



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

MÉMOIRE DE MASTER

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

Réf. :

Présenté et soutenu par :
BERRICHE Mohamed

Le : 2020

Modélisation des cycles frigorifiques à absorption fonctionnant avec le couple eau/Bromure de lithium (H₂O - LiBr)

Jury :

Mr : Salim MESSAOUDI	MCA	Université de Biskra	Président
Mr : Abdelghani LAKROUNE	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr : Abelmoumène Hakim BENMACHICHE	MCA	Université de Biskra	Examination

Année universitaire : 2019 - 2020

Dédicaces

***M**erci mon dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail :*

A mes très chers parents.

Papa, ce grand homme, toujours prêt à me tendre la main lorsqu'e j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier.

Maman, cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous les joies et les peines avec tout son cœur, aujourd'hui et du fond de mon cœur, je te dis 'MERCI Mama'.

A mes enseignants depuis ma première année scolaire

A mon encadreur, pour son soutien et son investissement dans mes recherches.

M.Berrich

Remerciements

***J**e me dois de remercier Allah le tout puissant pour toute la volonté et le courage qu'il m'a donné pour l'achèvement de ce travail.*

Je remercie mon encadreur Abdelghani LAKROUNE enseignant à l'Université Mohamed Khider - Biskra, qui a bien voulu accepter de me prendre en charge pour réaliser ce modeste travail.

Nous remercions également tous les enseignants et tous les membres du département de génie mécanique. Un merci particulier aux membres de mon jury: Mr Moussa ATHMANI et Mr Benmachiche Abelmoumène Hakim, Maîtres de Conférences l'Université Mohamed Khider - Biskra, d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Nous exprimons notre profonde gratitude à nos parents pour leur sacrifice et soutien inestimables durant nos études.

A tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.

TABLE DES MATIERES

Dédicaces	<i>i</i>
Remerciements	<i>ii</i>
Sommaire	<i>iii</i>
Liste des Figures	vi
Liste des Tableaux	viii
Nomenclature	ix
Introduction Générale	1

CHAPITRE I : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction	3
I.2. Définition	3
I.3. Types de cycles frigorifiques	4
I.3.1. Machine frigorifique à compression (ditherme)	4
I.3.2. Machines frigorifiques trithermes	5
I.4. Intérêt de l'utilisation de l'absorption	5
I.5. Système à absorption	6
I.5.1. Historique des machines frigorifique à absorption	6
I.5.2. Marche des équipements d'absorption	7
I.5.3. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption	8
I.6. Différents cycles à absorption	9
I.6.1. Système à absorption à simple effet	9
I.6.2. Système à absorption à plusieurs effets	10
I.7. Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption	11
I.8. Conclusion	13

CHAPITRE II : ANALYSE THEORIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION (H₂O-LiBr)

II.1. Introduction	14
II.2. Systèmes frigorifiques à absorption Eau – Bromure de lithium (H ₂ O-LiBr)	14
II.3. Coefficient de performance thermique	17
II.3.1. Coefficient de performance théorique	17
II.3.2. Coefficient de performance pratique	18

II.4. Diagramme thermodynamique utilisés dans les cycles d'absorption	18
II.4.1. Diagramme d'Oldham	18
II.4.2. Diagramme de Merkel	20
II.5. Machin frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H₂O/ LiBr)	21
II.5.1. Les avantages de cycle (H ₂ O /LiBr)	21
II.5.2. Les inconvénients de cycle (H ₂ O / LiBr)	21
II.6. Conclusion	21
CHAPITRE III : MODELISATION THERMODYNAMIQUE	
III.1.Introduction	23
III.2.Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solutio	23
III.3.Bilan massique et enthalpique	24
III.4.Propriétés thermodynamique du couple (eau /bromure de lithium)	30
III.4.1. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure $P_{eq}(TC)$	30
III.4.2. Calcul de l'enthalpie de l'eau Liquide saturée en fonction de la température $H_{liq}(TC)$	31
III.4.3. Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température $H_{vap}(TC)$	33
III.4.4. Calcul de l'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffé en fonction de la pression et de la température $H_{surch}(P, T)$	33
III.4.5. Calcul de la pression d'équilibre du mélange (H ₂ O/LiBr) en fonction de T et X : $P(T, X)$	33
III.4.6. Calcul de la température d'équilibre du mélange H ₂ O/LiBr en fonction de P et X : $T_{eq}(P, X)$	34
III.4.7. Calcul de l'enthalpie du mélange (H ₂ O/LiBr) en fonction de T et X : $H_{liBr}(T, X)$	35
III.4.8. Calcul de la densité du mélange (H ₂ O/LiBr) en fonction de T et X : $d_{liBr}(T, X)$	35
III.5. Organigramme du programme FORTRAN	36
III.6. Conclusion	37

CHAPITRE IV : VALIDATION ET DISCUSSION DES RESULTATS	
IV.1. Introduction	38
IV.2. Validation des résultats	38
IV.3. Analyse paramétrique du comportement d'une machine a absorption Utilisant le couple H₂O / LiBr	40
IV.3.1. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP	40
IV.4. Fonctionnement et limites du cycle à simple effet avec le couple Eau –bromure de lithium	41
IV.4.1. L'effet de la température du générateur T_g sur le coefficient de performance COP	41
IV.4.2. L'effet de la température du condenseur T_c sur le coefficient de performance COP	43
IV.4.3. L'effet de la température de l'évaporateur T_e sur le coefficient de performance COP	44
IV.5. Conclusion	46
Conclusion Générale	47

BIBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I

Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	3
Figure.I.2 : Cycle d'une machine ditherme	4
Figure I.3 : cycle tritherme	5
Figure.I.4 : La vente des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et le Japon	7
Figure.I.5 : Principaux composants d'un cycle à absorption à simple effet	8
Figure.I.6 : Système commercial, à double tambour de type, eau- Bromure de Lithium	9
Figure.I.7 : Système commercial, à tambour unique de type, eau- Bromure de Lithium	10
Figure.I.8 : Système commercial à double effet, eau - Bromure de Lithium	11

CHAPITRE II

Figure II.1 : Structure d'une machine à absorption	12
Figure II.2 : Principe de travail de l'évaporateur.....	15
Figure II.3 : L'absorbeur	15
Figure II.4 : Le bouilleur	16
Figure II.5 : Principe de fonctionnement de condenseur	16
Figure II.6 : Diagramme de d'Oldham du couple (H ₂ O-LiBr)	17
Figure II.7 : Diagramme de Merkel du couple (H ₂ O-LiBr)	19

CHAPITRE III

Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet	23
Figure III.2 : Générateur	25
Figure III.3 : Condenseur	26
Figure III.4 : L'évaporateur.....	26
Figure III.5 : Absorbeur	27
Figure III.6 : Pompe de solution.....	28
Figure III.7 : Echangeur	28

CHAPITRE IV

Figure IV.1 : Comparaison du COP _h avec les données de Romero et al, Pour le couple H ₂ O/LiBr.....	39
Figure IV.2 : variation du (COP) pour différentes efficacités de l'échangeur de solution	40

LISTE DES FIGURES

Figure IV.3: Variation du coefficient de performance COPh en fonction De Tg pour H2O/LiBr	41
Figure IV.4 : Variation du coefficient de performance COPh en fonction De Tc pour H2O/LiBr	43
Figure IV.5 : Variation du coefficient de performance COPh en fonction De Te pour H2O/LiBr	44

LISTE DES TABLEAUX

Tableau IV.1 : Comparaison du COP avec les données de Romero et Al.	39
Tableau IV.2 : limite de cristallisation <i>Tg max</i> en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_e = 5\text{ °C}$ et $T_c = 30\text{ °C}$	42
Tableau IV.3 : limite de cristallisation <i>Te min</i> en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_c = 30\text{ °C}$ et $T_g = 85\text{ °C}$	45

*N*OMENCLATURE

	Lettre Latine	Unité
T	Température	[°C]
P	Pression	[kpa]
X	titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	[%]
m	Débit	[Kg/s]
Q	energy Thermique	[kW]
h	Enthalpy	[kJ/Kg]
W	Travail	[kW]
FR	taux de circulation	/
COP	coefficient de performance	/
COPh	coefficient de performance enthalpique	/
Eff	efficacité de l'échangeur de solution	/
D	Densité	[g/l]
Lettre de grecs		
Cp	Chaleur massique à pression constante	[J/kg.°C]
η	efficacité de système, rendement	/
v	volume spécifique	[l/g]
Liste des indices		
abs	Absorbeur	/
cond	Condenseur	/
évap	Évaporateur	/
gén	Générateur	/
h	Haute ,enthalpique	/
b	Basse	/
f	Frigorigène	/
sor	Sortie	/
ent	Entée	/
p	Pompe	/
Liq	Liquide	/
eq	Équilibre	/
Surch	Surchauffée	/

Introduction Générale

les machines à absorption présentent une alternative intéressante aux systèmes de climatisation conventionnels par l'aspect écologique qu'elles offrent, mais aussi, du fait que les fluides frigorigènes utilisés ne présentent pas de risque de déplétion de la couche d'ozone, ce qui fait d'elle une offre sérieuse puisque elle n'utilise aucun fluide nocif que les réglementations internationales interdisent progressivement comme les chlorofluorocarbures (CFC) qui ont été considérés comme responsables de la détérioration de la couche d'ozone de notre planète. En plus, ces émissions favorisent l'effet de serre et, donc, l'accroissement de la température moyenne globale de la planète.

Contrairement à une machine frigorifique à compression mécanique, une machine à absorption peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable donc ils peuvent être capables de remplacer les systèmes à compression mécanique pour assurer la climatisation des administrations en utilisant le gaz naturel ou l'énergie solaire comme énergie primaire afin de limiter la consommation électrique surtout pour le cas de l'Algérie,

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

Pour rendre la technologie d'absorption plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous avons étudié le cycle de base de la machine à absorption et nous avons effectué une étude paramétrique de ce cycle fonctionnant avec le bromure de lithium-eau $H_2O/LiBr$ équipé d'un échangeur de solution qui a pour rôle de récupérer la chaleur produite pour la réutiliser ,

INTRODUCTION

Et nous Avons déterminé les conditions optimales du fonctionnement de la machine pour obtention un meilleur fonctionnement toute en évitant le problème de cristallisation Lié à ce couple qui présente des limites de fonctionnement qu'on va déterminer dans ce travail.

Dans le premier chapitre on a présente une étude bibliographique rapportant un bref historique sur les systèmes à absorption et actualités du marché de cette technologie. On a classifié les différents systèmes frigorifiques à absorption avec leurs améliorations apportées afin de les rendre plus compétitive et finalement on a clôturé par quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption.

L'étude thermodynamique ainsi que l'évaluation du Coefficient de performance COP d'un tel cycle, en négligeant l'énergie de la pompe de circulation utilisée pour faire passer la solution liquide du circuit basse pression au circuit haute pression, est exposé dans le chapitre deux en même temps on a abordé les couples classiques les plus utilisées avec les avantages et inconvénients de chacun d'eux.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation des détails de la modélisation menée dans ce travail. On y trouvera les principales étapes avec toutes les équations utilisées pour l'étude des machines à absorption simple effet est exposé les propriétés des couples du fluide utilisé. Ce chapitre est clôturé par un algorithme retraçant les phases de la modélisation et l'organigramme ayant servi à l'élaboration du programme de calcul.

Les résultats obtenus à partir du programme de calcul et leurs interprétations ainsi que les comparaisons aussi bien relatives aux les coefficients des performances et le taux de circulation sont rassemblés dans le quatrième chapitre.

CHAPITRE I
REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction

Ce chapitre présente une étude bibliographique rapportant un bref historique sur les systèmes à absorption et actualités du marché de cette technologie. On a classifié les différents systèmes frigorifiques à absorption avec leurs améliorations apportées afin de les rendre plus compétitive et finalement on a clôturé par quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption.

I.2. Définition

Une machines frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir .C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haut niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieur. L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud, on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt. [1]

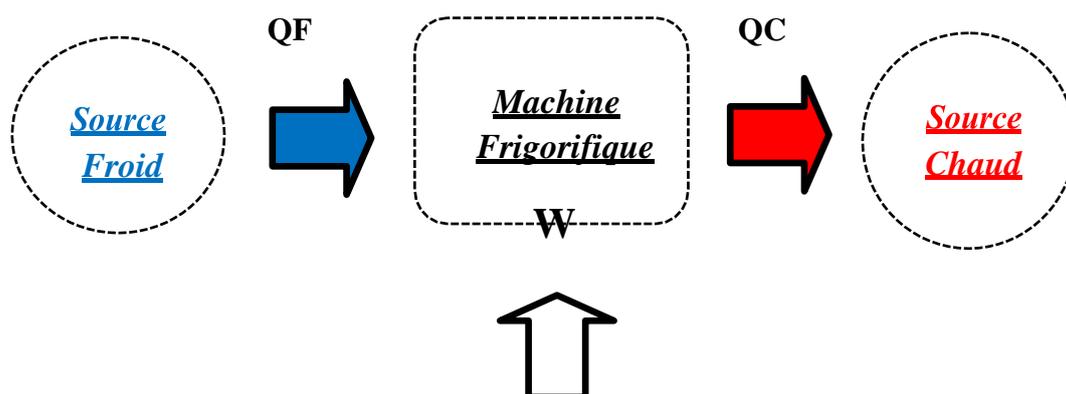


Figure I.1 : Diagramme énergétique d'une machine frigorifique. [1]

I.3. Types de cycles frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors que le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité Q_2 à un autre niveau de température T_2 . Si T_1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T_2), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire. Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines :

- ✚ **Machines à compression mécanique** qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- ✚ **Machines à énergie thermique** qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur. [2]

I.3.1. Machine frigorifique à compression (ditherme)

Pour mettre en œuvre un cycle frigorifique, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur (Figure I.2), L'une sera appelée source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et l'autre la source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur). Appliquons le premier principe à un cycle décrit entre ces deux sources thermiques [3]

