



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 : Energétiques

Réf. :

Présenté et soutenu par :
BERIBECHE Nacereddine

Le : mercredi 10 juillet 2019

Analyse EXERGETIQUE du cycle à ABSORPTION simple effet fonctionnant avec le couple H₂O / LiBr

Jury :

M.	LAKROUNE Abdelghani	MAA	Université de biskra	Rapporteur
M.	CHOUCHENE Nacer	MCA	Université de biskra	Président
M.	BELGHAR Noureddine	MCA	Université de biskra	Examineur

Année universitaire : 2018 - 2019

REMERCIEMENTS

Je voudrais remercier en remerciant Dieu, ma famille, mes amis, plus particulièrement mes parents et également tous les membres du jury qui ont daigné juger ce modeste travail, notamment mon encadreur Mr : LAKROUNE Abdelghani pour son soutien précieux.

TABLA DES MATIERES

REMERCIEMENT.....	i
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
NOMENCLATURE	ix
INTRODUCTION GENERALE	1

CHAPITRE I

GENERALITE SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION

Introduction.....	3
I.1. Définition d'une machine frigorifique.....	3
I.2. Historique des machines frigorifiques à absorption.....	4
I.3. Principe de l'absorption.....	5
I.4. Système frigorifique à absorption à simple effet (H ₂ O /LiBr).....	6
a- Le condenseur.....	7
b- L'évaporateur	7
c- Le générateur	7
d- L'absorbeur	7
I.5. Intérêt de la production de froid par absorption	9
I.6. Les couples fluides pour les machines à absorption	10

a. le couple : H ₂ O/LiBr.....	10
b. le couple : NH ₃ /H ₂ O	11
I.7. Critères de choix du couple binaire.....	11
I.8. Diagrammes thermodynamiques utilisés pour les cycles à absorption...12	
✓ Diagramme d'Oldham.....	12
✓ Diagramme de Merkel.....	13
Conclusion.....	16

CHAPITRE II

ANALYSE EXERGETIQUE DES MACHINES A ABSORPTION

Introduction.....	16
II.1. Historique et définition.	16
II.2Analyse exergetique.	17
II.3. Les différences forme d'exergie	18
II.3.1. Exergie associée à la matière.....	19
II.3.2. Exergie associée à un travail mécanique.....	19
II.3.3. Exergie associée à une quantité de chaleur	19
II.4. Critères d'évaluation exergetique.	20
II.4.1. Efficacité exergetique.....	20
II.4.2. Rendement exergetique... ..	20
II.5. Expression du bilan d'exergie.....	20
Conclusion	23

CHPITRE III

MODELISATION THERMODYNAMIQUE

Introduction	25
III .1. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution	24
III.2.les hypothèses de calcul.....	24
III.3. Analyse du cycle à simple effet avec échangeur de chaleur	26
III .3.1.Analyse du générateur.....	27
III .3.2. Analyse du condenseur:	28
III .3.3. Analyse du détendeur (vanne d'expansion).....	28
III .3.4.Analyse d'évaporateur... ..	29
III .3.5.Analyse de l'absorbeur.....	30
III .3.6.Analyse de la pompe.....	30
III .3.7.Analyse de l'échangeur de solution.....	31
III.4. Détermination du coefficient de performance COP:	31
III.5. Détermination du coefficient de performance de Carnot(COP_c).	32
III.6.Le rendement EXERGETIQUE du machine à simple effet(η_{ex})	32
III.7.Relation entre les différents débit de masse	33
III.8.Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.	34
III.8.1. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure.....	34
III.8.2. Calcul de l'enthalpie de l'eau pure	34
III.8.3. Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée de l'eau	34
III.8.4. Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffé.....	35
III.8.5. Calcul de la pression d'équilibre du mélange($H_2O/LiBr$).....	35
III.8.6. Calcul de l'enthalpie du mélange ($H_2O/LiBr$) $h(T, X)$	36
III.9. Organigramme du programme FORTRAN	38
Conclusion.....	39

CHAPITRE IV

VALIDATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

Introduction	41
IV.1. Validation des résultats	40
IV.1.1. Validation par rapport au (COP).....	40
IV.1.2. Validation par rapport au (FR).....	41
IV.2. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur $le\eta_{ex}$	42
IV.3. L'effet de la température du générateur (T_g) sur (η_{ex}).....	43
IV.4. L'effet de la température de condensation T_c sur η_{ex}	45
IV.5. L'effet de la température de l'absorbeur (T_a) sur le η_{ex}	46
IV.6. L'effet de la température de l'évaporateur (T_e) sur le η_{ex}	47
CONCLUSION GENERALE.....	49
BIBLIOGRAPHIE.....	51

LISTE DES FIGURES

Figure I.1: système tritherme $T_c > T_i > T_f$	6
Figure I.1: système tritherme $T_i > T_c > T_f$	6
Figure I.3: Machine frigorifique à absorption à simple effet.....	6
Figure I.4: installation avec échangeur de solution.....	8
Figure 1.5 : Variation du <i>COP</i> pour différente efficacité de l'échangeur de solution.....	9
Figure I.6 : Diagramme de d'Oldham du couple (H ₂ O-LiBr).....	13
Figure I.7 : Diagramme de Merclé du couple (H ₂ O-LiBr).....	14
Figure II.1: Bilan entropique d'un système ouvert.....	17
Figure II.2: Schéma représentatif d'un système ouvert.....	17
Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet.....	25
Figure III.2 : schéma d'un volume de contrôle.....	26
Figure III.3: Schéma du générateur ou désorbeur.....	27
Figure III.4: Schéma du condenseur.....	28
Figure III. 5: Schéma de la vanne d'expansion..... ;.....	28
Figure III. 6: Schéma de l'évaporateur..... ;.....	29
Figure III.7: Schéma de l'absorbeur..... ;.....	30
Figure III.8 : Schéma de la pompe.....	30
Figure III. 9: Schéma de l'échangeur de solution.....	31

Figure IV.1 : comparaison du (COP) en fonction de(T_g) avec les données de Romero et al.....	42
Figure IV.2 : Comparaison du (FR) en fonction de (T_g) avec les données Saravanan et Maiya.....	42
Figure IV.3 : variation du (COP) pour les différentes efficacités de l'échangeur desolution.....	43
Figure IV.4 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_g).....	44
Figure IV.5 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_c).....	45
Figure IV.6 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_a).....	46
Figure IV.7 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_e).....	47

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1 : Les coefficients (A, B) pour le calcul de T_{sol}	36
Tableau III.2 : Le coefficient (A, B) pour le calcul de h (T, X).....	36
Tableau III.3 : Le coefficient (A, B, C) pour le calcul de h (T, X).....	37
Tableau IV.1 : Comparaison du COP en fonction de Tg avec les données de Romero et Al.....	41
Tableau IV.2 : comparaison du (FR) en fonction de(Tg) avec les données de Saravanan et Maiya	42

Nomenclature

Nomenclature	Désignation	Unité
COP	Coefficient de performance	Sans dimension
Eff	Efficacité de l'échangeur de solution	Sans dimension
EX	Exergie	KJ/Kg
FR	Taux de circulation	Sans dimension
H	Enthalpie massique	KJ/Kg
P	Pression	Pa , bar
Q	Energie thermique	KW
S	Entropie	KJ/(Kg.K)
T	Température	K , °C
X	Titre de frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	(%)
W	Travail	KJ/Kg

Liste des symboles grec

	Le rendement
--	--------------

Liste des indices

Indices	Désignation
Ab	Absorption
B	Basse
C	Carnot, condenseur, concentré

Cin	Cinétique
Chim	Chimique
D	Destruction, déliée
E	Entrée
Ech	Echangeur
Ev	Evaporateur
Eq	Equilibre
G	Générateur
H	Haute
Liq	Liquide
Mél	Mélange
P	Pompe
Phy	Physique
Pot	Potentiel
Vap	Vapeur
S	Sortant
Surch	Surchauffée

Introduction Générale

Les machines à absorption sont des systèmes polyvalents en termes d'utilisation de l'énergie primaire, ils peuvent être capable 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.

La possibilité de ce système d'utiliser les déchets industriels fait de lui une solution rentable pour assurer les besoins frigorifiques de plusieurs complexes industriels.

Pour rendre cette technologie plus concurrentielle vis-à-vis de la climatisation à compression, il importe d'améliorer leurs performances. C'est la raison pour laquelle les ingénieurs utilisent des méthodes, qui font appel au rendement énergétique ou le coefficient de performance COP des systèmes qui est défini comme un rapport entre l'énergie utile et l'énergie utilisée, ces énergies pouvant être du même type ou de types différents (chimique, thermique, mécanique, électrique, etc.).

Une telle définition du COP pose un problème de cohérence puisque chaleur et travail mécanique sont comptés de la même manière ou dénominateur.

Ces deux formes d'énergie ont pourtant :

- Des couts économiques différents.
- Des couts en énergie première différents.
- Des impacts sur l'environnement différents.

Le même problème émerge l'orque l'on compare ces machines conventionnelles aux machines à compression mécanique. Cette notion de COP n'est pas donc suffisante et de telles comparaisons doivent être effectuées sur le rendement exergetique, associer l'EXERGIE dans les analyses du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types Comme une combinaison du premier et deuxième principe de la thermodynamique. L'analyse devient nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique.

La théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle nous donne une étude plus précise et permet de cibler le composant source d'irréversibilité par simple calcul de l'efficacité exergetique.

C'est la raison pour laquelle, dans ce travail, nous avons fait une analyse exergetique de la machine à absorption simple effet fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr doté d'un échangeur de solution qui a pour rôle de récupérer la chaleur produite pour la réutiliser, cette analyse nous a permis l'identification des paramètres pouvant influencer l'efficacité du système à absorption et donc de cibler le composant à optimiser pour obtention un meilleur fonctionnement.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une des généralités concernant les machines à absorption, les différents cycles et les mélanges utilisés comme fluide de travail utilisés dans ces machines.

L'analyse exergetique détaillée basée sur le premier et deuxième principe de la thermodynamique, est exposé dans le chapitre deux.

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 en se basant sur le rendement exergetique η_{ex} sont rassemblés dans le quatrième chapitre

CHAPITRE I
GENERALITE SUR LES MACHINES
FRIGORIFIQUES A ABSORPTION

Introduction

Le présent chapitre traite trois parties, la partie sur les machines frigorifiques et ces classifications par source d'énergie absorbée, on aborde avec détail le Principe de fonctionnement des systèmes frigorifiques à absorption, la deuxième partie on présente les critères de choix du couple binaire et les caractéristiques des fluides utilisés dans ces machines et la partie trois sur les diagrammes utilisés par la machine à absorption.

I.1. Définition d'une machine frigorifique [1]

La machine frigorifique, c'est un système thermodynamique qui produit le froid, On peut définir la production du froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante.

Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène) qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation.

Le fluide dit frigorigène reçoit de la chaleur de la source froide ($Q_e > 0$), fournit de la chaleur à la source chaude ($Q_c < 0$) et reçoit du travail de la part de l'utilisateur ($W > 0$).

Il existe principalement deux types de système frigorifique on cite [2]

- **Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique (ou électrique) :**

Parmi ces systèmes, on trouve essentiellement les systèmes frigorifiques à **compression de vapeur** qui transfèrent de l'énergie calorifique d'un niveau de température inférieur T_f vers un niveau de température supérieur T_i . Ils sont donc au moins **dithermes**.

- **Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie calorifique :**

Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique. Ils sont constitués d'au moins trois sources de chaleur dites **trithermes**:

*Source froide , à la température T_f

*Source intermédiaire ou puits de rejet thermique à la température T_i

*Source fournissant de la chaleur " motrice" à la température T_c

I.2. Historique des machines frigorifiques à absorption

La première machine frigorifique a été conçue en 1877 par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange a cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité [3,4]. 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 ammoniaque (*frigorigène*), eau (*absorbant*) [5,3]. 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 [3].

A partir de 1880, Linde «Linde'sIce 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 [3].

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation [3, 5]. 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 [3].

Dés 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 [3].

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, (Les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane).

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenue 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.

I.3. Principe de l'absorption

Du point de vue de l'évaporateur et du condenseur, le principe général de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système de refroidissement à compression classique : A l'évaporateur, le liquide est vaporisé en récupérant de la chaleur d'un circuit à basse température. La vapeur est ensuite comprimée pour atteindre un niveau de pression supérieur et se condense à haute température dans le condenseur. Dans le cas d'une machine à absorption, la compression de la vapeur n'est pas effectuée via un compresseur, mais grâce au couplage de deux composants : l'absorbeur et le générateur. Ainsi, la compression du réfrigérant est effectuée en utilisant une solution liquide réfrigérant/sorbant et une source de chaleur qui remplace la consommation électrique d'un compresseur électrique.

