

## **DEDICACE**

Avec l'aide de Dieu tout puissant,  
J'ai pu achever ce modeste travail que je dédie :  
À mes parents, mafamille, mes amis  
Et à tous ceux qui sont chers

## **REMERCIEMENTS**

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et le miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Je tiens à présenter mes vifs remerciements à Monsieur KHERRIS Sahraoui maître de conférences pour l'honneur qu'il m'a accordé de proposer ce projet de fin d'étude et de m'avoir encadré et prodigué ses précieux conseils durant toute la période de réalisation de cette présente étude.

Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ma recherche en acceptant d'examiner mon travail et de l'enrichir par leurs propositions. A ma famille et mes amis qui par leurs prières et leurs encouragements, j'ai pu surmonter tous les obstacles.

Enfin, je tiens également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

## SOMMAIRE

Sommaire.....	03
Nomenclature.....	07
Les symboles grecs.....	07
Indices.....	08
Introduction générale.....	09
Chapitre 1 : Étude et recherche bibliographique.....	10
Introduction .....	11
1.1 machine frigorifique a absorption-diffusion.....	11
1.2 Avantages et inconvénients des cycles à absorption-diffusion.....	11
1.2.1 Avantages.....	11
1.2.2 Inconvénients.....	12
1.3 Principe de fonctionnement.....	12
1.4 Le rôle de l'hydrogène dans l'installation .....	13
1.5 Diagrammes thermodynamiques utilisés .....	14
1.5.1 Diagramme d'Oldham .....	14
1.5.2 Diagramme de Merkel .....	15
1.6 Caractéristiques thermodynamiques d'un couple binaire .....	16
1.7 Propriétés de l'agent d'absorption .....	16
1.8 Synthèse bibliographie.....	16
Conclusion.....	19
Chapitre 2 : Étude des propriétés thermodynamiques de la solution binaire $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ .....	20
Introduction.....	21
2.1 Les paramètres fondamentaux des substances pures .....	21
2.2 Notion de potentiel chimique.....	21
2.3 Condition d'équilibre.....	22
2.4 Propriétés thermodynamiques des substances purs.....	23

2.4.1 Le volume .....	23
2.4.2 La capacité calorifique à pression constante .....	23
2.4.3L'enthalpie libre .....	23
2.4.3.1L'enthalpie libre pour le liquide .....	24
2.4.3.2L'enthalpie libre pour le gaz .....	24
2.5 Propriétés thermodynamiques .....	26
2.6 Propriétés thermodynamiques du mélange NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O .....	26
2.6.1 L'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide.....	27
2.6.2 L'enthalpie, l'entropie et le volume massique du mélange vapeur .....	28
2.7 Propriétés de transport des propriétés NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....	28
2.7.1 Densité de la solution liquide.....	28
2.7.2 La conductivité thermique de la solution gazeuse.....	29
2.7.3 La conductivité thermique de la solution liquide.....	29
2.7.4 La viscosité dynamique de la solution liquide.....	29
2.7.5 La viscosité dynamique de la solution gazeuse.....	30
2.7.6 Chaleur spécifique isobare de la solution liquide.....	30
2.7.7 Chaleur spécifique isobare de la solution gazeuse.....	31
2.8La chaleur massique de de l'hydrogène H <sub>2</sub> .....	31
Conclusion.....	31
Chapitre 3 : Analyse thermodynamique de la machine a absorption-diffusion.....	32
Introduction.....	33
3.1 Analyse thermodynamique du cycle.....	33
3.2 Taux de dégazage limite.....	33
3.3 Établissement des bilans massiques et énergétiques.....	34