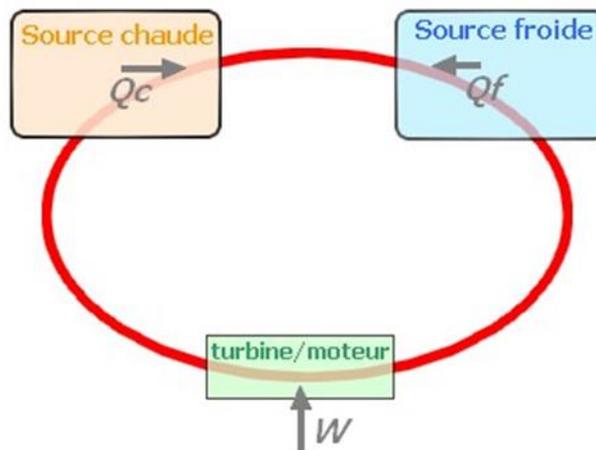


Figure.I.2. Cycle d'une machine ditherme. [3]

I.3.2 Machines frigorifiques trithermes

Si l'on dispose d'une troisième source de chaleur, il est possible de remplacer l'apport de travail mécanique du cycle ditherme par un apport de "chaleur motrice" à un niveau de température supérieur à la source chaude. De la chute de température entre le "très chaud" et le "chaud", il est possible d'obtenir un effet moteur. [3]

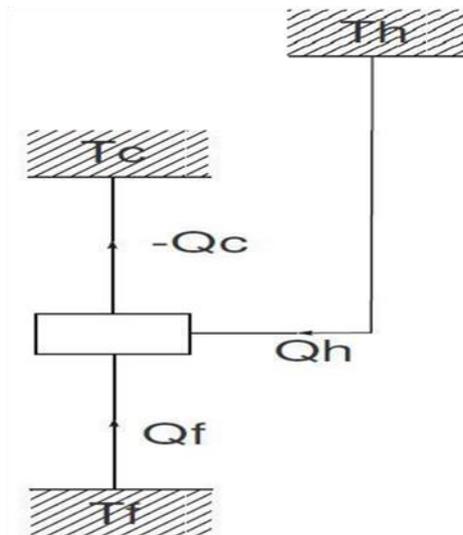


Figure I.3 : cycle tritherme. [3]

I.4. Intérêt de l'utilisation de l'absorption

Contrairement à une machine frigorifique à compression mécanique, une machine à absorption peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable comme le solaire par exemple. Ce qui fait d'elle une offre sérieuse, d'autant de plus qu'elle n'utilise aucun fluide nocif que les réglementations internationales interdisent progressivement comme les chlorofluorocarbures (CFC) qui ont été considérés comme responsables de la détérioration de la couche d'ozone de notre planète. En plus, ces émissions favorisent l'effet de serre et, donc, l'accroissement de la température moyenne globale de la planète.

D'autre part, toute transformation d'énergie faisant intervenir de l'énergie mécanique est source d'irréversibilité. Il est donc plus intéressant de développer des systèmes trithermes qui

ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irréversibilités moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique. [4]

I.5. Système à absorption

I.5.1. Historique des machines frigorifiques à absorption

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859 ,1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant) [4].

En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la Production de la glace : une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu [5].

A partir de 1880, Linde « Linde's Ice Machine Company » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui Commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique. Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium (H₂O/Libr), où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation. Cependant le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures. Dès 1960 une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964.[5]

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenu un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance

et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques. Qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement. [4]

I.5.2. Marche des équipements d'absorption

Les machines frigorifiques à absorption constituent un sujet de recherche d'actualité. Elles présentent une alternative intéressante en raison de la pureté de la solution et elles éliminent le problème de pollution par les composés chlorofluorés.

Le Japon, à cause du besoin des ressources naturelles, a développé sous le contrôle du gouvernement un programme de recherche dans le domaine des systèmes à absorption. Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial, figure (I.4) [6]

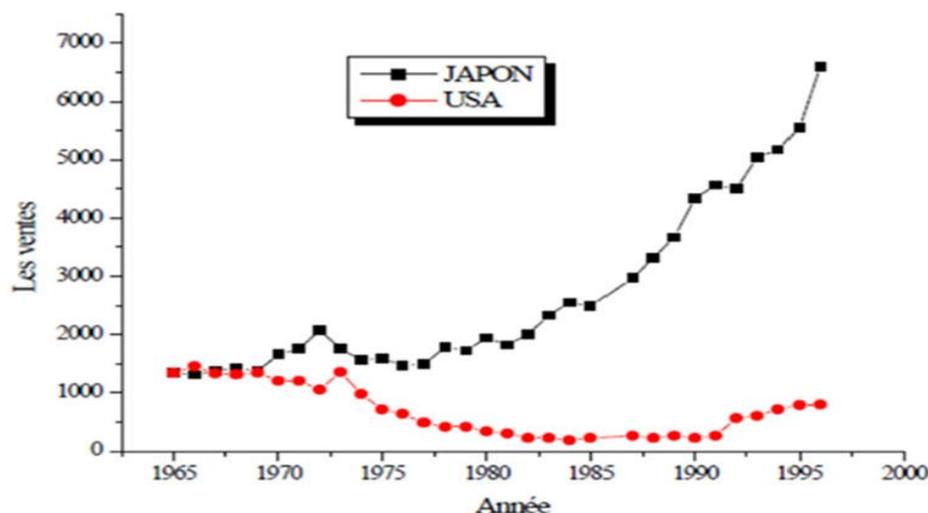


Figure.I.4. Les vente des réfrigérateurs à absorption aux États-Unis et le Japon.

La Corée est le 3ième producteur mondial de groupe à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 après le Japon et la Chine les 2500, ceci pour des raisons de politique énergétique. En Chine, grâce au développement économique rapide du pays, la climatisation centralisée des bâtiments est fortement demandée, et Comme la distribution d'électricité est insuffisante et couteuse, c'est l'absorption qui est favorisée.

I.5.3. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur absorption

Les machines à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur.

Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composant est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

✚ Eau/ Bromure de Lithium ($H_2O / LiBr$)

✚ Ammoniac / Eau (NH_3/H_2O)

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

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

La figure I.5 présente un schéma de principe d'une installation à absorption :

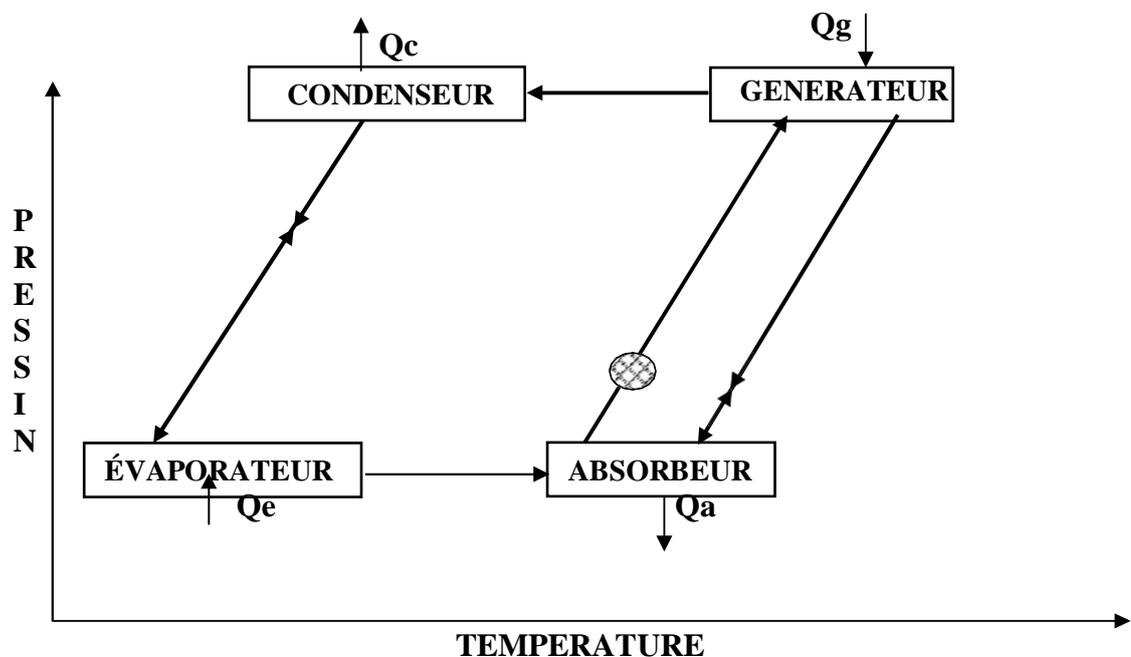


Figure.I.5 : Principaux composants d'un cycle à absorption à simple effet. [7]

Un système à absorption comprend tout d'abord un ensemble (condenseur, détendeur, évaporateur) dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé, chargé de modifier l'état du frigorigène évaporé pour rendre condensable à la température de l'environnement. [7]

I.6. Différents cycles à absorption [8]

I.6.1. 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.

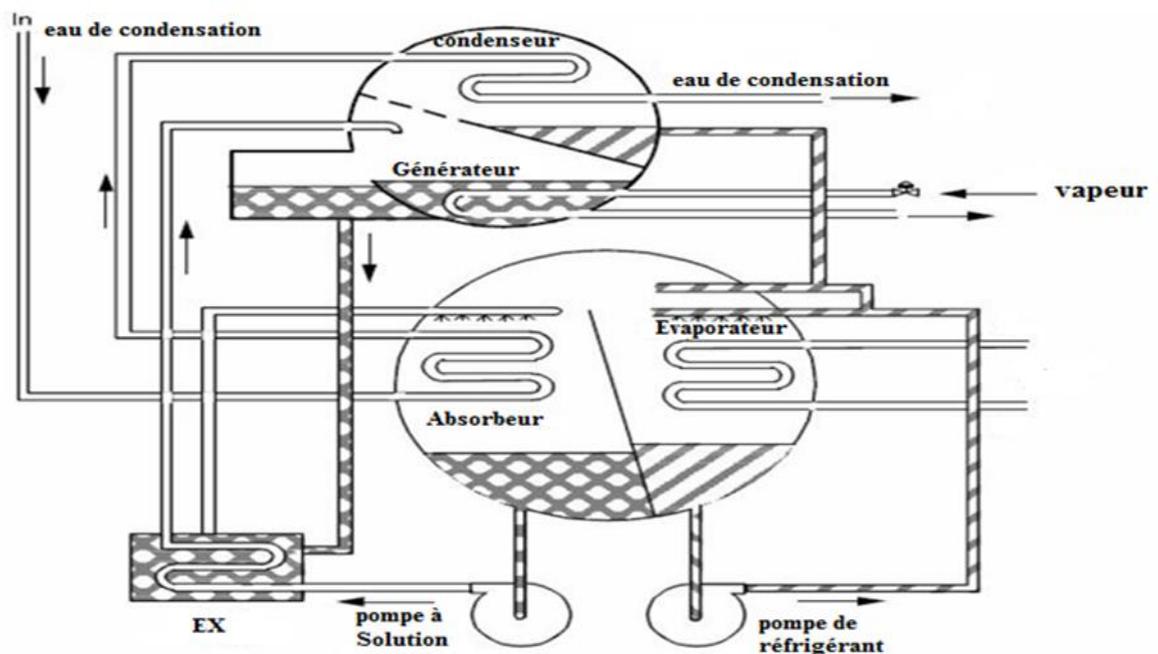


Figure.I.6 : Système commercial, à double tambour de type, eau- Bromure de Lithium [8].

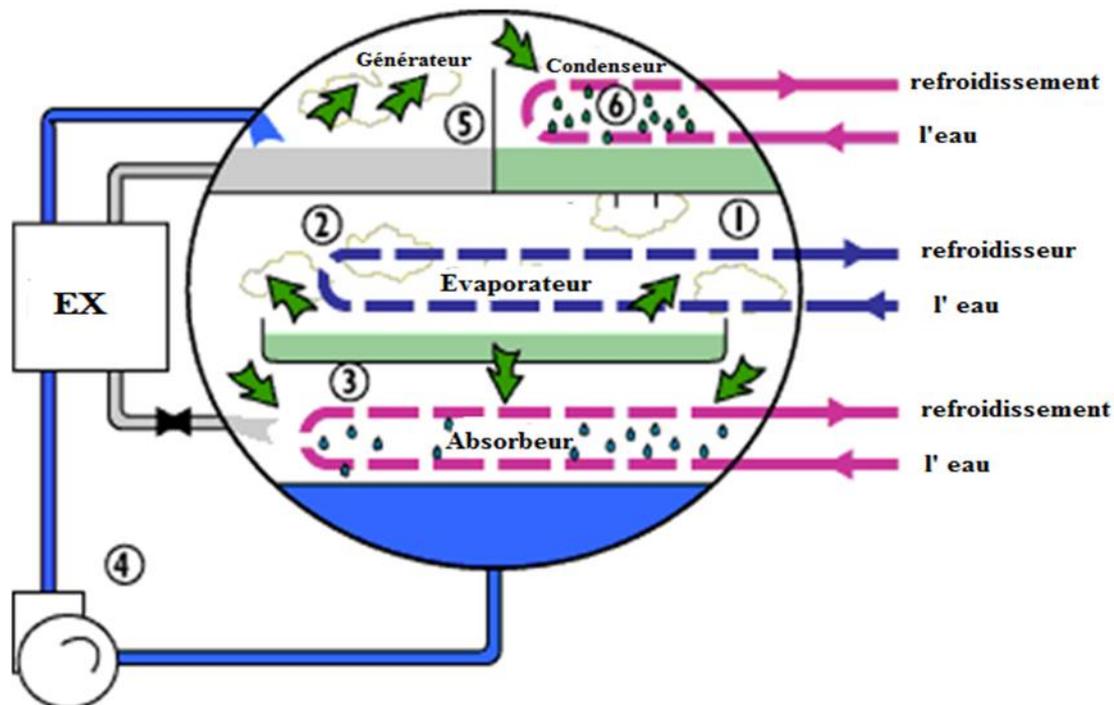


Figure.I.7 : Système commercial, à tambour unique de type, eau- Bromure de Lithium [8]

La figure I.7 montre un Système à un étage de type monocylindre à tambour unique avec les quatre composants dans le même conteneur. Le récipient est divisé en côtés haute et basse pression à l'aide d'un diaphragme.