Le type de machine à absorption décrit fait intervenir comme pour les machines à compression mécanique de vapeur deux niveaux de pression : haute pression et basse pression, mais trois niveaux de température. [6]

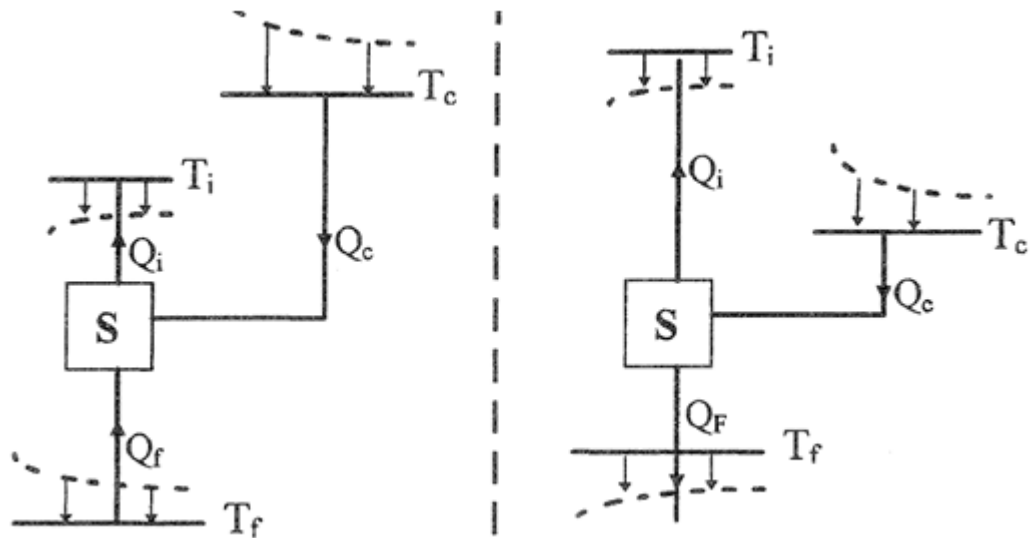


Figure I.1: système tritherme $T_c > T_i > T_f$ Figure I.2: système tritherme $T_i > T_c > T_f$

I.4. Système frigorifique à absorption à simple effet (H₂O /LiBr)

Un système de réfrigération à absorption à simple effet est la forme la plus simple de système de réfrigération à absorption. Il se compose d'un générateur, d'un absorbeur, d'un condenseur, d'un évaporateur, d'une pompe et de deux détendeurs, comme indiqué sur la Figure I.3.

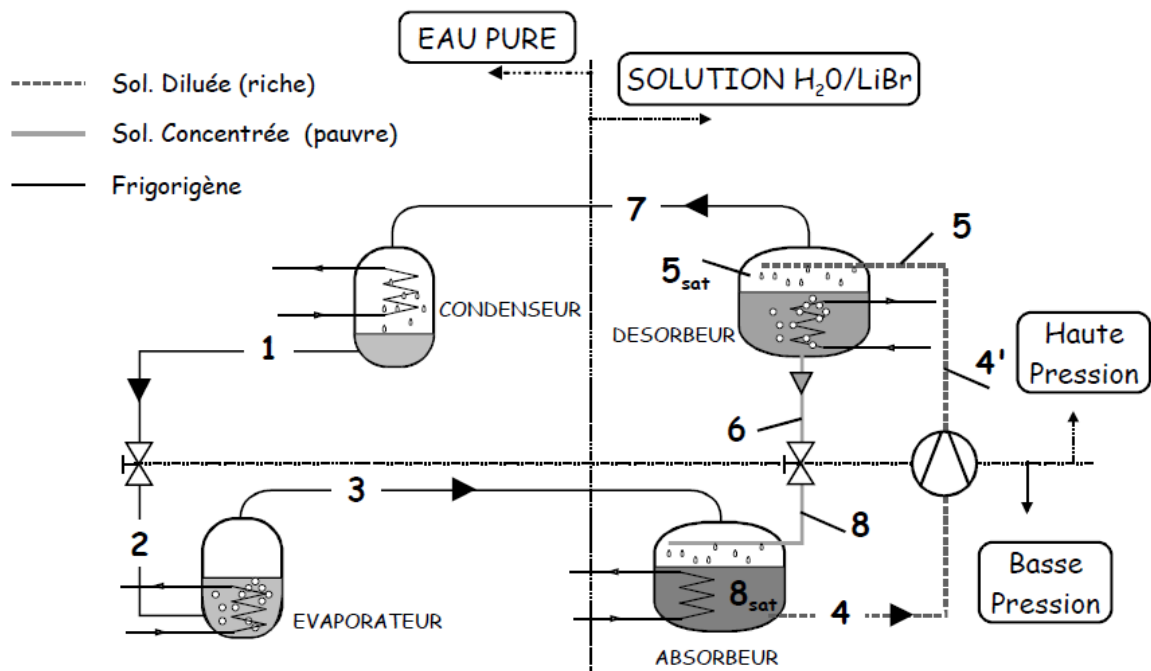


Figure I.3: Machine frigorifique à absorption à simple effet.[7]

Le principe de fonctionnement d'un system frigorifiques à absorption est comme suit :[7]

a- Le condenseur

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation (T_c), et donc la pression dans l'ensemble (générateur/condenseur) (P_h).

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température du fluide caloporteur ; montré par le trajet (7-1) .

b- L'évaporateur

A la sortie du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détenteur (1-2), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique Q_e .

La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble (évaporateur /absorbeur) (P_b) est fixée par la température (T_e) de la source froide ; trajet (2-3) .

c- Le générateur

La solution diluée (riche en frigorigène) (4) y reçoit la quantité de chaleur Q_g , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution.

Le générateur produit ainsi une vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (8). Cet organe effectue une concentration de l'absorbant (X_{LiBr}) ou un appauvrissement en frigorigène (X_{H_2O}) suivant la convention choisie [4].

d- L'absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre) provenant du générateur (8). Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène ; la chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur. En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée (riche en frigorigène). Ce composant effectue donc une dilution de l'absorbant (X_{LiBr}) ou un enrichissement en frigorigène (X_{H_2O}).

La différence de pression entre l'ensemble (absorbeur /évaporateur) (P_b) et (générateur/condenseur) (P_h) nécessite :

- La présence de deux détendeurs, sur les circuits frigorigène (1-2) et sur la solution concentrée (6-8).
- La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée (4-4').

Rappelons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur.

Les performances des machines à absorption sont moins élevées que celles des machines à compression de vapeur. L'ajout d'un échangeur de chaleur à contre-courant sur le circuit de la solution absorbante (figure I.4), permettant un transfert de chaleur entre la solution pauvre quittant le générateur et la solution riche qui l'alimente, permet d'augmenter l'efficacité de ces machines.

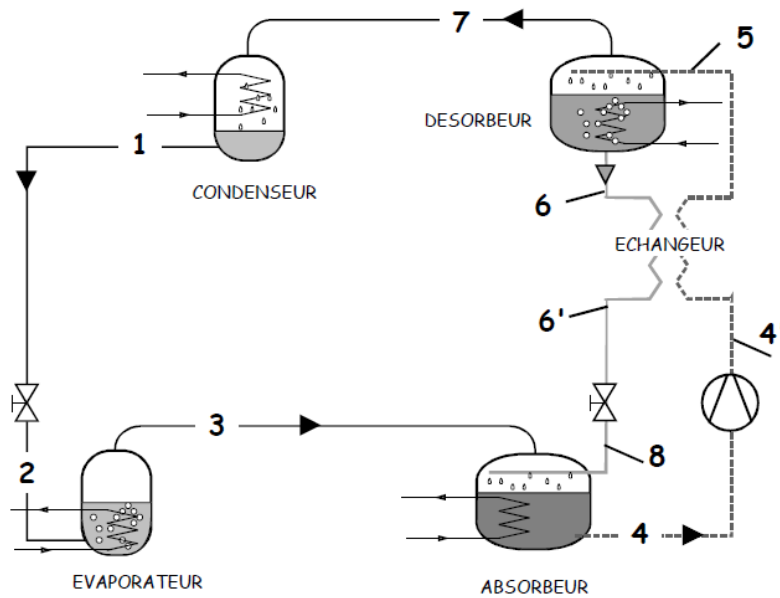


Figure I.4: installation avec échangeur de solution.[7]

Il est toutefois important de signaler que l'amélioration des performances de ces machines est nettement plus remarquable par l'ajout de l'échangeur de solution. La figure I.5 montre la variation du COP en fonction de la température du générateur.

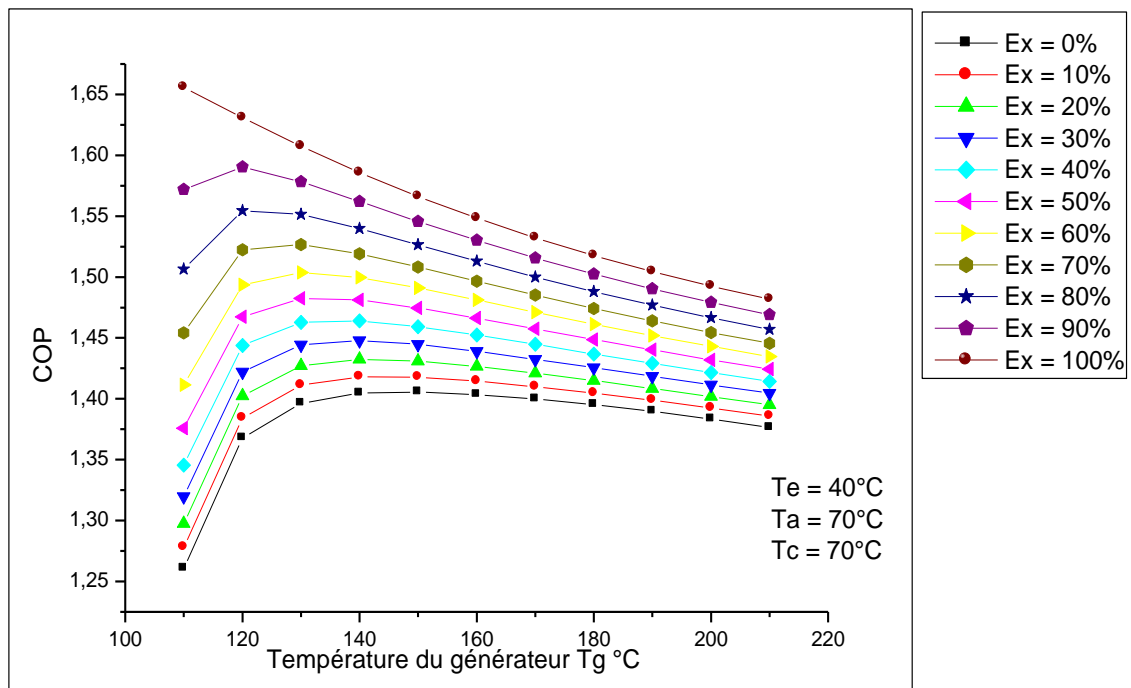


Figure 1.5 : Variation du COP en fonction de la température du générateur T_g .

I.5. Intérêt de la production de froid par absorption

Le Coefficient de performance COP donne une idée de l'efficacité énergétique d'un cycle frigorifique. Celui d'une machine frigorifique à absorption à simple effet se situe entre 0,7 et 1,0[6]. Mais 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).

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment (individuels, petits résidentiels et tertiaires). Le coût d'investissement d'une machine à absorption de petite puissance peut actuellement paraître élevé par rapport au choix limité des fabricants et des puissances disponibles.

Les avantages des machines à absorption résident dans la contribution au respect de l'environnement, la fiabilité et le silence de fonctionnement car les seules pièces en mouvement sont celles de la pompe de solution.[7]

I.6. Les couples fluides pour les machines à absorption

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss [8] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH₃/ H₂O) et (H₂O/LiBr).

a. le couple : H₂O/LiBr[9]

Les solutions eau/bromure de lithium présentent l'avantage d'être utilisées dans des systèmes de climatisation actionnés par des sources de chaleur à température modérée. La séparation eau/bromure de lithium est facile et ne nécessite pas d'appareillages particuliers (colonne de distillation). La basse tension de vapeur de l'eau permet de travailler avec une assez basse pression dans le condenseur. La haute chaleur latente de vaporisation de l'eau permet de réaliser des puissances frigorifiques importantes avec des faibles débits.

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

b. le couple : NH₃/H₂O [9]

Le mélange frigorigère ammoniac/eau est le plus adapté à la production de froid de basses températures. Le mélange présente de nombreux avantages : de bonnes propriétés thermodynamiques et de transport permettant d'avoir lieu à des bons coefficients d'échange de chaleur et de masse, de bons coefficients de performances sont réalisés dans les machines utilisant ce couple ce qui augmente la compétitivité des machines. Comme on peut descendre jusqu'à des très faibles températures d'évaporation (jusqu'à 60°C) le mélange peut être utilisé aussi bien dans les systèmes frigorigères que dans les systèmes de climatisation.

