



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. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :
GHODBANE Wafa et MEGAREB Salwa

Le : lundi 27 juin 2022

Etude de l'effet du taux de circulation (FR) sur le fonctionnement des machines à Absorption.

Jury :

Mr	Chawki MAHBOUB	MCB	Université de Biskra	Président
Mr	Abdelghani LAKROUNE	MAA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr	Salah GUERBAAI	MCA	Université de Biskra	Examineur

Remerciement

Je remercie tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

Je remercie vivement mon encadreur "**Mr LAKROUNE Abdelghani**" qui a contribué à l'élaboration de ce modeste travail, avec ses conseils et ses critiques et sa disponibilité qui m'ont permis d'évoluer me connaissance acquises et de les approfondir.

J'adresse aussi mes remerciements les plus sincères aux membres du jury, pour avoir accepté de juger et d'examiner mon travail.

Je remercie également tous mes enseignants pour leurs efforts, en particulier "**Pr. Belghar, Dr. Garbai ,Pr. Sdira,**"

Pour leurs informations, leurs conseils et leurs encouragements.

<<MERCII>>

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail à nos chers parents Pour leur soutien, leur patience, leur sacrifice et leur amour, vous méritez tout éloge, vous qui avez fait de nous ce que nous sommes maintenant.

Merci spécial pour mes amis

« Aziza, Lamiss, Amira, Abir, Sayf, Abdelatif ».

Table des matières

Table des matières

Remerciements	I
Dédicaces	II
Table des matières	VI
Liste des Tableaux	VII
Liste des figures	VIII
Nomenclature	X
Introduction Générale	1

Chapitre I: Recherché bibliographies

I.1. Introduction	3
I.2. Historique	3
I.3. Marche des équipements d'absorption.....	4
I.4. Intérêt de l'utilisation de la machine à absorption thermiques	6
I.5. Avantage et inconvénients par rapport aux systèmes compression mécanique.....	7
I.6. Les couples fluides utilisés dans l'absorption.....	8
I.7. Classification des machines à absorption	9
I.7.1. Cycle simple effet	9
I.7.2. Cycle a double effet	9
I.7.3. Cycle à plusieurs étages	10
Conclusion	11

Chapitre II : Analyse Thermodynamique

II.1. Introduction.....	14
II.2. Principes de fonctionnement de pompe à chaleur absorption.....	14
II.2.1. Le condenseur.....	15

Table des matières

II.2.2. L'évaporateur.....	15
II.2.3. Le générateur.....	15
II.2.4. L'absorbeur.....	16
II.3. Analyse Thermodynamique.....	16
II.3.1. Bilan massique.....	16
II.3.2. Bilan Enthalpique.....	17
II.4. Débit spécifique de solution (Taux De Circulation) FR.....	17
II.5. Coefficient de performance	18
II.6. Diagramme utilisée.....	18
II.6.1. Diagramme d'Oldham.....	18
II.6.2. Diagramme de Merkel.....	19
Conclusion.....	20

Chapitre III : Modélisation thermodynamique

III.1. Introduction	22
III.2. Modélisation du cycle à simple effet avec échangeur de solution..	22
III.3. Bilans massique et enthalpies	23
III.3.1. Analyse du Générateur.....	23
III.3.2. Analyse du Condenseur	24
III.3.3. Analyse de l'Évaporateur	24
III.3.4. Analyse de l'Absorbeur	25
III.3.5. Pompe de solution	25
III.3.6. Echangeur de solution	26
III.4. Propriétés thermodynamiques du couple (eau /bromure de lithium.	27
III.4.1. Propriétés du frigorigène H ₂ O.....	27
III.4.2. Propriétés de la solution LiBr	27

Table des matières

III.5. Organigramme du programme principal.....	30
Conclusion	31

Chapitre VI : Validation et discussion des résultats

IV.1. Introduction.....	33
IV.2. Validation des résultats par rapport au taux de circulation (FR)	33
IV.2.1. L'effet de (T_g) sur le FR	34
IV.2.2. L'effet de (T_c) sur le FR	35
IV.2.3. L'effet de (T_a) sur le FR	36
IV.2.4. L'effet de (T_e) sur le FR.....	37
Conclusion générale.....	41
Bibliographie.....	43

Liste des Figures

Chapiter I:

Fig I.1: Évolution annuelle du nombre des équipements à absorption installées en Chine.....	5
--	---

Chapiter II:

Fig II.1: Schéma simplifié d'une machine à absorption simple effet avec échangeur de solution.....	15
---	----

Fig II.2: Schéma de principe du diagramme d'Oldham.....	18
--	----

Fig II.3: Schéma de principe du diagramme Merkel.....	19
--	----

Chapiter III:

Fig III.1 : Structure d'une machine à absorption.....	22
--	----

Fig III. 2 : le Générateur	23
---	----

Fig III.3 : Condenseur	24
-------------------------------------	----

Fig III.4: L'évaporateur.....	24
--------------------------------------	----

Fig III.5 : Absorbeur.....	25
-----------------------------------	----

Fig III .7 : Echangeur de solution	25
---	----

Chapitre IV :

Fig IV.1 : Comparaison du (FR) en fonction (Tg) avec les données de Saravanan et Maiya	34
---	----

Fig IV.2 : Variation du (FR) en fonction de (Tg).....	35
--	----

Fig IV.3: Variation du (FR) en fonction de (Tc).....	36
---	----

Fig IV.4: Variation du (FR) en fonction de (Ta).....	37
---	----

Liste des Tableaux

List des Tableaux

Chapiter VI:

Tableau IV.1: Comparaison du (FR) en fonction de (Tg) avec les données de Saravanan et Maiya.....	33
---	----

Liste des abréviations

Nomenclature :

Nomenclature	Désignation et Unité
COP	Coefficient de performance (sans dimension)
EX	Efficacité de l'échange de solution
FR	Taux de circulation (sans dimension)
h	Enthalpie spécifique (kJ/kg)
m	Débit (kg/s)
P	Pression (kPa), (bar)
Q	Energies thermique (kW)
T	Temperature (°C), (K)
X	Titre de frigorigène ou de l'absorbant dans la solution (%)

Liste des indices

Indices	Désignation
a ,ab	Absorbeur
AHX	Absorber Heat Exchanger
c	Condenseur
e	Evaporateur
g,ge	Générateur
i	Idéal
l	Liquide
v	Vapeur

Introduction générale

La possibilité de produire du froid par utilisation directe de l'énergie primaire, notamment celle du gaz naturel, a donné toutes leurs places aux machines à absorption dans le domaine de froid et de la climatisation. Ces machines, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes à l'exception d'une pompe sont les seules, parmi ce type de machines, ayant atteint le développement industriel.

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.

Dans un système à absorption, le coefficient de performance est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation cependant il existe un autre paramètre appelé taux de circulation FR qui est autre que le débit de solution qui circule dans la partie absorbeur/ générateur

L'objectif de ce travail est de faire une analyse de l'influence du débit de solution appelé taux de circulation FR sur les performances des machines à absorption, 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.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement d'une machine absorption. Nous avons exposé, également dans ce chapitre, les différentes configurations possibles ainsi que les couples de fluides utilisés dans chacune d'elles et les améliorations apportées par chacune de ces configurations.

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

Dans **le chapitre deux** nous avons exposé L'étude thermodynamique les différents aspects théoriques utiles à la compréhension du comportement thermodynamique de ces systèmes, tout en insistant sur la machine frigorifique à absorption utilisant le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement.

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 au taux de circulation sont rassemblés dans **le quatrième chapitre**.

Chapitre I

Recherches bibliographique

I.1. Introduction.

Ce chapitre présente une revue bibliographique qui propose un bref historique des systèmes d'absorption ainsi que l'actualité du marché de cette technologie, les différents cycles à absorption et les mélanges utilisés comme fluide de travail dans ces machines .

I.2. Historique.

Narine a inventé la première machine frigorifique en 1877, utilisant un mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Cela a marqué le début des recherches dans le domaine de la production de froid, bien que l'utilisation de ce mélange ait été interrompue en 1920 en raison de la corrosion et de la toxicité [1,2].

Ferdinand Carré, qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac (fluide frigorigène), eau et électricité, a inventé l'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption entre 1859 et 1860. (Absorbant En utilisant la découverte de Joseph Priestley en 1784 de la haute affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré couvrait deux types de machines à crème glacée : une à faible puissance et à fonctionnement intermittent, et une autre à puissance plus élevée et à cycle continu [1].

Linde "The Linde Ice Machine Company" a développé la première unité de compression de vapeur en Europe en 1880, ce qui a endommagé la machine à absorption et fait décliner son importance. Les perfectionnements proposés en pratique et en théorie par Altenklich, Merkel, Bosniakovic et Niebergall, utilisant toujours des mélanges eau-ammoniac, aboutirent à un véritable renouveau au début des années 1920 [1].

Les années 1940 voient l'apparition, aux États-Unis, de la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le fluide frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré largement utilisé depuis dans la climatisation [1,3].

Cependant, le marché des systèmes d'absorption décline dans les années 1950 du fait du développement de machines à compression à l'architecture plus simple et aux meilleures performances énergétiques [1].

Depuis 1960, une industrie japonaise des climatiseurs s'est développée, les machines étant initialement toutes de type à compression et alimentées par un moteur électrique. Cependant, les climatiseurs à absorption alimentés par combustion de gaz et fonctionnant avec une solution eau-bromure de lithium se sont développés rapidement, conduisant à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages de conception japonaise en 1964 [1].

De nombreuses machines à absorption ont été installées dans l'industrie pétrolière et les installations de fabrication de produits chimiques entre 1890 et 1900.

A la fin du XIXe siècle, quatre types de machines frigorifiques étaient disponibles sur le marché, dont la machine à absorption .Elle arrive en troisième position chronologiquement, après la machine à compression-évaporation de vapeur liquéfiable et les anciennes machines de détente d'air comprimé [4].

Cette technologie a en fait été développée après la Seconde Guerre mondiale.

I.3. Marché des équipements d'absorption.

L'un des principaux avantages de l'équipement d'absorption est sa capacité à fonctionner sans produire aucun type de vibration ou de bruit, ainsi que son utilisation dans les hôtels, les hôpitaux et autres lieux publics. De tels équipements sont rares aux États-Unis et en Europe. Au Japon, en revanche, l'équipement d'absorption a été largement utilisé ; en 1985, il représentait 80% du marché (refroidisseur d'eau de forte puissance) [5].

L'absorption connaît un succès commercial important de 1950 à 1965, notamment aux États-Unis ; deux couples étaient alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). En 1965, environ 30 % des machines frigorifiques de grande capacité aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958) [5].

