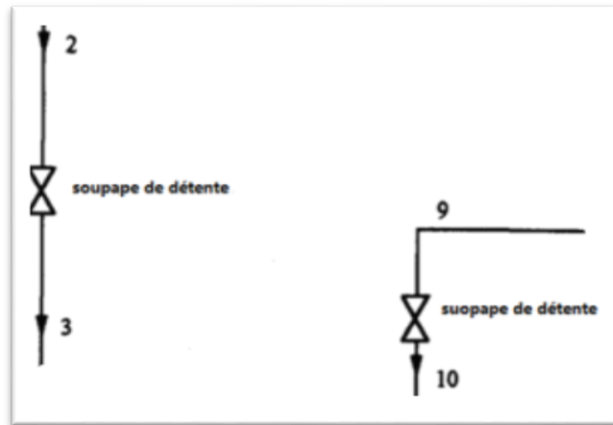


Figure II.8 : Schéma de détendeur

II.4.3. Débit spécifique de solution (Taux De Circulation) :

Le débit spécifique de solution **FR**, qui est le rapport des flux massiques de la solution riche m_{ab} refoulée par la pompe et de vapeur m_f désorbée au générateur [1], s'écrit :

$$FR = \frac{m_{ab}}{m_f} = \frac{X_f - X_{ge}}{X_{ab} - X_{ge}} \quad (\text{II.13})$$

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

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

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

II.4.4. Coefficient de Performance COP :

On peut établir l'expression du coefficient de performance d'une machine à absorption.

- Pour la climatisation

$$COP_h = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_1 * (h_4 - h_3)}{m_8 * h_8 - m_1 * h_1 - m_7 * h_7} = \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1) * h_8 - (FR) * h_7}$$

- Pour le chauffage

$$COP_h = \frac{Q_c + Q_{ab}}{Q_g} = \frac{m_1 \cdot (h_1 - h_2) + m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10} - m_5 \cdot h_5}{m_1 \cdot h_1 + m_8 \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7} =$$

$$\frac{(h_1 - h_2) + (FR - 1) \cdot h_{10} - (FR) \cdot h_5 + h_4}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - (FR) \cdot h_7}$$

II.5. Diagrammes utilisés :

Pour connaître les caractéristiques thermodynamiques du cycle de réfrigération à absorption, on utilise la courbe d'Oldham et la courbe de Merkel.

II.5.1. Diagramme d'Oldham :

Pour une étude du cycle de la solution, le diagramme d'Oldham est le plus utilisé. Il fournit la concentration massique de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. Il s'agit d'un diagramme paramétré en concentration massique ($\ln(P)$, $-1/T$). Un tel schéma concernant le couple (H₂O-LiBr) est représenté dans la Figure (II.10) [17].

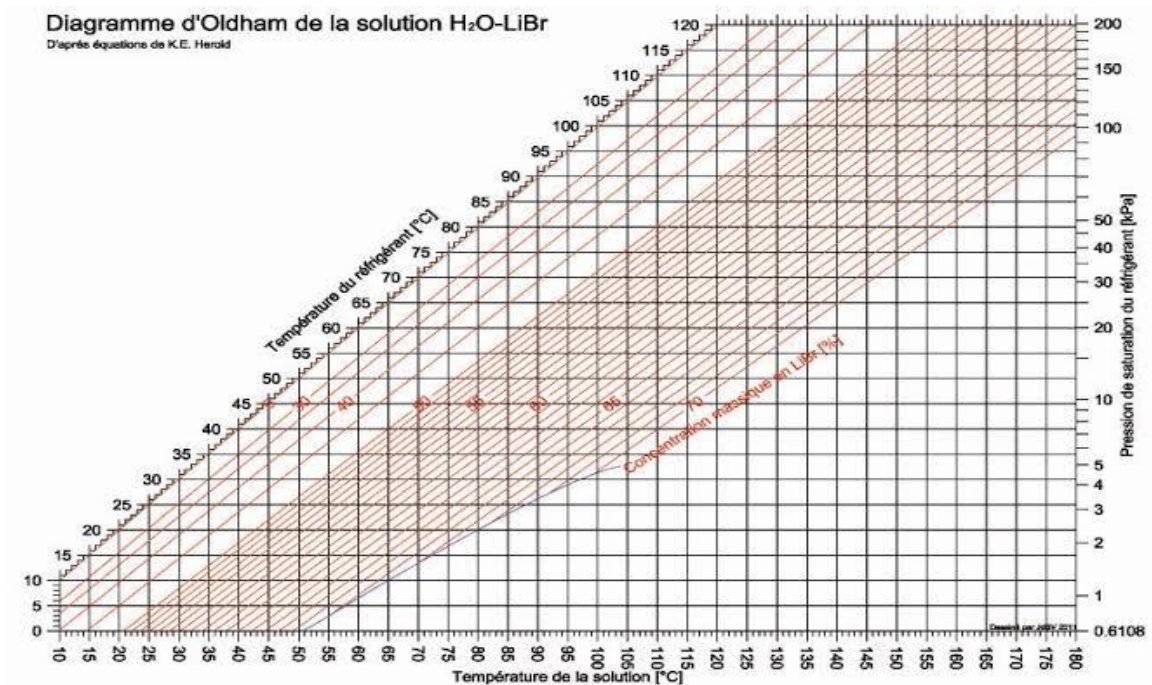


Figure II.9 : diagramme d'Oldham pour (H₂O-LiBr)

II.5.2. Diagramme de Merkel : [20]

Le diagramme de Merkel permet une étude complétée de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie

L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies (Figure II.10).

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

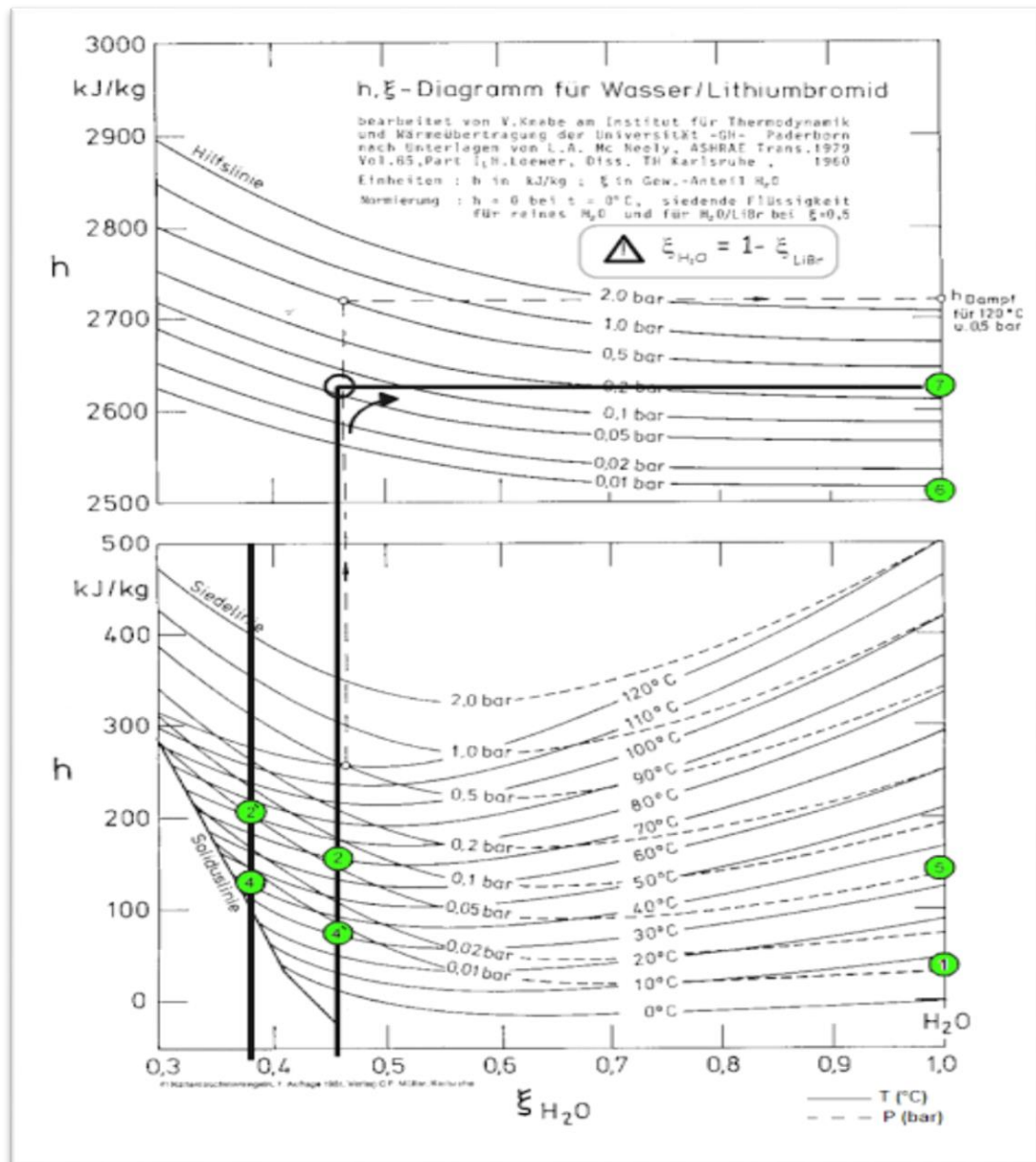


Figure II.10 : diagramme de Merkel pour (H₂O-LiBr)

II.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, le cycle de réfrigération à absorption qui fonctionne avec de l'eau et du bromure de lithium a été analysé thermodynamiquement, où les lois thermodynamiques ont été clarifiées pour chaque élément du cycle. Dans le chapitre suivant, le cycle de réfrigération à absorption alimenté par de l'eau et du bromure de lithium sera simulé à l'aide du programme Aspen Plus afin d'étudier l'effet de la variation de température de chaque composant du cycle sur le coefficient de performance.