Le principal inconvénient de ce mélange est la séparation difficile du couple réfrigérant/absorbant à cause des volatilités comparables de l'eau et de l'ammoniac. Pour purifier la vapeur frigorigère l'ajout d'une colonne de rectification est nécessaire. Une température de la source de chaleur motrice élevée est indispensable ce qui fait que l'utilisation de ce mélange n'est pas possible quand on ne dispose que de sources de chaleur à températures modérées. Un autre inconvénient de ce mélange se pose au niveau de la pression de vapeur élevée de l'ammoniac qui nécessite d'utiliser des matériaux à des parois épaisses. Un autre inconvénient est lié au caractère corrosif de l'ammoniac avec le cuivre, le matériau qui assure le meilleur rendement énergétique en favorisant les transferts thermiques. La toxicité de l'ammoniac s'ajoute à cette liste des inconvénients le rendant inapproprié à un usage domestique.

En énumérant les inconvénients de ces mélanges qui sont les plus utilisés en froid par absorption on se rend aisément compte de la nécessité de ne pas interrompre les investigations pour la recherche des nouveaux fluides de travail.

Ces quelques caractéristiques très intéressantes font que le couple (NH₃/H₂O) a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorigères à absorption à basse température.

I.7. Critères de choix du couple binaire [10]

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

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

- les mélanges (absorbant /réfrigérant) doivent avoir une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle.
- Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxiques, et non explosifs.
- Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.
- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.
- Propriétés thermo physiques favorables: conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosifs, inoffensifs pour l'environnement et à prix abordable.
- Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- Température de congélation de l'absorbant inférieure à la température la plus basse du cycle.

Les couples ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) sont les couples qui remplissent le plus de critères.

I.8. Diagrammes thermodynamiques utilisés pour les cycles à absorption

- **Diagramme d'Oldham [11]**

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption. Les évolutions d'une solution binaire sont accompagnées d'échange de chaleur dont l'intensité dépend de trois paramètres fondamentaux : la pression P , la température T et le titre X .

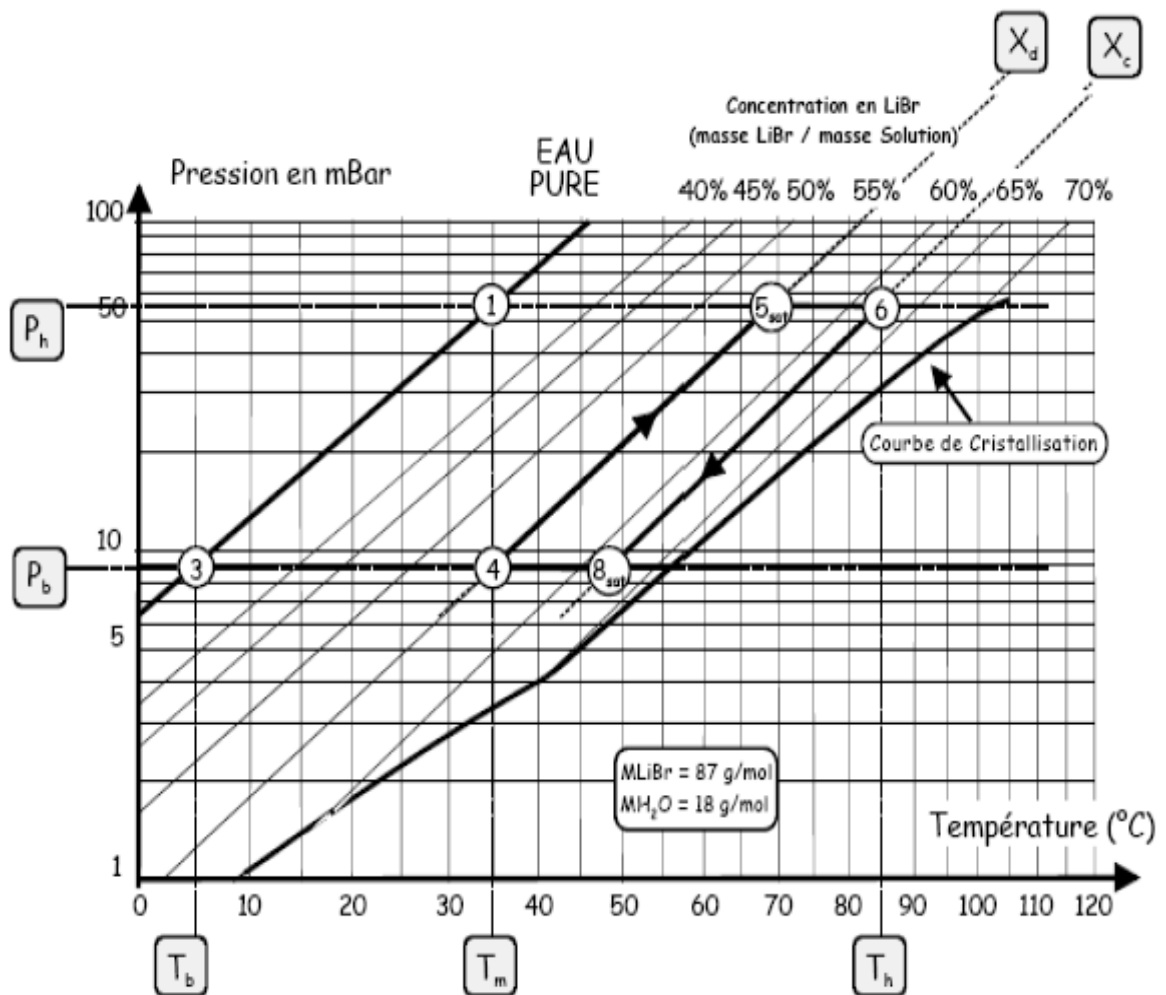


Figure I.6: Diagramme de d'Oldham du couple (H₂O-LiBr)

- **Diagramme de Merkel[11]**

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel.

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

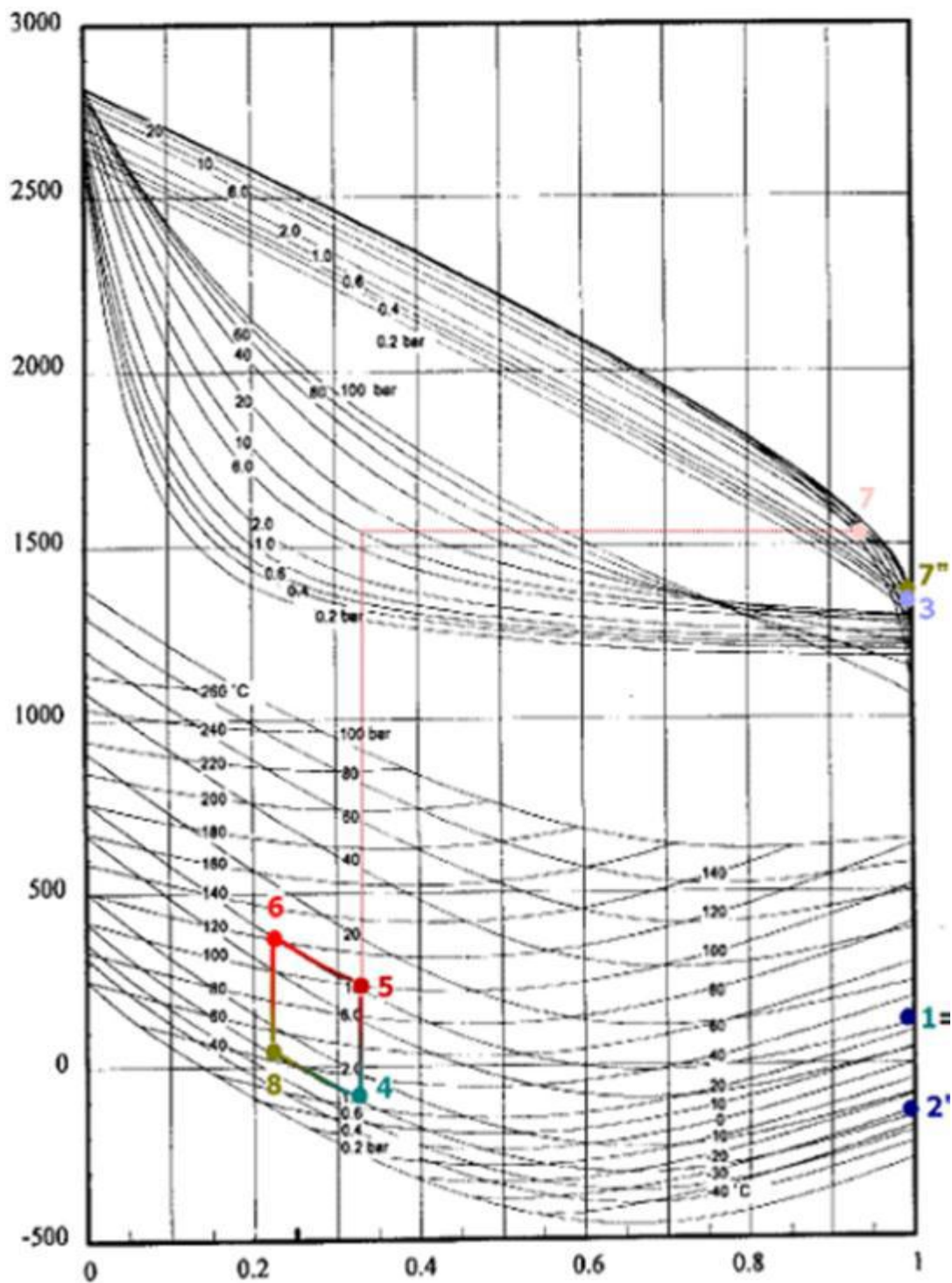


Figure I.7 : Diagramme de Merkel du couple (H₂O-LiBr)

C'est un diagramme $h=f(x,T)$ ou $h=f(x,P)$ paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution, en pression ainsi que les enthalpies de chaque point.

Conclusion

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. A l'heure actuelle on préfère encore n'utiliser dans les machines industrielles que deux types de mélange dont les propriétés sont bien connues, il s'agit du couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et du couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). Les solutions eau/bromure de lithium présentent l'avantage d'être utilisées dans des systèmes de climatisation actionnés par des sources de chaleur à température modérée qui permet l'utilisation des capteurs solaires pour les faire fonctionner.

CHAPITRE II

ANALYSE EXERGETIQUE DES MACHINES A ABSORPTION

Introduction

Le premier principe de la thermodynamique énonce que l'énergie ne se détruit pas et stipule l'égalité des diverses formes d'énergie (thermique, mécanique, électrique...) Cependant, on constate que s'il y a égalité quantitative des diverses formes d'énergie, la qualité des diverses formes d'énergie varie d'une forme à l'autre, et varie aussi selon les situations considérées.

Ces différences trouvent une expression thermodynamique soit à travers l'entropie, soit à travers **L'EXERGIE** qui est considéré comme la combinaison du premier et deuxième principe de la thermodynamique.

II.1. Historique et définition.

C'est en 1889 déjà que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système au point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenant, non seulement l'énergie interne du système, mais encore la température T_a et la pression P_a de l'atmosphère extérieure au système lui-même. Depuis lors, les implications et les conséquences de cette idée ont été étudiées et développées dans différents pays par un certain nombre de chercheurs, sous le terme général de théorie de l'exergie. [12]

En thermodynamique, l'exergie est une grandeur permettant de mesurer la qualité d'une énergie. C'est la partie utilisable d'un joule. C'est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve. On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur réversible, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance

Dans la littérature scientifique[13], on trouve plusieurs définitions de l'exergie d'un système quelconque :

*L'exergie d'un système est l'énergie nette (utile) qui peut être obtenue de l'ensemble système- environnement en portant cet ensemble à l'équilibre.

* L'exergie d'un système est la portion de l'énergie qui, dans un environnement donné, peut être transformée en d'autres formes d'énergies nobles.

*L'exergie d'un système est la capacité du système à produire un changement.

*L'exergie d'un système est la mesure de la qualité de l'énergie contenue dans le système.

*L'exergie est le potentiel de travail maximum du système relatif à son entourage.