I.6.2. 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 Coefficient de Performance COP plus élevés.

- Cependant, ces systèmes sont de construction plus complexe et nécessitent des températures de source de chaleur beaucoup plus élevées dans le générateur de niveau le plus élevé

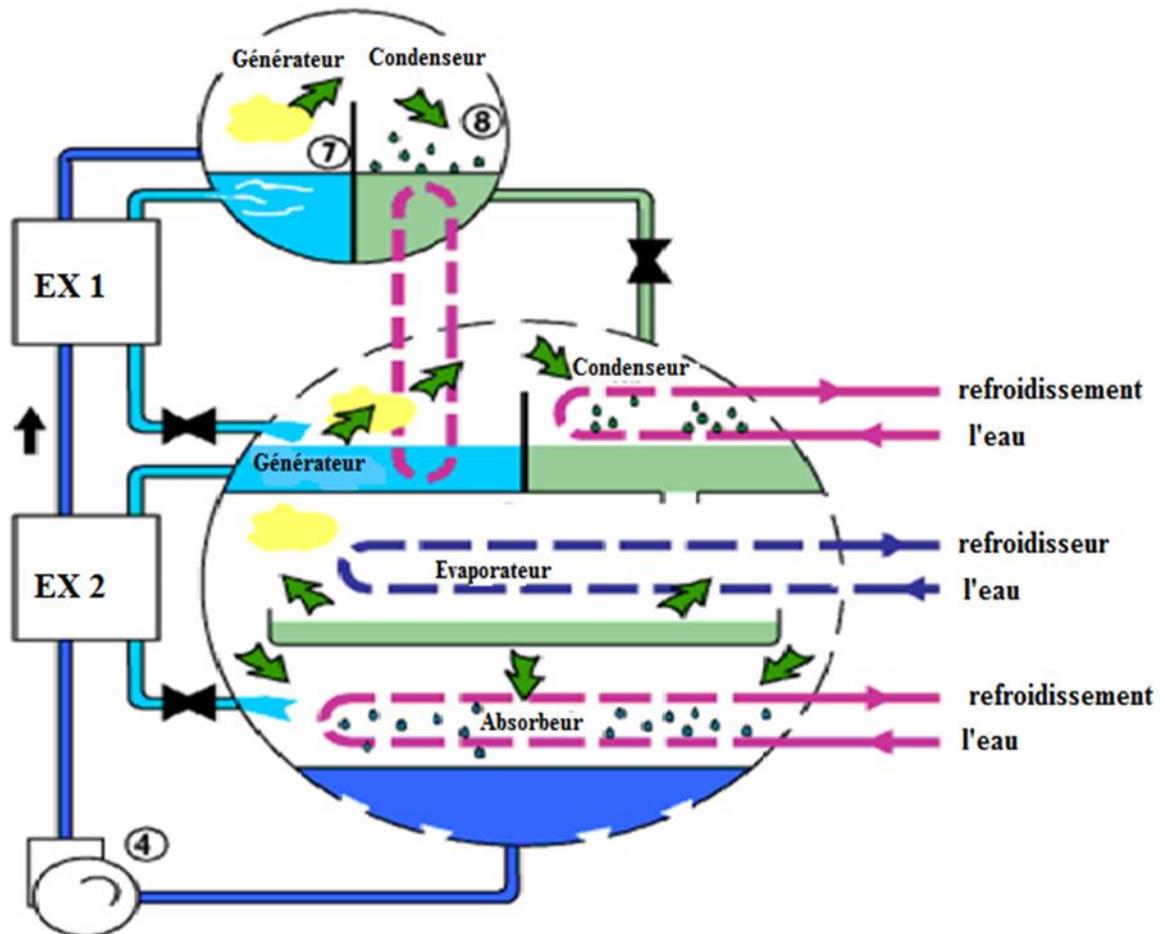


Figure .I.8 : Système commercial à double effet, eau - Bromure de Lithium [8].

I.7. Quelques travaux réalisés sur des machines frigorifiques à absorption

Jusqu'à présent, les climatiseurs et les réfrigérateurs domestiques fonctionnent principalement selon un cycle de compression, qui exige une dépense considérable d'énergie électrique. Pour pallier à ce problème, de nombreux scientifiques se sont penché sur l'analyse d'un autre type de machines frigorifiques. Ce type dit machine à absorption présente une alternative intéressante dans ce domaine. La performance du cycle d'absorption a été largement étudiée et plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont considéré particulièrement le froid solaire. Parmi ces travaux.

Fathi et Ouaskit ont développé une méthode de calcul pour améliorer le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption liquide (eau/bromure de lithium). Ils ont remarqué l'existence d'une température seuil qui limite la plage du fonctionnement du cycle. Les résultats obtenus ont montré que le COP atteint des valeurs maximales pour $T_m = 20^\circ\text{C}$ ou 25°C et $T_e = 10^\circ\text{C}$. L'utilisation d'un échangeur de chaleur à double effet pour récupérer une partie de la charge condenseur améliore également le COP d'environ 4%. [9]

S. Aphornratana et al, ont étudié expérimentalement un système à absorption simple effet utilisant LiBr-H₂O comme couple de travail. Un réfrigérateur à absorption à une capacité de 2 kW a été testé expérimental avec différentes températures de fonctionnement. Ils ont trouvé que le rapport de circulation de la solution a un effet important sur la performance du système, le coefficient de performance prendre les valeurs entre 0,5 et 0,8. [10]

Kizilkan et al Ils ont appliqué la technologie d'amélioration de la température économique sur le système de refroidissement pour absorber le Bromure de lithium LiBr. et l'amélioration des différents composants du système tels que (condenseur, l'évaporateur, générateur et échangeurs de chaleur). Les zones de l'échangeur de chaleur optimale ont été identifiées avec les températures de fonctionnement optimales, le suivi et la détermination du cout de revient des conditions optimales. et donc la méthode devient plus importante avec Augmentation des prix de l'énergie et des coûts d'investissement. [11]

A. Saleh et al, ont réalisé une analyse complète pour optimiser le fonctionnement du système d'absorption solaire dans les régions chaudes. La performance globale du système prend sa valeur optimale à des températures entre 75 et 80°C pour un COP qui peut dépasser la valeur de 0,8. [12]

Patek et Klomfar ont développé sur la base de données expérimentale des corrélations qui estiment la pression, la densité, la capacité thermique, l'enthalpie et l'entropie de solution LiBr-H₂O, sur une plage de température de 273k à 500k. [13]

Joudi et Lafta ont étudié numériquement les performances d'un système frigorifique à absorption (H₂O/LiBr) en régime permanent. Ils ont étudié en détail l'effet de différentes conditions de fonctionnement sur la performance de chaque composant du système. Les résultats de la simulation ont été comparés qualitativement avec d'autres travaux et étaient en très bon accord général. [14]

J. Cap, B. Stutz, and F. Huaylla. 2009 Ils ont étudié le développement d'un modèle de machine à absorption de refroidissement solaire pour les bâtiments. Ce modèle décrit un nouveau concept de machine simple effet (eau/bromure de lithium). Mettant en œuvre des échangeurs à plaques rainurées et à films ruisselants sans recirculation (absorption, évaporateur, générateur, condensat).

L'évolution des concentrations et des températures dans les films tombants est étudiée. Les effets de la température du fluide caloporteur. Des débits et des longueurs de plaques sur les performances de la machine sont ensuite analysés). Cette technologie permet d'obtenir un COP supérieur à 0.6, une machine à coût réduit, compacte et robuste. [15]

I.8. Conclusion

Après historique de la technique de machine à absorption, cette étude nous a donné un aperçu sur les principes de production du froid à l'aide des différentes machines frigorifiques.

Les machines à absorption présente une bonne alternative aux systèmes frigorifiques à compression mécanique ceci est due au fait qu'elle peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable comme le solaire, par exemple. D'autant de plus qu'elle n'utilise aucun fluide nocif pour l'environnement.

CHAPITRE II

ANALYSE THEORIQUE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION (H₂O-LiBr)

II.1. Introduction

Après avoir donné un aperçu historique sur les différentes configurations de machines frigorifiques , et afin de compléter leur description, on va présenter dans ce chapitre les différents aspects théoriques utiles à la compréhension du comportement thermodynamique de ces systèmes, tout en insistant sur la machine frigorifique à absorption qui fait l'objet de cette étude.

II.2. Systèmes frigorifiques à absorption Eau – Bromure de lithium (H₂O-LiBr)

La solution aqueuse de bromure de lithium (H₂O-LiBr) est l'une des nombreuses autres solutions largement utilisées dans les systèmes à absorption à des fins de chauffage et de refroidissement. Où l'eau agit comme réfrigérant qui absorbe et élimine la chaleur de l'environnement spécifique tandis que le bromure de lithium devient absorbant.

Le bromure de lithium est avantageux car il est essentiellement non volatil. L'eau est avantageuse en tant que réfrigérant car elle ne cristallise pas. Toutefois, son utilisation limite le fonctionnement du système à des températures de réfrigération supérieures à 0 °C ou même 5°C, en raison du point de congélation de l'eau. Le bromure de lithium est une substance à base de sel de lithium qui est solide dans des conditions normales. Le sel de bromure de lithium se dissout dans l'eau et forme une pression de vapeur d'équilibre inférieure à celle de l'eau pure à la même température de fonctionnement. [16]

Un système frigorifique à absorption au couple LiBr-H₂O est un cycle thermique nécessitant de la chaleur pour fonctionner d'une part et il rejette de l'énergie thermique à son

Environnement d'autre part. Il produit du froid souvent à une pression inférieure à la pression atmosphérique. [17]

Ainsi, ces machines utiliseront comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constituera le fluide frigorigène. L'autre constituant sera appelé absorbant. Deux couples (frigorigène /absorbant) sont principalement utilisés :

- ✚ Eau + Bromure de Lithium (H₂O/LiBr), l'eau étant le fluide frigorigène.
- ✚ Ammoniac + Eau (NH₃/H₂O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

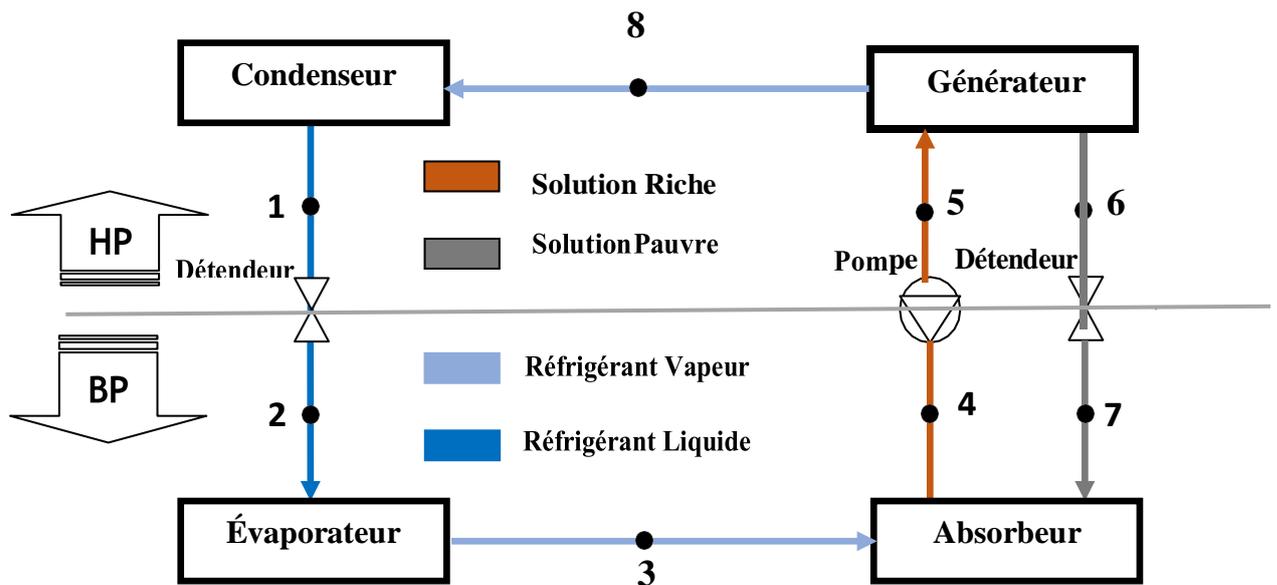


Figure II.2 : Structure d'une machine à absorption.