Chapitre III: simulation de la machine de réfrigération à absorption (H₂O-LiBr)

III.1.Introduction :

Il existe de nombreux programmes de simulation qui sont utilisés pour simuler le cycle de réfrigération à absorption. Dans ce chapitre, le programme de simulation Aspen Plus a été choisi pour simuler le cycle de réfrigération à absorption en raison de la possibilité de simuler le cycle et tous ses éléments.

Aspen Plus est un logiciel de simulation de processus développé par Aspen Tech. Il est largement utilisé dans l'industrie du génie chimique pour concevoir, optimiser et simuler des processus chimiques. Aspen Plus utilise une interface graphique pour permettre aux utilisateurs de créer des diagrammes de flux de processus et d'entrer des données de processus telles que la composition de l'alimentation, les conditions de fonctionnement et les spécifications de l'équipement.

Aspen Plus peut simuler une variété de processus chimiques, y compris des processus de séparation tels que la distillation et l'absorption, des processus de réaction tels que des réacteurs chimiques et la combustion, et d'autres processus tels que la cristallisation et le séchage. Le logiciel utilise des modèles mathématiques pour simuler le comportement de ces processus et fournit des informations détaillées sur les variables de processus telles que la température, la pression et la composition chimique.

Aspen Plus possède un certain nombre de fonctionnalités qui en font un outil puissant pour la simulation de processus, notamment la capacité de modéliser des réactions chimiques complexes, la capacité de gérer des mélanges non idéaux et à plusieurs composants, et la capacité d'effectuer des analyses de sensibilité et des études d'optimisation. Le logiciel est utilisé dans un large éventail d'industries, notamment la pétrochimie, la pharmacie, l'agroalimentaire et les produits chimiques de spécialité.

III.2.Simulation de cycle d'absorption (H₂O-LiBr) par Aspen Plus :

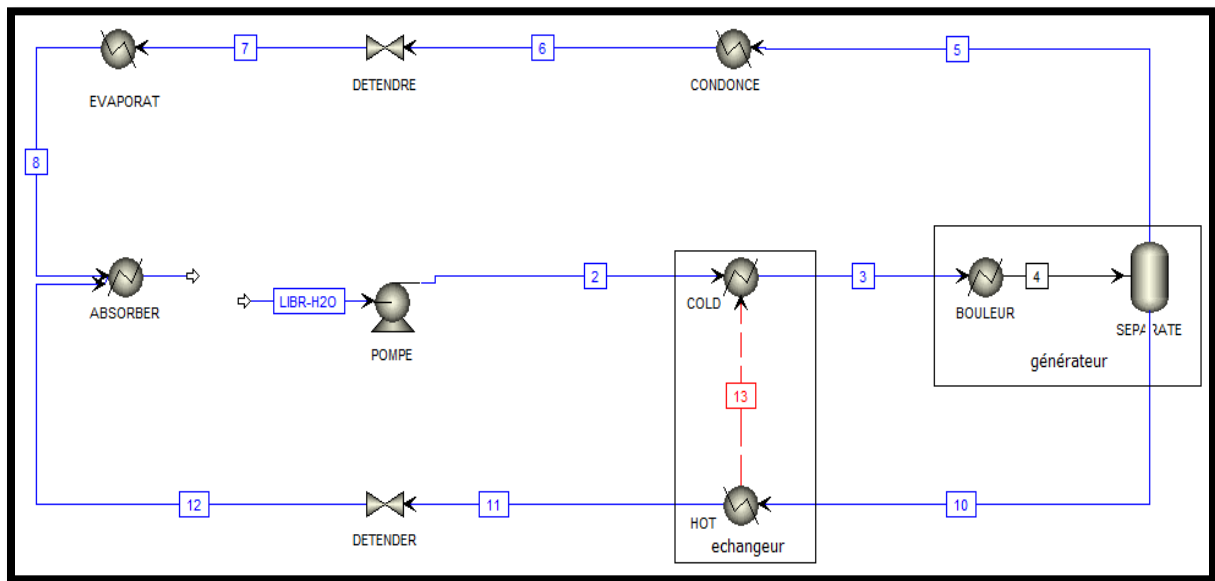


Figure III.1 : Modélisation de Cycle de réfrigération a absorption (H₂O-LiBr) par Aspen Plus

III.2.1.Pompe de solution :

La pompe est située entre les points 1 et 2 qui pompent la solution riche (H₂O-LiBr) de l'absorbeur vers le générateur.

Entrées au point 1 :

- La pression = 0.670 KPa
- La température = 30 °C
- Le débit massique = 1 Kg/s
- La fraction de la masse de H₂O = 0.43
- La fraction de la masse de LiBr = 0.57

Entrées de la pompe :

- La pression = 7.460 Kpa
- L'efficacité = 0.80

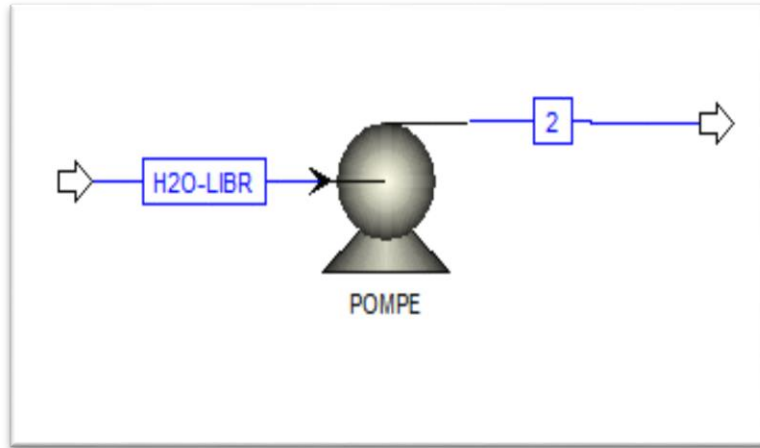


Figure III.2 : Modélisation de pompe de solution par Aspen plus

III.2.2.Générateur :

Le générateur est situé entre les points 3 et 5, ou il se compose d'un réchauffeur qui chauffe la solution riche (H₂O-LIBR) jusqu'aux points d'évaporation, et d'un séparateur qui sépare la vapeur d'eau du bromure de lithium. La vapeur d'eau passe au condenseur, tandis que le bromure de lithium retourne à l'absorbeur.

Entrées du générateur :

- Pression = 7.460 Kpa
- Température = 100 °C

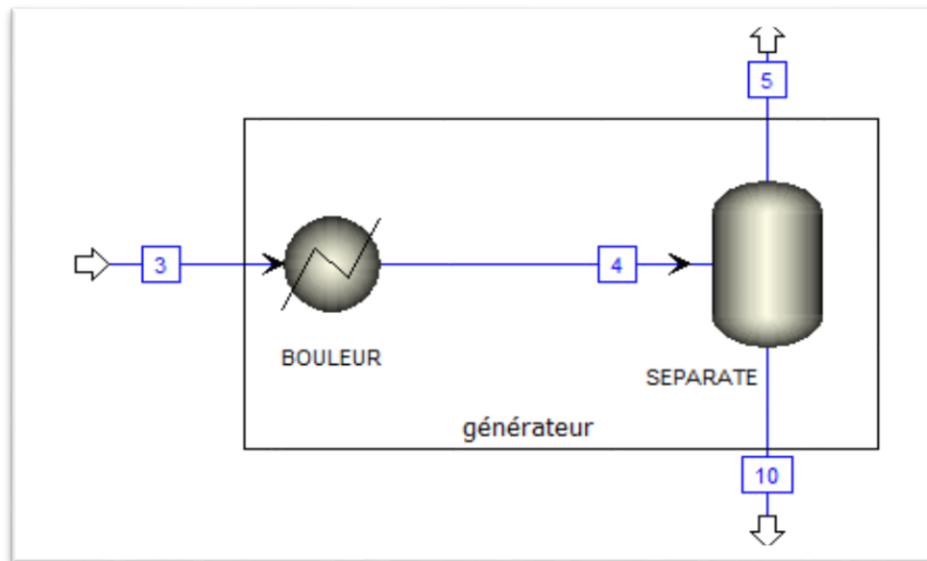


Figure III.3 : Modélisation de générateur par Aspen Plus

III.2.3. Condenseur :

Le condenseur est situé entre les points 5 et 6, ou il convertit la vapeur d'eau de l'état gazeux à l'état liquide.