3.3.1 Bilan énergétique de bouilleur.....	34
3.3.2 Bilan énergétique dans la colonne de rectification.....	35
3.3.3 Bilan énergétique du condenseur.....	35
3.3.4 Bilan énergétique d'évaporateur.....	35
3.3.5 Bilan énergétique dans l'échangeur gaz-gaz (S1) .....	35
3.3.6 Bilan énergétique d'absorbeur.....	36
3.3.7 Bilan énergétique dans l'échangeur liquide - liquide (S2) .....	36
3.4 Coefficient de performance réel .....	36
3.5 Organigramme de calcul .....	37
3.6 La simulation du fonctionnement du système par le programme "SARM" .....	38
3.6.1 Structure générale du programme SARM .....	38
3.6.1 Première partie.....	38
3.6.2 Deuxième partie.....	38
3.6.3 Troisième partie.....	39
3.7 Résultats de simulation et leurs discussions .....	39
3.7.1 Validation des résultats du COP.....	39
3.7.2 L'influence des températures des échangeurs sur les concentrations des solutions riche et pauvre .....	40
3.7.2.1 Variation de la concentration de la solution riche $\xi_{sr}=f(T_b, T_0)$ .....	40
3.7.2.2 Variation de la concentration de la solution pauvre $\xi_{sp}=f(T_b, T_c)$ .....	41
3.7.3 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur le facteur de circulation FC avec $T_C$ et $T_{ab}$ constantes .....	42
3.7.4 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur le facteur de circulation FC avec $T_0$ et $T_b$ constantes .....	43
3.7.5 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur la puissance du bouilleur $Q_b$ avec $T_C$ et $T_{ab}$ constantes .....	44
3.7.6 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur $Q_b$ avec $T_0$ et $T_b$ constantes .....	44
3.7.7 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur la puissance de l'absorbeur $Q_{ab}$ avec $T_C$ et $T_{ab}$ constantes .....	45

3.7.8 L'effet de la température du bouilleur et d'absorbeur sur la puissance d'absorbeur $Q_{ab}$ avec $T_C$ et $T_0$ constantes .....	46
3.7.9 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur le coefficient de performance COP avec $T_C$ et $T_{ab}$ constantes .....	47
3.7.10 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur le coefficient de performance COP avec $T_0$ et $T_b$ constantes .....	48
3.7.11 L'effet du facteur de circulation FC sur la puissance du bouilleur $Q_b$ et sur le coefficient de performance .....	49
3.7.12 L'effet de la puissance du bouilleur $Q_b$ sur le coefficient de performance.....	51
Conclusion.....	52
Conclusion générale .....	53
Bibliographie.....	55
Liste des figures.....	57
Liste des tableaux.....	58
Résumé.....	59
ملخص .....	59
Abstract .....	59

### Nomenclature :

$C_p$	La chaleur spécifique isobare
G	L'enthalpie libre
H	L'enthalpie [Kj/Kg]
M	Masse molaire [Kg/kmol]
$\dot{m}$	Debit [Kg/s]
P	Pression [kpa]
Q	Puissance thermique [KW]
R	Constant des gaz parfaits
S	entropie [Kj/ kg.K]
T	Température [°C]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
x	La concentration molaire
COP	Coefficient de performance
FC	Taux de circulation

### Les symboles grecs

$\xi$	Titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution [%]
$\rho_c$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	La conductivité thermique
$\mu$	La viscosité dynamique

$\mu_{ij}$	Le potentiel chimique
$\Delta\xi$	Plage de dégazage
$\eta$	Le rendement des échangeurs

**Indices :**

ab	Absorbeur
b	Bouilleur
c	critique, condenseur
e	Entrée
ec	échangeur de chaleur
f	fluide frigorigène
g	Gaz
hp	haute pression
bp	basse pression
i	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O
l	Liquide
m	Mélange
mg	mélange gazeux
ml	mélange liquide
r	Rectificateur
sr	solution riche en fluide frigorigène
sp	solution pauvre de fluide frigorigène
0	Evaporateur



## **Introduction générale**

Il est aisé de remarquer ces dernières années l'inflation sensible que connaît le marché mondial de l'énergie, ce qui justifie l'intérêt grandissant porté par les milieux industriels et par quelques laboratoires de recherche au développement des machines frigorifiques.

La motivation de cette présente étude est basée, d'une part sur les problèmes rencontrés par les installations frigorifiques à compression mécanique, utilisant des machines vibrantes et grosses consommatrices d'énergie (travail) et coûteuses, et d'autre part ces dernières ont été reconnues comme principales sources d'effets néfastes sur la couche d'ozone (CFC).

Pour cela, la question de la préservation de l'environnement a occupé une place grandissante dans les pays développés. Dans ce contexte, le développement des machines frigorifiques à compression thermique qui nécessitent moins d'énergie, et parfois pas d'énergie électrique du tout est apparu comme une réponse à apporter et à soutenir.

D'après que la machine frigorifique à absorption-diffusion ne comporte aucun organe tournant, et ne requiert qu'un apport énergétique d'origine thermique, demandant très peu de maintenance, elle constitue une alternative très intéressante au système de compression mécanique, dans les zones arides et isolés.