Une machine à absorption peut être décrite à partir des composants semblables à ceux d'un cycle à compression de vapeur (voir la figure II.2). [18]

L'évaporateur : à la sortie du condenseur, le fluide frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur, puis se vaporise, produisant la puissance frigorifique $Q_{\text{évap}}$. La température de vaporisation, et par suite la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température T_b de la source froide (médium à refroidir). [19]

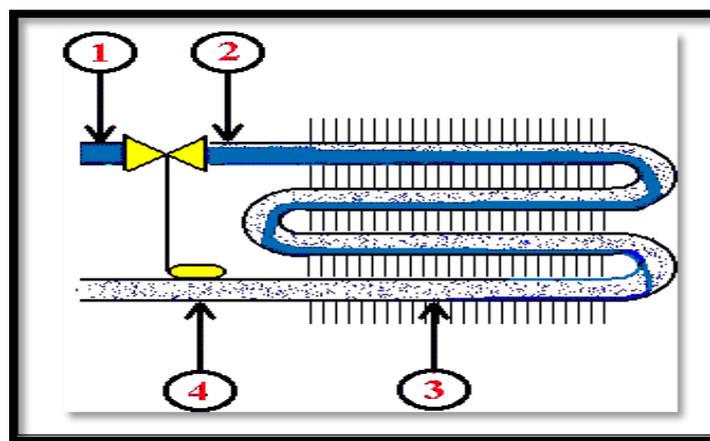


Figure II.3 : Principe de travail de l'évaporateur. [20]

L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur y rencontre la solution concentrée provenant du désorbeur. Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en fluide frigorigène. La chaleur Q_{abs} dégagée par cette Transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur, on obtient ainsi une solution diluée. [19]

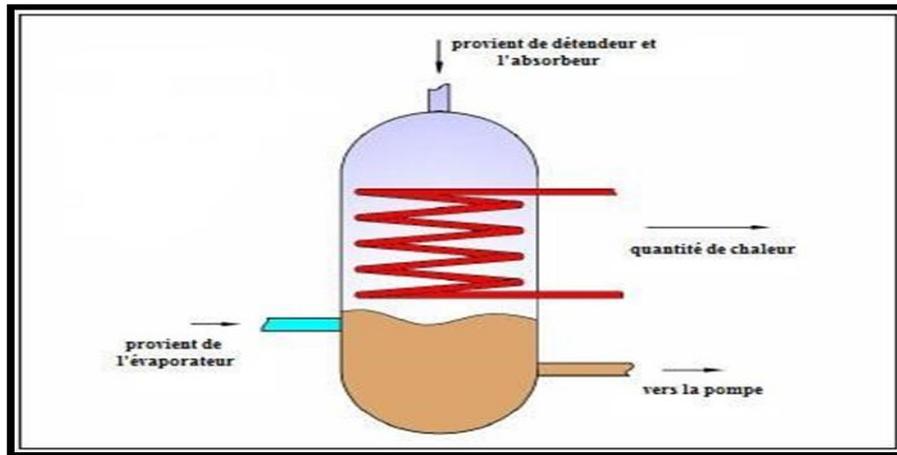


Figure II.4 : L'absorbeur. [20]

Le bouilleur ou désorbeur : la solution diluée y reçoit la quantité de chaleur Q_{des} à une température T_h , ce qui provoque la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution. Le désorbeur produit ainsi une vapeur de frigorigène et une solution concentrée. [19]

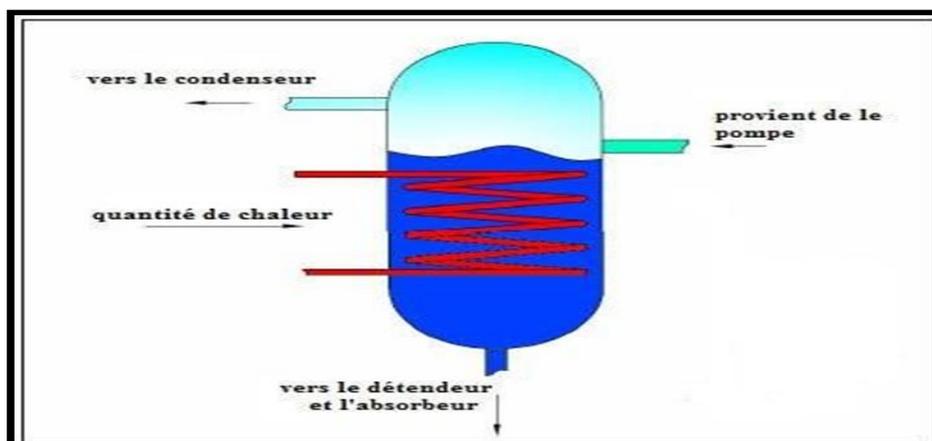


Figure II.5 : Le bouilleur [20]

Le condenseur : composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur /condenseur. La condensation du fluide frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} à la température T_m . Cette transformation comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement. [19]

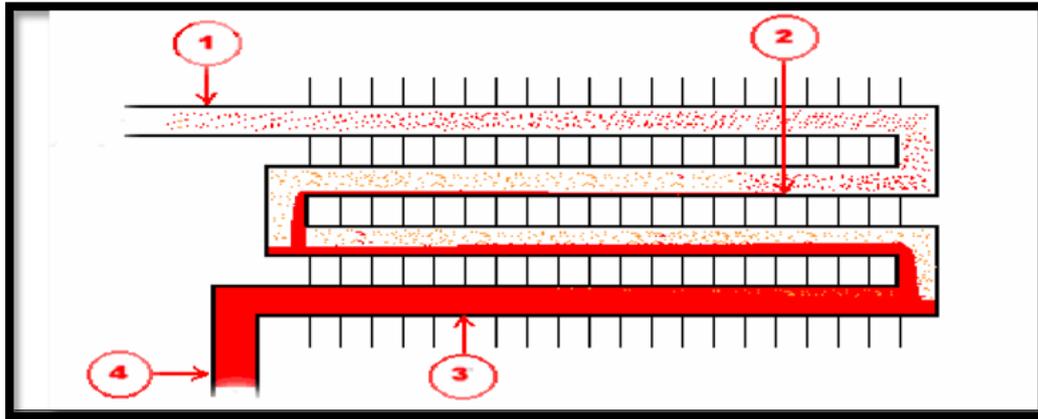


Figure II.6 : Principe de fonctionnement de condenseur [20]

II.3. Coefficient de performance thermique

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

II.3.1. Coefficient de performance théorique

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

$$\text{COP}_C = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_e}{T_g} \cdot \frac{T_g - T_a}{T_a - T_e} \quad (\text{II.1})$$

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

II.3.2. Coefficient de performance pratique

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de solution :

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{évap}}}{Q_{\text{gén}} + W_{\text{pompe}}} \quad (\text{II.2})$$

$Q_{\text{évap}}$: Quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

$Q_{\text{gén}}$: La quantité de chaleur absorbée par générateur.

W_{pompe} : Le travail de la pompe de solution.

II.4. Diagramme thermodynamique utilisés dans les cycles d'absorption

Les deux diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption sont le diagramme d'Oldham et le diagramme de Merkel.

II.4.1. Diagramme d'Oldham

C'est sur ce diagramme qu'on peut lire les pressions aux différents points de l'installation ainsi que les concentrations en eau (fluide frigorigène) et en bromure de lithium, en abscisse on a les températures et en ordonnées on peut lire les pressions, les concentrations X sont en axe orthogonal comme on le voit sur la figure II.7

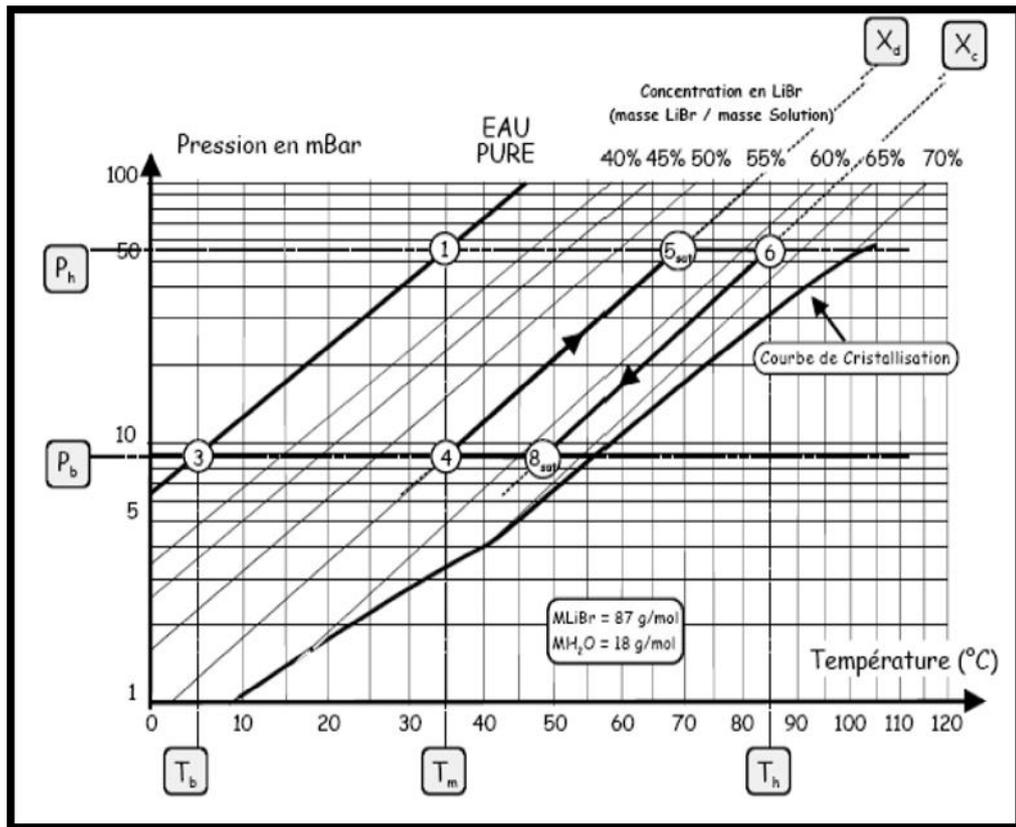


Figure II.7 : Diagramme de d'Oldham du couple (H₂O-LiBr) [21]

C'est sur la courbe 100% eau que se déroule le parcours du fluide frigorigène à l'état pur, du début de la condensation jusqu'à la fin de l'évaporation caractérisés par les points 1,3 correspondant chacun à la haute et basse pression, l'eau arrivée à l'absorbeur se mélange avec le bromure de lithium à basse pression l'absorption est exothermique ce qui s'explique par l'élévation de la température on se trouve donc sur le point 4, le pompage de la solution riche en eau se fait à concentration constante jusqu'au point 5, la chaleur reçue par le générateur permet d'élever la température à pression constante on est donc au point 6 la solution pauvre retourne ensuite dans l'absorbeur après passage par le détendeur ce qui conduit au point 8. [21]

II.4.2. Diagramme de Merkel

Le diagramme de Merkel est complémentaire à celui d'Oldham, il permet de mieux étudier le système à absorption en fournissant les informations sur les enthalpies et les températures en chaque point de l'installation, il est paramétré en pression et température pour la solution et en pression pour la vapeur, il suffit de placer les points 1,3,4,5,6,8 qu'on venait de voir.[21]

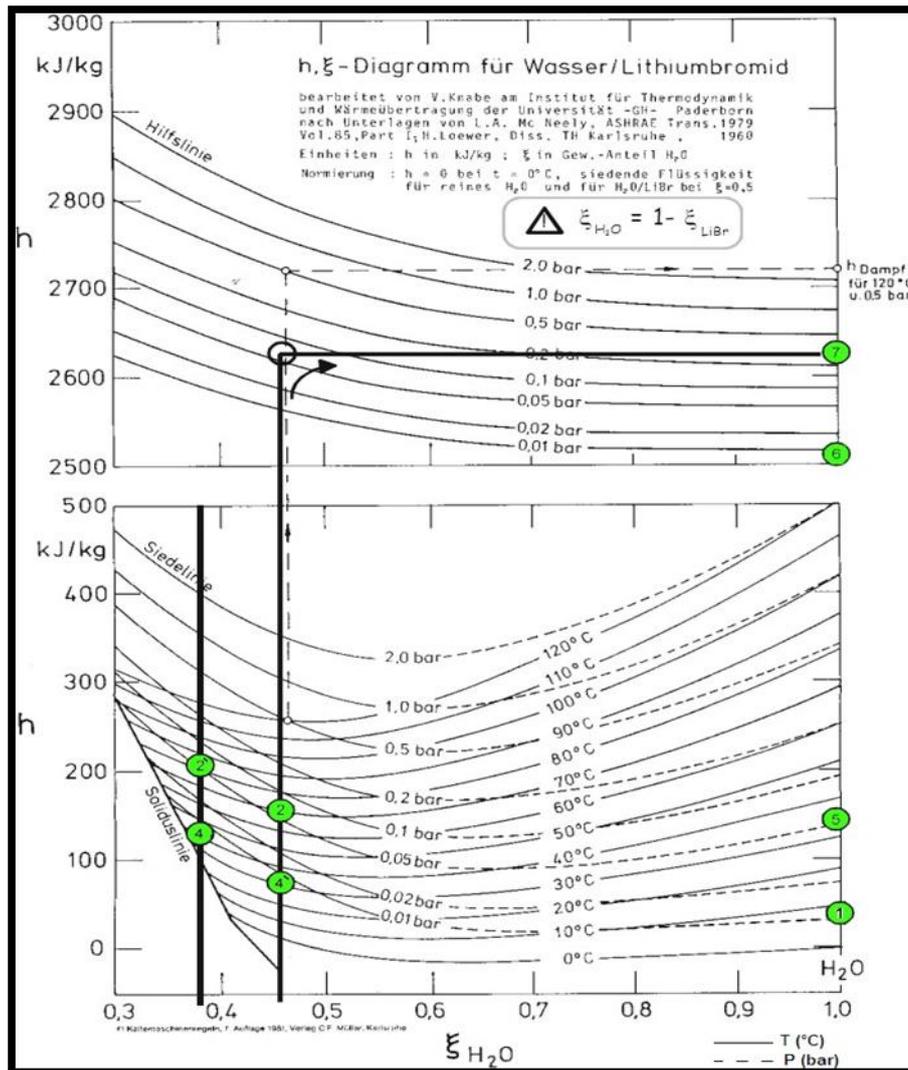


Figure II.8 : Diagramme de Merkel du couple (H2O-LiBr).

II.5. Machin frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H₂O/ LiBr)

II.5.1. Avantages de cycle (H₂O/LiBr)

- ✚ Elle entraîne des coefficients de performance élevés aux températures de fonctionnement du système solaire.
- ✚ Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basses, ainsi qu'une puissance de pompage plus faible.
- ✚ On peut l'utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.
- ✚ Il n'est pas prévu une colonne de rectification (séparateur) puisque l'eau est le fluide frigorigène.

II.5.2. Inconvénients de cycle (H₂O /LiBr)

- ✚ Le point triple de l'eau étant à 0°C, les machines (H₂O /LiBr) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- ✚ Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.
- ✚ La température de désorption est assez élevée pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher. [22]

II.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement des systèmes de refroidissement (eau / bromure de lithium) en plus des avantages et inconvénients de la machine frigorifique à absorption.