La production et la commercialisation des groupes d'absorption en machine KWAZAKI ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle double effet avec un brûleur à gaz a commencé en 1970. La machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le fluide frigorigène, est apparue pour la première fois aux États-Unis en des années 1940, basé sur une adaptation du cycle de Carré qui s'est depuis largement répandu en climatisation. Cependant, le marché des systèmes d'absorption décline dans les années 1950 du fait du développement de machines à compression à l'architecture plus simple et aux meilleures performances énergétiques [6].

À partir de 1960, une industrie japonaise des climatiseurs a émergé, toutes les machines étant de type à compression et alimentées par un moteur électrique. Cependant, les climatiseurs à absorption qui utilisaient une solution eau-bromure de lithium et étaient alimentés par la combustion de gaz se sont développés rapidement, conduisant à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages de conception japonaise en 1964. La production et la commercialisation d'unités d'absorption de gaz ont débuté en 1970, dépassant celles des unités d'absorption (les unités d'absorption GA sont des unités monoblocs de production d'eau glacée à refroidissement par air, l'alimentation énergétique étant assurée par la combustion de gaz naturel ou de propane) [6].

Dans d'autres pays, comme la Chine, la Corée ou l'Inde, la demande de tels équipements pour les applications domestiques et industrielles monte actuellement en flèche. La figure I.2 illustre la production annuelle de refroidisseurs d'eau à absorption en Chine de 1988 à 1997 [5].

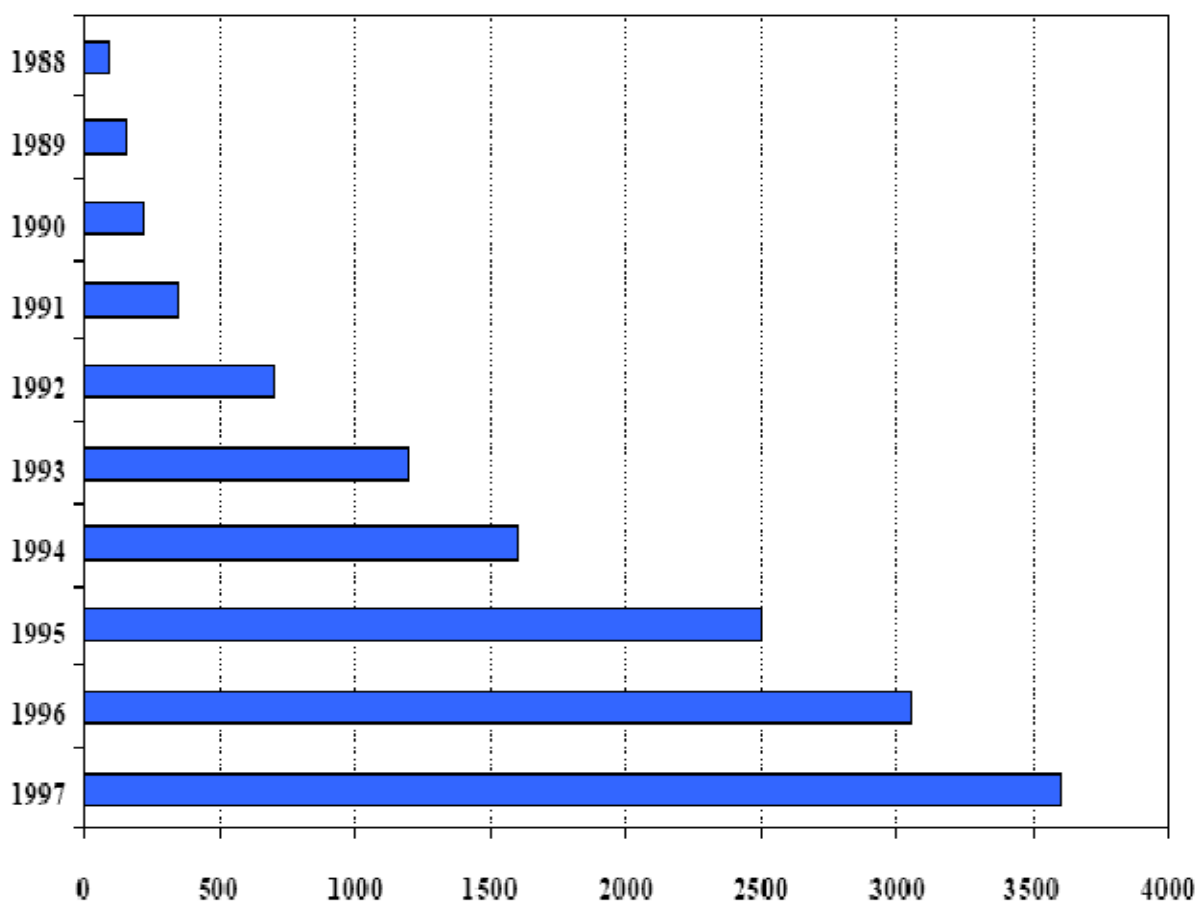


Figure I.1 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorption installées en Chine [5].

L'augmentation de la demande dans ce pays par rapport aux pays européens est principalement due à son infrastructure électrique inadéquate et à la disponibilité du gaz à des prix très bas.

I.4. Intérêt de l'utilisation des machines à absorption thermiques [7].

Sur le plan environnemental, les émissions de fluides couramment utilisés dans les pompes à chaleur à compression jusqu'à la dernière décennie (CFC, HCFC et HFC) ont été accusées d'appauvrir la couche d'ozone de notre planète. De plus, ces émissions favorisent l'effet de serre et, par conséquent, une augmentation de la température moyenne globale de la planète.

Nous ne commercialisons plus des équipements de climatisation utilisant des CFC et des HCFC, mais plutôt des fluides alternatifs appelés HFC. Cependant, en termes d'effet de serre, ceux-ci ont encore un impact environnemental important. En conséquence, il existe un intérêt croissant pour les pompes à chaleur thermiques utilisant des fluides inorganiques non nocifs pour l'environnement.

En revanche, toute transformation d'énergie impliquant de l'énergie mécanique est source d'irréversibilité. Il est donc plus intéressant de développer des systèmes trithermiques qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irréversibilité moindres, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique.

Plusieurs procédés trithermiques sont actuellement développés pour ces raisons. On peut notamment citer :

- les machines à absorption liquide,
- les machines à adsorption solide,

L'objectif est d'atteindre des COP supérieurs à un, ce qui, compte tenu de ce qui précède, permettrait aux machines à compression mécanique de rivaliser. Bien que cet objectif ait déjà été atteint dans des pilotes de laboratoire, seules des machines à absorption liquide sont actuellement sur le marché.

Les COP de ces machines commerciales sont actuellement de l'ordre de 0,3 à 0,7 selon le procédé utilisé, mais devraient rapidement se rapprocher de l'unité dans les années à venir et

pourraient même connaître un développement important aussi bien pour les applications domestiques qu'industrielles.

En effet, à l'exception de la pompe à solution, les pompes à chaleur thermiques n'incluent pas les machines tournantes ; son travail mécanique est nettement inférieur à celui d'un compresseur. La pompe à chaleur, en revanche, consomme beaucoup plus de chaleur que l'énergie mécanique nécessaire aux pompes à chaleur mécaniques pour assurer le même service, car la valeur thermodynamique de la chaleur motrice est inférieure à celle de la pompe à chaleur. On compense la qualité de l'énergie mécanique en augmentant la quantité.

I.5. Avantage et inconvénients par rapport aux systèmes compression mécanique.

Dans le tableau suivant, nous comparerons les machines à absorption de liquide et les machines à compression [8].

Tableau I.1 : Comparaison entre les systèmes à compression et à absorption.

Machines à Compression	Machines à Absorption
<p style="text-align: center;">Avantages</p> <ul style="list-style-type: none"> • Très bon coefficient de performance • Simplicité du cycle et de la machine • Bonne sécurité d'emploi, mais avec les réfrigérants actuellement indiqués • Facile à appliquer la variation de la capacité de refroidissement 	<p style="text-align: center;">Avantages</p> <ul style="list-style-type: none"> • Consomme principalement de la chaleur énergétique qui peut être récupérée à partir d'un autre système • Seulement quelques machines tournantes sont nécessaires : Pompe de solution • Peu d'entretien et longue durée de vie de l'équipement
<p style="text-align: center;">Inconvénients</p> <ul style="list-style-type: none"> • L'énergie consommée par ces systèmes est coûteuse. • L'utilisation d'une machine tournante, qui génère du bruit et nécessite un entretien fréquent. 	<p style="text-align: center;">Inconvénients</p> <ul style="list-style-type: none"> • Coefficients de performance modestes • Une grande puissance thermique est à évacuer vers l'extérieur • Étanchéité de la machine pour éviter

- Problèmes causés par certains fluides frigorigènes, polluants, dont la production est interdite par le protocole de Montréal.

l'intrusion de gaz incondensables

- Problème de cristallisation des absorbants.

I.6. Les couples fluides utilisés dans l'absorption [9].

Plusieurs couples ont été mis à l'épreuve tout au long de l'histoire de l'absorption. Selon Marcriss, il existe plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus couramment utilisés sont (NH₃/ H₂O) et (H₂O/ LiBr).

Ces deux couples ont constamment surclassé les autres pendant plusieurs années. En effet, depuis l'invention du système d'absorption, le couple (NH₃/H₂O) est largement utilisé dans les procédés d'absorption car les fluides NH₃ et H₂O sont tous deux très stables sur une large plage de température et de pression. En raison de sa chaleur latente élevée, le réfrigérant NH₃ peut extraire de la chaleur à des températures très basses aussi basses que -77°C à pression atmosphérique.

Cependant, ce couple étant volatil, les vapeurs de fluide frigorigène doivent être rectifiées. De plus, il présente des pressions de travail relativement élevées, nécessitant des installations complexes et coûteuses.

Malgré ses bienfaits, ce couple est encore redouté en raison de sa toxicité et de sa corrosivité vis-à-vis du cuivre et de ses alliages.

En 1930, (H₂O / LiBr) a été utilisé pour la première fois dans les systèmes d'absorption .La non-volatilité de l'absorbeur LiBr (qui élimine le besoin d'une colonne de rectification) et la chaleur latente élevée de vaporisation de l'eau sont deux caractéristiques remarquables de ce couple (utilisé dans ce cas comme fluide caloporteur). Cependant, l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène nécessite de travailler en dépression à des températures inférieures à 0°C, nécessitant des installations particulières.