L'objectif de ce présent travail est porte sur une étude et analyse thermodynamique d'une machine frigorifique à absorption-diffusion Electrolux opérant au couple ammoniac-eau (réfrigérant-absorbant) et l'hydrogène comme un gaz inerte.

Outre de l'introduction et la conclusion, le corps du présent travail s'articule autour de trois chapitres.

Le premier chapitre est développé dans le but de faire une étude et recherche bibliographique sur les cycles frigorifiques à absorption-diffusion.

Une présentation des propriétés thermodynamiques de la solution binaire  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$  fait l'objet du deuxième chapitre.

Le troisième chapitre couvre deux parties essentielles, la première est consacrée à la modélisation mathématique. Ceci permettra d'établir les paramètres d'état nécessaires des différents points spécifiques du cycle de l'installation. Quant à la deuxième partie, une présentation détaillée des résultats obtenus et leurs discussions a été effectuée.

# Chapitre 01

## Étude et recherche bibliographique

## **Introduction**

Le but de ce chapitre est de présenter un système de réfrigération domestique Electrolux à absorption-diffusion ou on décrit le principe de fonctionnement de la machine, les avantages et les inconvénients ainsi que les diagrammes thermodynamiques utilisés, en plus on fait une étude sur les travaux de recherches réalisés dans le domaine de la production de froid par ces systèmes.

### **1.1 machine frigorifique à absorption-diffusion**

Parmi les divers procédés industriels de production de froid, le système choisi dans cette présente étude est le système à absorption-diffusion utilisant comme fluide de travail le couple binaire ammoniac-eau et l'hydrogène comme un gaz inerte dont la circulation de ce dernier est naturelle donc ce système ne nécessite pas une pompe, cette pompe est remplacée par une pompe à bulle pour faire circuler la solution du mélange ammoniac-eau. Etant donné que la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur pour un système conventionnel fonctionnant avec ce mélange est assez large pour être surmontée par une pompe à bulle, l'idée d'ajouter d'un gaz inerte dans l'évaporateur et l'absorbeur a été introduite pour résoudre ce problème.

Le cycle de réfrigérateur d'absorption de diffusion inventé dans les années 1920 est basé sur l'ammoniac (réfrigérant) et de l'eau (agent d'absorption) que les fluides de travail avec de l'hydrogène comme un gaz inerte auxiliaire. Puisqu'il n'y a pas de pièces mobiles dans l'unité, le système de réfrigération d'absorption-diffusion est à la fois silencieux et fiable. Le système est donc souvent utilisé dans les chambres, les bureaux, dans les salles, dans les hôtels (pour limiter le bruit), en camping (fonctionnement 12 ou 24 V) et fonctionnement éventuel sur un brûleur de gaz.

**[01]**

Le concept d'un système de réfrigération à absorption-diffusion a été proposé par Platen-Munters. Cette machine utilise trois fluides de fonctionnement, un couple (réfrigérant/absorbant) et un gaz inerte dans le but de maintenir constante la pression totale du cycle

En 1925, Electrolux a présenté ses premiers réfrigérateurs sur le marché. D'intenses efforts pour développer cette technologie de réfrigération dans un laboratoire qui avait été mis en place à Stockholm. L'objectif principal était de développer un système de refroidissement par air. Premier appareil de Platen-Munters[02] a été refroidi à l'eau et a dû être relié à une source de chaleur, une ligne d'eau et un drain pour fonctionner. Il était une solution assez peu pratique. Ce fut l'une des raisons pour amener le physicien John Tandberg au laboratoire. Tandberg était l'un des spécialistes qui ont joué un rôle clé dans le développement de la technologie de réfrigération à Electrolux, faire des contributions à l'amélioration du contrôle de la corrosion et de rouille et bien plus encore.

## **1.2 Avantages et inconvénients des cycles à absorption-diffusion**

### **1.2.1 Avantages**

- ✓ Ils consomment essentiellement de tous les types d'énergie calorifique vapeur thermique, gaz d'échappement des moteurs ou des turbines, l'énergie solaire, etc.
- ✓ Ils sont plus économiques que les cycles à compression si on utilise l'énergie électrique comme source de chaleur.
- ✓ Leurs utilisations sont intéressantes si on dispose d'une source de chaleur (chaleur gratuite perdue).
- ✓ Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène (pas de toxicité) ; pas de problème de lubrification.
- ✓ Pas de pièce en mouvement : Machines silencieuses et sans vibrations, fiabilité et durée de vie
- ✓ Pas de problèmes mécaniques, bref, le coût d'entretien est faible.
- ✓ Pas besoin de vannes (la pression du système est uniforme).
- ✓ Contrôle facile et simple.