Le choix du fluide de travail affecte directement la performance de la machine à absorption et pour choisir le couple adéquat il faut prendre en considérations les avantages et les inconvénients du fluide.

Deux aspects remarquables sont à noter pour la solution Eau/ bromure de lithium (H₂O/LiBr)

- la non - volatilité de l'absorbant LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé).
- la grande chaleur latente de vaporisation d'eau (utilisé dans ce cas comme réfrigérant).

Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0°C et nécessite donc des installations spéciales. La solution H₂O-LiBr est corrosive. Et, à hautes concentrations, la cristallisation de l'eau peut se produire.

CHAPITRE III

MODELISATION THERMODYNAMIQUE

III.1. Introduction

Dans ce chapitre on va effectuer une a la modélisation d'une machine à simple effet avec un échangeur de solution fonctionne avec le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la figure (III.1). Ainsi pour faire une étude des performances de ce cycle, un programme en fortran a été élaboré, Ce denier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium (H₂O/LiBr).

III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution

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

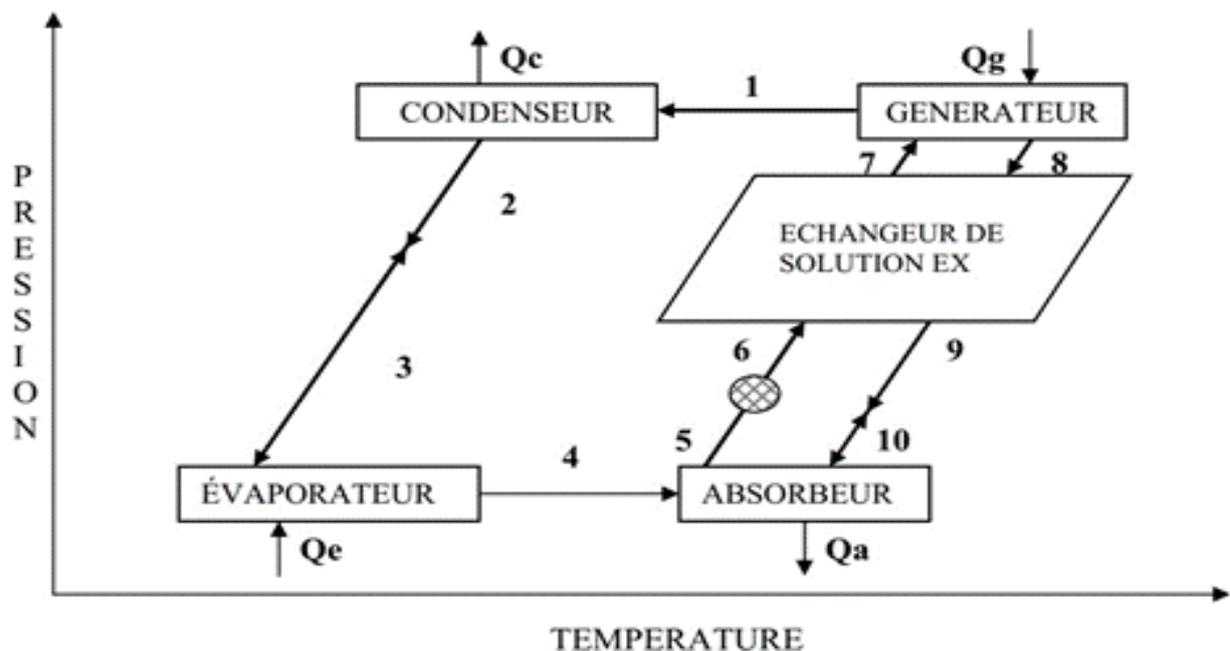


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet. [23]

Dans le générateur, la solution reçoit une quantité de chaleur Q_g qui provoque la vaporisation du fluide de travail. Au condenseur, le LiBr gazeux se condense à la température atmosphérique sous haute pression (PH). Le liquide résultant passe à travers une vanne à l'évaporateur où il se détend en absorbant la quantité de chaleur Q_e . Le vapeur qui sort de l'évaporateur est acheminé vers l'absorbeur où elle se combine avec la solution pauvre H₂O-LiBr issue du bouilleur délivrant une quantité de chaleur Q_a . Enfin, la solution sortante de

L'absorbeur est préchauffé dans l'échangeur de solution et retourne au générateur ce qui boucle un cycle de fonctionnement.

III.3. Bilan massique et enthalpique

Pour évaluer les performances du cycle d'absorption représenté dans la figure III.1, nous avons fait les hypothèses de calcul suivantes [7] :

- ❖ Aux points 1,2, 3,4 le fluide frigorigène est à l'état pur.
- ❖ Il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- ❖ Aux points 5 et 8, la solution est à l'état saturée.
- ❖ Les détendeurs sont adiabatiques.
- ❖ La pompe de solution est isentropique.
- ❖ Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournie au générateur plus le travail de la pompe de solution :

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

D'où:

Q_e quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.

Q_g la quantité de chaleur absorbée fournie au générateur.

W_p le travail de la pompe de solution.

Bien que le coefficient de performance de Carnot (COP_c), le taux de circulation (FR), l'efficacité du système (η), peuvent être écrits comme suit :

$$\text{COP}_c = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (\text{III.2})$$

$$\text{FR} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III.3})$$

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \quad (\text{III.4})$$

Afin d'utiliser l'équation du (**COP**, **FR**, **η**) un bilan de masse et d'énergie doit être établi au niveau de chaque éléments de la machine à absorption : et dans ce qui suit, nous allons établir les bilans massiques et enthalpique de chaque composant.

m : représente le débit de (la solution, la vapeur d'eau ou bien l'eau liquide).

Eff : représente l'efficacité de l'échangeur de solution.

✚ Analyse du Générateur

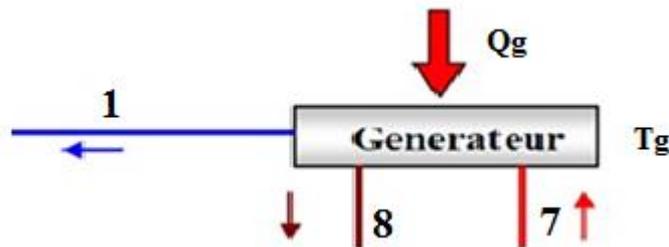


Figure III . 2 : le Générateur

✚ Bilan massique :

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad (\text{III.5})$$

$$m_7 X_7 = m_1 + m_8 X_8 \quad (\text{III.6})$$

✚ Bilan enthalpique :

$$Q_g = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7 \quad (\text{III.7})$$

h_1 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_7 : Enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H₂O) à la température T_7 et à la pression du condenseur.

h_8 : Enthalpie du liquide de la solution concentrée (pauvre en H₂O) à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

✚ Analyse du Condenseur

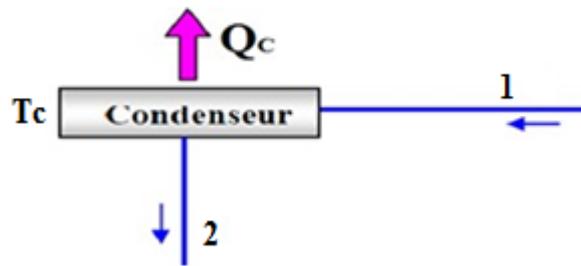


Figure III.3 : Condenseur

✚ Bilan massique :

$$m_1 = m_2 \quad (\text{III.8})$$

✚ Bilan enthalpique :

$$\begin{aligned} Q_c &= m_1 h_1 - m_1 h_2 & (\text{III.9}) \\ &= m_1 (h_1 - h_2) \end{aligned}$$

h_1 : Enthalpie de la vapeur du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur

h_2 : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température T_c et à la pression du condenseur.

m_2 : Débit du réfrigérant.

✚ Analyse de l'Evaporateur

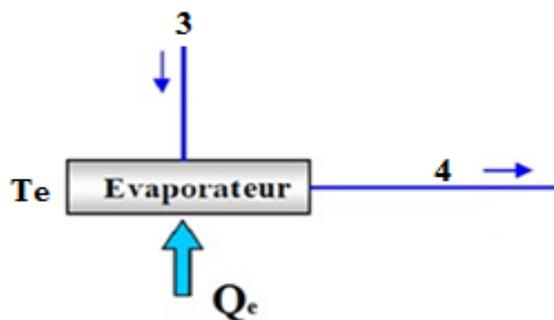


Figure III.4 : L'évaporateur.

✚ **Bilan massique :**

$$m_4 = m_3 = m_2 = m_1 \quad (\text{III.10})$$

✚ **Bilan enthalpique :**

$$\begin{aligned} Q_e &= m_4 h_4 - m_3 h_3 \\ &= m_1 (h_4 - h_3) \end{aligned} \quad (\text{III.11})$$

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

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

m_3, m_4 : Débit du réfrigérant.

✚ **Analyse de l'Absorbeur**

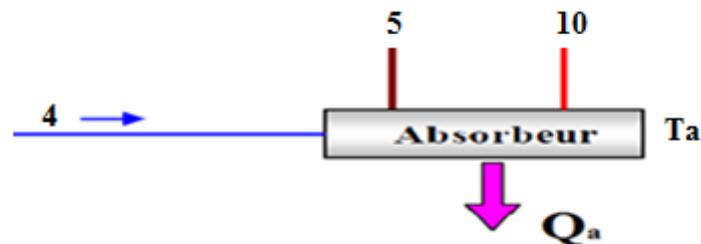


Figure III.5 : Absorbeur

✚ **Bilan massique :**

$$m_4 + m_{10} = m_5 \quad (\text{III.12})$$

$$m_4 + m_{10} X_2 = m_5 X_5 \quad (\text{III.13})$$

✚ **Bilan enthalpique :**

$$Q_a = m_4 h_4 + m_{10} h_{10} - m_5 h_5 \quad (\text{III.14})$$

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

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

m_5 : Débit massique de solution riche.

m_{10} : Débit massique la solution pauvre.

Pompe de solution

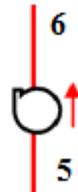


Figure III.6 : Pompe de solution

Bilan massique :

$$m_6 = m_5 \tag{III.15}$$

Bilan enthalpique :

$$h_6 = h_5 + (P_h - P_b) v_a \tag{III.16}$$

$$W_p = (P_h - P_b) v_a \tag{III.17}$$

m_6 : Débit de solution riche.

h_6 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la pression du condenseur.

v_a : Le volume spécifique de la solution riche à la température T_6

P_b : Pression d'entrée de pompe.

P_h : Pression de sortie de pompe.

Echangeur de solution



Figure III .7 : Echangeur

✚ Bilan massique

$$m_7 = m_6 \quad (\text{III.18})$$

$$m_8 = m_9 \quad (\text{III.19})$$

✚ Bilan enthalpique

$$T_9 = T_6 \cdot \varepsilon + T_g (1 - \varepsilon) \quad (\text{III.20})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{m_8}{m_6} (h_8 - h_9) \quad (\text{III.21})$$

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

ε : L'efficacité de l'échangeur de chaleur.

On peut établir les deux bilans massiques suivants au niveau de l'absorbeur :

$$m_4 + m_{10} = m_5 \leftrightarrow m_2 + m_8 = m_7 \quad (\text{Bilan global}) \quad (\text{III.22})$$

$$m_{10}X_{10} = m_5X_5 \leftrightarrow m_{10}X_{10} = m_7X_5 \quad (\text{Bilan du liBr}) \quad (\text{III.23})$$

On obtient donc :

$$m_8 = m_2 \frac{X_5}{X_{10} - X_5} \quad (\text{III.24})$$

$$m_7 = m_2 \frac{X_{10}}{X_{10} - X_5} \quad (\text{III.25})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$\text{FR} = \frac{m_7}{m_2} = \frac{x_{10}}{x_{10} - x_5} = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad \text{donc :} \quad (\text{III.26})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_2(h_4 - h_3)}{m_2h_1 + m_8h_8 - m_7(h_7 + h_5 - h_6)} \quad (\text{III.27})$$

Et finalement :

$$COP = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 + (FR-1) \cdot h_8 - FR \cdot (h_7 + h_5 - h_6))} \quad (\text{III.28})$$

L'efficacité du système η s'écrit :

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} = \frac{\frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR-1)h_8 - FR(h_7 + h_5 - h_6)}}{\left(\frac{T_g - T_a}{T_g}\right)\left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right)} \quad (\text{III.29})$$

Le COP , FR et η_e ainsi définis nécessitent la détermination des enthalpies massiques des différents points du cycle et ces dernières font appel aux propriétés thermodynamiques du couple H₂O/LiBr.