La solution de H₂O-LiBr est corrosive. La cristallisation de l'eau peut également se produire à des concentrations élevées.

I.7. Classification des machines à absorption selon le cycle.

I.7.1. Cycle simple effet.

La figure I.2 décrit le cycle de réfrigération à absorption, et ses différents composants, dont le condenseur et l'absorbeur, qui rejettent l'excès de chaleur. Le désorbeur (générateur) dans l'environnement prélève une quantité de chaleur à partir d'une source de température plus élevée, et l'évaporateur pompe la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant une froideur utile. Ce cas correspond à la production de froid pour diverses applications telles que la climatisation des bâtiments, la production de glace, la conservation des aliments et la surgélation rapide, etc... [8].

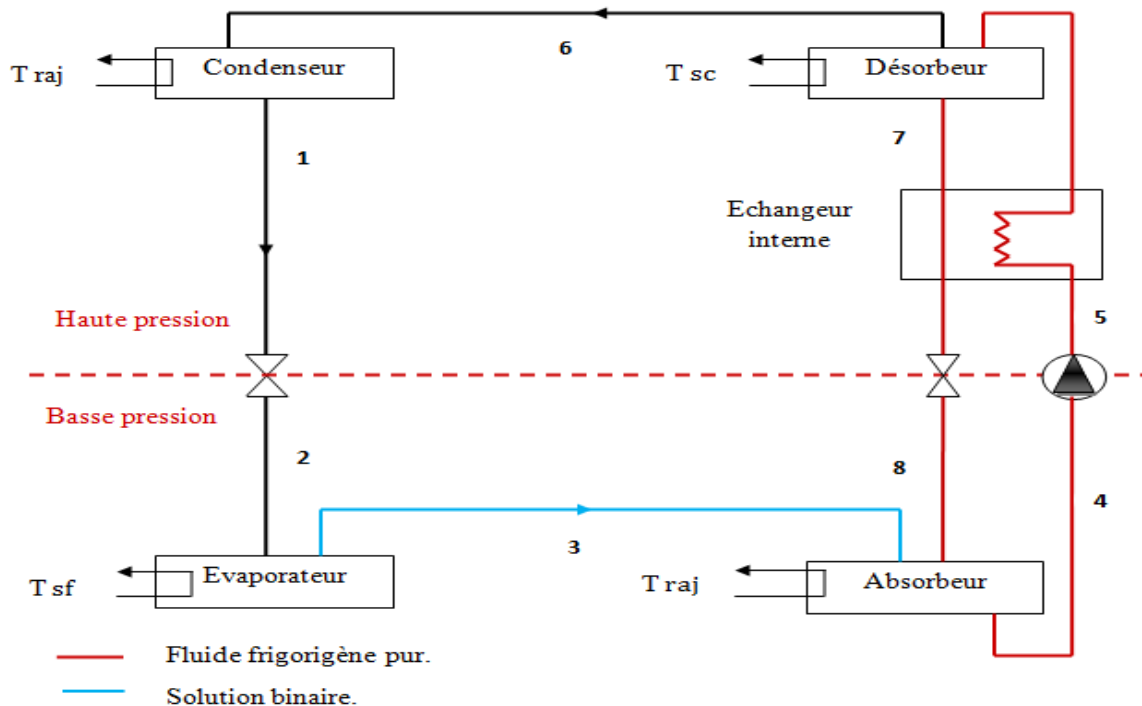


FIGURE I.2 : Cycle simple effet [9].

I.7.2. Cycle a double effet.

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958. La figure I.3 montre un tel système fonctionnant avec $H_2O/LiBr$.

Le générateur à haute pression est chauffé par une source de chaleur extérieure, les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie au générateur basse

pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium [10].

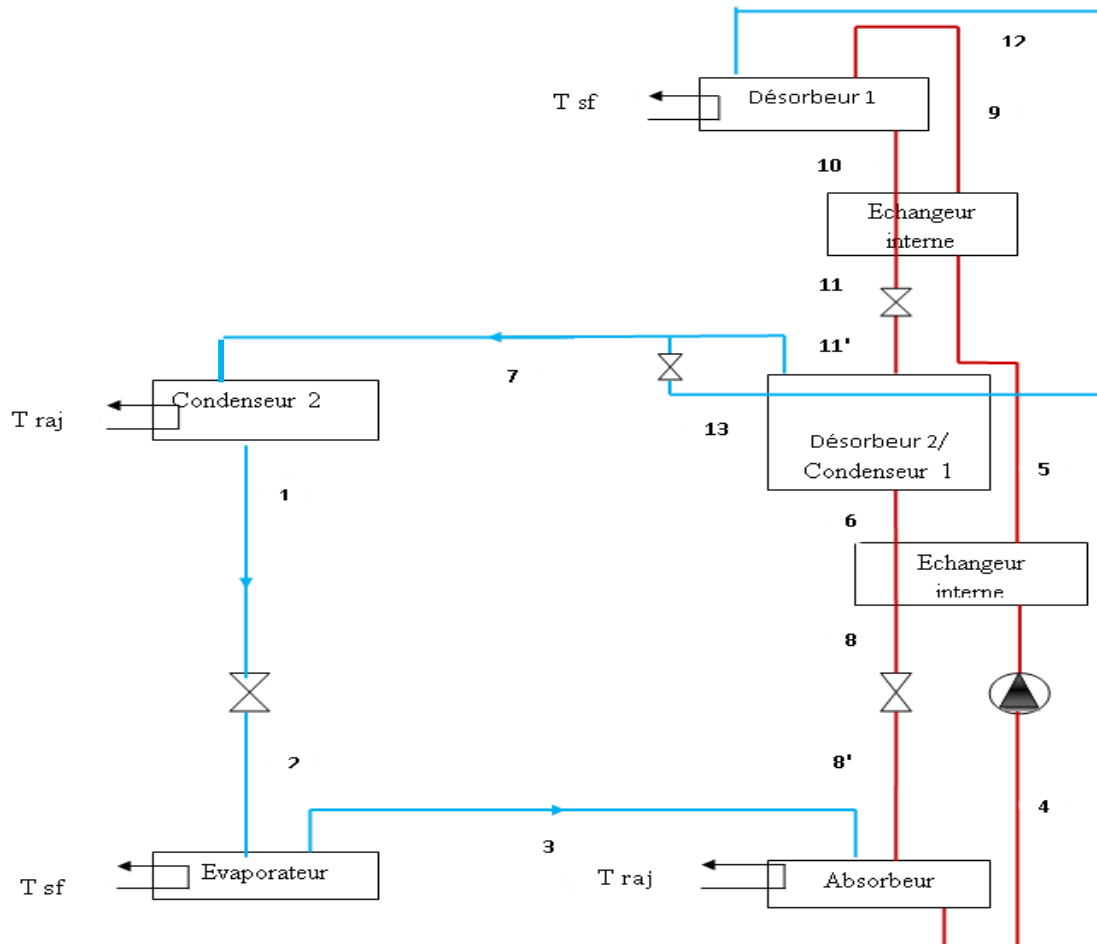


Figure I.3 : cycle double effet [9].

I.7.3. Cycle à plusieurs étages.

L'objectif du cycle frigorifique multi-effets est d'utiliser des systèmes multi-étages ou multi-effets pour améliorer les performances des systèmes à absorption ou élargir leur domaine d'utilisation potentiel. Il y a beaucoup d'options, surtout si vous êtes intéressé à produire du froid et de la chaleur en même temps (thermo pompes frigo par exemple). Entre 1956 et 1958, le cycle de réfrigération à absorption à double effet a été introduit [12]. La vapeur de réfrigérant formée par le générateur de premier effet est condensée à haute pression dans le générateur de second effet, comme illustré à la figure I.4, en utilisant le système LiBr/eau. La chaleur rejetée, d'autre part, est utilisée pour produire plus de vapeur de réfrigérant à partir de la solution du générateur de premier effet [12].

I.8. Conclusion.

Après un historique de la technique des machines 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 a compression mécanique ceci et 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 thermodynamique des machines à

Absorption

II.1. Introduction.

Après avoir donné un aperçu historique sur les machines à absorption, 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 utilisant le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement .

II.2. Principes de fonctionnement de la machine à absorption.

Le cycle frigorifique décrit par la figure II .1 est dont le principe similaire au cycle classique à simple effet décrit précédemment, Le fluide frigorigène en phase liquide sortant du condenseur (point 1) traverse un détendeur (point 2) pénètre l'évaporateur où il s'évapore produisant l'effet frigorifique. La vapeur (point 3) sortant de l'évaporateur s'écoule dans un absorbeur où elle est absorbée par une solution pauvre provenant du générateur (point 8). La solution riche (point 4) est pompée de nouveau au générateur. Il faut noter la présence d'un échangeur de chaleur inter solution entre le générateur et l'absorbeur qui sera alimenté par la solution pauvre (point 5) et la solution issue de l'opération d'absorption (point 4') provenant de l'absorbeur [8].

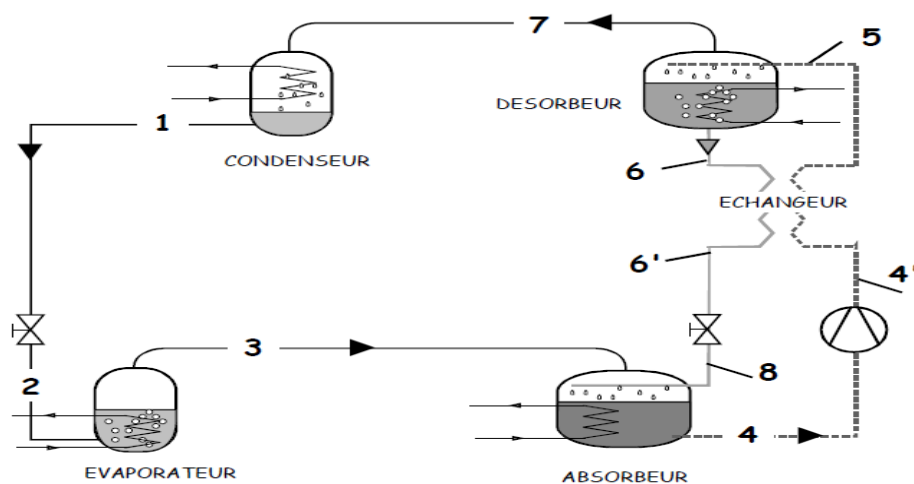


Figure II.1: Schéma simplifié d'une machine à absorption simple effet avec échangeur de solution [12].

II.2.1. Le condenseur.