### **1.2.2 Inconvénients :**

- ✓ Coefficient de performance faible face aux machines à compression ;
- ✓ Puissances thermiques importantes à évacuer ;
- ✓ Problème de construction (plus compliqué dans la construction et le travail) ;
- ✓ Etanchéité importante ;
- ✓ Si le système est corrompu une fois, il ne peut pas être réparé et doit être remplacé entièrement.

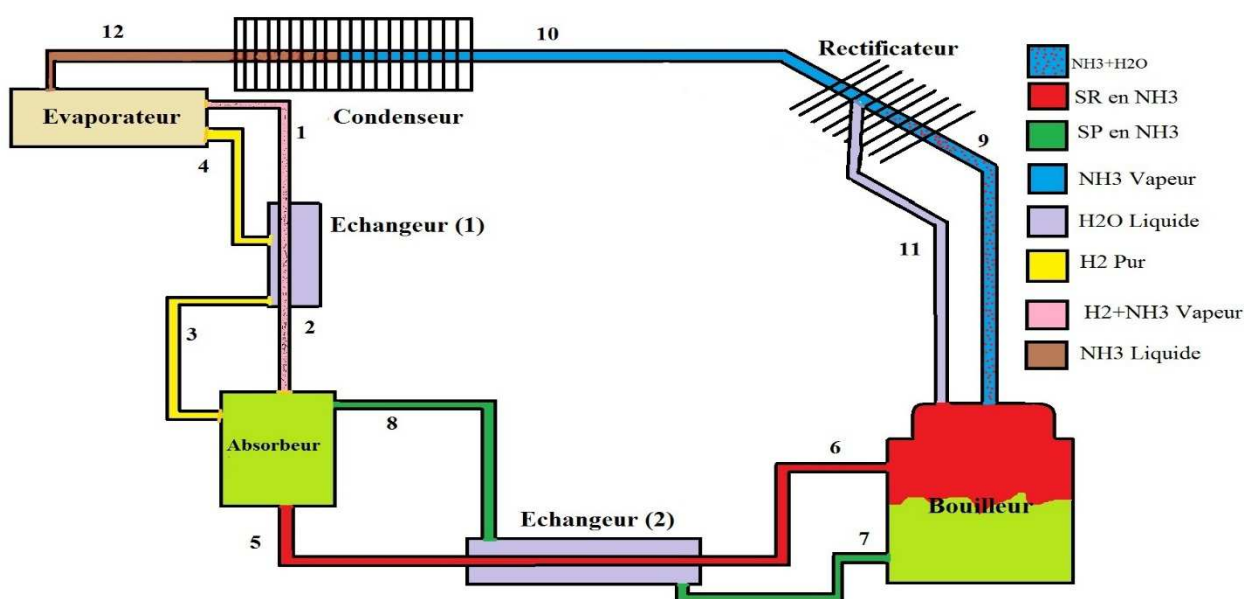
## **1.3 Principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur la théorie et les propriétés des mélanges binaires. On peut exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorigène), ou en composant le moins volatil (absorbant).

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

✓ Solution concentrée (en absorbant) ou bien solution pauvre (en frigorigène).

Un schéma de principe d'une installation à absorption-diffusion est représenté sur la figure (1) :



**Fig. 1- Description schématique du cycle à absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ .**

Les pressions partielles de la vapeur d'ammoniac doivent être faible dans l'évaporateur, et élevée dans le condenseur. La pression totale à travers le circuit doit être constante afin que le seul mouvement du fluide de travail se fait par des courants de convection naturelle ;

L'ammoniac liquide provenant du condenseur se dirige vers l'évaporateur où il s'évapore et se mélange à l'hydrogène, le mélange d'ammoniac-hydrogène passe par suite dans l'absorbeur où il est mis en contact avec la solution pauvre en ammoniac. Le mélange gazeux  $\text{NH}_3\text{-H}_2$  quitte l'évaporateur en raison de la différence de densité associée au mélange d'ammoniac et l'hydrogène et de l'hydrogène pur entrant dans l'évaporateur.

L'hydrogène étant un gaz inerte, n'est pas absorbé et sort du haut de l'absorbeur puis il passe à l'échangeur et retourne vers l'évaporateur, la circulation du gaz auxiliaire à l'intérieur de l'évaporateur et l'absorbeur résulte de l'évaporation de l'ammoniac-hydrogène en raison de changement de densité, la vapeur plus faible densité, semble être le gaz auxiliaire le plus approprié pour un système d'absorption-diffusion.