III.4. Propriétés thermodynamiques du couple (eau /bromure de lithium)

Dans toutes les corrélations qui suivent on admette que :

- ✚ Toutes les températures sont données en (°C)
- ✚ Toutes les enthalpies sont données en (kJ/kg)
- ✚ Toutes les pressions sont données en (kpa)
- ✚ Toutes les concentrations sont données en (%) (Par rapport au pourcentage de l'absorbant dans la solution)
- ✚ La densité du mélange est donnée en (Kg/l)

III.4.1. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure $P_{eq}(T_c)$

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température, une formule expérimentale est donnée par Dupré [24] :

$$P_{eq} = 22064 (e^\alpha) \quad (\text{III.30})$$

$$T_K = T_C + 273.15 \quad (\text{III.30.a})$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14} \quad (\text{III.30.b})$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K}(-7.85823\tau + 1.83991\tau^{1.5} - 11.781\tau^3 + 22.6705\tau^{3.5} - 15.9393\tau^4 + 1.77516\tau^{7.5}) \quad (\text{III.30.c})$$

III.4.2. Calcul de l'enthalpie de l'eau Liquide saturée en fonction de la température

$H_{\text{liq}}(T_C)$

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante [24] :

$$H_{\text{liq}} = \frac{\psi}{1000} \quad (\text{III.31})$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta \quad (\text{III.31.a})$$

$$T_K = T_C + 273.15 \quad (\text{III.31.b})$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14} \quad (\text{III.31.c})$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14} \quad (\text{III.31.d})$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K}(-7.85823 \cdot \tau + 1.83991 \cdot \tau^{1.5} - 11.781 \cdot \tau^3 + 22.6705 \cdot \tau^{3.5} - 15.9393 \cdot \tau^4 + 1.77516 \cdot \tau^{7.5}) \quad (\text{III.31.e})$$

$$P = 22064000 e^\alpha \quad (\text{III.31.f})$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K}(\alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991 \cdot \tau^{0.5} - 3 * 11.781 \cdot \tau^2 + 3.5 * 22.6705 \cdot \tau^{2.5} - 4 * 15.9393 \cdot \tau^3 + 7.5 * 1.77516 \cdot \tau^{6.5}) \quad (\text{III.31.g})$$

$$\gamma = 322 * \left\{ 1 + 1.99206 \cdot \tau^{\frac{1}{3}} + 1.10123 \tau^{\frac{2}{3}} - 5.12506 \cdot 10^{-1} \cdot \tau^{\frac{5}{3}} - 1.75263 \cdot \tau^{\frac{16}{3}} - 45.4485 \cdot \tau^{\frac{43}{3}} - 6.75615 \cdot 10^5 \cdot \tau^{\frac{110}{3}} \right\} \quad (\text{III.31.h})$$

$$\delta = 1000 * (-1135.481614639 - 5.71756.10^{-8}.\theta^{-19} + 2689.81.\theta + 129.889.\theta^{4.5} - 137.181.\theta^5 + 9.68874.10^{-1}.\theta^{54.5}) \quad (\text{III.31.i})$$

III.4.3. Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température

$H_{\text{vap}}(T_C)$

L'enthalpie de la vapeur de la vapeur d'eau est donnée par la formule empirique suivante

[24] :

$$H_{\text{vap}} = \frac{\psi}{1000} \quad (\text{III.32})$$

$$\psi = \delta + \frac{T_K}{\gamma} \cdot \beta \quad (\text{III.32.a})$$

$$T_K = T_C + 273.15 \quad (\text{III.32.b})$$

$$\tau = 1 - \frac{T_K}{647.14} \quad (\text{III.32.c})$$

$$\theta = \frac{T_K}{647.14} \quad (\text{III.32.d})$$

$$\alpha = \frac{647.14}{T_K} (-7.85823.\tau + 1.83991.\tau^{1.5} - 11.781.\tau^3 + 22.6705.\tau^{3.5} - 15.9393.\tau^4 + 1.77516.\tau^{7.5}) \quad (\text{III.32.e})$$

$$P = 22064000 e^\alpha \quad (\text{III.32.f})$$

$$\beta = \frac{-P}{T_K} (\alpha - 7.85823 + 1.5 * 1.83991.\tau^{0.5} - 3 * 11.781.\tau^2 + 3.5 * 22.6705.\tau^{2.5} - 4 * 15.9393.\tau^3 + 7.5 * 1.77516.\tau^{6.5}) \quad (\text{III.32.g})$$

$$\gamma = 322 * e^{\left\{ -2.02957\tau^{\frac{1}{3}} - 5.38107\tau^{\frac{4}{3}} - 17.3151\tau^3 - 44.6384\tau^{\frac{37}{6}} - 64.3486\tau^{\frac{71}{6}} \right\}} \quad (\text{III.32.h})$$

$$\delta = 1000 * (-1135.481614639 - 5.71756.10^{-8}.\theta^{-19} + 2689.81.\theta + 129.889.\theta^{4.5} - 137.181.\theta^5 + 9.68874.10^{-1}.\theta^{54.5}) \quad (\text{III.32.i})$$

III.4.4 Calcul de l'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffé en fonction de la pression et de la température $H_{\text{surch}}(P, T)$

$$H_{\text{surch}} = h_1 + C_p(T_2 - T_3) \quad (\text{III.33})$$

$$T_1 = T_{\text{eq}}(P) \quad (\text{III.33.a})$$

$$h_1 = H_{\text{vap}}(T) \quad (\text{III.33.b})$$

$$T_2 = T + 273.15 \quad (\text{III.33.c})$$

$$T_3 = T_1 + 273.15 \quad (\text{III.33.d})$$

$$PP = \frac{P}{100}$$

$$A_0 = 2.041210 \cdot 10^3 - 4.040021 \cdot 10^1 PP - 4.809500 \cdot 10^{-1} PP^2$$

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 \cdot 10^{-2} PP + 7.5175370 \cdot 10^{-4} PP^2$$

$$A_2 = 3.383117 \cdot 10^{-4} - 1.975736 \cdot 10^{-5} PP - 2.874090 \cdot 10^{-7} PP^2$$

$$A_3 = 1.707820 \cdot 10^3 - 1.6994196 \cdot 10^1 T_3 + 6.2746295 \cdot 10^{-2} T_3^2 - 1.0284259 \cdot 10^{-4} T_3^3 + 6.4561298 \cdot 10^{-8} T_3^4$$

$$C_p = A_1 + A_2(T_2 + T_3) + A_3 \frac{1 - e^{-\frac{T_3 - T_2}{45}}}{T_2 - T_3} \quad (\text{III.33.e})$$

III.4.5. Calcul de la pression d'équilibre du mélange (H₂O/LiBr) en fonction de T et X : P(T, X)

La corrélation qui donne la relation entre la pression de saturation et la température et la concentration de la solution (H₂O/LiBr) est donnée par :

$$P_{\text{equibr}} = P_{\text{eq}}^{\text{H}_2\text{O}}(\tau_H) \quad (\text{III.34})$$

$$\tau_H = \frac{T - BB}{AA} \quad (\text{III.34.a})$$

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i * X^i$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i * X^i$$

AA ₁	- 0.00068242821	BB ₁	+0.16634856
AA ₂	+ 0.0005873619	BB ₂	-0.055338169
AA ₃	- 0.00010278186	BB ₃	+0.011228336
AA ₄	+ 0.0000093032374	BB ₄	- 0.001102839
AA ₅	-0.0000004822394	BB ₅	+ 0.000062109464
AA ₆	+0.000000015189038	BB ₆	- 0.0000021112567
AA ₇	-2.9412863.10 ⁻¹⁰	BB ₇	+0.000000043851901
AA ₈	+3.4100528. 10 ⁻¹²	BB ₈	- 5.4098115. 10 ⁻¹⁰
AA ₉	-2.167148. 10 ⁻¹⁴	BB ₉	+ 3.6266742. 10 ⁻¹²
AA ₁₀	+5.7995604. 10 ⁻¹⁷	BB ₁₀	-1.0153059.10 ⁻¹⁴

III.4.6 Calcul de la température d'équilibre du mélange H₂O/LiBr en fonction de P et X :

$T_{equibr}(P, X)$

$$T_{equibr} = BB + AA * \tau_C \quad (III.35)$$

$$AA = 1 + \sum_{i=1}^{10} AA_i * X^i \quad (III.35.a)$$

$$BB = 0 + \sum_{i=1}^{10} BB_i * X^i \quad (III.35.b)$$

$$\tau_C = T_{eq}^{H_2O}(P) \quad (III.35.c)$$

III.6.7 Calcul de l'enthalpie du mélange (H₂O/LiBr) en fonction de T et X : $H_{LiBr}(T, X)$

Pour calculé la relation entre l'enthalpie, la température et la concentration on a [24] :

$$H_{LiBr} = X_i * H_1 + (1 - X_i) * H_{Liq}(T) + D_H \quad (III.36)$$

$$H_1 = 0.5086682481.10^3 - 0.1862407335.10^2 * T + 0.9859458321.10^{-1}*T^2 - 0.2509791095.10^{-4} * T^3 + 0.4158007710.10^{-7} * T^4 \quad (III.36.a)$$

$$C_1 = -0.1021608631.10^4 + 0.3687726426.10^2 * T - 0.1860514100 * T^2 -$$

$$0.7512766773.10^{-5} * T^3$$

$$C_2 = -0.5333082110.10^3 + 0.4028472553.10^2 * T - 0.1911981148 * T^2 -$$

$$C_3 = 0.4836280661 \cdot 10^3 + 0.3991418127 \cdot 10^2 * T - 0.1992131652 * T^2$$

$$C_4 = 0.1155132809 \cdot 10^4 + 0.3335722311 \cdot 10^2 * T - 0.1782584073 * T^2$$

$$C_5 = 0.6406219484 \cdot 10^3 + 0.1310318363 \cdot 10^2 * T - 0.7751011421 \cdot 10^{-1} * T^2$$

$$X_i = \frac{X}{100}$$

$$DX_1 = 2 * X_i - 1$$

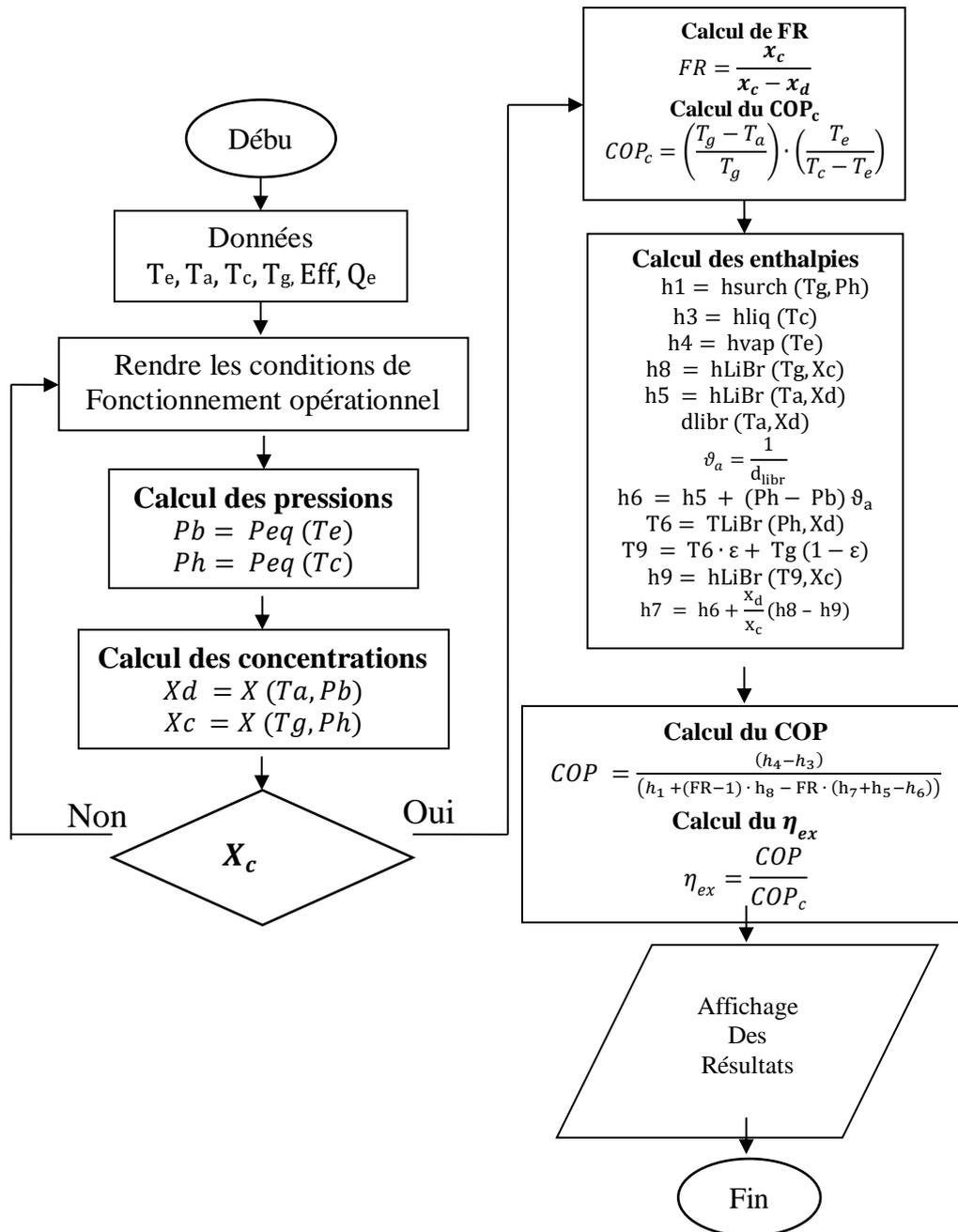
$$D_H = (C_1 + C_2 * DX_1 + C_3 * DX_1^2 + C_4 * DX_1^3 + C_5 * DX_1^4) * X_i * (1 - X_i) \quad (\text{III.36.b})$$

III.4.8 Calcul de la densité du mélange (H₂O/LiBr) en fonction de T et X : $d_{\text{LiBr}}(T, X)$

La densité du mélange peut être calculée par l'équation donnée par [24] :

$$d_{\text{LiBr}} = \frac{1145.36 + 4.7084 * X + 0.137479 * X^2}{1000} - (33.3393 + 0.571749 * X) * \frac{(T + 273.15)}{100000} \quad (\text{III.37})$$

III.5. Organigramme du programme FORTRAN



III.6. Conclusion

Dans ce chapitre et on a fait Modélisation Thermodynamique une en se basant sur le bilan de masse et d'enthalpique dans chaque composant ce qui nous permet de simuler la machine et d'étudier ses performances en faisant une étude paramétrique.

CHAPITRE IV
VALIDATION ET DISCUSSION DES
RESULTATS

IV.1. Introduction

Cette partie comporte deux étapes :

- ✚ Dans la première étape, nous avons essayé de valider les résultats obtenus, à l'aide du modèle élaboré dans ce travail, en les comparants à ceux obtenus par d'autres auteurs.
 - Romero et Al [25] pour le H₂O/LiBr.
- ✚ Dans la deuxième partie, nous avons fait une Analyse Paramétrique Du Comportement d'une Machine a Absorption utilisant le Couple H₂O / LiBr, en prenant comme configuration une pompe à chaleur à simple effet avec échangeur de solution.