II.2. Analyse exergetique

Contrairement à l'énergie, l'exergie peut être détruite durant un procédé particulier. Cette destruction résulte principalement des irréversibilités du procédé lui-même et de la génération d'entropie par le procédé.[14]

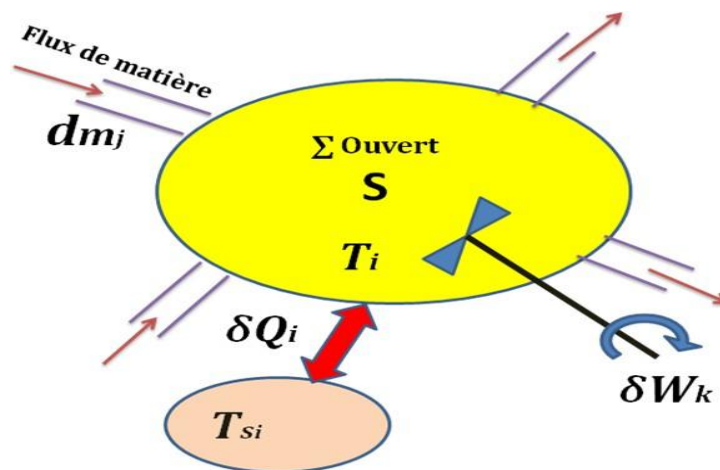


Figure II.1: Bilan entropique d'un système ouvert.[15]

En régime permanent les premier et seconde principe s'écrivent comme suit :

$$P1 : 0 = \sum_i q_i + \sum_j \dot{m}_j \cdot h_j + \sum_j \dot{w}_k \quad (\text{II.1})$$

$$P2 : 0 = \sum_i \frac{q_i}{T_{si}} + \sum_j \dot{m}_j \cdot s_j + \dot{p}(s) \quad (\text{II.2})$$

Le bilan exergetique consiste à remplacer le second principe par une combinaison linéaire des deux principes, en utilisant une température de référence T_0 dans un but d'homogénéité .le choix de T_0 est délicat et est très souvent pris comme la température du complément du système (air ambiant, atmosphère...)

$$(\text{Bilanexergetique}) = (\text{1erprincipe}) - T_0(\text{2ndprincipe})$$

Considérant un régime permanent, le bilan s'écrit [15,16,17]:

$$0 = \sum_i q_i + \sum_j \dot{m}_j \cdot h_j + \sum_j \dot{w}_k \quad (\text{II.3})$$

$$0 = \sum_i q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_{si}}\right) + \sum_j \dot{m}_j \cdot (h_j - T_0 s_j) + \sum_j \dot{w}_k - T_0 \dot{p}(S) \quad (\text{II.4})$$

Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$0 = \sum_i EX_{q_i} + \sum_j \dot{m}_j EX_j + \sum_j EX_{\dot{w}_k} - EX_d \quad (\text{II.5})$$

Avec:

$EX_{q_i} = \sum_i q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_{si}}\right)$ Exergie associée à l'échange de chaleur entre la source à T_{si} et le système

$EX_j = \sum_j \dot{m}_j \cdot (h_j - T_0 s_j)$ Exergie spécifique que du constituant j échangé avec l'extérieur

$EX_d = T_0 \dot{p}(S)$ Exergie détruite par le système (>0)

II.3. Les différences forme d'exergie .

Il existe trois formes d'exergie à savoir :

- l'exergie associée à la matière
- l'exergie associée à un travail mécanique
- l'exergie associée à une quantité de chaleur

II.3.1. Exergie associée à la matière [13]

En absence d'interactions électromagnétiques, nucléaires, ou de tension superficielle, l'exergie associée à la matière (EX_m) peut être décomposée en quatre termes.

$$EX_m = EX_{phy} + EX_{chim} + EX_{mél} + EX_{cin} + EX_{pot} \quad (II.6)$$

Avec :

- EX_{phy} : Exergie physique.

- EX_{chim} : Exergie chimique.

- $EX_{mél}$: Exergie de mélange.

- EX_{cin} : Exergie cinétique.

- EX_{pot} : Exergie potentielle.

II.3.2. Exergie associée à un travail mécanique [13]

Le travail mécanique et le travail électrique sont des exergies pures. Ce sont des énergies ordonnées qui peuvent être complètement transformées en d'autres formes d'énergie.

$$EX_w = W \quad (II.7)$$

Toutes les formes de travail peuvent être inter-changées les unes avec les autres en utilisant des appareils mécaniques simples tels que la poulie sans frottement, le moteur électrique...

II.3.3. Exergie associée à une quantité de chaleur [13]

L'exergie associée à une quantité de chaleur (EX_Q) est défini comme étant le travail maximal pouvant être obtenu à partir d'une certaine quantité de chaleur (Q) disponible dans une source de chaleur à une température T constante et d'un puits de chaleur à T_0 constante en utilisant une machine réversible (Kotas, 1995 ; Szargut et al., 1988). Elle peut être exprimée par l'Eq (II.8) :

$$EX_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (\text{II.8})$$

II.4. Critères d'évaluation exergetique.

Pour caractériser les performances exergetiques d'un équipement ou plus généralement d'un procédé, nous utilisons le plus souvent les deux critères suivants :

- * L'efficacité exergetique ($\Phi_{\text{exergetique}}$).
- * Le rendement exergetique ($\eta_{\text{exergetique}}$).

II.4.1. Efficacité exergetique [13]

L'efficacité exergetique ($\Phi_{\text{exergetique}}$) se définit comme étant le rapport entre la somme de toutes les formes d'exergies sortantes du système (*Exsortante*) et la somme des exergies entrantes au système (*Exentrante*); elle est exprimée par l'équation suivante :

$$\Phi_{\text{exergetique}} = \frac{EX_{\text{sortante}}}{EX_{\text{entrante}}} \quad (\text{II.9})$$

II.4.2. Rendement exergetique

Le rendement exergetique η_{ex} exprime le rapport entre l'exergie utile (EX_{utile}) et l'exergie entrante (EX_{entrante}).

$$\eta_{\text{exergetique}} = \frac{EX_{\text{utile}}}{EX_{\text{entrante}}} \quad (\text{II.10})$$

Son expression détaillée sera abordée au chapitre III

II.5. Expression du bilan d'exergie

L'écriture du bilan exergetique en régime permanent est identique à celle du bilan d'enthalpie, à une différence essentielle près : le bilan exergetique contient un terme d'exergie détruite ($EX_{\text{détruite}}$) qui représente les irréversibilités du procédé puisque, contrairement à l'énergie, l'exergie se dégrade. La figure suivante présente un schéma d'un système ouvert. L'arrangement des bilans de matière, d'enthalpie et d'entropie conduit à l'expression du bilan d'exergie[13]

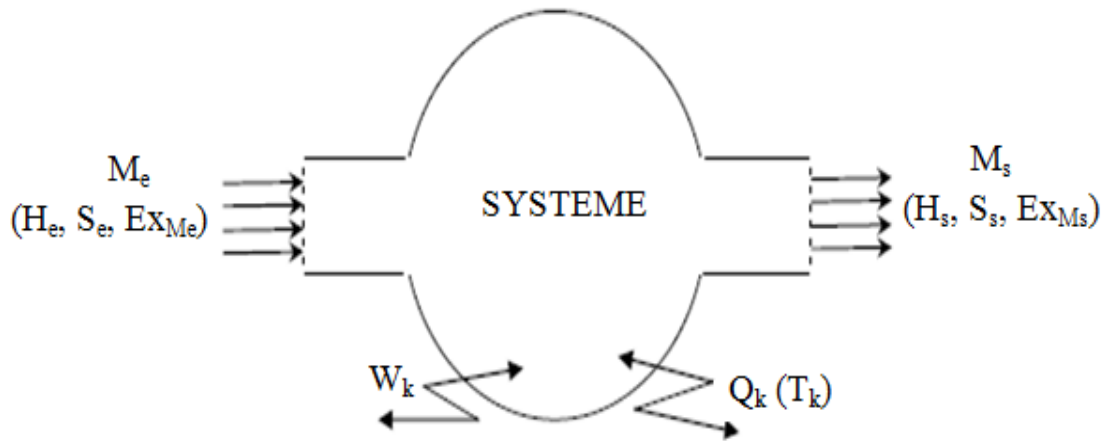


Figure II.2 : Schéma représentatif d'un système ouvert[13]

-Bilan massique :

$$\sum_e M_{ie} - \sum_s M_{is} = 0 \quad (\text{II.11})$$

-Bilan enthalpique:

$$\sum_e M_{ie} \cdot H_{ie} + \sum_k Q_k + \sum_l W_l - \sum_s M_{is} \cdot H_{is} = 0 \quad (\text{II.12})$$

-Bilan entropique :

$$\sum_e M_{ie} \cdot S_{ie} - \sum_s M_{is} \cdot S_{is} + \sum_k \frac{Q_k}{T_k} - S_{créée} = 0 \quad (\text{II.13})$$

Le bilan exergetique : est obtenu en multipliant l'équation du bilan entropique par T_0 et en la retranchant de l'équation de bilan d'énergie,

$$\text{Le bilan exergetique} = (\text{Bilan énergétique}) - T_0 \cdot (\text{Bilan entropique})$$

Nous avons alors :

$$\sum_e M_{ie} \cdot (H_{ie} - T_0 \cdot S_{ie}) - \sum_s M_{is} \cdot (H_{is} - T_0 \cdot S_{is}) + \sum_k Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) - T_0 \cdot S_{créée} = 0 \quad (\text{II.14})$$

Avec :

M_e : Flux de matière à l'entrée du système portant l'enthalpie spécifique H_e , l'entropie spécifique S_e et l'exergie spécifique Ex_e ;

M_s : Flux de matière à la sortie du système portant l'enthalpie spécifique H_s , l'entropie spécifique S_s et l'exergie spécifique EX_s ;

Q_k : Quantité de chaleur fournie par la source de chaleur ;

W_i : Puissance mécanique, ou électrique, reçue par le système ;

$S_{créée}$: Création de l'entropie dans le système.

Conclusion

L'analyse entropique est remplacée de plus en plus par la méthode exergetique. Son intérêt réside principalement dans le fait que son utilisation donne aussi bien des renseignements sur le plan **quantitatif** que sur le plan **qualitatif** des transferts énergétiques. Elle recouvre donc à la fois les concepts du premier principe et ceux du deuxième principe de la thermodynamique alors que les analyses entropiques ne prennent en compte que les aspects liés au deuxième principe.

La théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle nous donne une étude plus précise et permet de cibler le composant source d'irréversibilité par simple calcul de l'efficacité exergetique.

CHPITRE III

MODELISATION THERMODYNAMIQUE

Introduction

Dans ce chapitre on effectue une modélisation thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (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 dernier est basé sur les équations de bilan de masse et d'énergie et de l'exergie et les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium (H₂O/LiBr).

III .1. 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.

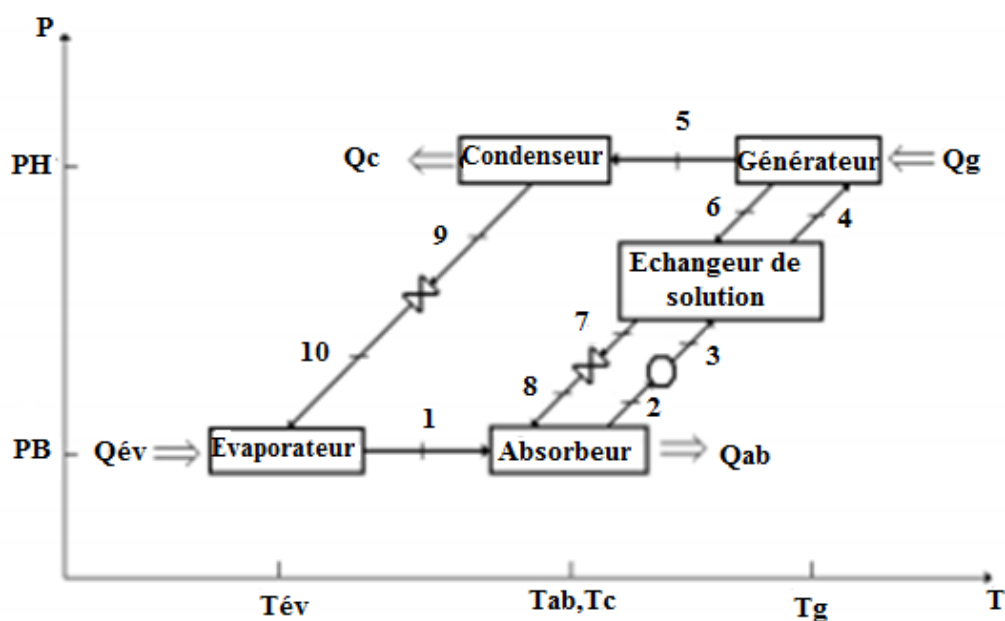


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet. [18]

III.2.les hypothèses de calcul

- aux points 5, 9, 10 et 1, le fluide frigorigène est à l'état pur.

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

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.