Entrées de condenseur :

- Pression = 7.460 KPa
- Température = 30 °C

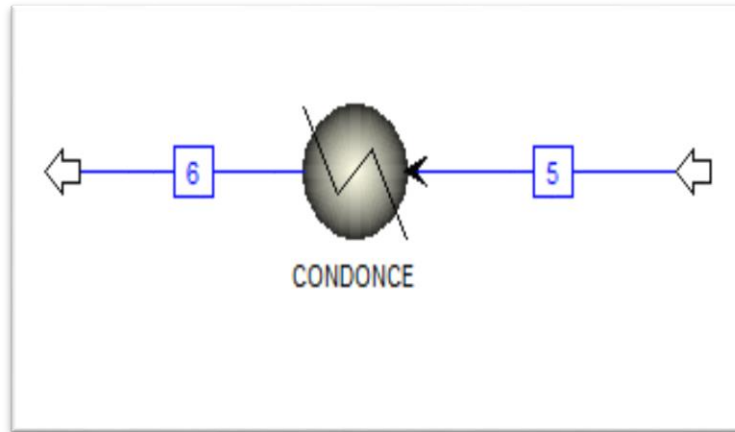


Figure III.4 : Modélisation de condenseur par Aspen Plus

III.2.4. Détendeur :

Le détendeur réduit la pression du gaz du point 6 au point 7

Entrées de détendeur :

- Pression = 0.670 KPa

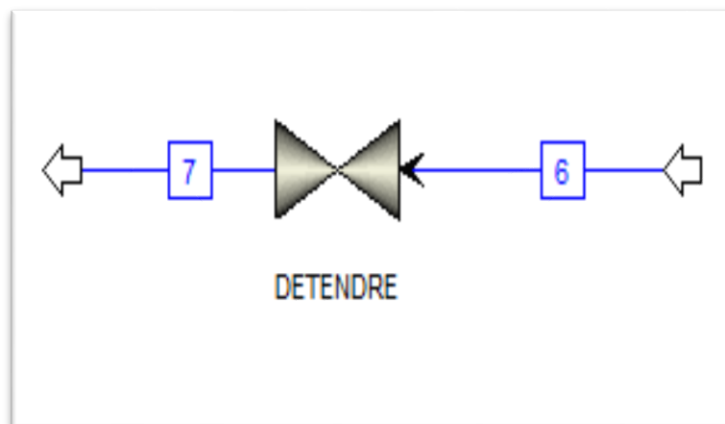


Figure III.5 : Modélisation de détendeur par Aspen Plus

III.2.5.L'évaporateur :

L'évaporateur est situé entre les points 7 et 8, ou il convertit l'eau de l'état liquide à l'état vapeur en absorbant la quantité de chaleur $Q_{év}$ du milieu à refroidir.

Les entrées d'évaporateur :

- Pression = 0.670 KPa
- Température = 2 °C

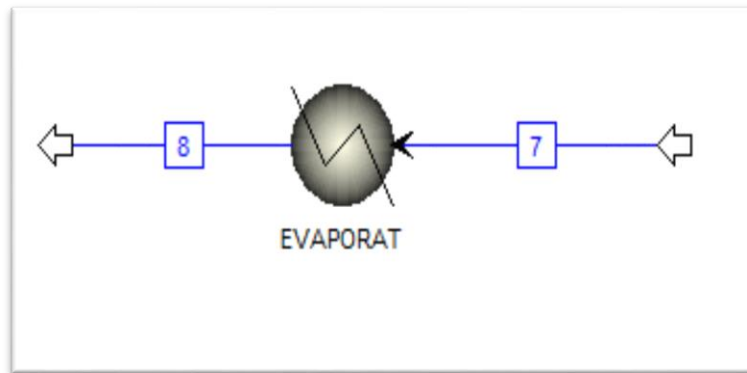


Figure III.6 : Modélisation de l'évaporateur par Aspen Plus

III.2.6.L'absorbeur :

L'absorbeur est situé entre les points 8 et 9, ou l'absorbeur absorber la vapeur de l'eau produite par l'évaporateur et mélange cette vapeur avec bromure lithium. En appelle la solution résultante une solution riche.

Entrées l'absorbeur :

- Pression = 0.670 KPa
- Température = 30 °C

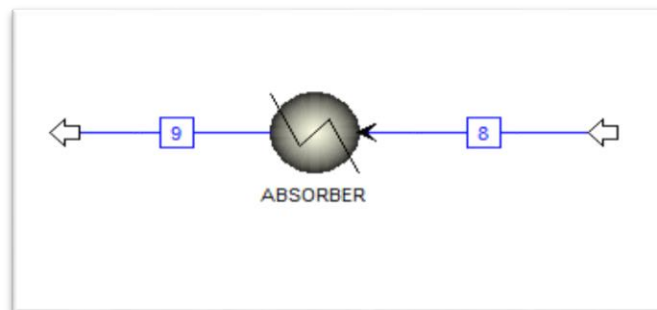


Figure III.7 : Modélisation de l'absorbeur par Aspen Plus

III.2.7.L'échangeur de solution :

L'échangeur de chaleur chauffe la solution riche qui monte de la pompe avec du bromure lithium provenant du générateur, ce qui provoque le chauffage de la solution riche et le refroidissement de la solution faible.

Entrées de l'échangeur de chaleur :

- Pression = 7.460 Kpa
- Température = 40 °C

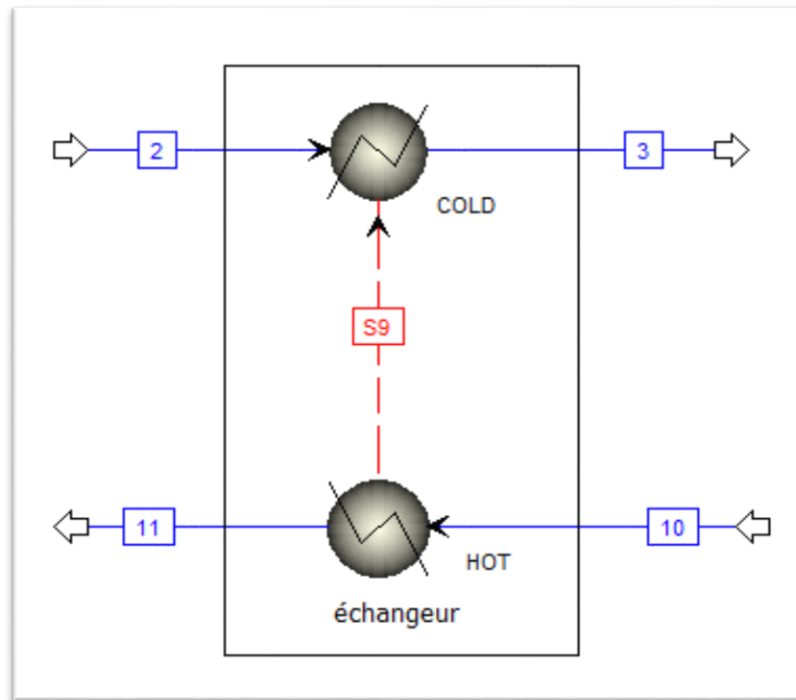


Figure III.8 : Modélisation de l'échangeur de chaleur par Aspen Plus

III.2.8.Le détendeur 2 :

Le détendeur réduit la pression du gaz du point 6 au point 7

Entrées de détendeur 2 :

Pression = 0.670 KPa

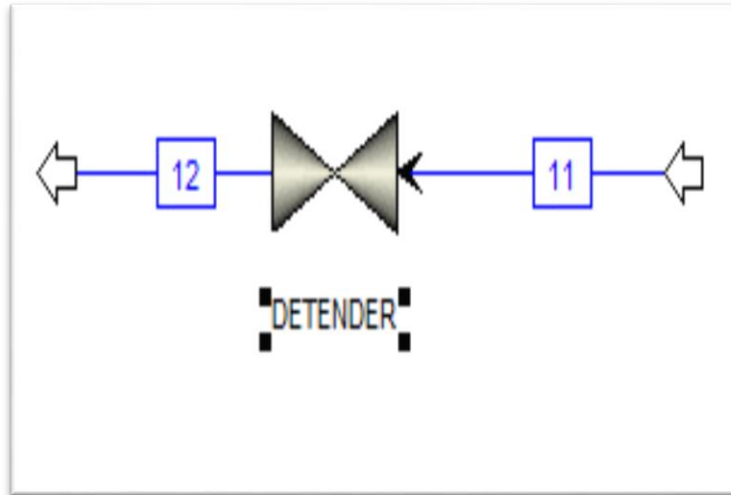


Figure III.9 : Modélisation de détendeur 2 par Aspen Plus

III.3.Conclusion :

Dans ce chapitre, le cycle de réfrigération à absorption qui utilise de l'eau et du bromure de lithium a été simulé à l'aide du programme Aspen Plus, ce programme a été choisi car il permet de réaliser facilement la simulation par rapport à d'autres programmes, car ce programme nous a permis d'extraire les résultats pour l'étude et l'analyse, et c'est ce qui sera traité dans le quatrième et dernier chapitre, où les résultats obtenus seront analysés à partir de la simulation.

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1.Introduction :

A l'aide du programme Aspen plus dans la simulation du cycle de réfrigération à absorption, les résultats de la variation de pression et de la variation de coefficient de performance ont été extraits en fonction de la température dans chaque échangeur de chaleur. Dans ce chapitre, les résultats obtenus seront analysés et les meilleures conditions de travail pour le la machine de réfrigération à absorption sera conclue.