IV.2. Validation des résultats

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

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

Sur la figure **IV.1**, nous avons comparé les résultats de la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur, pour une PAC utilisant le couple LiBr/H₂O, à ceux obtenus par Romero et Al. [25]

Les conditions de fonctionnement sont :

En mode climatisation $T_e = 2 \text{ °C}$; $T_c = 30 \text{ °C}$; $T_a = 30 \text{ °C}$, avec le couple H₂O/LiBr

On obtien les résultats suivants :

T_g	$COP_{Romero\ et\ Al}$	$COP_{Programme}$
65	0,47	0,5084
70	0,62	0,6180
75	0,67	0,6750
80	0,70	0,6949
85	0,71	0,7118
90	0,72	0,7185

Tableau IV.1 : Comparaison du COP avec les données de Romero et Al.

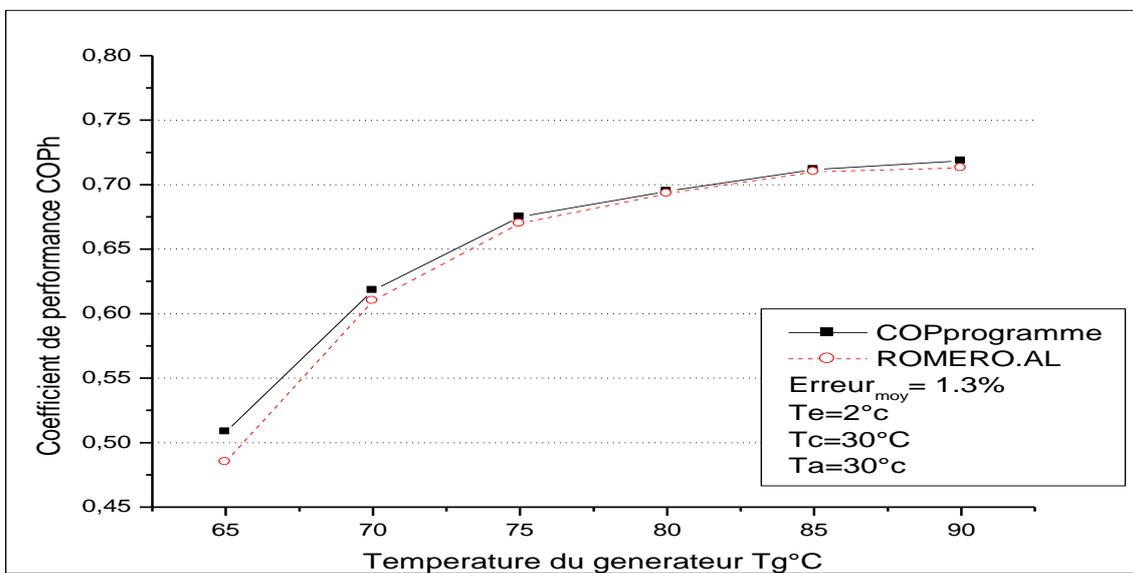


Figure IV.1 : Comparaison du COP_h avec les données de Romero et al, pour le couple $H_2O/LiBr$. [25]

On peut voir que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur jusqu'à un maximum, ensuite elle amorce une légère diminution (figure IV.1).

Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de Romero et al [25] Pour le couple eau - bromure de lithium.

Les différences, qui restent toutefois négligeables (erreur moyenne inférieur à 2 %) sont dues aux hypothèses utilisées comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés.

IV.3. Analyse paramétrique du comportement d'une machine a absorption utilisant le couple H₂O / LiBr

IV.3.1. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution EFF sur le COP

Pour des températures (T_a , T_e , T_c) connus et une valeur de (T_g) variable on va étudier l'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur le COP. Pour $T_a=40$ °C, $T_c= 43$ °C et $T_e= 5$ °C.

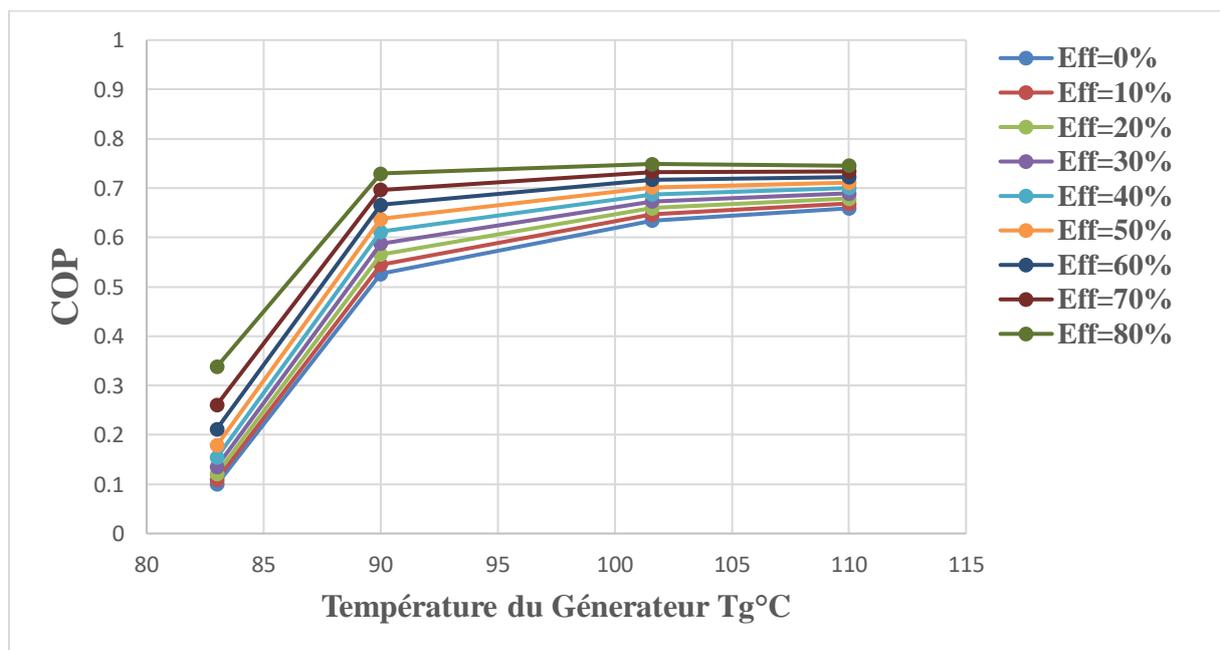


Figure IV.2 : variation du (COP) pour différentes efficacités de l'échangeur de solution.

Dans la **Figure IV.2**. On a présenté la variation du **COP** en fonction de la température du générateur **T_g**, pour différentes valeurs de l'efficacité de l'échangeur de solution **EFF**. On a remarqué que le **COP** augmente avec les valeurs croissantes d'**EFF**. D'un autre côté, le **COP** subit un accroissement aigue en variant **T_g** dans la plage 83°C, 95°C, et manifeste une tendance vers une valeur asymptotique lorsque $T_g > 95$ °C.

IV.4. Fonctionnement et limites du cycle à simple effet avec le couple eau - bromure de lithium.

Nous allons voir, dans ce qui suit, les performances d'un cycle à simple effet fonctionnant avec le bromure de lithium-eau et voir les limites de fonctionnement due à la cristallisation en fonction des différentes températures du cycle.

IV.4.1. L'effet de la température du générateur T_g sur le coefficient de performance COP .

On fixe $T_e=5^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$, et on calcul la variation du coefficient de performance COP pour le bromure de lithium en fonction de la température du générateur T_g pour des températures d'absorption allant de 20°C à 50°C .

La **Figure IV.3** montre la variation du coefficient de performance en fonction de température du générateur.

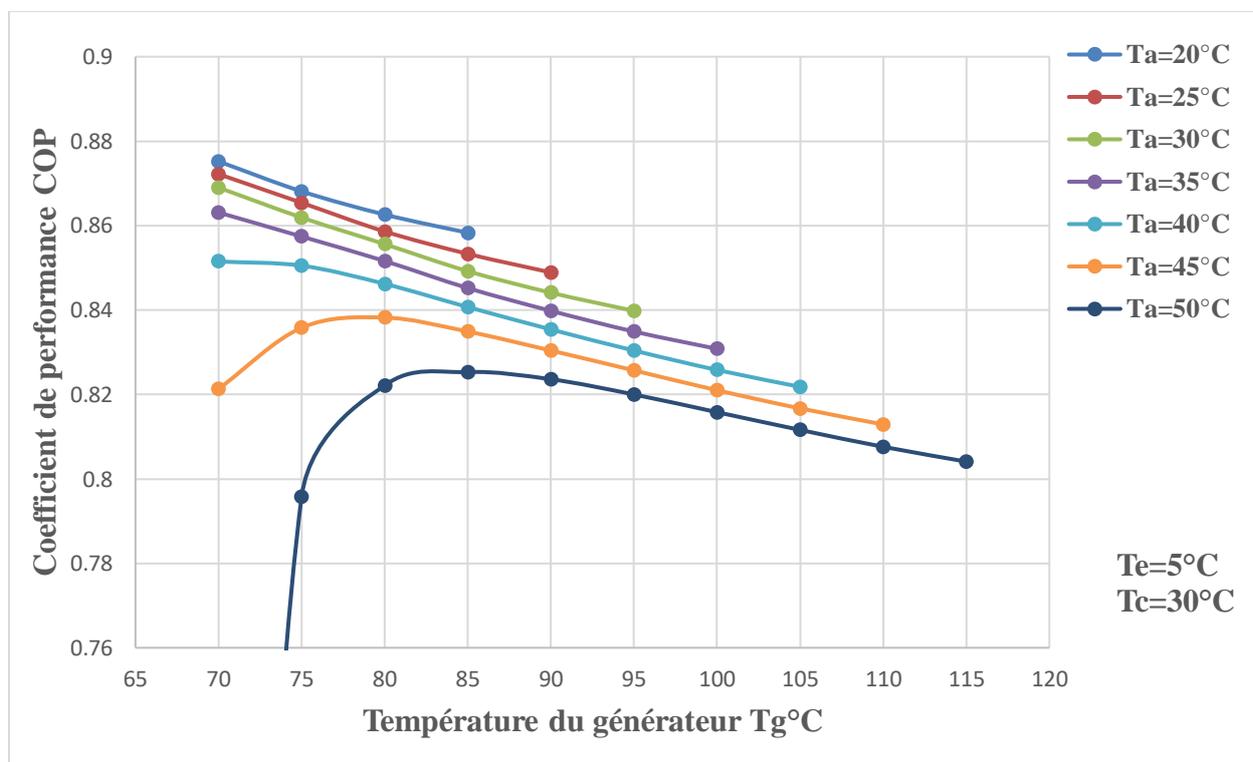


Figure IV.3: Variation du coefficient de performance COP en fonction de T_g pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

D'après les résultats présentés dans la **Figure IV.3**, l'augmentation de la température du générateur et de l'absorbeur, conduisent à diminution du **COP**. La valeur du COP diminue avec l'augmentation de la température T_g du générateur. On remarque que pour chaque température d'absorption donnée, nous avons une limite $T_{g\ max}$ pour laquelle le cycle ne peut pas fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Sur le tableau suivant, nous avons noté la limite $T_{g\ max}$ pour des différentes températures d'absorption.

Tableau IV.2: limite de cristallisation $T_{g\ max}$ en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_e = 5\ ^\circ\text{C}$ et $T_c = 30\ ^\circ\text{C}$

$T_a\ ^\circ\text{C}$	$T_{g\ max}\ ^\circ\text{C}$
20	85
25	90
30	95
35	100
40	105
45	110
50	115

On voit que la limite $T_{g\ max}$ augmente avec la température d'absorption.

IV.4.2. L'effet de la température du condenseur T_c sur le coefficient de performance COP.

On fixe $T_e = 5^\circ\text{C}$, $T_g = 95^\circ\text{C}$ et fait varier la température de condensation de 25°C à 70°C .

Pour différentes températures d'absorption allant de 20°C à 50°C .

L'évolution du coefficient de performance en fonction de la température de condensation, pour différentes températures d'évaporation est illustrée sur la **Figure IV.4**

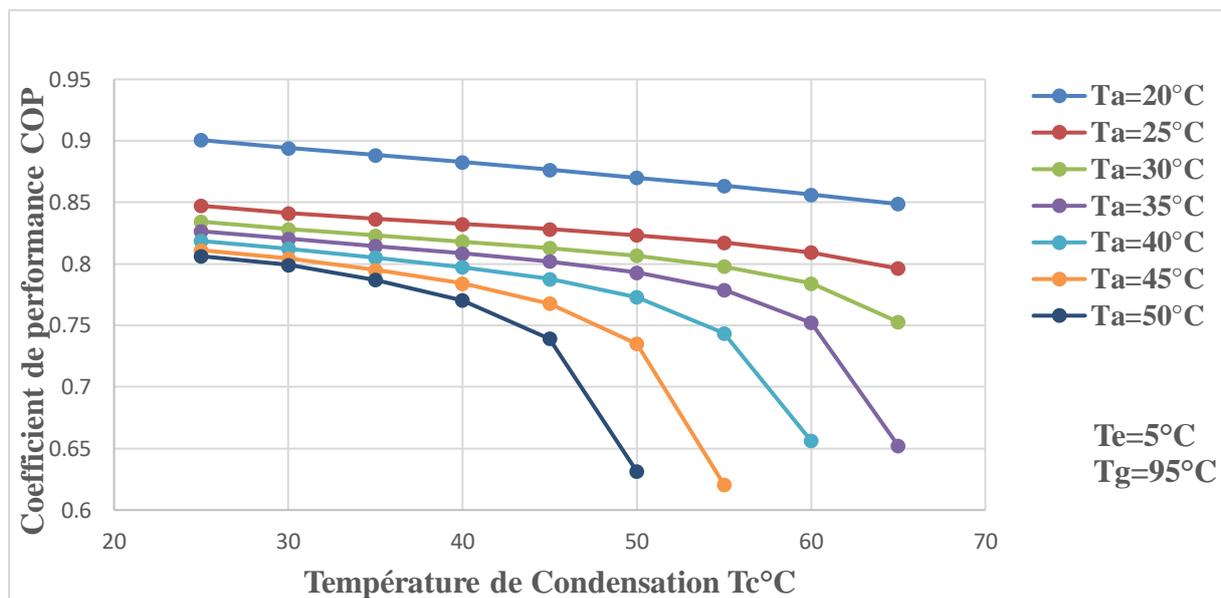


Figure IV.4 : Variation du coefficient de performance COPh en fonction de T_c pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

On remarque la diminution de **COP** en fonction de l'augmentation de la température de condensation T_c , et cette diminution devient de plus en plus importante au fur et à mesure que la température d'absorption augmente. En effet, La valeur du COP chute considérablement aux températures de condensation élevées.