- il n'y a pas de changement de pression dans la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- 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. aux points 2 et 6, la solution est à l'état saturée.
- les détendeurs sont adiabatiques.
- la pompe de solution est isentropique
- il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

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

- \dot{m}_5 , \dot{m}_6 et \dot{m}_4 les débits massiques respectivement du fluide frigorigène, de la solution concentrée et de la solution diluée.
- x_c : La concentration massique de la solution **concentrée** (pauvre en H₂O) quittant le débourbeur pour rejoindre l'absorbeur.
- x_d : La concentration massique de la solution **diluée** (riche en H₂O) quittant l'absorbeur pour rejoindre le débourbeur.
- $Q_{év}$: quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur.
- Q_c : quantité de chaleur cédée par le condenseur.
- Q_{ab} : quantité de chaleur cédée par l'absorbeur.
- Q_g : quantité de chaleur fournit au générateur
- W_p : le travail de la pompe de solution

III.3. Analyse du cycle à simple effet avec échangeur de chaleur

On considère le volume de contrôle suivant :

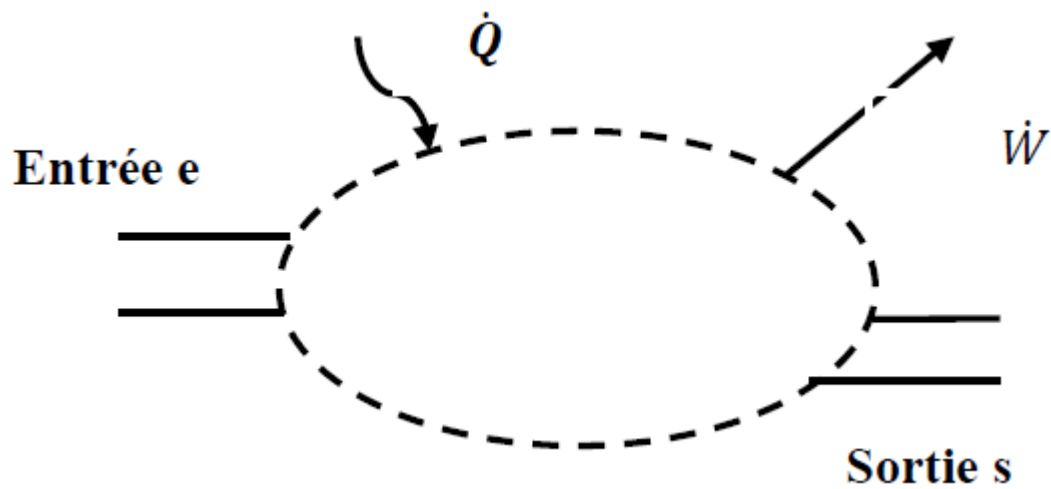


Figure III.2 : schéma d'un volume de contrôle

Bilan massique

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (\text{A})$$

Bilan énergétique

$$\dot{Q} + \dot{w} = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e \quad (\text{B})$$

Bilan entropique

$$\dot{S} = \sum \dot{m}_s \cdot S_s - \sum \dot{m}_e \cdot S_e - \frac{\dot{Q}}{T} \quad (\text{C})$$

Bilan exergétique

$$EX = \sum \dot{m}_e \cdot EX_e - \sum \dot{m}_s \cdot EX_s + \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (\text{D})$$

tel que : $EX = h - T \cdot S$

h : enthalpie spécifique

S : entropie spécifique

m : Débit massique

sur la base des équations (A), (B), (C) et (D) chaque élément peut être étudié comme suit :

III .3.1.Analyse du générateur :

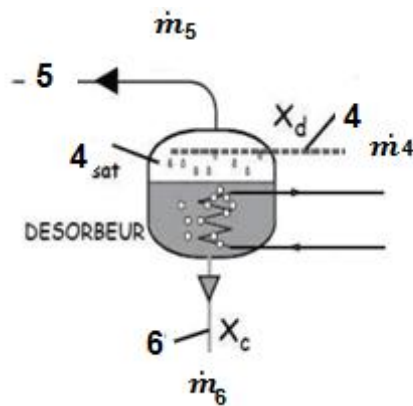


Figure III.3: Schéma du générateur ou désorbeur.

Bilan massique :

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_4 \rightarrow \text{bilan sur la solution} \quad (\text{III.1})$$

$$x_4 \cdot \dot{m}_4 = x_6 \dot{m}_6 \rightarrow \text{bilan sur le bromure de lithium} \quad (\text{III.2})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (\text{III.3})$$

Bilan exergetique :

$$EX_g = \dot{m}_4 \cdot EX_4 - \dot{m}_5 \cdot EX_5 - \dot{m}_6 \cdot EX_6 - \dot{Q}_g \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (\text{III.4})$$

Avec :

h_5 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

h_4 : Enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H₂O) à la température T_4 et à la pression du condenseur

h_6 : Enthalpie du liquide de la solution concentrée (pauvre en H₂O) à la température du générateur T_g et à la pression du condenseur.

III .3.2. Analyse du condenseur:

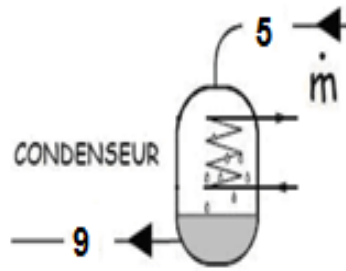


Figure III.4: Schéma du condenseur.

Bilan massique :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (\text{III.5})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_9) \quad (\text{III.6})$$

Bilan exergetique :

$$EX_C = \dot{m}_5 \cdot (EX_9 - EX_5) - \dot{Q}_c \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{III.7})$$

Avec:

h_9 : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (T_c) et à la haute pression (Ph)

h_5 : enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur (T_5) et à haute pression (Ph) .

III .3.3. Analyse du détendeur (vanne d'expansion)

Coté réfrigérant(9-10)ou coté solution (7-8)

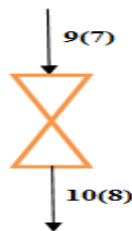


Figure III. 5: Schéma de vanne d'expansion

Bilan massique :

$$\dot{m}_{9(7)} = \dot{m}_{10(8)} \quad (\text{III.8})$$

Bilan énergétique :

$$h_{9(7)} = h_{10(8)} \quad (\text{III.9})$$

Bilan exergetique :

$$EX = \dot{m}_{9(7)} \cdot (EX_{9(7)} - EX_{10(8)}) \quad (\text{III.10})$$

Avec :

h_{10} : enthalpie du liquide à la température (T_{10}) et à la basse pression (P_b).

h_7 : enthalpie du liquide de la solution à la température (T_7) et à haute pression.

h_8 : enthalpie du liquide de la solution à la température (T_8) et à basse pression.

III .3.4.Analyse d'évaporateur

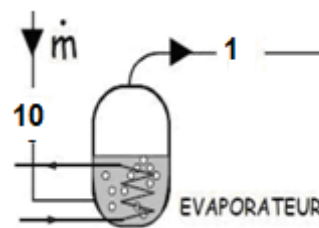


Figure III.6:Schéma de l'évaporateur.

Bilan massique :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (\text{III.11})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{év} = \dot{m}_{10}(h_1 - h_{10}) \quad (\text{III.12})$$

Bilan exergetique :

$$EX_E = \dot{m}_{10}(EX_{10} - EX_1) + \dot{Q}_{év} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{év}}\right) \quad (\text{III.13})$$

d'où : h_1 : enthalpie du vapeur saturé de la frigorigène à la température (T_E) et à basse pression (P_b).

III .3.5.Analyse de l'absorbeur

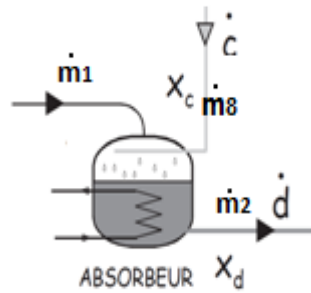


Figure III.7: Schéma de l'absorbeur.

Bilan massique :

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_2 \quad (\text{III.14})$$

$$x_8 \cdot \dot{m}_8 = x_2 \dot{m}_2 \quad (\text{III.15})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{III.16})$$

Bilan exergetique :

$$EX_{ab} = \dot{m}_1 \cdot EX_1 + \dot{m}_8 \cdot EX_8 - \dot{m}_2 \cdot EX_2 - \dot{Q}_{ab} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{ab}}\right) \quad (\text{III.17})$$

III .3.6.Analyse de la pompe

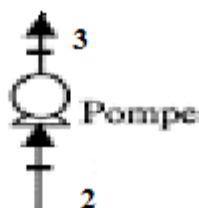


Figure III.8: Schéma de la pompe.

Bilan massique :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (\text{III.18})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{w}_p = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{III.19})$$

Bilan exergetique :

$$EX_p = \dot{W}_p \quad (III.20)$$

III .3.7.Analyse de l'échangeur de solution

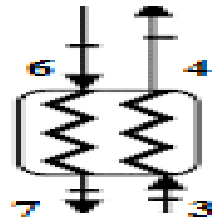


Figure III. 9:Schéma de l'échangeur de solution

Bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (III.21)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (III.22)$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{éch} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_7 \cdot (h_6 - h_7) \quad (III.23)$$

Bilan exergetique :

$$EX_{éch} = \dot{m}_3 \cdot (EX_3 - EX_4) = \dot{m}_7 \cdot (EX_6 - EX_7) \quad (III.24)$$

L'efficacité Eff de l'échangeur de solution s'écrit :

$$Eff = \frac{\max(\Delta T_{max})}{\Delta T_{max}} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_3} \quad (III.25)$$

III.4.Détermination du coefficient de performance COP:

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.

Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$COP = \frac{-Q_{év}}{Q_g + \dot{W}_p} \quad (III.26)$$

III.5.Détermination du coefficient de performance de Carnot(COP_c).

C'est le coefficient de performance maximal possible pour un système frigorifique. Pour une machine de Carnot tritherme, l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante :

$$COP_c = \frac{Q_{év}}{Q_g} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_g - T_c}{T_g} \quad (III.27)$$

III.6.Le rendement EXERGETIQUE du machine à simple effet(η_{ex})

Le rendement exergetique est un critère d'évaluation appréciable des procédés énergétiques par définition, Le rendement exergetique quantifie la qualité thermodynamique du système et s'exprime comme suit :[19]

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergie utile}}{\text{Exergie dépensée}} \quad (III.28)$$

Donc le rendement exergetique s'exprime comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{-Q_{év}}{Q_g} \cdot \frac{\left(\frac{T_0}{T_{év}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)} \quad (III.29)$$

Avec T_0 la température de référence dans l'analyse exergetique. En général, le travail des pompes négligeable devant Q_g

Les quantités de chaleur échangées sont Tel que (équation(III. 3) et (III.12)) :

$$Q_{év} = \dot{m}_{10}(h_1 - h_{10})$$

$$Q_g = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_4 \cdot h_4$$

En remplaçant $Q_{év}$ et Q_g dans l'expression du rendement exergetique on obtient :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{10}(h_1 - h_{10})}{(\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_4 \cdot h_4)} \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{év}}\right)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)} \quad (III.30)$$

III.7.Relation entre les différents débit de masse

Dans le cas du désorbeur, deux bilans masses peuvent être écrits :

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_4 \Rightarrow \quad \text{bilan sur la solution} \quad (\text{III.31})$$

$$x_d \cdot \dot{m}_4 = x_c \cdot \dot{m}_6 \Rightarrow \quad \text{bilan sur le bromure de lithuim}$$

Une expression de \dot{m}_4 et \dot{m}_6 en fonction du débit de fluide frigorigène \dot{m}_5 et des concentrations massiques en LiBr est déduite de ces bilans :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \cdot \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (\text{III.32})$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \cdot \frac{x_d}{x_c - x_d} \quad (\text{III.33})$$

La taux de circulation FR s'écrit :

$$\text{FR} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_9} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{III.34})$$

Finalement :

Le rendement exergetique en fonction de la différence des titres de solution ΔX s'écrit :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\Delta X(h_1 - h_{10})}{(\Delta X \cdot h_5 + x_d \cdot h_6 - x_c \cdot h_4)} \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{év}}}\right)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)} \quad (\text{III.35})$$

Tel que :

$$\Delta X = x_c - x_d$$

Le rendement exergetique en fonction du taux de circulation FR s'écrit :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{(h_1 - h_{10})}{(h_5 + (\text{FR} - 1)h_6 - \text{FR} \cdot h_4)} \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{év}}}\right)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right)} \quad (\text{III.36})$$

Le COP ainsi défini nécessite la détermination des enthalpies massiques des différents points du cycle et ces dernières font appel aux propriétés thermodynamiques du couple frigorigène / solvant.

III.8. Propriétés thermodynamique des fluides utilisés.