IV.2.Les résultats de simulation:

IV.2.1. L'évolution de pression $P_{g\acute{e}}$ en fonction de température de générateur :

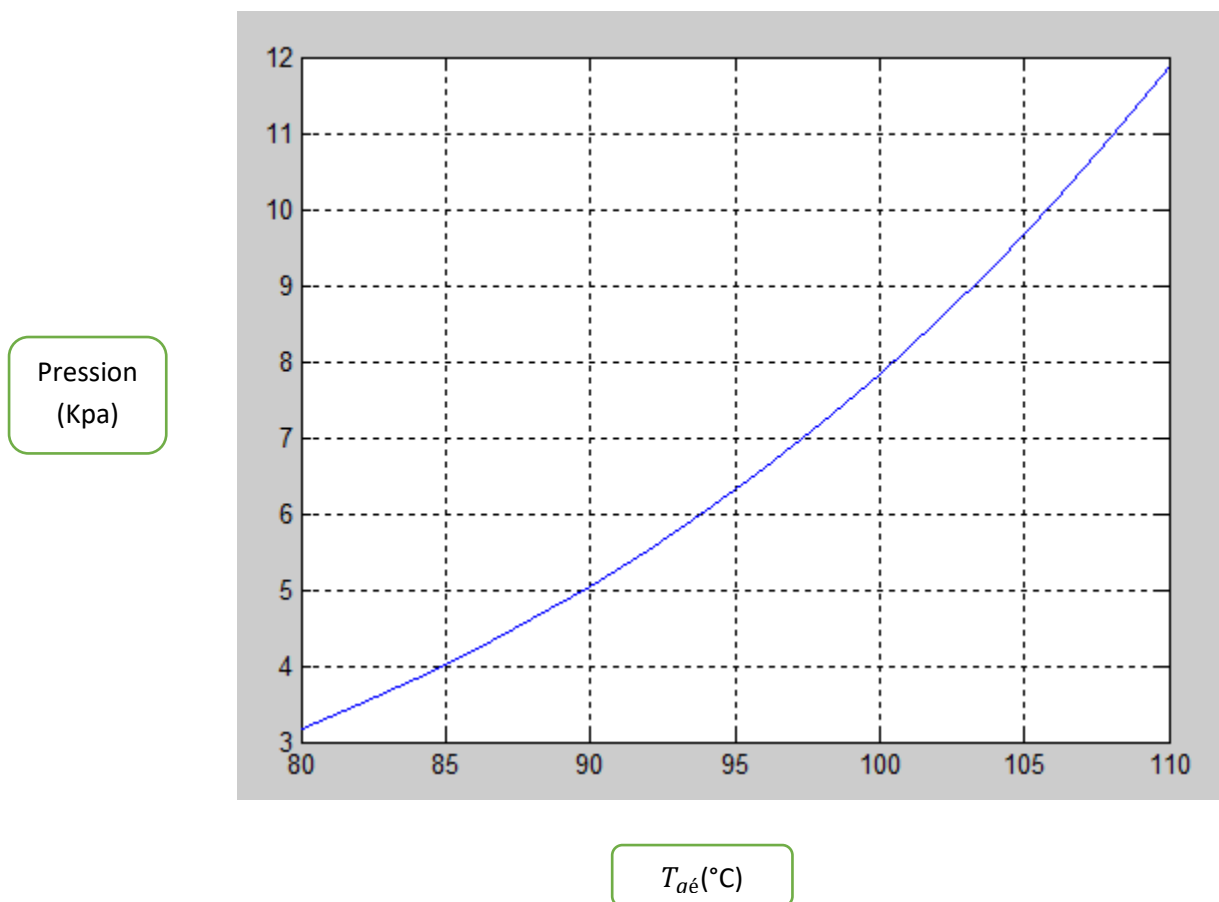


Figure IV.1 : l'évolution de pression de générateur en fonction de la température de générateur

La courbe correspondante représente les variations de pression dans le générateur en fonction de la température du générateur, où l'on remarque que dans l'intervalle $[80^{\circ}, 110^{\circ}]$ si la température dans le générateur augment, la pression de générateur est augment jusqu'à atteindre 11.88 KPa.

La raison de la haute pression dans le générateur est due à l'existence d'une relation directe entre la température et la pression, car une augmentation de la température s'accompagne d'une augmentation de la pression à volume constant.

IV.2.2. L'évolution de pression P_{con} en fonction de température de condenseur :

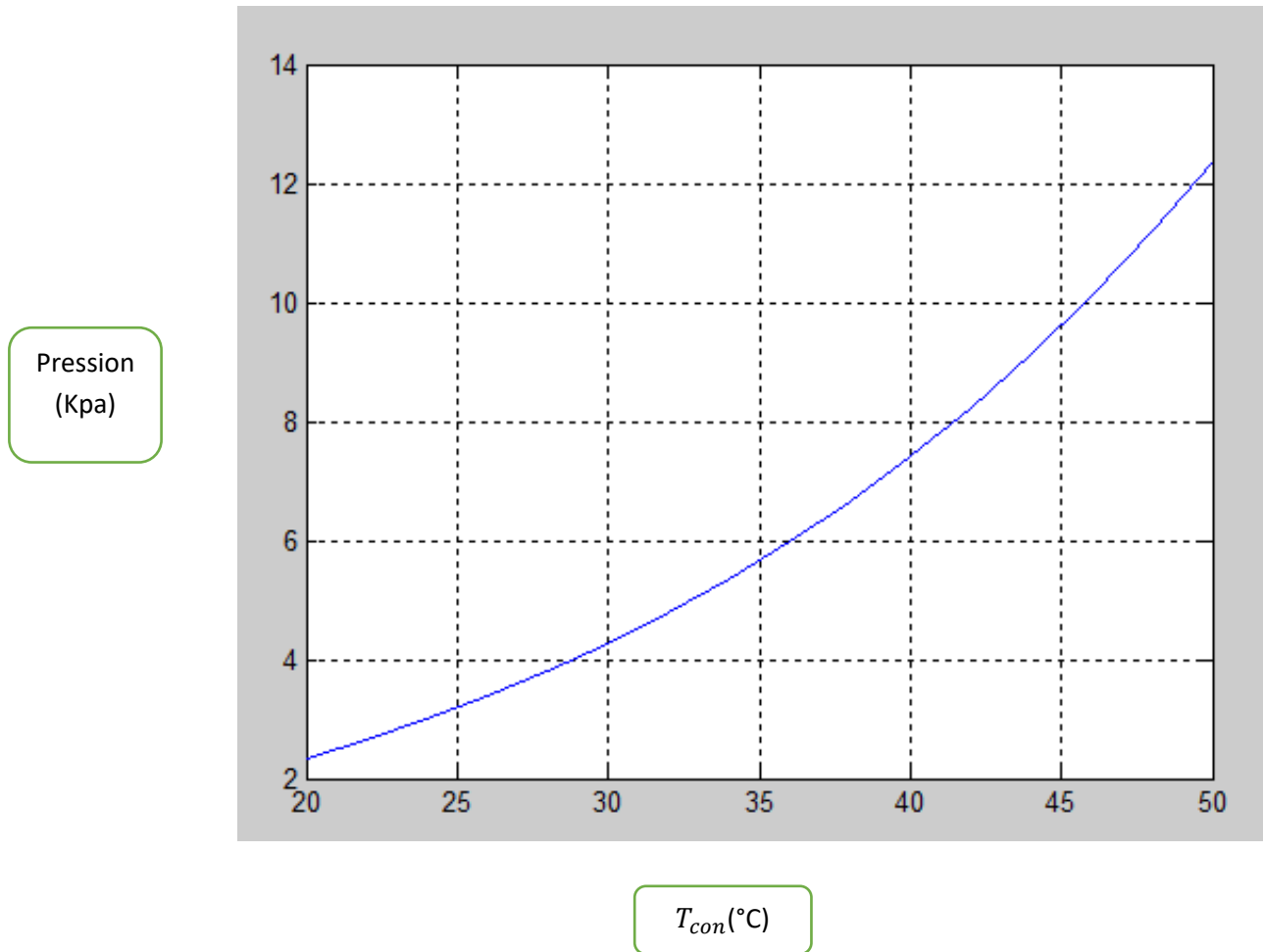


Figure IV.2 : l'évolution de pression de condenseur en fonction de la température de condenseur

La courbe correspondante représente les changements de pression dans le condenseur en fonction de la température du condenseur, car on remarque que dans l'intervalle $[20^{\circ}, 48^{\circ}]$ plus la température dans le condenseur est élevée, la pression est augmenté jusqu'à atteindre 11.31 KPa.

La raison de l'augmentation de la pression dans le condenseur est due à la présence d'une relation directe entre la température et la pression, car une augmentation de la température s'accompagne d'une augmentation de la pression a volume constant (ou débit).