La vapeur d'ammoniac produite dans l'évaporateur est absorbée par la solution pauvre dans l'absorbeur, elle est prise en charge vers la zone haute pression sous le nom d'une solution riche en fluide frigorigène  $\text{NH}_3$ . Elle se dirige vers le bouilleur avant d'être passée par l'échangeur thermique (gaz-gaz).

La solution ammoniac-eau chauffée dans le bouilleur, le fluide frigorigène  $\text{NH}_3$  se vaporise et se sépare de l'absorbant  $\text{H}_2\text{O}$  dans la colonne de rectification d'eau, cette vapeur de  $\text{NH}_3$  libérée est condensée dans le condenseur, ensuite, elle est arrivée vers l'évaporateur où elle se vaporise à une basse température correspondant à sa faible pression partielle.

Les gouttelettes d'eau qui sont séparées au fluide frigorigène passent à l'échangeur (liquide-liquide) qui en abaisse la pression et la température avant de rejoindre l'absorbeur. Cette solution s'appauvrit en ammoniac d'où le nom solution pauvre. Le cycle peut recommencer.

Pour mieux expliquer le principe de fonctionnement des machines frigorifiques à absorption-diffusion on distingue trois circuits dans le cycle qui sont :

- le circuit de l'ammoniac pur : du générateur vers l'évaporateur ;
- le circuit de la solution ammoniacale : alternativement pauvre et riche entre générateur-absorbeur et absorbeur-générateur, en passant par l'échangeur thermique(liquide-liquide) ;
- Le circuit du gaz inerte (hydrogène) passe uniquement par l'absorbeur, l'évaporateur et l'échangeur thermique(gaz-gaz), ainsi que le mélange ammoniac/hydrogène entre l'évaporateur et l'absorbeur est réalisé par convection naturelle ;

#### **1.4 Le rôle de l'hydrogène dans l'installation**

L'hydrogène est efficace et fait son rôle dans l'installation pour quelques critères :

- Totalement immiscible dans l'ammoniac (coté évaporateur) que dans l'ammoniac (coté absorbeur) ;
- Sa densité est très petite par rapport à celle de l'ammoniac et pour que l'hydrogène peut monter de nouveau vers l'amont de l'évaporateur ;
- Sa température de condensation à la pression totale dans l'installation doit être très inférieure aux températures de l'évaporateur et de l'absorbeur pour que l'hydrogène reste toujours en état gazeuse ;

#### **1.5 Diagrammes thermodynamiques utilisés :**

##### **1.5.1 Diagramme d'Oldham :**

Le diagramme d'Oldham (appelé par certains diagrammes de Dühring ou encore de Clapeyron) est utilisé pour traiter l'équation de Clapeyron gouvernant le passage de l'état liquide à l'état gazeuse. C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption, il permet d'évaluer les pressions de fonctionnement de la machine ainsi que les concentrations du fluide, il représente les courbes d'équilibre des solutions liquides, caractérisées par leur titre massique  $x$  (en frigorigène ou en absorbant) dans un système de coordonnées, L'axe des abscisses est gradué en  $(1/T)$  et l'axe des ordonnées en  $(\text{Log } P)$ . La droite de teneur (100 %) correspond à l'équilibre liquide-vapeur de l'ammoniac pur, la droite de teneur (0 %) à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau pure.