III.8.1. Calcul de la pression d'équilibre de l'eau pure $P_{eq}(T)$

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température, une formule expérimentale est donnée par Dupré [20]

$$P_{eq} = P_c \exp\left(\frac{T_c}{T_k} \sum \alpha\right) \quad (\text{III.37})$$

D'où

- $\alpha = \frac{T_c}{T_k} (-7.85823T_0 + 1.83991T_0^{1.5} - 11.781T_0^3 + 22.6705T_0^{3.5} + 15.9393T_0^4 + 1.77516T_0^{7.5})$
- $T_0 = 1 - \frac{T_k}{T_c}$
- $T_c = 647.14^\circ\text{C}$
- $T_k = T + 273.15$
- $P_c = 22064 \text{ Kpa}$

III.8.2. Calcul de l'enthalpie de l'eau en fonction de la température $h_{liq}(T)$

L'enthalpie de l'eau liquide par rapport à la température est donnée par la formule empirique suivante [21] :

$$h_{liq}(T) = cp \cdot T \quad (\text{III.38})$$

- D'où : $cp = 4.185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

III.8.3. Calcul de l'enthalpie de la vapeur saturée en fonction de la température $h_{vap}(T)$

L'enthalpie de la vapeur de la vapeur d'eau est donnée par la formule empirique suivante [22]

$$h_{vap}(T) = -125397 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.88060937 \cdot T + 2500.559 \quad (\text{III.39})$$

III.8.4. Calcul de l'enthalpie de la vapeur surchauffé $h_{surch}(T, P)$

$$h_{surch}(T) = \frac{(h_{sh2} - h_{sh1})T}{100} + h_{sh1} \quad (\text{III.40})$$

D'ou

- $h_{sh1} = 32.508 \ln(P) + 2513.2$
- $T = Tv - Tr$
- $Tv = \text{température de la vapeur}$
- $T_r = \frac{-2E}{(D + [D^2 + 4E(C \log P)]^{0.5}) - 273}$
- Avec $C = 7.05, D = -1596349, E = -104095.5$

Pour le mélange binaire (H2O/LiBr) on s'appuie sur l'équation de Martin-Hou [23] :

$$P = \frac{RT_r}{v-b} + \sum_{i=1}^4 \left[\frac{A_i + B_i T_r + C_i e^{-K T_r}}{(v-b)^{i+1}} \right] \quad (\text{III.41})$$

III.8.5. Calcul de la pression d'équilibre du mélange (H2O/LiBr) 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 [24] :

$$\log P = C + \frac{D}{T_r + 273} + \frac{E}{(T_r + 273)^2} \quad (\text{III.42})$$

- Avec $C = 7.05, D = -1596349, E = -104095.5$
- $T_r = \frac{-2E}{(D + [D^2 + 4E(C \log P)]^{0.5}) - 273}$
- $T_{sol} = \sum B + T_r \sum A$

Les coefficients (A, B) sont donnés dans le tableau ci-dessous :

I	A	B
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	-0.003133362	0.152286
3	0.0000197668	-0.0007959

Tableau III.1 : Les coefficients (A, B) pour le calcul de T_{sol}

III.8.6. Calcul de l'enthalpie du mélange (H₂O/LiBr) h (T, X)

Pour calculé la relation entre l'enthalpie, la température et la concentration on a

Pour: $0\% < X < 40\%$. [23]

$$h = [A_0 + A_1 \cdot X + A_2 \cdot X^2 CT(B_0 + B_1 \cdot X + B_2 \cdot X^2)] \cdot 3.326 \quad (\text{III.43})$$

Avec

I	A	B
0	-33.1054264	1.0090734
1	0.13000636	-0.01377507
2	0.00097096	0.000085131

Tableau III.2 : Le coefficient (A, B) pour le calcul de h (T, X)

$$\text{D'où : } CT = \left(\frac{9}{5} \cdot T\right) + 32$$

Pour : $40\% < X < 70\%$

$$h = \sum A + T \sum B + \sum CT^2 \quad (\text{III.44})$$

$$\text{Avec : } \sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4$$

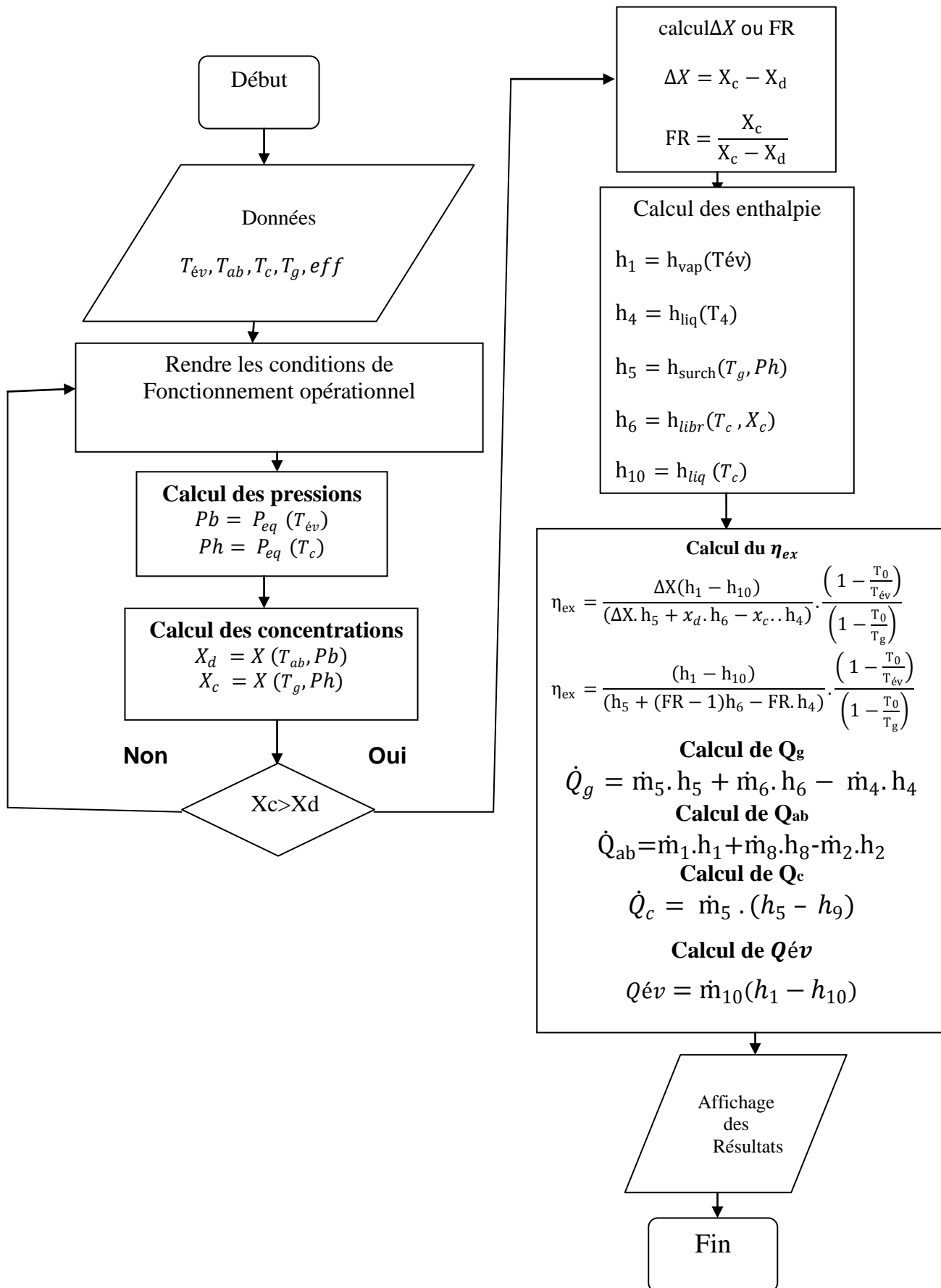
$$\sum B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3 + B_4 X^4$$

$$\sum C = C_0 X^0 + C_1 X^1 + C_2 X^2 + C_3 X^3 + C_4 X^4$$

I	A	B	C
0	-2024.33	18.2829	-0.037008214
1	163.309	-1.1691757	0.0028877666
2	-4.88161	0.03248041	-0.000081313015
3	0.06302948	-0.0004034184	0.00000099116628
4	-0.0002913704	0.0000018520569	-0.000000004444120

Tableau III.3 : Le coefficient (A, B, C) pour le calcul de h (T, X)

III.9. Organigramme du programme FORTRAN



Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée d'une modélisation thermodynamique pour un Cycle à Absorption à simple effet avec échangeur de solution en se basant sur le bilan massique, enthalpique et exergétique pour chaque organe , Relation entre les différents débits de masse. Nous avons aussi traité les propriétés thermodynamiques du fluide utilisé, les résultats de calcul feront l'objet du prochain chapitre.

CHAPITRE IV

VALIDATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

Introduction

Ce chapitre comporte

- La validation des résultats
- L'étude de l'influence des températures du fonctionnement (T_g , T_a , T_c , T_e) et l'efficacité de l'échangeur (Eff) sur le rendement exergétique η_{ex} .

IV.1. Validation des résultats

On a fait la validation de nos résultats par rapport au coefficient de performance (COP) et par rapport au taux de circulation (FR)

IV.1.1. Validation par rapport au (COP)

Nos résultats ont été comparés aux résultats d'une publication de Romero et al [25]. *Romero et al* ont étudié une machine à absorption travail avec le couple (H₂O/LiBr), cette machine en question est équipée d'un échangeur de chaleur dont l'efficacité égale à 0%.

Pour effectuer cette comparaison on a opté pour la représentation de la variation du **COP** (coefficient de performance) en fonction de la température de générateur (T_g) pour des températures d'évaporation (T_e), d'absorption (T_a) et condensation (T_c) connus.

Pour : $T_a = 30^\circ\text{C}$; $T_c = 30^\circ\text{C}$; $T_e = 2^\circ\text{C}$ on obtient 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 en fonction de T_g avec les données de *Romero et Al*.

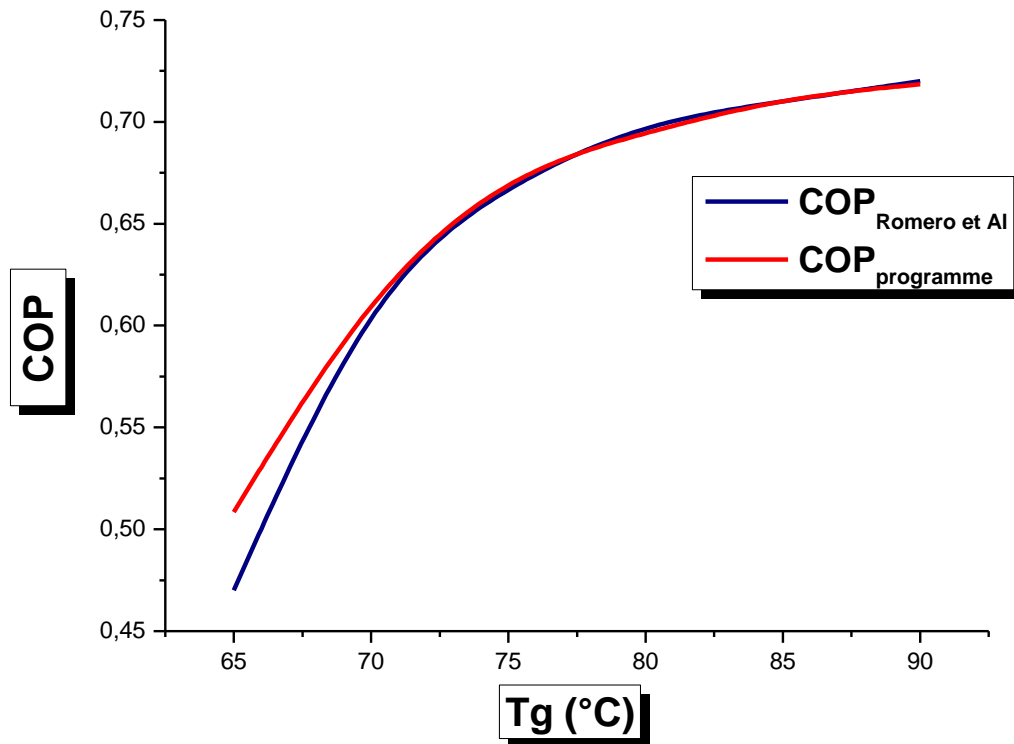


Figure IV.1 : comparaison du (COP) en fonction de(Tg) avec les données de *Romero et al.*

On peut noter que les résultats obtenus par notre modèle numérique sont en bon accord avec celles de *Romero et al* ;avec une erreur moyenne égale à (1,27%)

IV.1.2. Validation par rapport au (FR)

Pour le taux de circulation (FR) ont utilisé pour la validation les résultats de *Saravanan et Maiya*[26].Ces deux derniers ont utilisé pour leur étude une machine à absorption à simple effet donc l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) égale à 70%.

On fixe les valeurs de la température d'évaporation (Te) à 5°C, la température de condensation (Tc) et la température d'absorption (Ta) à 35°C, et on varie la température de générateur (Tg) de (72 à 90°C).