Est un composant utilisé dans les dispositifs de compression de vapeur. La température de condensation (T_c) et donc la pression dans l'ensemble (générateur/condenseur) sont déterminées par la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur (P_h). Le rejet de la chaleur de condensation (Q_c) à la température du fluide caloporteur est nécessaire pour la condensation du fluide frigorigène ; le chemin (7-1) de la figure II.1 comprend une phase de désurchauffe ainsi qu'une éventuelle phase de sous-refroidissement [13].

II.2.2. L'évaporateur.

Le fluide frigorigène liquide passe devant le détendeur (1-2) à la sortie du condenseur (1), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique (Q_e). La température (T_e) de la source froide détermine la température d'évaporation et, par conséquent, la pression dans l'ensemble (évaporateur/absorbeur) (P_b). Veiller à une éventuelle surchauffe en sortie d'échangeur [13].

II.2.3. Générateur.

La chaleur (Q_g) est appliquée à la solution diluée (riche en fluide frigorigène) (4'), provoquant la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution. De ce fait, le générateur génère de la vapeur de fluide frigorigène (8) ainsi qu'une solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) (8) [13].

II.2.4. L'absorbeur.

La vapeur issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre en frigorigène) 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 (XH₂O) suivant la convention choisie. Pour le couple (NH₃/H₂O) l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le frigorigène avant de l'introduire dans le condenseur. La différence de pression entre autres l'ensemble (absorbeur /évaporateur) (P_b) et (générateur/condenseur) (P_h)

nécessite en outre : La présence de deux détenteurs, sur les circuits frigorigène (1-2) et sur la solution concentrée (pauvre) (6-8). 2. La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée (riche) (4 -'4) Rappelons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur [13].

II.3. Analyse thermodynamique.

II.3.1. Bilan massique.

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

$$m_f + m_g - m_a = 0 \quad (\text{bilan globale de la solution}). \quad (\text{II.1})$$

$$m_g X_c - m_a X_d = 0 \quad (\text{bilan du LiBr}). \quad (\text{II.2})$$

Avec :

m_f : Débit du fluide frigorigène

m_a : Débit de la solution diluée à la sortie de l'absorbeur (riche en fluide frigorigène)

m_g : Débit de la solution concentrée à la sortie du générateur (pauvre en fluide frigorigène)

On en déduit une expression de m_g et de m_a en fonction de m_f et des différents titres en frigorigène.

$$m_a = m_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{II.3})$$

$$m_g = m_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (\text{II.4})$$

Avec :

X_c : Le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_d : Le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

II.3.2. Bilan Entalpique.

On effectue le bilan entalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

On a :

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \quad (\text{II.5})$$

$$\text{Condenseur : } Q_c = m_f(h_1 - h_7) \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Évaporateur : } Q_e = m_f(h_3 - h_2) \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Générateur : } Q_g = m_f h_7 + m_g h_8 - m_a h_6 \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Absorbeur : } Q_a = m_a h_4 - m_f h_3 - m_g h_{10} \quad (\text{II.9})$$

$$\text{Pompe : } W = m_a(h_5 - h_4) \quad (\text{II.10})$$

II.4. Débit spécifique de solution (Taux De Circulation) FR.

Le Taux de circulation ou appelé débit spécifique de solution (FR), qui est défini comme : le rapport des flux massiques de la solution riche (m_a) refoulée par la pompe et de vapeur (m_f) résorbée au générateur [14], s'écrit :

$$FR = \frac{X_c}{X_c - X_d} = \frac{m_a}{m_f} \quad (\text{II.2})$$

Ce débit de solution FR est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système à absorption. il détermine la taille des différents organes.

II.5. Coefficient de Performance COP.

$$\text{-En mode froid : } \text{COP}_f = \frac{Q_e}{Q_g + W_P} \quad (\text{II.3})$$

$$\text{-En mode chauffage : } \text{COP}_c = \frac{Q_c}{Q_g + W_P} \quad (\text{II.4})$$

II.7. Diagramme utilisée.

II.7.1. Diagramme d'Oldham.

C'est le diagramme est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption ; L'axe des abscisses est gradué en (T) et l'axe des ordonnées en (P).[15]

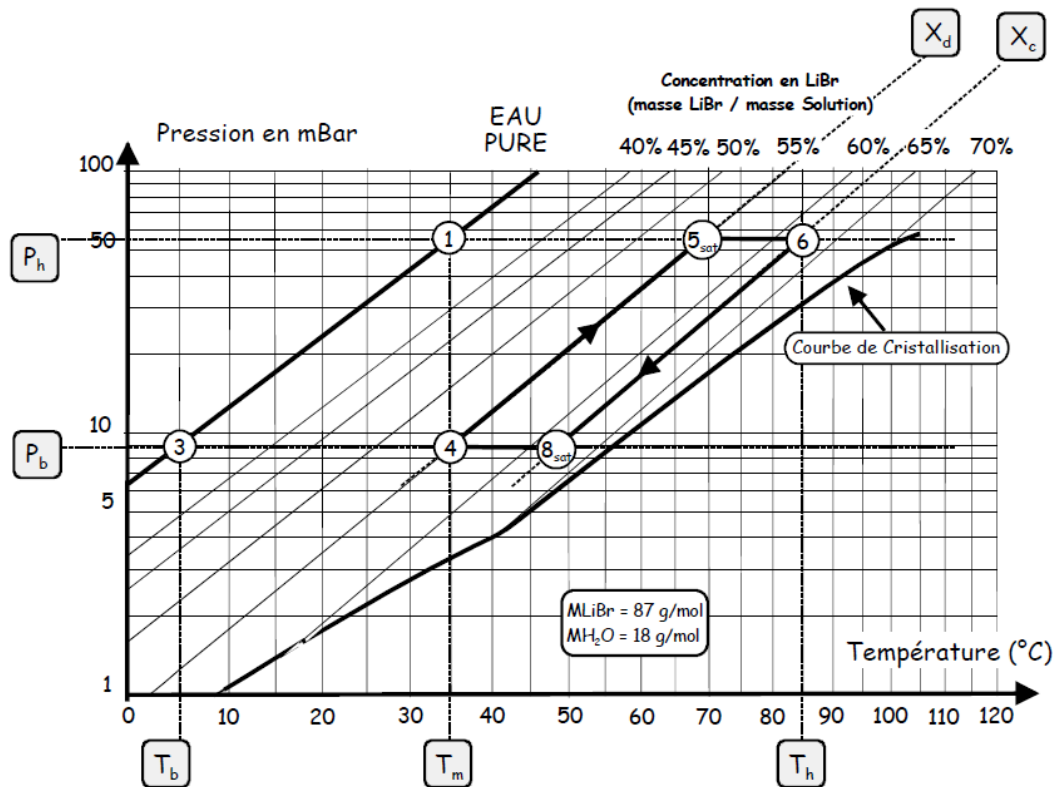


Figure II.2 diagramme d'Oldham (PTX) pour le couple H2O/LiBr [15].

II.7.2. Diagramme de Merkel.

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 [15].

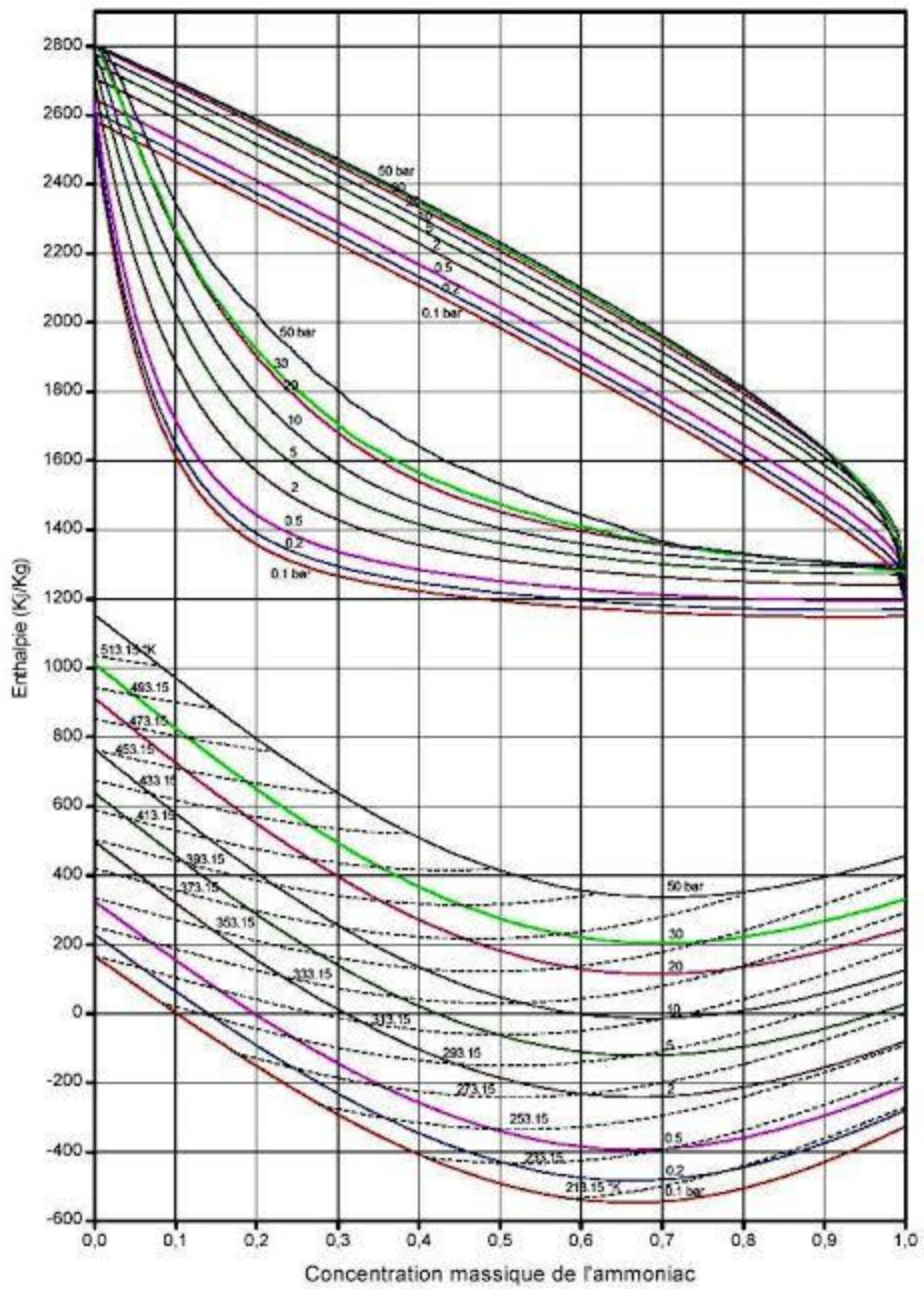


Figure II.3 : diagramme de Merkel (enthalpie – concentration) pour le couple H₂O/LiBr [15].