IV.2.3.L'évolution de pression $P_{év}$ en fonction de la température d'évaporateur :

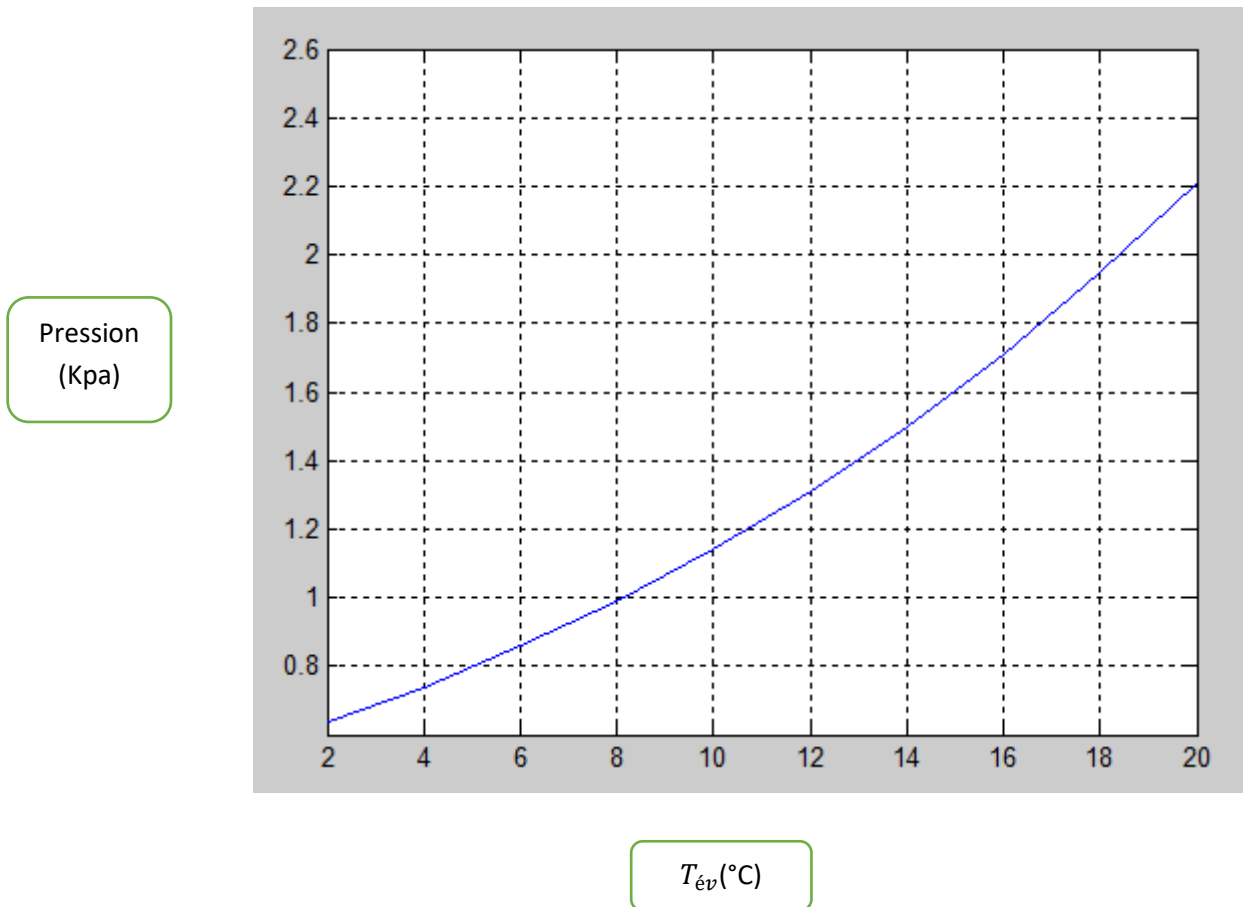


Figure IV.3 :l'évolution de pression d'évaporateur en fonction de la température d'évaporateur

La courbe correspondante représente les variations de pression dans l'évaporateur en fonction de la température de l'évaporateur, où l'on remarque que dans l'intervalle $[2^{\circ}, 20^{\circ}]$, l'augmentation de la température dans l'évaporateur s'accompagne avec l'augmentation de la pression jusqu'à atteindre 2.21 Kpa.

La montée de la pression est directement proportionnelle à l'augmentation de la température, à volume constant, la montée en température s'accompagne d'une montée en pression.

IV.2.4.L'évolution de pression P_{ab} en fonction de la température d'absorbeur :

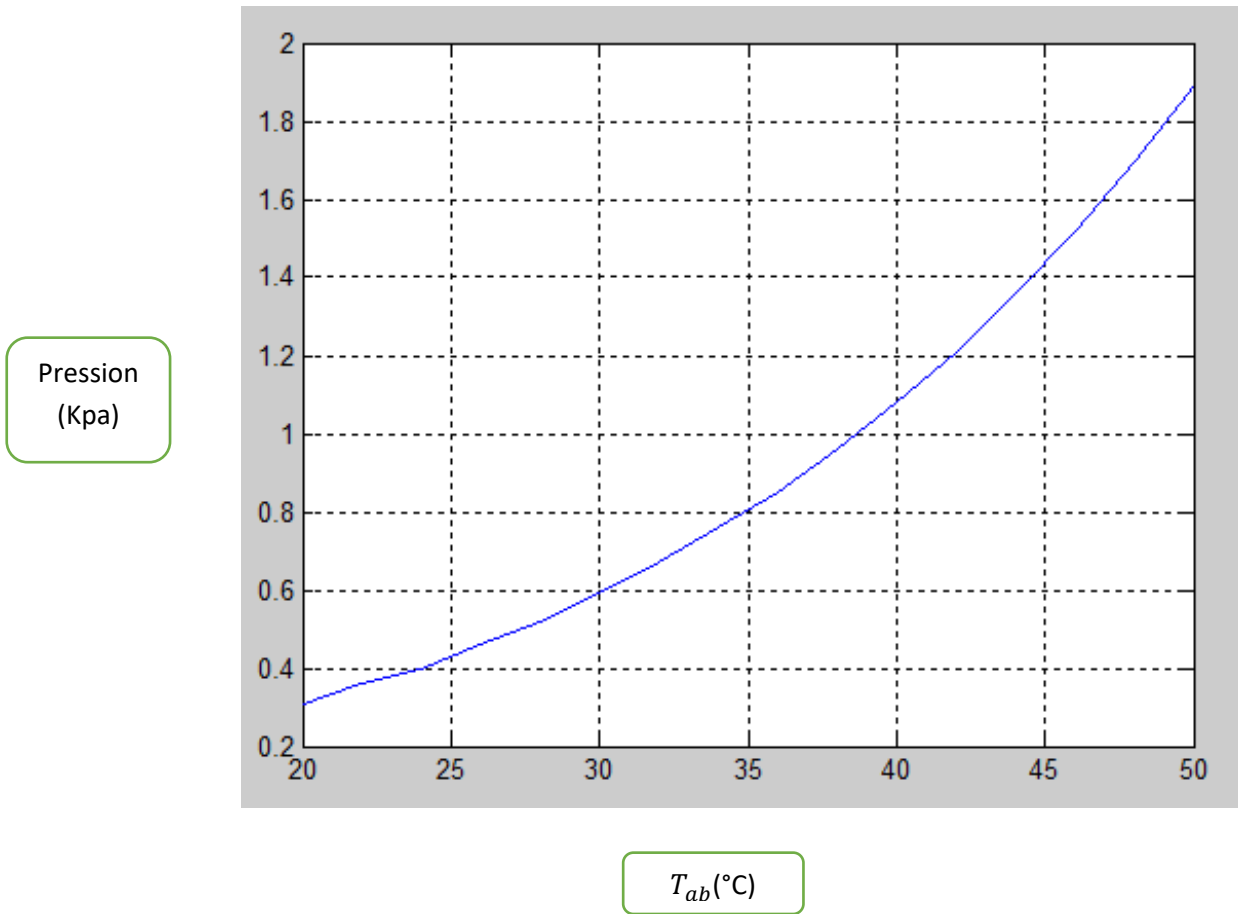


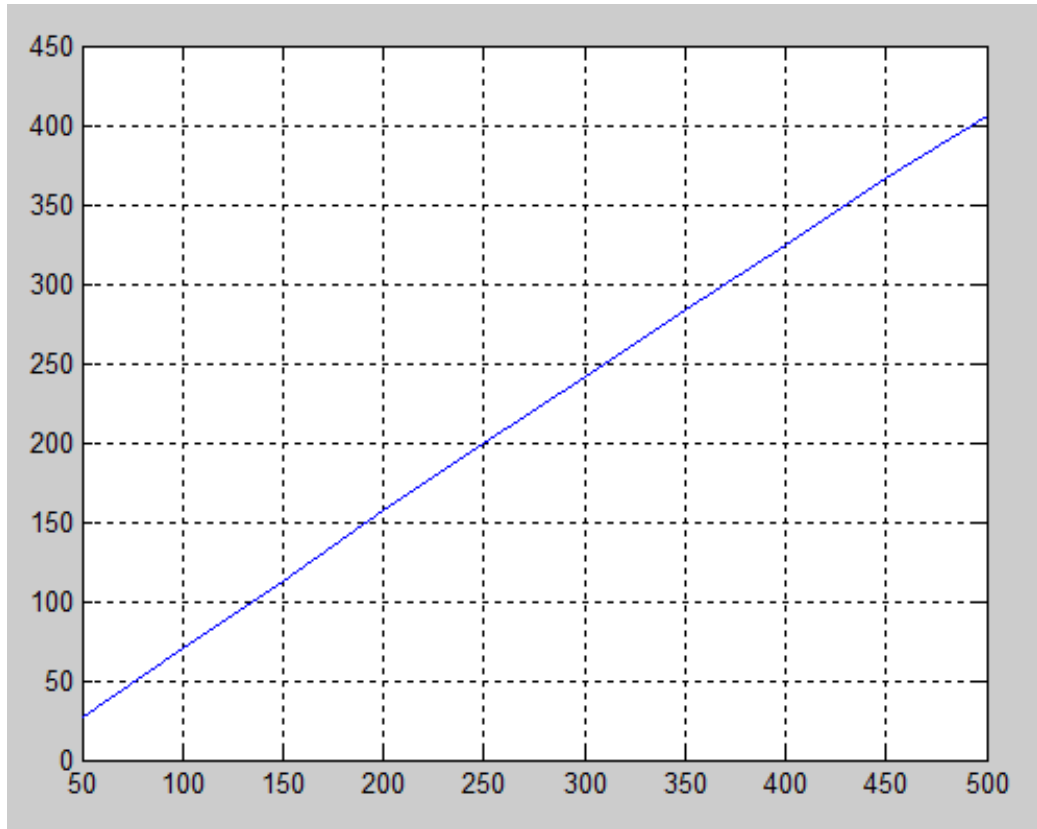
Figure IV.4 : l'évolution de pression d'absorbeur en fonction de la température d'absorbeur