Pour $T_a=35$, $T_c=35$, $T_e=5$, $Eff=70\%$ on obtient les résultats suivants :

Tg	FR Saravanan et Maiya	FR programme
72	40	41.62
75	23	21.02
80	12	11.87
85	9	8.42
90	7	6.60

Tableau IV.2 : comparaison du (FR) en fonction de(Tg) avec les données de *Saravanan et Maiya* .

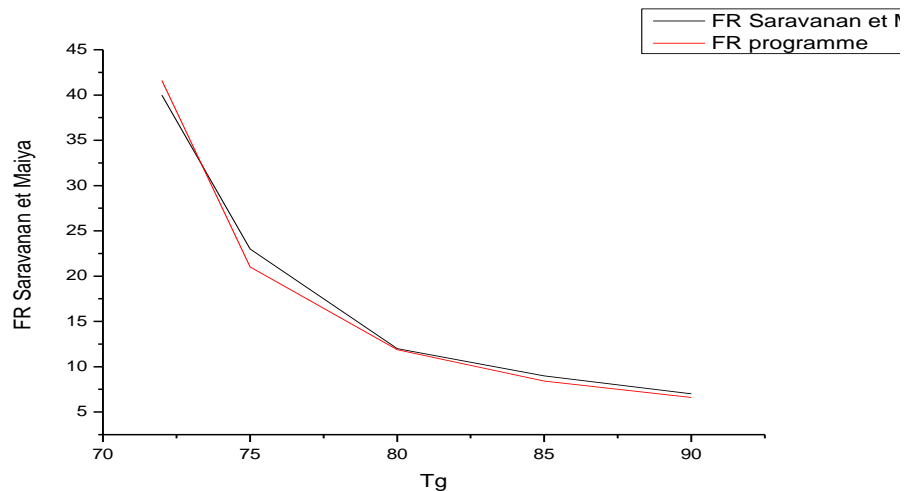


Figure IV.2 : comparaison du (FR) en fonction de (Tg) avec les données *Saravanan et Maiya*.

Avec une erreur moyenne égale à (4,39%) notre programme peut être considéré fiable même avec une erreur moyenne pareille.

les différences entre les résultats Sont dues essentiellement aux hypothèses prise en considération comme base de notre travail ainsi qu'au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple (H₂O/LiBr).

IV.2. L'effet de l'efficacité d'échangeur de solution sur $le\eta_{ex}$

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 $T_a=38^\circ\text{C}$, $T_c=43^\circ\text{C}$ et $T_e=5^\circ\text{C}$ on obtient les résultats suivants :

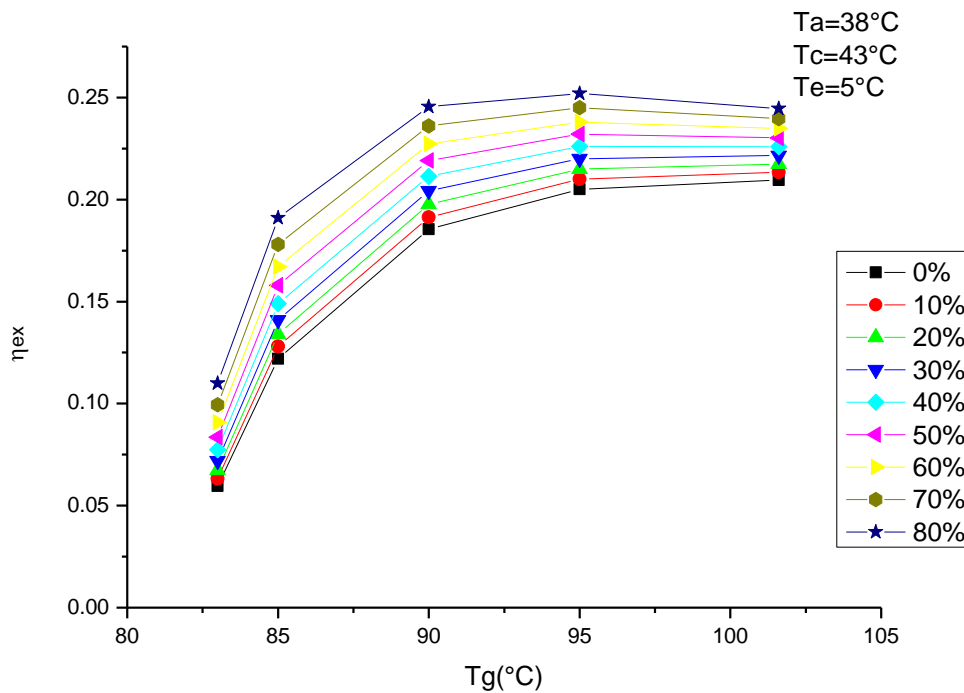


Figure IV.3 : variation du (COP) en fonction de T_g pour les différentes efficacités de l'échangeur desolution

Le rendement exergetique η_{ex} est influé par l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff), la figure ci-dessus montre qu'on atteint des valeurs de η_{ex} élevées lors de l'augmentation de (Eff) pour une température de générateur (T_g) fixe.

Si on fixe l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) on peut constater que η_{ex} augmente avec l'accroissement de (T_g) puis il se stabilise même si on augmente la valeur de (T_g) au-delà de ($T_g=95^\circ\text{C}$). Donc il n'est pas nécessaire d'augmenter la température de générateur au-delà de cette valeur qui est considérée comme valeur optimal.

IV.3. L'effet de la température du générateur (T_g) sur le rendement exergetique (η_{ex})

On fixe la température d'évaporation (T_e) à 5°C et la température de l'absorbeur (T_a) à 38°C , donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la

température de condensation (T_c) de ($30^\circ\text{C} - 43^\circ\text{C}$) et la température de générateur (T_g) de ($80^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C}$) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La figure IV.4 montre la variation du rendement exergetique η_{ex} en fonction de la température du générateur T_g .

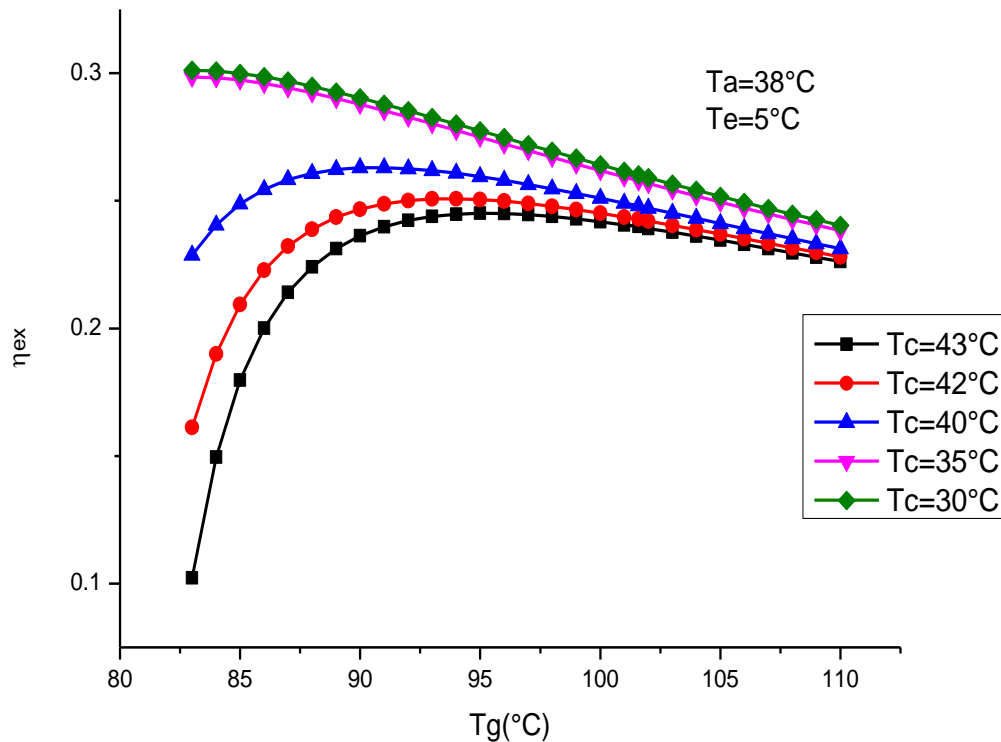


Figure IV.4 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_g)

Le rendement exergetique η_{ex} augmente avec l'augmentation de (T_g), arrivant à des valeurs de (T_g) (au delà de 90°C) on remarque un décroissement et plus on augmente (T_g) plus le rendement exergetique diminue.

On peut remarquer que le rendement exergetique η_{ex} à des valeurs meilleures pour des températures de condensation (T_c) basses, l'influence de (T_c) sur le (COP) semble la raison de cette augmentation de η_{ex} par rapport à l'augmentation de (T_c). Plus on diminue la température de condensation on obtient des performances meilleures.

Pour une diminution de (20°C) de (Tg) de (100 à 80 °C) et pour des valeurs de (Te, Tc, Ta, Eff) constantes le taux moyen d'augmentation du η_{ex} est de presque (12 %).

Donc la température du générateur Tg a une influence directe sur le rendement exergetique η_{ex} . Chose qu'on peut remarquer sur la relation du rendement exergetique.

IV.4. L 'effet de la température de condensation Tc sur η_{ex}

On fixe la température d'évaporation (Te) à 5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 38°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température de condensation (Tc) de (35°C – 45°C) et la température de générateur (Tg) de (80°C – 100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La figure IV.4 montre la variation du rendement exergetique η_{ex} en fonction de la température du condenseur Tc.

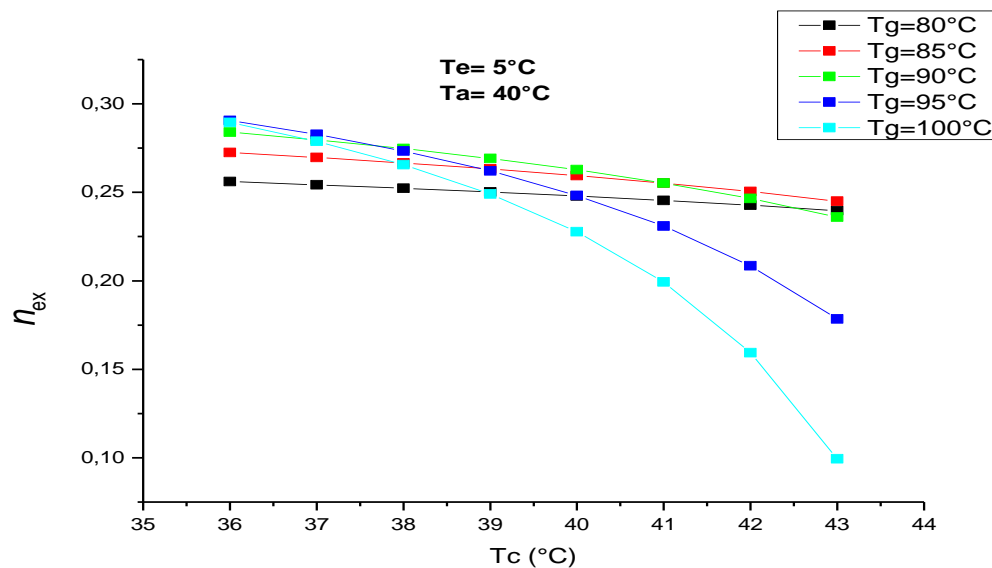


Figure IV.5 :Variation du η_{ex} en fonction de (Tc)

On peut remarquer que le rendement exergetique η_{ex} prend des valeurs meilleures pour des températures de condensation (Tc) basses.

Pour une diminution d'(1°C) de (Tc) de (43 à 42 °C) et pour des valeurs de (Te, Tg, Ta, Eff) constantes le taux moyen d'augmentation du rendement exergetique η_{ex} est de (0,87 %).

La température de condensation n'influe pas sur le η_{ex} , cependant, si la diminution de (T_c) était plus importante l'augmentation du η_{ex} sera remarquable.