II.8. Conclusion.

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement des systèmes de refroidissement (eau / bromure de lithium) avec une analyse thermodynamique de ces cycles cette analyse va nous permettre de faire la modélisation et l'étude détaillée qui feront l'objet du chapitre suivant.

Chapitre III

Modélisation thermodynamique

III.1. Introduction.

Dans ce chapitre on effectue une analyse 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 II.1.

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

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [16].

- Aux points : 1, 2, 3 et 7, le fluide frigorigène est à l'état pur.
- Il n'y a pas de changement de pression la tuyauterie sauf au détendeur et au niveau de la pompe de solution.
- Aux points 4 et 8, la solution est à l'état saturée.
- Les détendeurs sont adiabatiques.
- Il n'y a pas de perte de chaleur au niveau des différents composants.

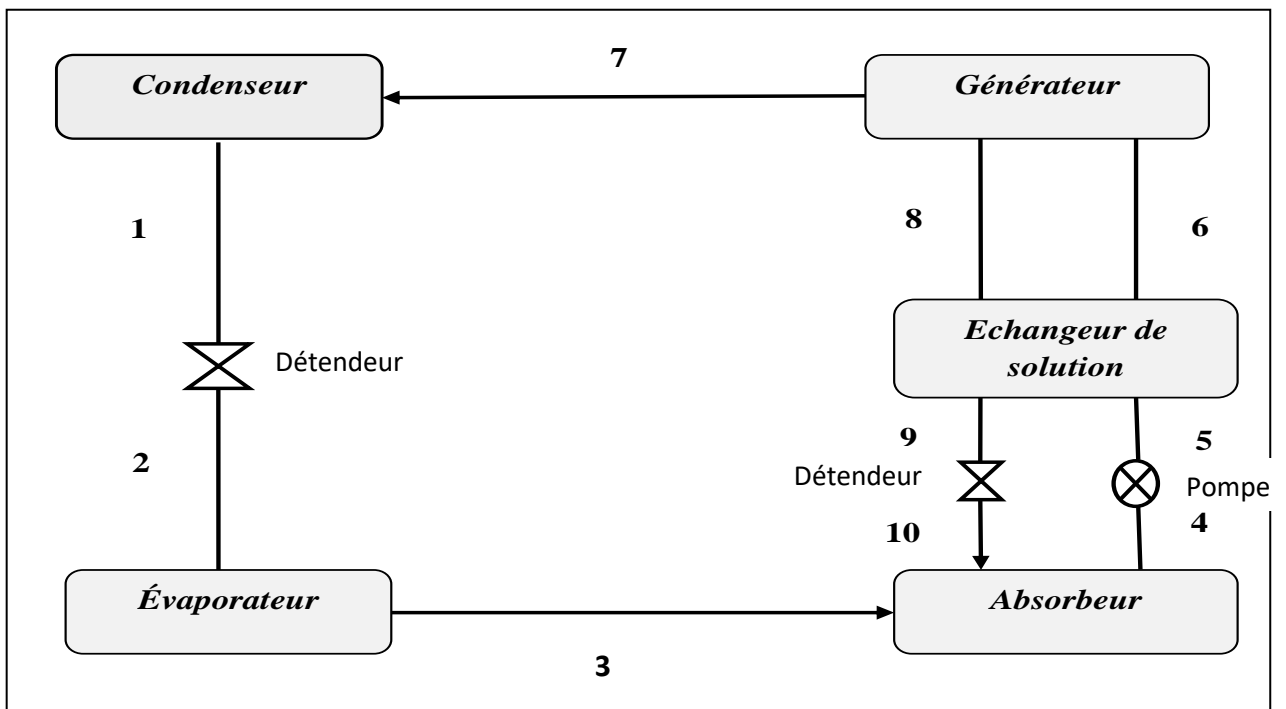


Figure III.1 : Structure d'une machine à absorption.

III.3. Bilans massiques et enthalpique.

Dans ce qui suit, nous appelons :

m_1 , m_8 et 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 désorbeur pour rejoindre l'absorbeur.

x_d : La concentration massique de la solution diluée (riche en H₂O) quittant l'absorbeur pour rejoindre le désorbeur.

III.3.1. Analyse du Générateur.

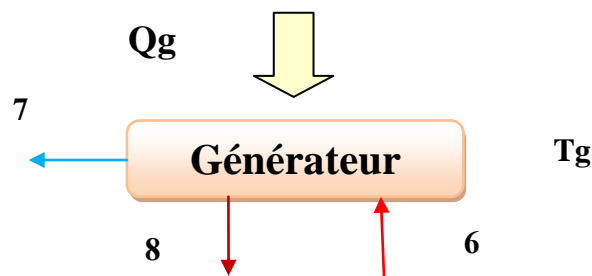


Figure III.2 : le Générateur.

$$m_6 = m_7 + m_8 \quad (\text{III.1})$$

$$m_6 X_6 = m_7 + m_8 X_8 \quad (\text{III.2})$$

$$Q_g = m_7 h_7 + m_8 h_8 - m_6 h_6 \quad (\text{III.3})$$

h_7 : Enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur (T_g) et à la haute pression (P_h)

h_6 : Enthalpie du liquide de la solution riche à la température (T_6) et à la haute pression (P_h).

h_8 : Enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du générateur (T_g) et à la haute pression (P_h).

III.3.2. Analyse du Condenseur.

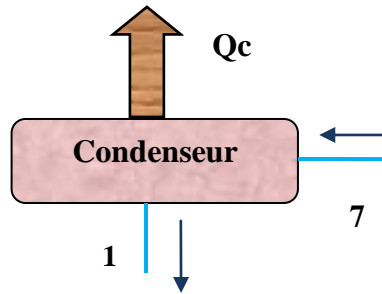


Figure III.3 : Condenseur.

$$m_1 = m_7 \tag{III.4}$$

$$Q_c = m_1(h_1 - h_7) \tag{III.5}$$

h_1 : Enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (T_c) et à la haute pression (P_b).

III.3.3. Analyse de l'Evaporateur.

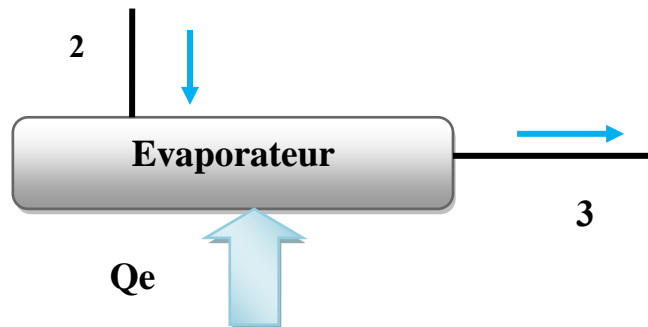


Figure III.4 : L'évaporateur.

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_7 \tag{III.6}$$

$$Q_e = m_1(h_3 - h_2) \tag{III.7}$$

h_3 : Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température (T_e) et la basse pression (P_b).

h_2 : Enthalpie liquide à la température (T_2) et à la basse pression (P_b).

III.3.4. Analyse de l’Absorbeur

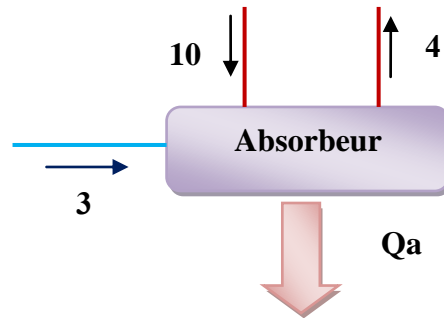


Figure III.5 : Absorbeur.

$$m_{10} + m_3 = m_4 \tag{III.8}$$

$$m_{10}X_{10} + m_3 = m_4X_4 \tag{III.9}$$

$$Q_a = m_4h_4 - m_3h_3 - m_{10}h_{10} \tag{III.10}$$

D’où :

h_4 : Enthalpie du liquide de la solution à la température de l’absorbeur (T_4) et à la basse pression (P_b) et à la concentration riche (X_d).

h_{10} : enthalpie du liquide de la solution à la température (T_{10}) à la basse pression (P_b) et à la concentration pauvre (X_c).

III.3.5. Pompe de solution

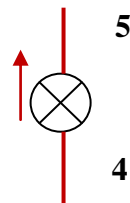


Figure III.6 : Pompe de solution.

$$m_4 = m_5 = m_6 \tag{III.11}$$

$$W_p = m_6(h_5 - h_4) = (P_5 - P_4)v_a \tag{III.12}$$

D'où :

h_5 : Enthalpie du liquide de la solution à la température (T_5) et à la haute pression (P_h) et à la concentration riche (X_d).

v_a : Volume spécifique de la solution riche en frigorigène.

III.3.6. Echangeur de solution

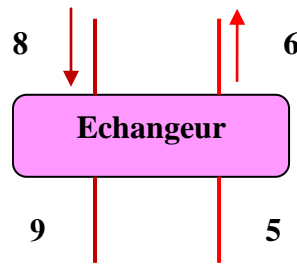


Figure III.7 : Echangeur

$$m_5 = m_6 \tag{III.13}$$

$$m_8 = m_9 \tag{III.14}$$

$$T_9 = T_5 \text{Eff} + T_8 (1 - \text{Eff}) \tag{III.15}$$

$$h_6 = h_5 + \frac{m_8}{m_5} (h_8 - h_9) \tag{III.16}$$

D'où:

$$\text{Eff} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}}$$

h_9 : Enthalpie du liquide de la solution à la température (T_9) à la haute pression (P_h) et à la concentration pauvre (X_c).

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

$$m_3 + m_{10} = m_4 \Leftrightarrow m_1 + m_8 = m_6 \tag{III.17}$$

$$m_{10}X_{10} = m_4X_4 \Leftrightarrow m_{10}X_{10} = m_6X_6 \tag{III.18}$$

On obtientdonc:

$$m_g = m_1 \frac{x_4}{x_{10} - x_4} \quad (\text{III.18})$$

$$m_g = m_1 \frac{x_4}{x_{10} - x_4} \quad (\text{III.19})$$

Le taux de circulation FR s'écrit :

$$\text{FR} = \frac{m_6}{m_1} = \frac{x_{10}}{x_{10} - x_4} = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (\text{III.20})$$

Le COP peut être exprimé comme suit :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_1 (h_3 - h_2)}{m_1 h_7 + m_g h_g - m_6 (h_6 + h_4 - h_5)} \quad (\text{III.21})$$

Et finalement :

$$\text{COP} = \frac{(h_3 - h_2)}{h_7 + (\text{FR} - 1)h_g - \text{FR}(h_6 + h_4 - h_5)} \quad (\text{III.22})$$

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

Dans toutes les corrélations qui va admet que [16] :

- 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/m³).