La courbe correspondante représente les variations de pression dans l'absorbant en fonction de la température de l'absorbant, où l'on remarque que dans l'intervalle $[20^{\circ}, 50^{\circ}]$ la température dans l'absorbant est élevée, la pression augmente jusqu'à atteindre 1.89 KPa.

L'augmentation de pression dans l'absorbant est directement proportionnelle à l'augmentation de la température puisqu'il s'agit d'un volume constant. Une augmentation de température s'accompagne d'une augmentation de pression.

IV.2.5. l'évolution de la quantité de chaleur d'évaporateur $Q_{év}$ en fonction de la quantité de chaleur de générateur $Q_{gé}$:

$Q_{év}$
(KW)



$Q_{gé}$ (KW)

Figure IV.5 : l'évolution de la quantité de chaleur d'évaporateur $Q_{év}$ en fonction de la quantité de chaleur de générateur $Q_{gé}$

La courbe représente les variations de la quantité de chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur $Q_{év}$ en fonction de la quantité de chaleur fournie par le générateur $Q_{gé}$, où l'on remarque que dans l'intervalle d'étude, une grande quantité de chaleur par le générateur est engendre une grande quantité de chaleur absorbé au niveau de l'évaporateur jusqu'à ce qu'il atteigne 450 KW.

On remarque qu'une augmentation de la quantité de chaleur dans le générateur s'accompagne d'une augmentation de la quantité de chaleur acquise par la vapeur d'eau dans le générateur, et donc l'évaporateur à besoin d'une grande quantité de chaleur pour le remettre dans le même état.

IV.2.6.L'évolution de COP en fonction de température de générateur :

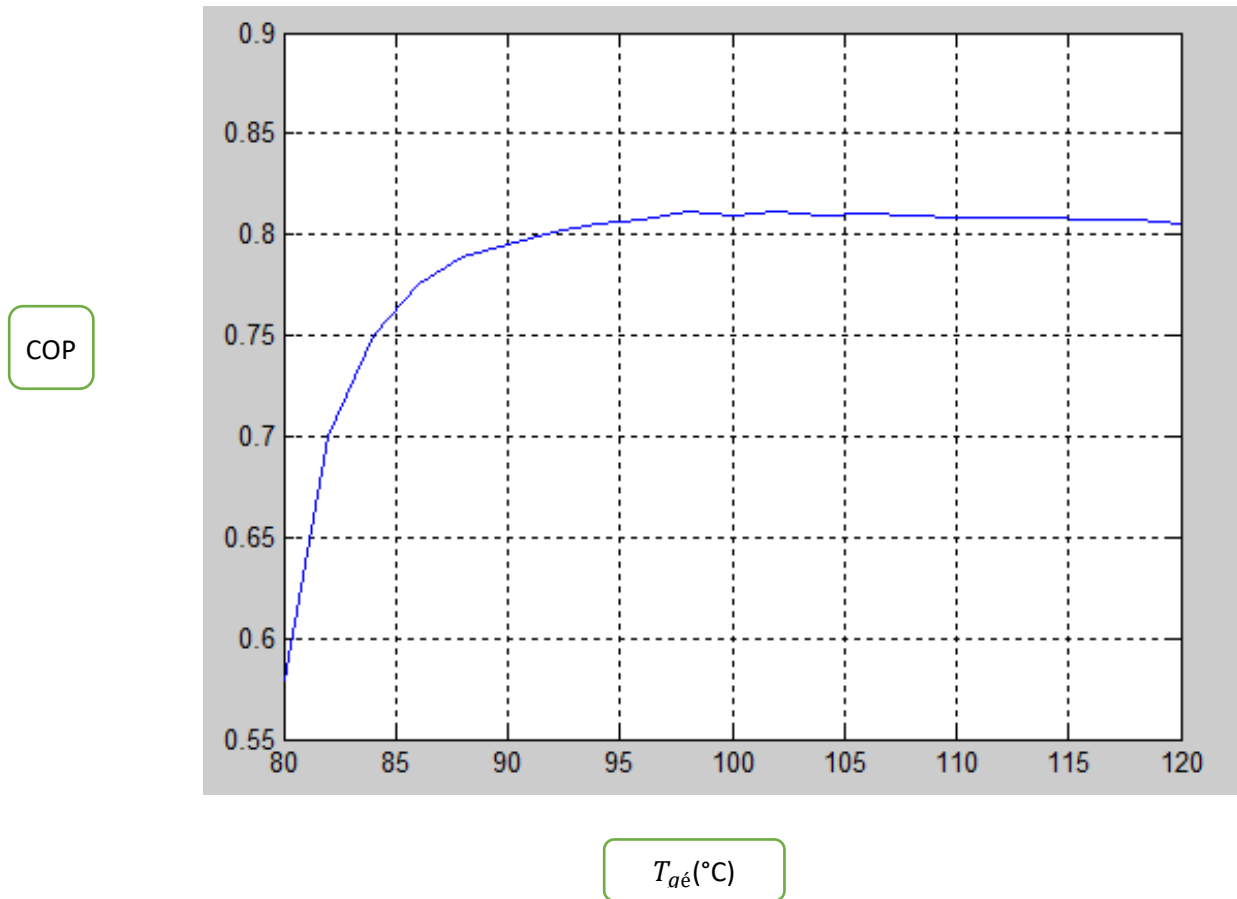


Figure IV.6: l'évolution de COP en fonction de $T_{gé}$

La courbe représente la variation du coefficient de performance du cycle de réfrigération par absorption d'eau et de bromure de lithium en fonction de la variation de la température du générateur à des conditions $T_{év}=2\text{ °C}$ $T_{con}=30\text{ °C}$ $T_{ab}=30\text{ °C}$, où l'on remarque à travers la courbe que la température du générateur dans l'intervalle de la température du générateur $[80,120^\circ]$ est élevée le coefficient de performance augmente jusqu'à 0.81 atteindre la température puis se fixe sur cette valeur.

Le générateur évapore la solution riche composée d'eau et de bromure de lithium, où la température est élevée, la séparation de l'eau et du LiBr est augment, où la grande valeur de température du générateur pour le meilleur coefficient de performances est 98 °C .

IV.2.7.L'évolution de COP en fonction de température de condenseur T_{con} :