IV.5. L'effet de la température de l'absorbeur (T_a) sur le η_{ex}

On fixe la température d'évaporation (T_e) à 5°C et la température de condensation à (T_c) à 45°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'absorption (T_a) de (30°C – 40°C) et la température de générateur (T_g) de (80°C – 100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

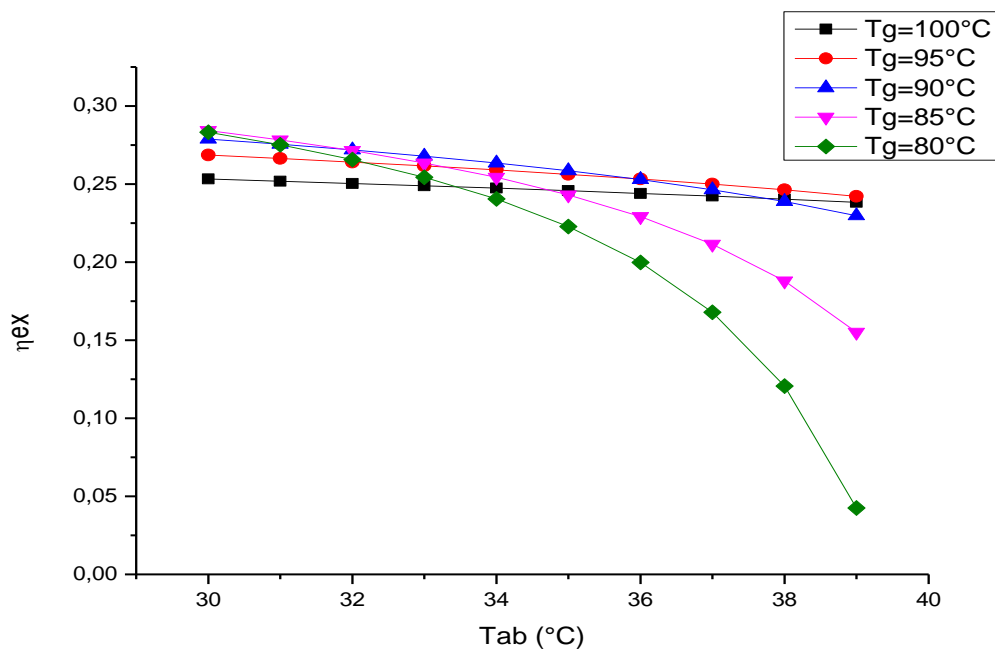


Figure IV.6 : Variation du η_{ex} en fonction de (T_a)

La figure ci-dessus montre que plus la température d'absorption (T_a) est élevée plus le rendement exergétique η_{ex} est bas, pour des températures de générateur (T_g) relativement basse la différence entre les valeurs de η_{ex} est très remarquable cette différence commence à se réduire pour des températures (T_g) de plus en plus élevée.

Pour une augmentation d'(1°C) de (T_a) de (38 à 39 °C) et pour des valeurs de (T_c , T_g , T_e , Eff) constantes le taux moyen de diminution du η_{ex} est de (0,35 %).

Donc l'augmentation de (T_a) a une influence remarquable sur le rendement exergétique η_{ex} .

IV.6. L'effet de la température de l'évaporateur (T_e) sur le η_{ex}

On fixe la température de condensation (T_c) à 43°C et la température de l'absorbeur (T_a) à 40 °C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier la température d'évaporation (T_e) de (5°C – 15°C) et la température de générateur (T_g) de (80°C – 100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

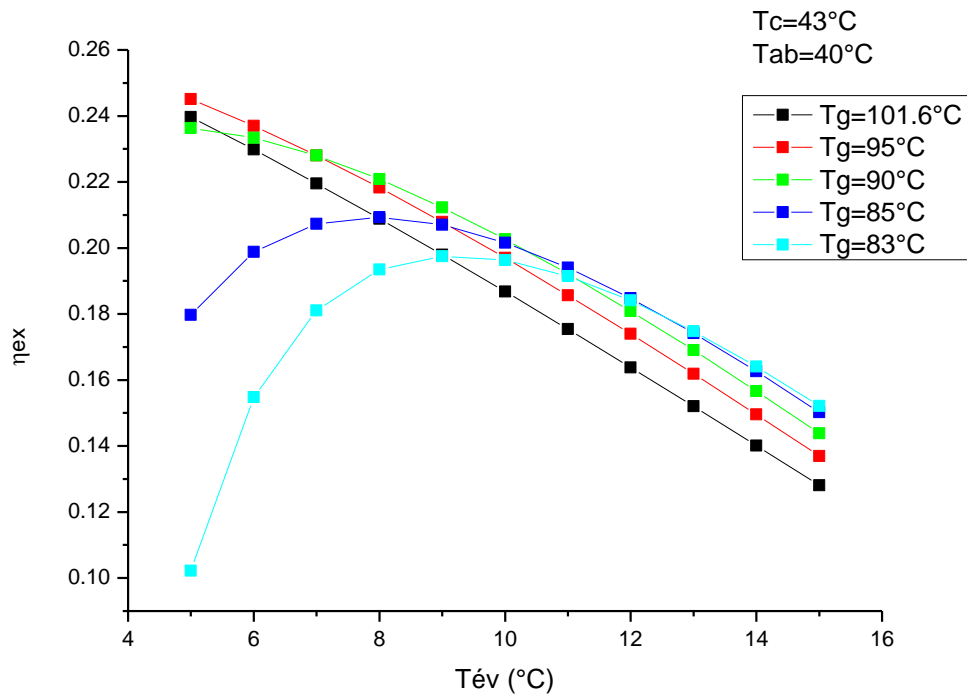


Figure IV.7 : Variation du (η_{ex}) en fonction de (T_e)

La figure ci-dessus indique que l'augmentation de la température d'évaporation (T_e) à une influence négative sur le rendement exergétique η_{ex} , une chute libre de η_{ex} est remarquée.

La température d'évaporation (T_e) à un effet direct sur le η_{ex} comme on peut le voir sur la formule de ce dernier, une augmentation de (T_e) suffit de baisser η_{ex}

On ce qui concerne la température de condensation (T_c), l'augmentation de ce dernier permet aussi de diminuer η_{ex} ce qui valide la constatation précédente.

Pour une augmentation de (7°C) de (T_e) de (5 à 12 $^\circ\text{C}$) et pour des valeurs de (T_c , T_g , T_a , Eff) constantes le taux moyen de diminution du η_{ex} égale à (35 %).

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de faire une analyse exergetique pour les machines frigorifiques à absorption simple effet, et voir l'influence des températures (T_e , T_g , T_a , T_c) ainsi que l'effet de l'efficacité Eff de l'échangeur de solution sur les performances du système, en se basant sur le rendement exergetique η_{ex} .

Pour cela un programme en fortran a été réalisé, 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).

Les résultats montrent que les paramètres ci- cités ont une grande influence sur les performances du système. Il est préférable de travailler avec une température du générateur ($T_{gmax} = 90^\circ\text{C}$) où le rendement exergetique η_{ex} atteint sa valeur maximale et une température moins élevée au niveau du condenseur et de l'absorbeur. L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur récupérateur fait augmenter significativement le coefficient de performance et le rendement exergetique. Preuve de l'utilité d'avoir un échangeur de solution.

La diminution du η_{ex} de la machine est due essentiellement :

- Une augmentation de (T_e) de (5 à 12,3 °C) soit une diminution égale à (35%) du η_{ex}
- Une augmentation de (T_g) de (80 à 100 °C) provoque une diminution égale à (12 %) du η_{ex}

L'influence d'autre paramètre est très limité tel que :

- L'augmentation de (T_a) de (38 à 39 °C) soit une diminution égale à (0,35%) du η_{ex} .
- La diminution de (T_c) de (43 à 42 °C) soit une augmentation égale à (0,87%) du η_{ex} .

Les résultats obtenus à partir du rendement exergetique permettent l'identification de paramètres pouvant influencer l'efficacite du systeme d'absorption, Les temperatures de l'evaporateur (T_e) et celle du generateur (T_g) ont le plus d'influence sur le systeme. Le premier candidat à optimiser est l'evaporateur et le generateur, en raison de la plus grande diminution du rendement exergetique obtenue parmi tous les composants du systeme.

**RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES**

Références bibliographique

- [1] Daraglia Imed Eddine, Simulation du cycle de la machine frigorifique NH₃/CO₂ à cascade l'aide du logiciel EES, Université Badji Mokhtar Annaba, 2017
- [2] Diny, Mouad. Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption: modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine. Diss. Université Henri Poincaré-Nancy 1, 1996.
- [3] R. Daoudi, Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique, thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [4] Maxime Duminil, Systèmes à éjection et à absorption, BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [5] Bulletin N°2002-1 Institut International du Froid historique (IIF).
- [6] Lemort, Vincent, Ion Vladut Teodorese, and Jean Lebrun. "Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery Rankine cycle." (2006).
- [7] Castaing-Lasvignottes, J. "Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide." CNAM, Institut Français du froid industriel 51 (2001).
- [8] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 1988.
- [9] Lakroune, Abdelghani. "Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur." thèse de magister ,université de Constantine 2008.
- [10] Chougui Mohamad Lamine, " simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Henkel, " thèse de magister, université mentouri Constantine 2010.

- [11] Belkessam, Hafidh. Contribution à la valorisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d'air. Université Abou Baker Belkaid- Tlemcen, 2014.
- [12] Lassouane Toufik, "Analyse Energétique et Exergétique d'un cycle APCI de liquéfaction de gaz naturel - Sonatrach GL1/K – SKIKDA", mémoire de master, Université Abderrahmane MIRA Béjaïa, 2015.
- [13] Manel Dahmani. Analyse 4E (Energétique, Exergétique, Environnementale et Economique) de systèmes de valorisation énergétique de biomasses. Chimie organique. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, Français ,2017.
- [14] André Lallemand, " Energie, Exergie, Economie, Thermo-Ecomonie", Centre de Thermique de Lyon France, 2007.
- [15] Merouane, Hamdi. Bilan entropique et exergétique d'un échangeur de chaleur application à un procédé agroalimentaire. Diss. Université de M'hamed Bougara Boumerdès-, 2011.
- [16] Modi, Bhaumik, Anurag Mudgal, and Bhavesh Patel. "Energy and exergy investigation of small capacity single effect lithium bromide absorption refrigeration system." Energy Procedia 109 (2017): 203-210.
- [17] Patel, Jatin, Bhargav Pandya, and Anurag Mudgal. "Exergy Based Analysis of LiCl-H2O Absorption Cooling System." Energy Procedia 109 (2017): 261-269.
- [18] https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQd_12dqL 12-04-2019
- [19] Touaibi, Rabah, et al. "Etude paramétrique d'un système de réfrigération par absorption à simple effet utilisant le couple Eau–Bromure de lithium".
- [20] Site internet de la société TAVER (consulté en 2017), Adresse URL :
Http : //www.taver.es. 23-05-2019
- [21] J. C. González, Simulation of heat and mass transfer phenomena in the critical elements of H2O-LiBr absorption cooling machines. Expérimental validation and application to design, Ph D. thèses, Centre Technologique de Transférantes de Calor,

Département de Màquines Motors Tèrmics, Universitat Politècnica de Catalunya, 2005.

[22] X. Liaoa, Reinhard Radermacher, Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 904-911,

[23] K. Wang, Omar Abdelaziz, Padmaja Kisari, Edward A. Vineyard, State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 6, September 2011, Pages 1325-1337,

[24]] L. Garousi Farshi, S.M. Seyed Mahmoudi, M.A. Rosen, Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1712-1717,

[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. *ApplThermEng*2001;21:1137–47.

[26] Saravanan R, Maiya MP. Thermodynamic comparison of water based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. *ApplTherm Eng*1998;18(7):553–68

Résumé

Dans ce travail était de faire une analyse exergetique pour les machines frigorifiques à absorption simple effet fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr, et voir l'influence des températures (T_e, T_g, T_a, T_c) ainsi que l'effet de l'efficacité Eff de l'échangeur de solution sur les performances du système, Pour cela un programme en fortran a été réalisé, 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).

Cette analyse nous a permis l'identification des paramètres pouvant influencer l'efficacité du système d'absorption et donc de cibler le composant à optimiser pour obtention un meilleur fonctionnement.

Mots clés : Machine à absorption, simple effet, analyse exergetique η_{ex} , bilan de masse et d'énergie, couple(H₂O/LiBr), propriétés thermodynamique l'eau et du bromure de lithium .

ملخص

في هذا العمل تم إجراء تحليل الطاقة الفعالة (exergie) لآلات التبريد التي تعمل بخاصية الإمتصاص الثنائي H₂O / LiBr، وتم ملاحظة تأثير درجات الحرارة (T_c ، T_a ، T_g ، T_e) والمحلل الحراري على جودة النظام ، من أجل هذا تم تحقيق برنامج في فورتران ، هذا البرنامج يعتمد على معادلات توازن الكتلة والطاقة والخصائص الديناميكية الحرارية والفيزيائية للمحلل الثنائي المكون من الماء وبروميد الليثيوم.(H₂O / LiBr).

هذا التحليل سمح لنا بتحديد المعلومات التي يمكن أن تؤثر على كفاءة نظام الإمتصاص وبالتالي تحسينها من أجل الحصول على تشغيل أحسن.

الكلمات المفتاحية: آلة الإمتصاص ، التأثير الفردي ، تحليل الطاقة الفعالة (exergétique)، محصلة الكتلة والطاقة ، الثنائي (H₂O / LiBr) ، الخواص الديناميكية الحرارية للماء وبروميد الليثيوم