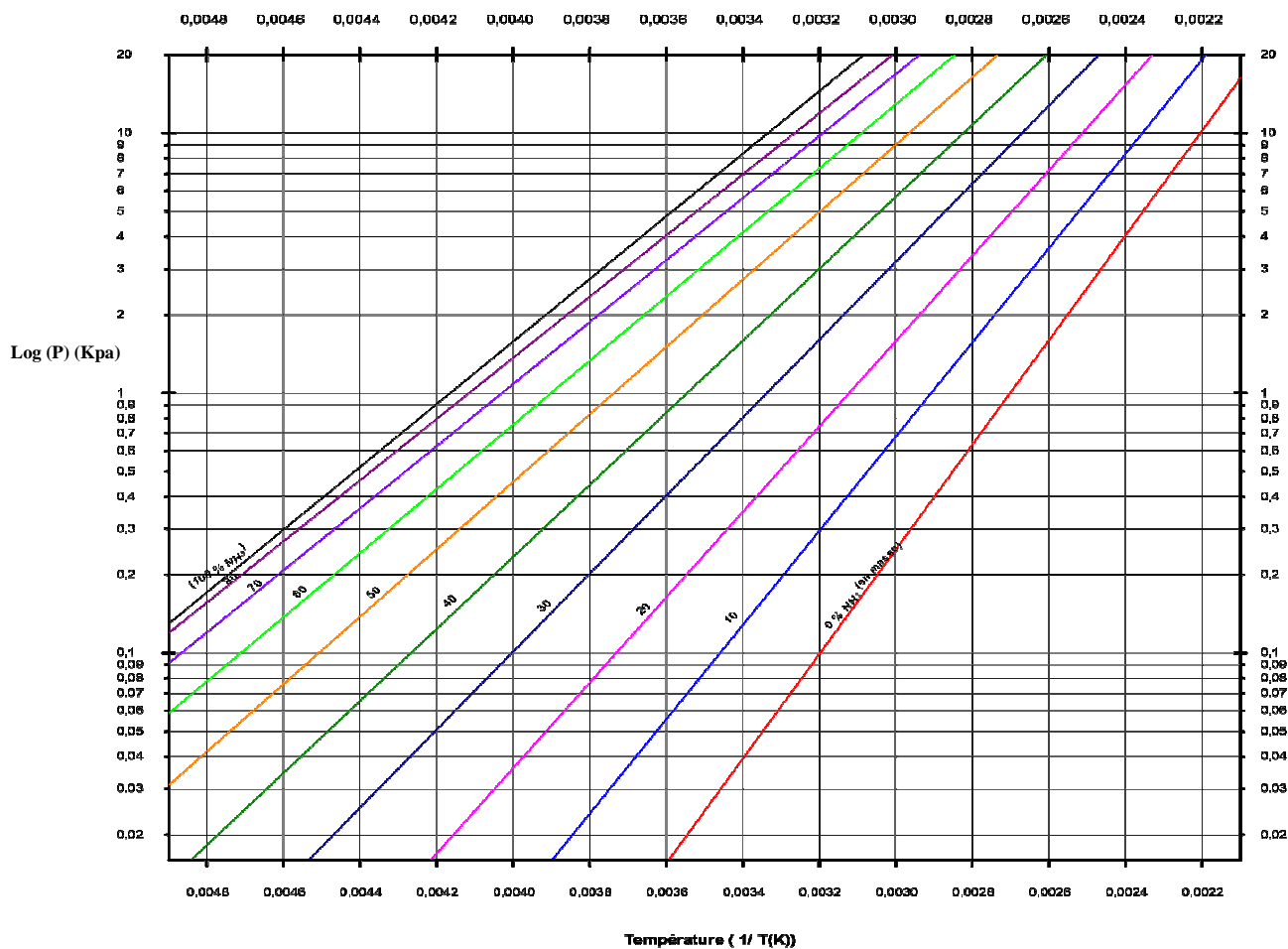


Fig. 2- Diagramme d'Oldham relatif au couple  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [03]

### 1.5.2 Diagramme de Merkel

Le diagramme (enthalpie-concentration) ou diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine aabsorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations massique de l'ammoniac et l'axe des ordonnées en enthalpies.