On remarque sur la figure IV.4 qu'il y'a une limite de fonctionnement du cycle T_c min en dessous de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Cette limite ne dépend pas de la température d'absorption et elle est constante est-elle égale à $T_c \text{ min} = 25^\circ\text{C}$ au condition de fonctionnement suivantes $T_e = 5^\circ\text{C}$, $T_g = 95^\circ\text{C}$.

IV.4.3. L'effet de la température de l'évaporateur T_e sur le coefficient de performance COP.

On fixe $T_c = 30^\circ\text{C}$, $T_g = 85^\circ\text{C}$; et on calcule le COP frigorifique en fonction de la température d'évaporation Pour différente température d'absorption allant de. 20°C à 50°C .

Sur la figure IV.5, on montre la variation du coefficient de performance COP pour le bromure de lithuim-eau, avec la température de l'évaporateur T_e

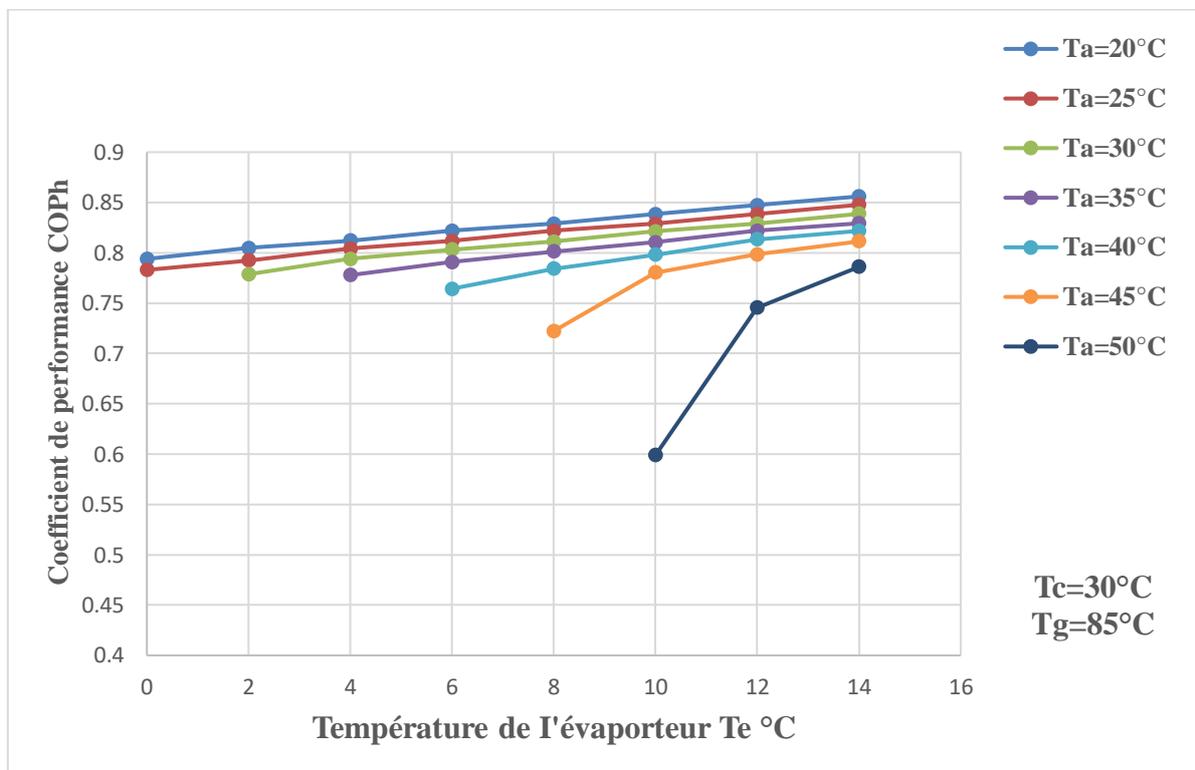


Figure IV. 5 : Variation du coefficient de performance COP en fonction de T_e pour H2O/LiBr

On peut voir que la valeur du COP augmente avec la température T_e de l'évaporateur Lorsque la température de l'évaporateur augmente, la quantité de chaleur à extraire est réduite. Il en résulte une augmentation du coefficient de performance du système. Cependant, l'accroissement de la température d'absorption provoque une diminution de la valeur de COP .

On constate que, pour chaque température d'évaporation donnée, on a une limite $T_{e \text{ min}}$ au-dessous de laquelle le cycle ne peut plus fonctionner à cause du risque de la cristallisation.

Sur le tableau suivant, nous avons noté la limite $T_{e \text{ min}}$ pour des différentes températures d'absorption

Tableau IV.3 : limite de cristallisation $T_{e \text{ min}}$ en fonction de la température d'absorption T_a pour $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $T_g = 85^\circ\text{C}$.

T_a °C	$T_{e \text{ min}}$ °C
20	0
25	0
30	2
35	4
40	6
45	8
50	10

Pour des températures d'évaporation assez basses le fonctionnement sera impossible au fur et à mesure que la température d'absorption diminue, c'est-à-dire pour une température d'absorption $T_a = 35^\circ\text{C}$ il faut que la température de l'évaporateur soit supérieur à 4°C Pour prévoir le risque de cristallisation.

IV.5. Conclusion

Dans ce travail, la simulation numérique d'un cycle a absorption (H₂O/LiBr), a été réalisée. Où l'effort est surtout focalisé sur l'effet des températures de fonctionnement sur le rendement global de la machine interprété par son coefficient de performance COP.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était d'étudier les performances des machines à absorption simple effet fonctionnant avec le couple Eau et du Bromure de lithium (H₂O/LiBr) et voir les limites de fonctionnement due à la cristallisation en fonction de différentes températures du cycle. Pour cela un programme en fortran a été réalisé afin d'analyser l'effet des températures (T_e , T_g , T_a , T_c) sur les performances et du système.

Ce programme est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium (H₂O/LiBr).

Dans un système à absorption Le coefficient de performance (COP), et un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. En ce qui concerne l'effet des différentes températures du cycle sur le COP, les vérifications effectuées conduisent à :

- Le coefficient de performance croit avec l'augmentation de la température du générateur, et il y'a une valeur T_g max pour laquelle le COP atteint son maximum donc il est plus pratique de faire travailler à cette valeur et de ne pas aller au-delà de celle-ci.
- L'augmentation de la température d'absorption fait chuter le COP, donc il est préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur.
- La diminution du (COP) est importante pour des températures de condensation élevée et de même pour des températures d'évaporation basses.

Pour un meilleur fonctionnement du cycle, il est plus judicieux, si possible, de choisir des températures de condensation et d'évaporation de telle sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire ($T_c - T_e$) soit le plus réduit.

Le fonctionnement d'un cycle d'absorption avec le couple bromure de lithium-eau est limité par le risque de cristallisation, cette limite dépend essentiellement de la température d'absorption T_a et de désorption T_g parce que ces deux températures ont une influence directe sur les concentrations de la solution pauvre X_{ab} et riche X_{ge} qui doivent être inférieur à 70%. Le fonctionnement de la machine avec ce couple est limité par la cristallisation et ne peut pas fonctionner aux températures inférieures à zéro.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] C.Schein, R.Radermacher, Scroll compressor simulation model. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123 (2001) Pages 217-225.
- [2] Marynowski T, Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit, Université de Sherbrooke, 2007
- [3] 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.
- [4] Mohamed Amziane Amziane, Etude Comparative Entre Les Systèmes De Climatisation Classiques Et Solaires Application à La Climatisation d'un Immeuble, thèse de magister, Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, 2014.
- [5] U. Abou, B.Belkaid, 'Theme', pp.2012-2013, 2013.
- [6] Gearoid Falay, Robert Devant, Richard Sweatsen the future of absorption technology in America. Advanced Building System 2001.
- [7] Mohamed lamine Chougui, simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel, thèse de magister, université mentouri Constantine 2010.
- [8] EE IIT, Kharagpur, India ,2008.
- [9] R.Fathi, S.Ouaskit, Performance of solar LiBr-Water absorption refrigeration systems, Rev.Energ.Ren, Journées de Thermique : pp.73-78, 2001.
- [10] S. Aphornratana et al, "Experimental studies of a single-effect refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance «Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2007) 658-669.absorption
- [11] O.Kizilkan, A.Sencan, S.A.Kalogeria, Thermo economic optimisation of a LiBr absorption refrigeration system, Chemical Engineering and Processing, vol.46, pp.1376-1384, 2007.

- [12] A. Salah et al, "Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions", *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 29–36.
- [13] J.Patek, J.Klomfar, A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration*, Vol.29, pp.566-578, 2006.
- [14] K.A.Joudi, A.H.Lafta, Simulation of a simple absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, vol.42; pp.1575-1605, 2001.
- [15] J.Cap, B.Stutz, F.Huaylla, Specter d'absorption (H₂O), pp.700-700.
- [16] K. E. Herold, R. Radermacher et S. A. Klein, « ABSORPTION CHILLERS AND HEAT PUMPS », Nex York: CRC Press, 2016.
- [17] G.A Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tasso, L.C. Wrobel « Design and construction of a LiBr-water absorption machine », *Energy conversion management*, 2003.
- [18] Y.F.Ding, F.C.Sun, C.X.Zhang, Experimental research on jet injector used in slag pneumatic conveying, *China Powder Science and Technology*, 2014.
- [19] Jean Castaing-Lasvignottes, Olivier Marc, Erwin Franquet, Stéphane Gibout, Modélisation et simulation dynamique d'une machine frigorifique à absorption H₂O/LiBr, *Application Solaire*, 2008.
- [20] Jannot Yves, *Thermique solaire*, 2003.
- [21] Bennoui Mohamed Salah, *Optimisation Des Procédés De Climatisation Solaire*, thèse de magister, Université de Constantine 2013.
- [22] Abakar .A .H, Expérimentation des régimes transitoire d'une pompe à chaleur à absorption (eau, ammoniac) destiné à la climatisation solaire, thèse insa de Lyon(1981).
- [23] M. Semanani-Rahbar, P. Le Go, Utilisation de couples d'hydrocarbures dans les frigo-pompes et les thermo-frigo-pompes à absorption, *International journal of refrigeration*, vol. 25, n. 1, pp. 75-88, 2002

[24] Castaing-Lasvignottes, J. « Aspects thermodynamiques et technicoéconomiques des systèmes à absorption liquide. » CNAM, Institut Français du froid industriel 51 (2001).

[25] Romero RJ, Rivera W, Gracia J, Best R. Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/ lithium bromide. *Appl Therm Eng* 2001; 21:1137–47.

Résumé

L'objectif de ce travail était d'étudier les performances des machines à absorption simple effet fonctionnant avec le couple Eau et du Bromure de lithium (H₂O/LiBr) et voir les limites de fonctionnement due à la cristallisation en fonction de différentes températures du cycle. Pour cela un programme en fortran a été réalisé afin d'analyser l'effet des températures (Te, Tg, Ta, Tc) sur les performances et du système.

Ce programme est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium (H₂O/LiBr). L'étude paramétrique a conduit à ce que Les températures de l'évaporateur (Te) et celle du générateur (Tg) ont le plus d'influence sur le système, Pour un meilleur fonctionnement du cycle, il est plus judicieux, si possible, de choisir des températures de condensation et d'évaporation de telle sorte que l'écart entre elles ; c'est-à-dire (Tc – Te) soit le plus réduit.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة أداء آلات الامتصاص أحادية التأثير التي تعمل مع زوجي الماء وبروميد الليثيوم (H₂O / LiBr) ومعرفة حدود التشغيل بسبب التبلور كدالة لدرجات حرارة مختلفة للدورة. للقيام بذلك ، تم إنتاج برنامج FORTRAN لتحليل تأثير درجات الحرارة (Te ، Tg ، Ta ، Tc) على الأداء و النظام. يعتمد هذا البرنامج على معادلات توازن الكتلة والطاقة والخصائص الديناميكية الحرارية والفيزيائية للحل الثنائي المكون من الماء و برميد الليثيوم (H₂O / LiBr) . وقد أدت الدراسة البارامترية إلى حقيقة أن المبخر (Te) ودرجات حرارة المولد (Tg) لهما تأثير كبير على النظام ومن اجل تشغيل أفضل للدورة و يكون الأمر أكثر فائدة إذا أمكن لاختيار التكتيف ودرجات حرارة التبخر بحيث الفجوة بينهما (Tc - Te) هي الأصغر.

Abstract

The objective of this work was to study the performance of single-effect absorption machines operating with the couple Water and Lithium Bromide (H₂O / LiBr) and to see the operating limits due to cristallisation as a function of different cycle temperatures. . To do this, a FORTRAN program was produced to analyze the effect of temperatures (Te, Tg, Ta, Tc) on performance and on the system.

This program is based on the mass and energy balance equations and the thermodynamic and physical properties of the binary solution composed of water and lithium bromide (H₂O / LiBr). The parametric study led to the fact that the temperatures of the evaporator (Te) and that of the generator (Tg) have the most influence on the system, For a better operation of the cycle, it is wiser, if possible, to choose condensation and evaporation temperatures so that the gap between them; that is, (Tc - Te) is the smallest.