III.4.1. Propriétés du frigorigène H₂O.

La pression de saturation P (Kpa) du fluide frigorigène H₂O en fonction de la température

T (°C) est calculé d'après l'équation :

$$P = 22064 \cdot \exp(\alpha) \quad (\text{III.1})$$

$$\alpha = (641.14/TK) \left(\begin{array}{l} -7.85821 \cdot T_0 + 1.83991 \cdot T_0^{1.5} - 11.781 \cdot T_0^3 + 22.6705 \cdot T_0^{3.5} \\ -15.9393 \cdot T_0^4 + 1.77516 \cdot T_0^{7.5} \end{array} \right) \quad (\text{III.2})$$

$$TK = T + 1 - 273.15$$

$$T_0 = 1 - (TK / 647.14)$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'H₂O en fonction de T(°C) est [17] :

$$h_v(T) = -125397 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.88060937 \cdot T + 2500.559 \quad (\text{III.3})$$

$$h_L(T) = 4.19 \cdot T \quad (\text{III.4})$$

III.4.2. Propriétés de la solution LiBr.

La relation entre la pression de saturation P (Kpa), la température T (°C) et la concentration du mélange eau-bromure de lithium est donnée par [18] :

$$\text{Log}P = C + D / (T_{ref} + 273) + E / (T_{ref} + 273)^2 \quad (\text{III.5})$$

Avec

$$C = 7.05. \quad D = -1596349. \quad E = -1040955$$

$$T_{ref} = \left(-2E / \left(D + \left[D^2 - 4E(C - \text{Log}P) \right]^{0.5} \right) \right) - 273$$

$$T_{sol} = \sum B + T_{ref} \sum A$$

$$\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3$$

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

$$A_0 = -2.00755 \quad B_0 = 124.937$$

$$A_1 = 0.16976 \quad B_1 = -7.71649$$

$$A_2 = -0.003133362 \quad B_2 = 0.152286$$

$$A_3 = 0.0000197668 \quad B_3 = -0.0007959$$

T_{sol} Température en °C) $5^\circ\text{C} < T_{sol} < 175^\circ\text{C}$

T_{ref} Température du réfrigérant (en °C) $-15^\circ\text{C} < T_{ref} < 110^\circ\text{C}$.

Pour: $0\% < X < 40\%$

$$h = \left[CA_0 + CA_1 \cdot X + CA_2 \cdot X^2 + CT(CB_0 + CB_1 \cdot X + CB_2 \cdot X^2) \right] \cdot 2.326 \quad (\text{III.6})$$

Avec

$$\begin{aligned}
 CA_0 &= -33.1054264 & CB_0 &= 1.0090734 \\
 CA_1 &= 0.13000636 & CB_1 &= -0.01377507 \\
 CA_2 &= 0.00097096 & CB_2 &= 0.000085131
 \end{aligned}$$

CT = Température (°C)

h = enthalpie (kj/kg)

X = % LiBr

T = (CT. 9/5) +32

Pour: 40% < X < 70% [18]

$$h = \sum A + T \sum B + \sum CT^2$$

$$\sum A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4$$

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

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

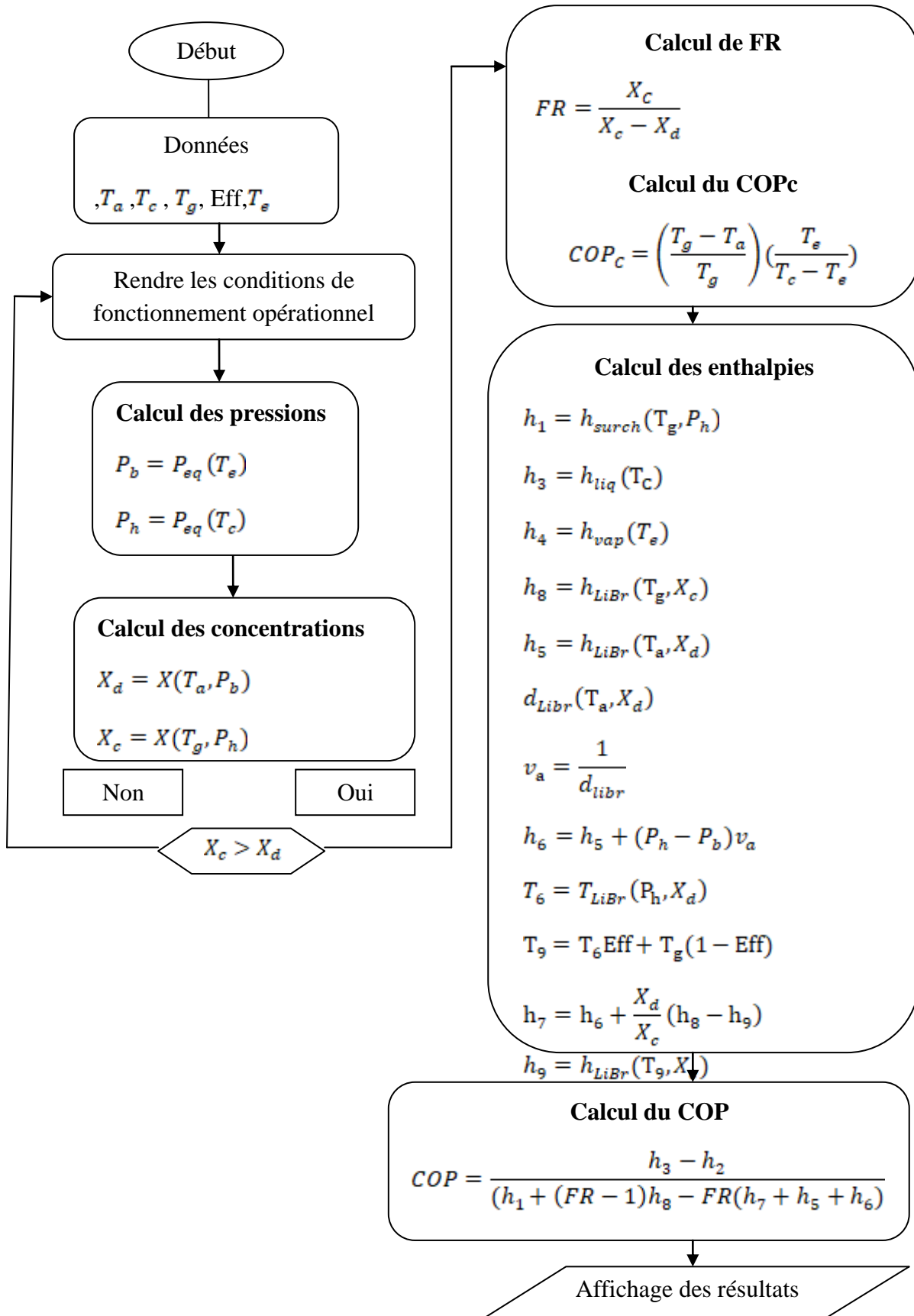
Avec

$$\begin{aligned}
 A &= -2024.33 & B_0 &= 18.2829 & C_0 &= -0.037008214 \\
 A_1 &= 163.309 & B_1 &= -1.1691757 & C_1 &= 0.0028877666 \\
 A_2 &= -4.88161 & B_2 &= 0.03248041 & C_2 &= -0.00008131305 \\
 A_3 &= 0.06302948 & B_3 &= -0.0004034184 & C_3 &= 0.0000009916628 \\
 A_4 &= -0.0002913704 & B_4 &= 0.000001852669 & C_4 &= -0.000000004441207
 \end{aligned}$$

T = Température de la solution (°C), 15°C < T < 165°

III.5. Organigramme du programme FORTRAN:

Pour le cycle à simple effet (**Figure. III.1**), un programme a été développé en Fortran. Ce dernier est basé sur les équations de bilan masse-énergie et les propriétés thermodynamiques des couples de fluides.



III.6. 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 et enthalpique pour chaque organe Relation entre les différents débits de masse et le taux de circulation. Nous avons aussi traité les propriétés thermodynamiques du fluide utilisé.

Chapter IV
Validation et discussion des résultats

IV.1. Introduction.

Ce chapitre comporte deux étapes

- La validation des résultats ;
- L'étude de l'influence des températures (T_g , T_a , T_c , T_e) sur les taux de circulation FR.

IV.2. Validation des résultats par rapport au taux de circulation (FR).

Pour le taux de circulation (FR) ont a utilisé pour la validation les résultats de **Saravanan** et **Maiya** [13].

Ces deux derniers ont utilisé pour leur étude une machine à absorption à simple effet dont l'efficacité de l'échangeur de solution (Eff) égale à 70%.

On fixe les valeurs de la température d'évaporation (T_e) à 5°C, la température de condensation (T_c) à 30°C et la température d'absorption (T_a) à 35°C, et on varie la température de générateur (T_g) de (72 à 90°C).

Pour $T_a=35^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$, Eff= 70% on obtient les résultats suivants :

Tableau IV.1 : Comparaison du (FR) en fonction de(T_g) avec les données de **Saravanan** et **Maiya**.

T_g °C	FR Saravanan et Maiya	FR Programme
72.	40	38
75	23	19,5
80	12	12,1
85	9	8,4
90	7	6,84
Error Moyenne : 1.55 %		

La figure IV.1 montre la comparaison du taux de circulation (Flow Rate) FR de notre Programme avec les données obtenues par **Saravanan** et **Maiya**.