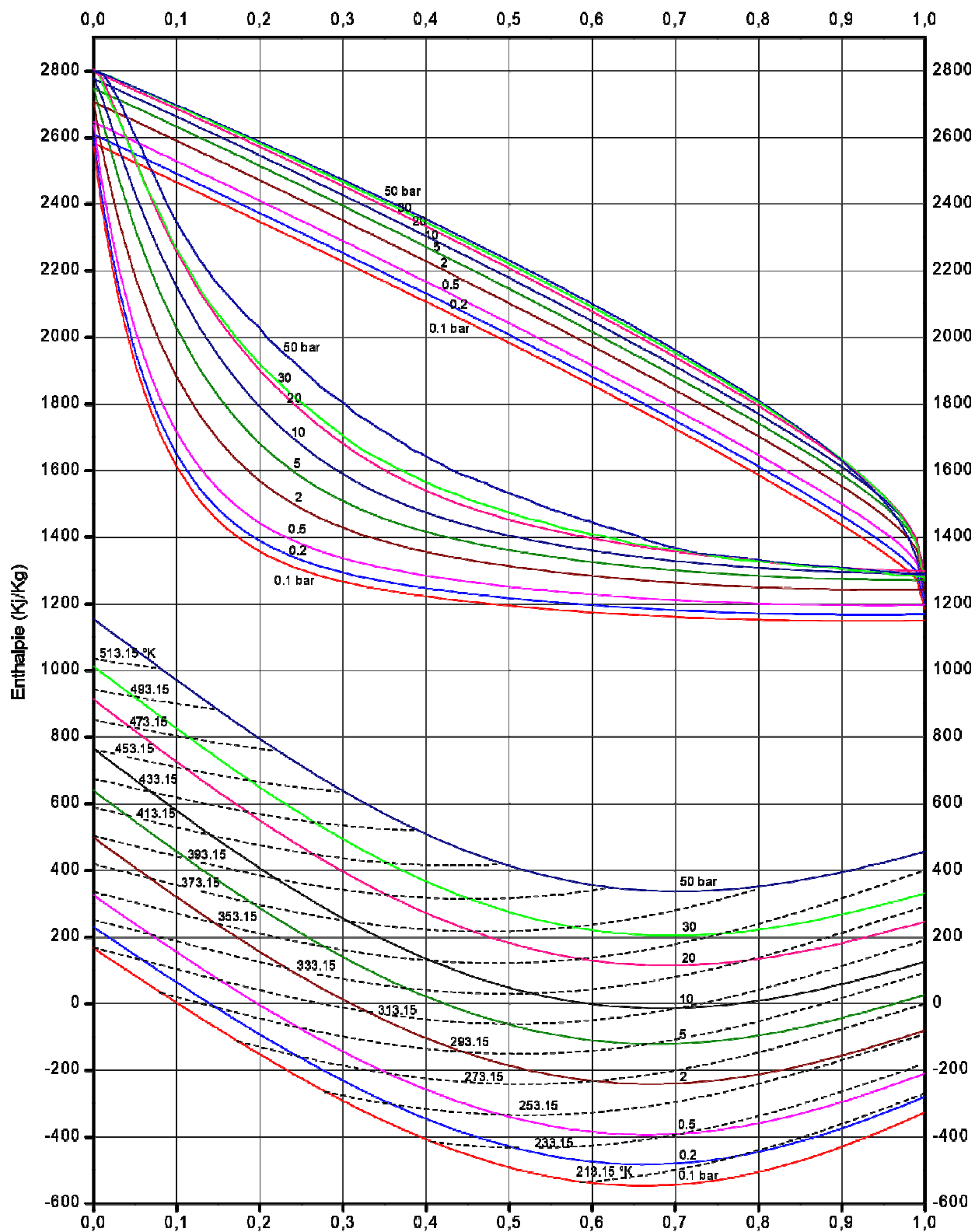


Fig.3-diagramme de Merkel relatif au couple  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [03]

### 1.6 Caractéristiques thermodynamiques d'un couple binaire

Le choix de la solution binaire dans les machines frigorifiques à absorption est basé sur les caractéristiques suivantes :

- ✓ L'absence de corrosion ;
- ✓ Absence de la phase solide ;
- ✓ Une bonne stabilité chimique ;



- ✓ Une faible viscosité et conductivité thermique élevée ;
- ✓ Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable ;
- ✓ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
- ✓ Le fluide frigorigène doit être plus volatil que l'agent absorbant ;
- ✓ La pression de travail doit être modérée ;
- ✓ Une sécurité, non toxique, non inflammable ;

### 1.7 Propriétés de l'agent d'absorption :

- ✓ L'agent d'absorption doit rester liquide dans tout le cycle et ne pas donner lieu à des possibilités de cristallisation ; la stabilité chimique doit être bonne et il ne doit pas être corrosif.
- ✓ La viscosité, la tension superficielle et la chaleur massique doivent être faibles pour éviter les pertes et favoriser la transmission de chaleur et l'absorption.
- ✓ La tension de vapeur à la température nécessaire dans le bouilleur doit être négligeable ou très faible par comparaison à la tension de vapeur du fluide frigorigène.
- ✓ La conductivité thermique doit être élevée.