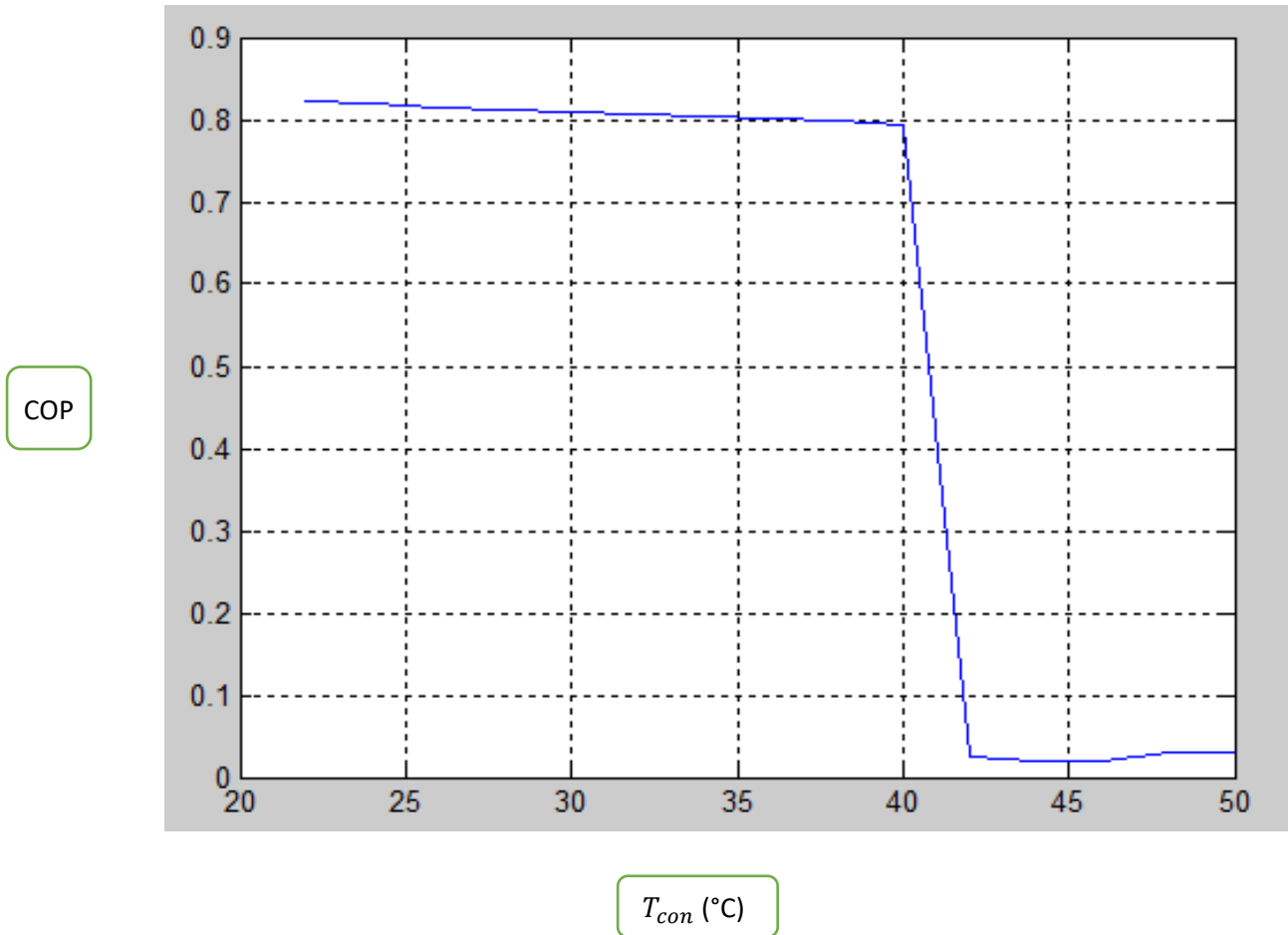


Figure IV.7 : l'évolution de COP en fonction de T_{con}

La courbe représente les variations du coefficient de performance du cycle frigorifique par absorption d'eau et de bromure de lithium en fonction de la variation de la température de condenseur à des conditions $T_{év}=2$ °C $T_{gé}=90$ °C $T_{ab}=30$ °C, où l'on remarque à travers la courbe que sur l'intervalle de la température du condenseur [20°C, 40°C], on constate que lorsque la température du condenseur augmente, la valeur du coefficient de performance reste constante (le grande valeur du COP est 0.8).

On constate alors sur l'intervalle de température [40°C, 50°C] une forte diminution de la valeur du coefficient de performance.

IV.2.8.L'évolution de COP en fonction de température d'évaporateur $T_{év}$:

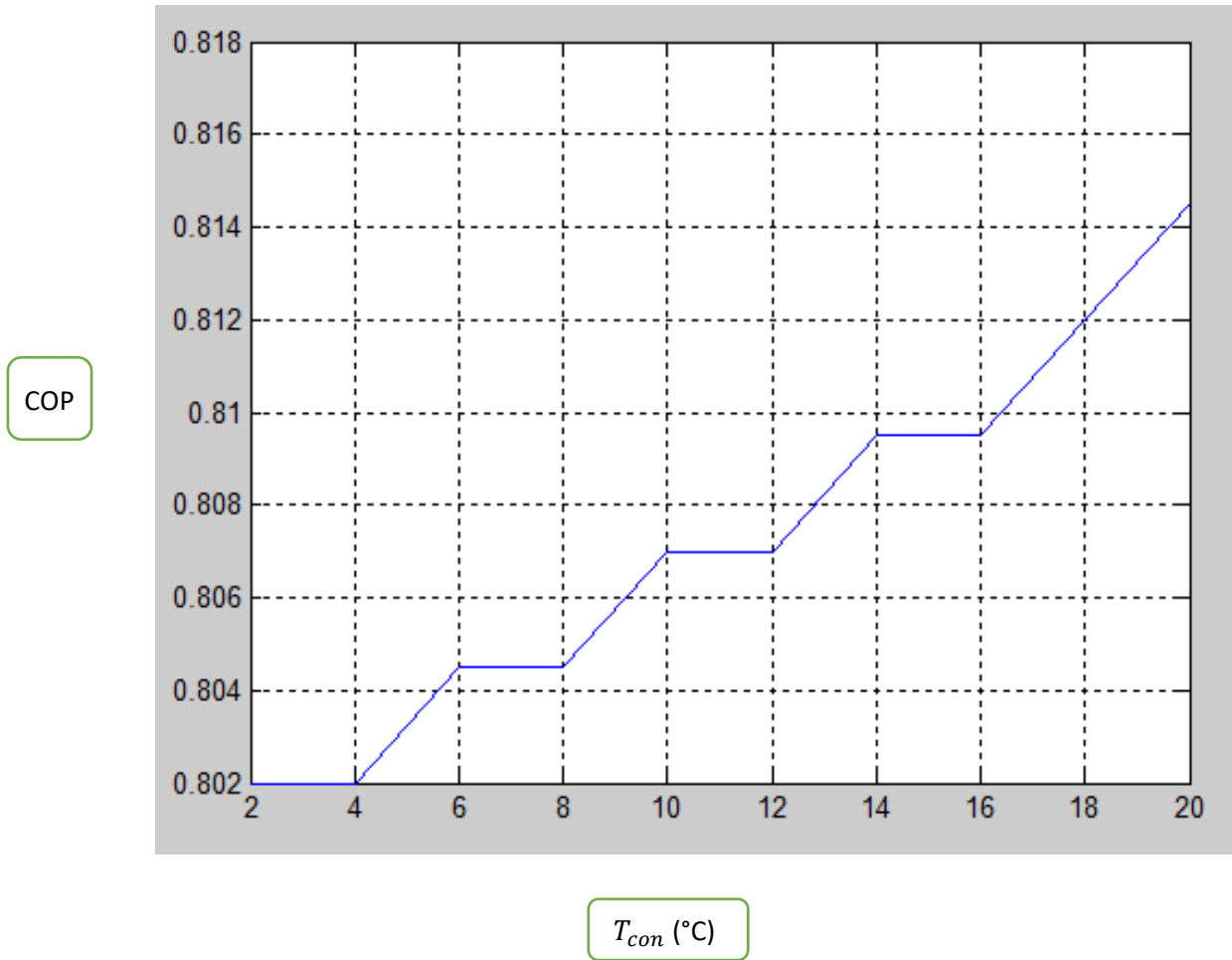


Figure IV.8 : l'évolution de COP en fonction de $T_{év}$

La courbe représente les variations du coefficient de performance du cycle frigorifique par l'absorption d'eau et de bromure de lithium en fonction de la variation de la température d'évaporateur à des conditions $T_{gé} = 100$ °C $T_{con} = 30$ °C $T_{ab} = 30$ °C, où l'on remarque à travers la courbe en remarque que sur l'intervalle de la température d'évaporateur $[2^{\circ}, 20^{\circ}]$ si la température de l'évaporateur augmente, la valeur du coefficient de performance augmente, jusqu'à 0.84.

IV.2.9.L'évolution de COP en fonction de température d'absorbeur T_{ab} :