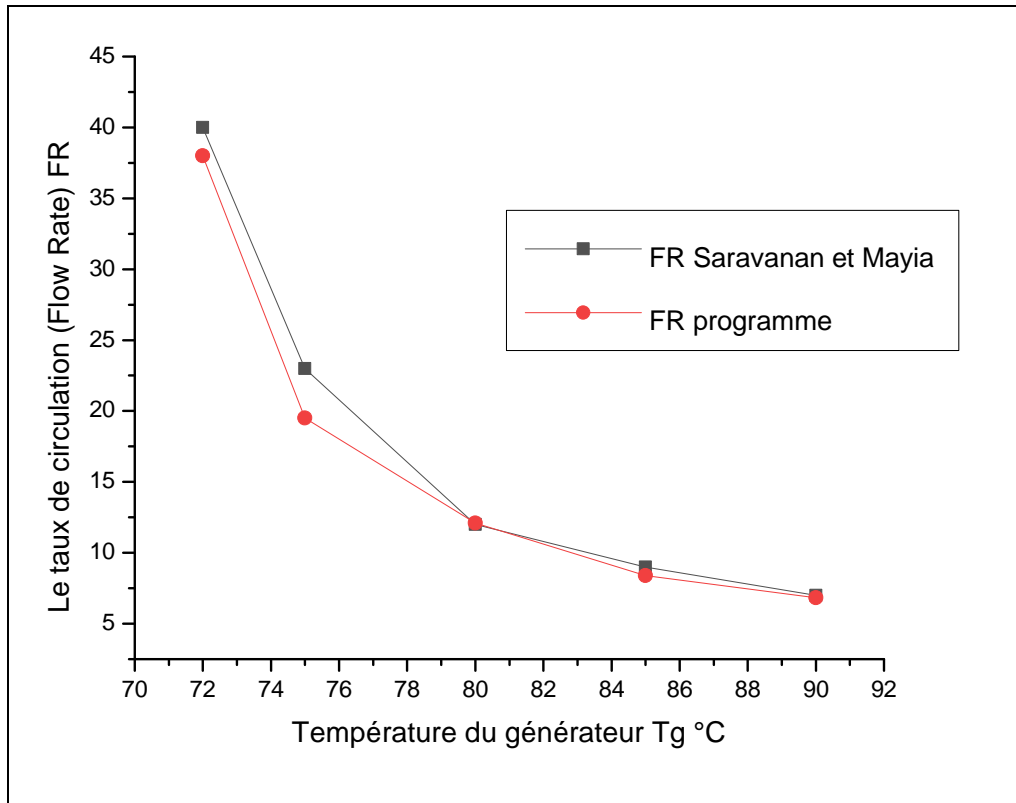


Figure IV.1 : Comparaison du (FR) en fonction (T_g) avec les données de **Saravanan** et **Maiya**.

On peut noter que les résultats obtenus par notre modèle numérique sont en bon accord avec celles de **Saravanan** et **Maiya**; cependant les différences entre les deux résultats (erreur moyenne égale à (1.55 %)) 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 ($H_2O/LiBr$).

Etude de l'effet du taux de circulation FR sur la machine à absorption

IV. 3. L'effet de (T_g) sur le FR.

On fixe la température d'évaporation (T_e) à $5^\circ C$ et la température de l'absorbeur (T_a) à $40^\circ C$ et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier :

La température de condensation (T_c) de ($30^\circ C - 40^\circ C$).

La température de générateur (T_g) de ($80^\circ C - 100^\circ C$).

Avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

La figure IV.2 montre la variation du taux de circulation (Flow Rate) FR en fonction de Tg.

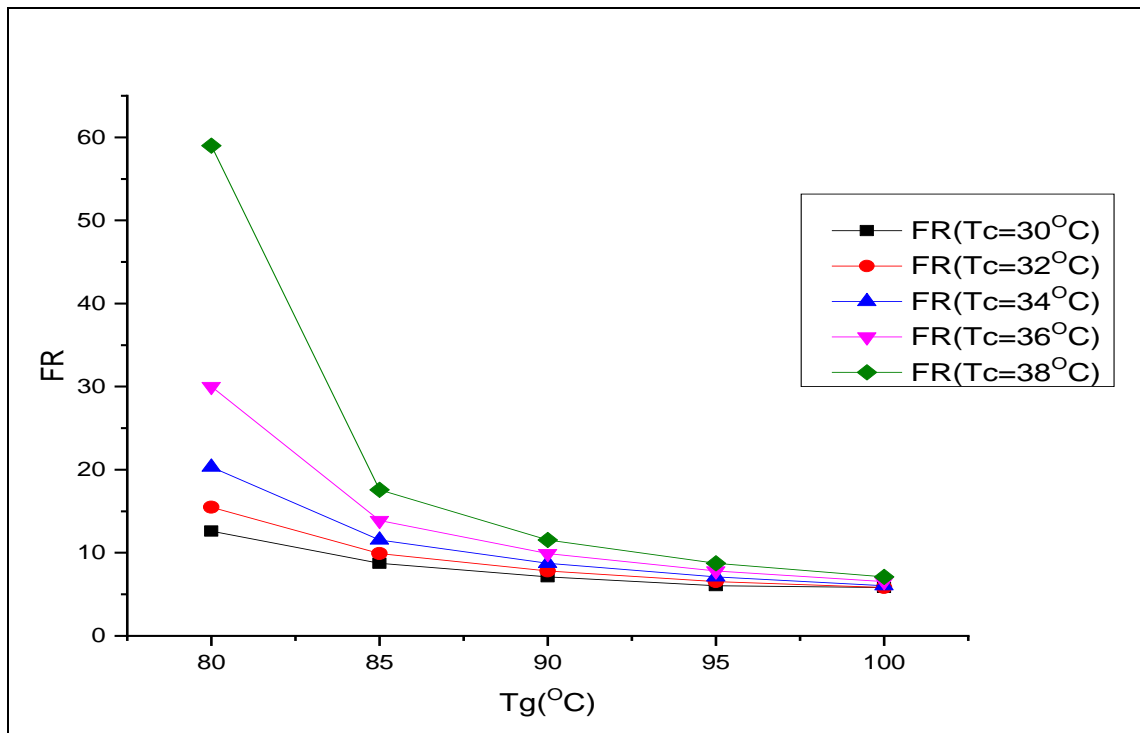


Figure IV.2 : Variation du (FR) en fonction de (Tg).

Plus l'augmentation de (FR) est importante, plus la valeur de la température du générateur (Tg) est faible, et l'augmentation de la température de condensation (Tc) permet d'augmenter le taux de circulation.

La diminution de la plage de dégazage ($\Delta X = X_c - X_d$) peut s'expliquer par la diminution de la valeur de la solution concentrée (X_c) suite à l'augmentation de la haute pression (ph).

IV.4. L'effet de (Tc) sur le FR.

On fixe la température d'évaporation (Te) à 5°C et la température de l'absorbeur (Ta) à 40 °C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier :

la température de condensation (Tc) de (35°C – 40°C).

la température de générateur (Tg) de (80 °C – 100 °C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

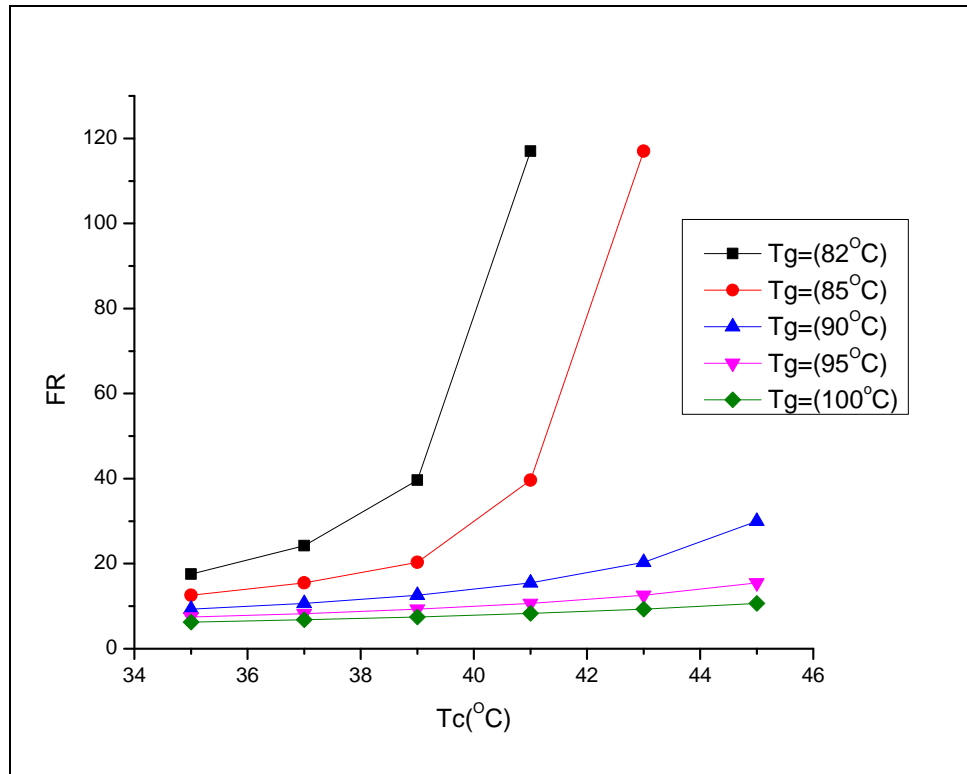


Figure IV.3 : Variation du (FR) en fonction de (Tc).

L'augmentation de la température de condensation (Tc) permet l'augmentation du taux de circulation FR comme indique la figure ci-dessus. FR est proportionnel avec la température Tc est inversement proportionnel avec Tg. Les températures élevées du générateur $T_g > 90^\circ\text{C}$ n'ont pas d'effet sur le taux de circulation FR il devient presque constant à $T_g = 100^\circ\text{C}$.

IV.5. L'effet de (Ta) sur le FR.

On fixe la température d'évaporation (Te) à 5°C et la température de condensation à (Tc) à 45°C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier:

La température d'absorption (Ta) de (30-40).

La température de générateur (Tg) de (80°C – 100°C) avec une efficacité d'échangeur de solution égale à 70%.

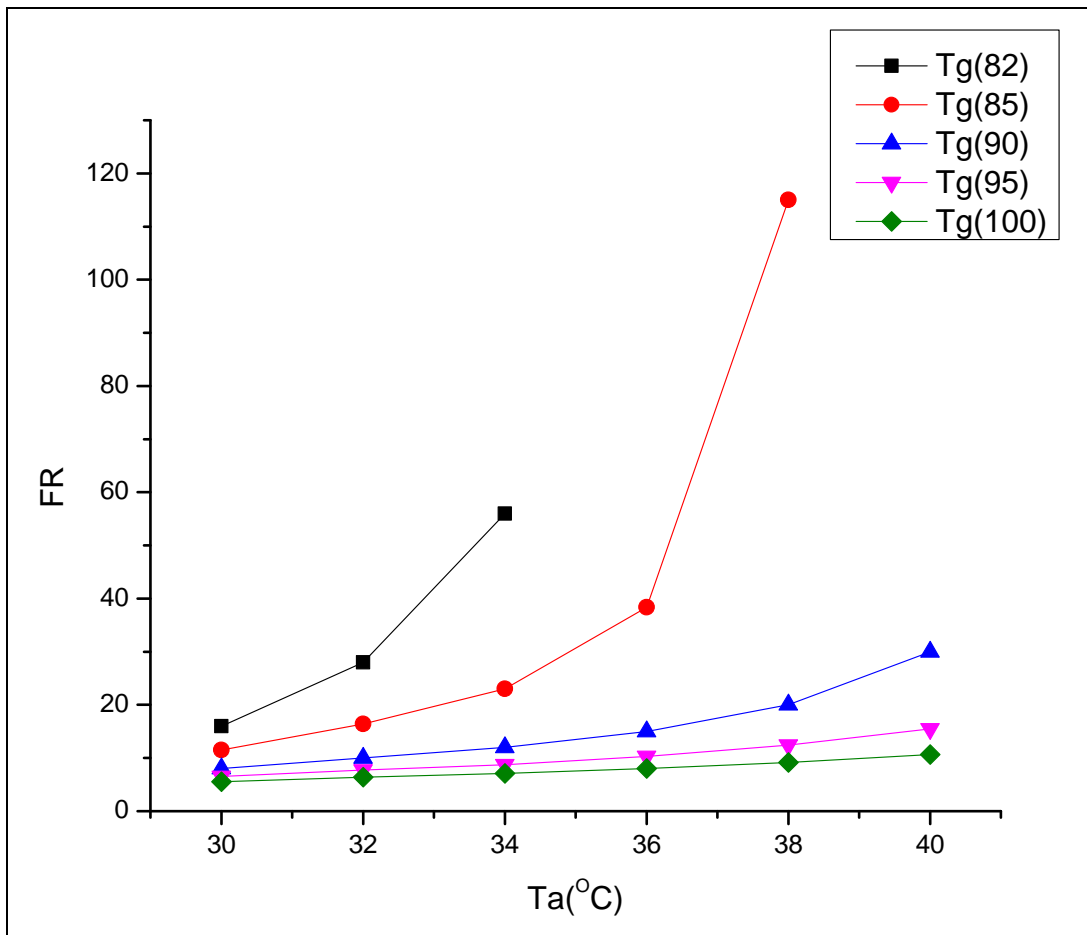


Figure IV.4 : Variation du (FR) en fonction de (Ta).

Comme le montre la figure IV.4, le taux de circulation (FR) reste presque constant à des températures d'absorption basses (Ta). Cependant, pour des températures (Ta) supérieures à (32°C), le taux de circulation (FR) augmente considérablement.

Pour les basses températures du générateur, cette élévation est sensiblement plus élevée (Tg).

Ceci s'explique par une baisse de la plage de dégazage (ΔX), qui est liée à une diminution de la valeur de la solution diluée (Xd).

IV.6. L'effet de (Te) sur le FR.

On fixe la température de condensation (Tc) à 45°C et la température de l'absorbeur (Ta) 40 °C et donc la concentration riche en fluide frigorigène, et on fait varier:

La température d'évaporation (Te) de (5°C – 15°C)

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%.

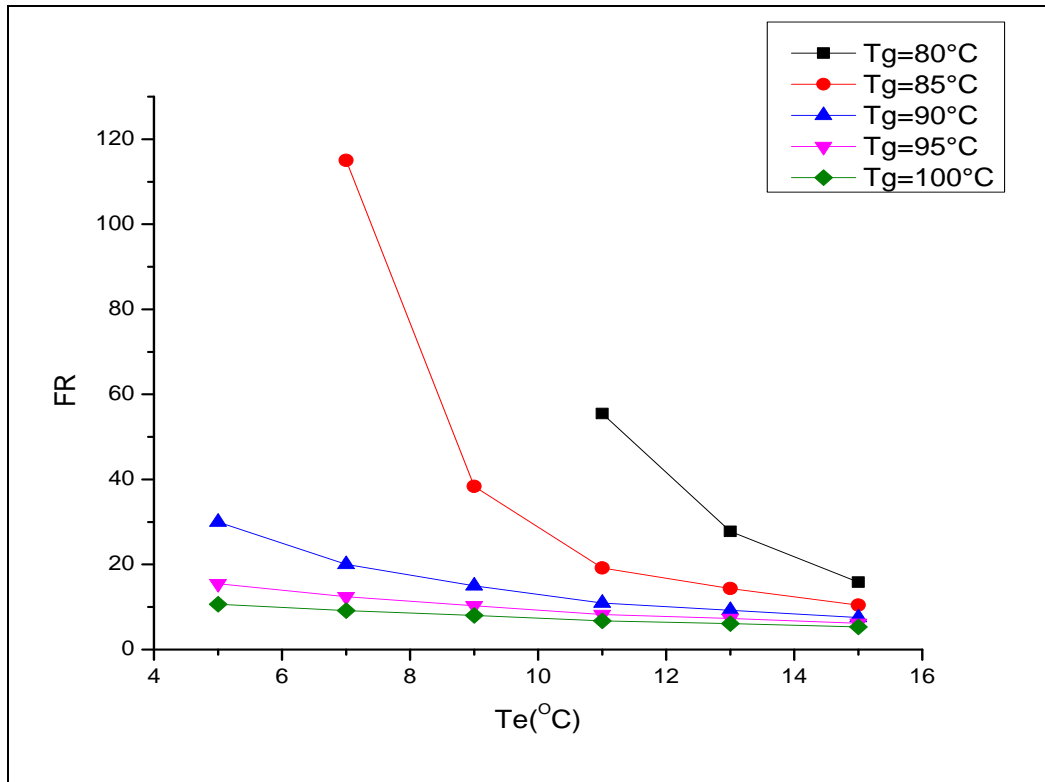


Figure IV.5 : Variation du (FR) en fonction de (T_e).

On remarque que l'augmentation de (T_e) fait baisser FR, Cette baisse est importante pour les basses températures du générateur (T_g).

La basse pression P_b entraînant une élévation de la solution diluée et, par conséquent, une baisse de la plage de dégazage (ΔX).

Une des caractéristiques qui permet une l'augmentation de (FR) est la baisse de (T_e).

Conclusion Générale

Dans un système à absorption, le coefficient de performance est un paramètre important pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de la façon suivante :

- La différence de concentration entre la solution riche et pauvre diminue.
- La charge de l'échangeur de solution entre l'absorbeur et le générateur sera plus importante.
- Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.
- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution.

Les températures qui affecte le plus le taux de circulation FR sont celle de l'absorbeur T_a et celle du générateur T_g qui sont responsable de fixer les concentrations des solutions diluée X_d et concentré X_c . et donc la plage du dégazage $\Delta X = X_d - X_c$.

Pour que le cycle fonctionne correctement il faut que l'écart soit le plus grand que possible pour avoir une séparation correcte du fluide frigorigène et avoir un faible FR et donc l'augmentation des performances de la machine.

Donc, il y'a intérêt à ce que le taux de circulation FR soit le plus faible possible.

Références Bibliographique

- [1] 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.
- [2] Maxime Duminil, Systèmes à éjection et à absorption, BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [3] Bulletin N°2002-1 Institut International du Froid historique (IIF).
- [4] <http://frigoristes.fr/static/telechargement/36%20machine%20a%20absorption.pdf>
- [5] : A.lakroune. 'nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur ',thèse de magister ,université de Constantine 2008.
- [6] <https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01753520> Submitted on 29 Mar 2018 on 10/02/2022.
- [7] : Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluide data Survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 1988
- [8]Mémoire "PRESENTEE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE DOCTORAT Es SCIENCE EN CHIMIE INDUSTRIELLE"
- [9] <https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01700869> Submitted on 5/03/2022
- [10] A. EL Almers, étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, 2002.
- [11] Kaushik SC, Chandra S. Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle. Energy Convers Mgmt 1985; 25(1): pp.9–14.
- [12] Castaing-Lasvignottes J. Belhani, M. Strub, F. Gibout, S. Alaphilippe, M. Modelling and experimental validation of the dynamic.
- [13] MEMOIRE" PRESENTE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MAGISTER EN GENIE CLIMATIQUE."
- [14] Muhsin Kilic, Omer Kaynakli.Theoretical Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. July 2004.
- [15] M.A.R.Eisa, S.Devotta, F.A.Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump system operatating on water- lithium bromide.Part I: Cooling, J.Appl. Energy 1986
- [16] Jean Castaing-Casvignottes ,Aspets thermodynamiques et technico-économique des systèmes à absorption luiduide, Institut français du froid industriel.

[17] Rogers GFC, Mayhew YR. Thermodynamic and transport properties of fluids: SI units. 4th ed. UK: Blackwell Publishers; 1992.

[18] ASHRAE, Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1997

Résumé:

L'objectif de ce travail était de faire une analyse de l'influence du débit de solution appelé taux de circulation FR sur les performances des machines à absorption, 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).

Le taux de circulation détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de façon négative nous avons conclu qu'il y'a intérêt à ce que le taux de circulation FR soit le plus faible possible.

Mots clés : Système à absorption Liquide, débit de solution , taux de circulation , plage de dégazage , H₂O/LiBr.

المخلص :

الهدف من هذا العمل هو إجراء تحليل لتأثير معدل تدفق المحلول المسمى معدل الدوران FR على أداء الآلات الامتصاص، لذلك تم تنفيذ برنامج في FORTRAN لتحليل تأثير درجات الحرارة (T_e, T_g, T_a, T_c) على الأداء والنظام.

يعتمد هذا البرنامج على معادلات توازن الكتلة والطاقة والخصائص الديناميكية الحرارية والفيزيائية للمحلول الثنائي المكون من الماء وبروميد الليثيوم (H₂O / LiBr).

معدل الدوران يحدد حجم الأعضاء المختلفة، ويؤثر زيادة هذا الأخير على أداء الجهاز بطريقة سلبية، واستخلصنا أنه من المفيد أن يكون معدل دوران FR منخفض قدر الإمكان.

الكلمات المفتاحية: نظام امتصاص السائل ، معدل تدفق المحلول ، معدل الدوران ، نطاق إطلاق الغازات ، H₂O / LiBr ،

Abstract:

The objective of this work was to make an analysis of the influence of the flow rate of solution called rate of circulation FR on the performances of the machines with absorption, For that a program in FORTRAN was carried out in order to analyze the effect of the temperatures on the performance and 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 circulation rate determines the size of the different organs, the increase of the latter affects the performance of the system in a negative way. We concluded that it is beneficial for the FR circulation rate to be as low as possible.

Keywords: Liquid absorption system , solution flow rate , circulation rate , outgassing range , H₂O/LiBr.