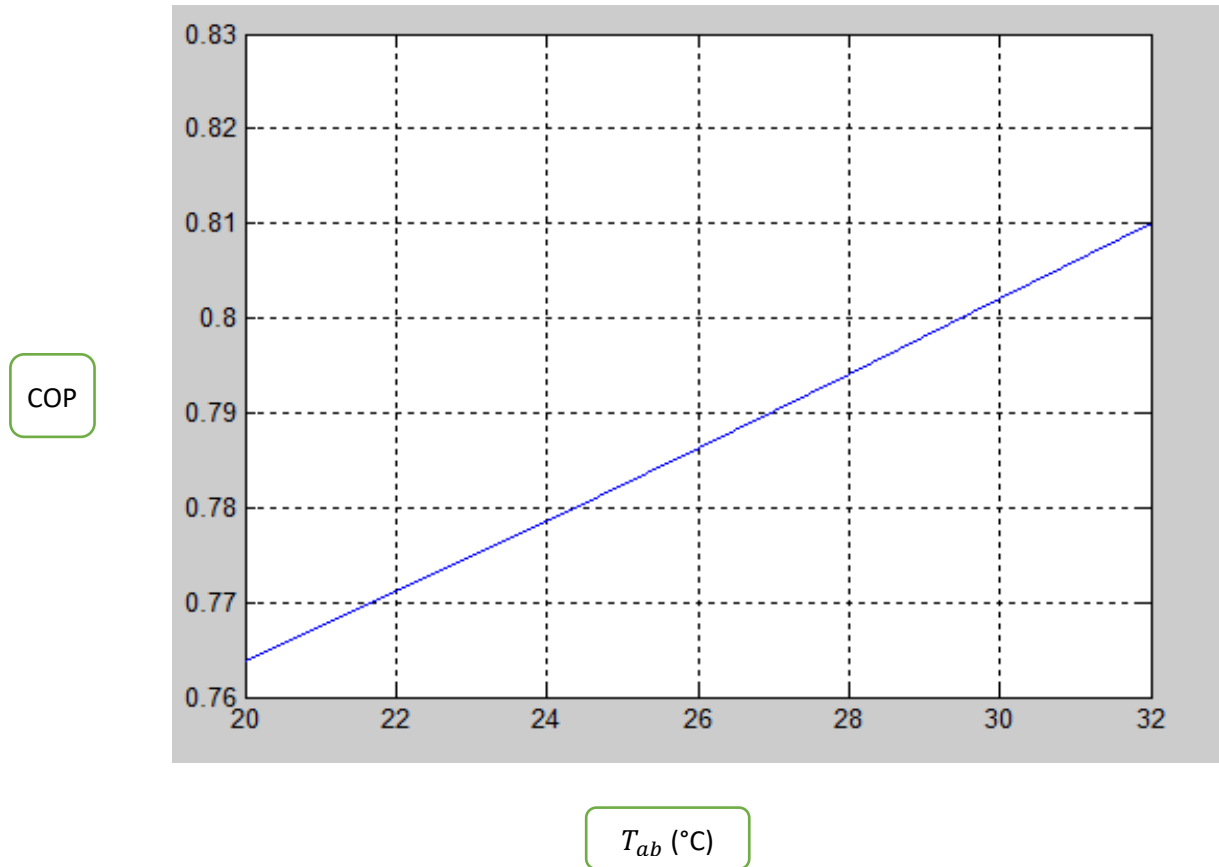


Figure IV.9: l'évolution de COP en fonction de T_{ab}

Le graphe ci-dessus représente les variations du coefficient de performance du cycle frigorifique par l'absorption d'eau et de bromure de lithium en fonction de la variation de la température d'absorbeur à des conditions $T_{év}=2\text{ °C}$ $T_{con}=30\text{ °C}$ $T_{gé}=100\text{ °C}$, où l'on remarque à travers la courbe que sur le domaine de température [20°C, 32°C] si la température de l'absorbeur augmente, la valeur du coefficient de performance augmente, jusqu'à 0.81.

IV.4.Conclusion :

Dans ce chapitre, les résultats de la simulation du cycle de réfrigération à absorption d'eau et du bromure de lithium ont été analysés, qui ont été obtenus à l'aide du programme de simulation Aspen Plus, où la courbe de coefficient de performance et la variation du coefficient de pression dans le cycle ont été obtenues en fonction de chacune des températures du générateur, l'évaporateur, le condenseur et l'absorbeur.

Conclusion général

Le but de ce travail est d'étudier les performances de la machine d'adsorption qui fonctionne avec la solution binaire (H₂O-LiBr) et de connaître sa performance en fonction des différentes températures et des différentes pressions de chaque échangeur. On a utilisé le programme de simulation Aspen Plus pour analyser la variation des températures obtenues ($T_{gé}$, $T_{év}$, T_{con} , T_{ab}) et les pressions ($P_{gé}$, P_{con} , $P_{év}$, P_{ab}).

Chaque élément du cycle de réfrigération à absorption a été simulé à l'aide du programme Aspen Plus, et les résultats de la variation de pression dans chaque échangeur de chaleur ont été extraits, ainsi que la variation du coefficient de performance du cycle frigorifique à absorption en fonction des différentes températures.

Le coefficient de performance COP est un critère important pour évaluer la performance du système, en analysant les résultats obtenus grâce à la simulation, on a été atteint.

- ❖ La température est fortement affectée par la pression dans l'échangeur de chaleur, il faut donc prendre des valeurs de température appropriées pour chaque échangeur de chaleur afin d'éviter une augmentation de la pression et des dommages à la machine.
- ❖ Une température élevée dans le générateur et l'évaporateur affecte positivement le facteur de performance, tandis qu'elle affecte négativement le facteur de performance dans le condenseur.
- ❖ Une source de chaleur appropriée doit être fournie au générateur fournissant une température dans le générateur entre 80° et 100° pour de meilleures performances.
- ❖ Le condenseur doit être placé dans un endroit approprié à une température appropriée entre 20° et 40° et éviter la surchauffe.

Nous recommandons de remplacer la machine de réfrigération à compression surtout dans les institutions par une machine de réfrigération à absorption, car la machine de réfrigération à absorption ne consomme pas d'énergie électrique (seulement la consommation de la pompe) par rapport à la machine de réfrigération à compression mécanique.

L'emplacement du condenseur doit être pris en compte, car il est conseillé de le placer dans un endroit à température relativement basse entre (20°C et 50°C) et de ne pas l'exposer au soleil.

Une source de chaleur appropriée, non polluante et durable doit être choisie dans le générateur, car elle fournit une température comprise entre (100°C et 80°C), où on suggère d'utiliser l'énergie solaire pour faire fonctionner le système.

Il est toujours préférable que la pression dans la machine de réfrigération à absorption soit basse entre (1 KPa et 8 KPa) pour éviter d'endommager et de stresser la machine.

Bibliographie

- [1] Badji, U., & Annaba, M. (2016). *Evaluation Des Performances D ' une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection*. 79. <http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/03/BOUKREDIME-SARRA.pdf>
- [2] Diny, M. (2018). *Etude du fonctionnement d ' une machine frigorifique à adsorption : modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine* Mouad Diny To cite this version : HAL Id : tel-01753520 *soutenance et mis à disposition*. 178. <https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01753520/document>
- [3] Sriksirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2000). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(4), 343–372. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X)
- [4] Joudi, K. A., & Lafta, A. H. (2001). *Simulation of a simple absorption refrigeration system*. 42, 1575–1605.
- [5] Kaynakli, O., & Kilic, M. (2007). *Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system*. 48, 599–607. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.06.005>
- [6] Darwish, N. A. (2008). *Performance analysis and evaluation of a commercial absorption – refrigeration water – ammonia (ARWA) system ' valuation d ' un syste ` me Analyse de la performance et e ` absorption a ` ammoniac / eau frigorifique commercial a*. 31, 1214–1223. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.02.005>
- [7] Ma, W., & Gong, C. L. U. O. Y. (2010). *An Absorption Refrigeration System Used for Exploiting Mid-low Temperature Geothermal OF GEOTHERMAL*. April, 1–4.
- [8] Larkeche, O. (2012). *Modelisation D'Une Machine Frigorifique a Absorption : Application Des Equilibres De Phases*. 127. <https://bu.umc.edu.dz/theses/ch-ind/ZER6254.pdf>
- [9] Yi Chen, wei ham, liuli sun, hongguang. Un nouveau système de réfrigération à absorption-compression utilisant une source de chaleur à température moyenne pour application de congélation.2015.
- [10] Wakim, M. (2018). *Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température To cite this version : HAL Id : tel-01778402 THÈSE DE DOCTORAT de l ' Université de recherche Paris Sciences et Lettres Préparée à MINES ParisTech Etude des machin*.
- [11] Meriem, H., & Atika, C. (n.d.). L'influence des pratiques culturelles sur les propriétés physiques, chimiques et biologiques des sols dans deux régions d'Algérie « cas de Annaba et Sétif ».mémoire de master. *Promotion: 2018*.
- [12] BERRICHE Mohamed. Modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H₂O - LiBr). MÉMOIRE DE MASTER.2020

- [13] Ahmed Azzi. Etude comparative entre les couples (NH₃/H₂O) et (NH₃/NaSCN) utilisés dans les machines à ABSORPTION. MÉMOIRE DE MASTER.2020
- [14] Chang, Y., Wu, L., Wu, C., & Jang, L. K. (2020). *Computer Simulation of an Ammonia-Water Absorption Cycle for Refrigeration : Using a Distillation Tower to Replace the Generator*. 237–256. <https://doi.org/10.4236/epe.2020.126015>
- [16] CHEkirou Wassila, Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, thèse de doctorat, Université Mentouri, Constantin, 2008.
- [17] Majamak, Smith, Karagozian, Passive Mixing Control via Lobed Injectors in High Speed Flow, ALAAJournal, 2003.
- [18] Akteriana S, Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet ejector vacuum systems for deodorizing edible oils, 11th International Congress on Engineering and Food, 2011.
- [19] EE IIT, Kharagpur, 40 LESSONS ON REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING FROM IIT KHARAGPUR. USEFUL TRAINING MATERIAL FOR MECHANICAL ENGINEERING STUDENTS/COLLEGE, OR AS REFERENCE FOR ENGINEER. Book. India, 2008.
- [20] Essalhi, N., Fguiri, A., & Marvillet, C. (2016). ScienceDirect Design of helical coil condenser of small-capacity Water / Lithium Bromide absorption cooling machine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(13), 8888–8897. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.10.139>
- [21] Kasdi, U., & Ouargla, M. (2017). *Etude d ' un cycle de réfrigération tritherme à absorption Remerciement*.
- [22] Ketfi, O., Merzouk, M., & Kasbadji, N. (2017). Feasibility study and performance evaluation of low capacity water – LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian Étude de faisabilité et évaluation de la performance des systèmes de refroidissement à absorption eau – LiBr à faible capacité fonctionnant dans différentes zones climatiques algériennes. *International Journal of Refrigeration*, 82(26), 36–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.002>