### 1.8 Synthèse bibliographie

Dans ce qui suit certains travaux de recherches réalisées sur les cycles à absorption-diffusion seront cités :

D. A. Kouremenos et al. [04] ont proposé de remplacer l'hydrogène par l'hélium dans les réfrigérateurs à absorption-diffusion, ils ont intéressé surtout à l'évaporateur et mettre un point d'évaporation de trois dimensions d'un flux d'ammoniac liquide. L'analyse se fonde sur une solution aux différences finies d'une quantité de mouvement à trois dimensions, et des équations différentielles de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur d'un tube d'évaporation quasi-horizontale. Ils ont également effectué les calculs avec He à la place de H<sub>2</sub> pour comparer leur comportement comme gaz inerte, et ils ont observé une augmentation de l'entropie et de la capacité de refroidissement avec l'hélium. Finalement ils ont conclu que le comportement de l'hélium s'est avéré satisfaisant.

S.A Akam et al. [05] ont présenté une étude expérimentale d'une boucle frigorifique à absorption-diffusion fonctionnée avec le couple ammoniac-eau. Les résultats expérimentaux sont obtenus à l'aide d'un banc d'essai sur lequel ils ont testé la machine en deux modes de chauffage, l'énergie électrique et le gaz butane. Ils ont remarqué que le COP est lié aux températures ambiantes et augmente lorsque celles-ci diminuent, car il y'a une bonne solubilité de l'ammoniac dans l'eau à basse température. En parallèle, le COP croît avec la température du générateur. Enfin, ils ont constaté que dans les deux modes de chauffage la machine fonctionne sans difficulté, avec des bons résultats dans le cas du chauffage électrique.

P. Srihirin et al. [06] ont présenté une étude d'une machine frigorifique à absorption-diffusion, l'hélium est utilisé comme un gaz inerte, en suite ils ont développé un modèle mathématique simple pour étudier la performance de la pompe. Le système a été testé avec des valeurs d'entrée de chaleur entre 1000 et 2500 W pour une pression d'hélium de 6,1 bar. Les capacités du système de refroidissement se sont révélés être comprise entre 100 et 180 W avec un COP entre 0,09 et 0,15. Les résultats calculés ont été comparés avec les données expérimentales et ils montrent que les caractéristiques de la pompe (la vitesse de circulation de la solution liquide) et les performances de transfert de masse dans l'évaporateur et l'absorbeur ont un fort effet sur les performances du système.

Zohar et al.[07] ont développé un modèle thermodynamique pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ . Équations de conservation de la masse et de l'énergie ont été élaborés pour chaque composante du cycle et résolues numériquement. Le modèle a été validé par comparaison avec les données expérimentales publiées précédemment pour les systèmes DAR. Cette étude a indiqué que les meilleurs résultats ont été obtenus pour une gamme de concentration de la solution riche de la fraction massique d'ammoniac de 0,2 à 0,3, et elle a montré que l'hélium est supérieur à l'hydrogène comme gaz inerte, le coefficient de performance d'une unité de travail avec de l'hélium DAR est plus haut que jusqu'à 40% d'un cycle de travail avec de l'hydrogène.

Zohar et al.[08] ont présenté une simulation pour évaluer la performance d'un système d'absorption-diffusion utilisant un absorbant organique DMAC (diméthylacétamide) et cinq fluides frigorigènes différents : le chlorodifluorométhane (R22), le difluorométhane (R32), le chlorotétrafluoroéthane (R124), le pentafluoroéthane (R125) et le tétrafluoroéthane(R134a) et de l'hélium comme un gaz inerte. Ils ont comparé les résultats obtenus avec un même système utilisant le couple  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ . Ils ont trouvé que la température de générateur et les concentrations riches et pauvres solution influent sur le coefficient de performance COP et ont constaté que la température typique du générateur avec les nouvelles substances atteindre jusqu'à 150 °C, avec un COP faible que l'autre système. L'utilisation des nouvelles substances exige sur le système des températures d'évaporation plus élevées et des températures condensation inférieure à 40 °C.

Makhlouf et al. [09] ont présenté un nouveau modèle thermodynamique pour le calcul des propriétés thermodynamiques du couple binaire  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , puis ils ont étudié la variation de COP en fonction de la concentration de la solution riche et de la température de générateur pour le premier cas et en fonction de la température de générateur et la concentration de la solution pauvre pour le deuxième cas. Ils ont comparé les COP moyens avec les résultats de Zohar et al et de Electrolux, ils ont trouvé un gain en termes de COP, égal à 0.04572 pour le premier cas et 0.004735 pour le deuxième cas et avec Zohar et al le gain en termes de COP, égal à 0.01038 pour le premier et 0.00602 pour le deuxième cas.

S. Kherris et al.[10] ont présenté un modèle mathématique pour déterminer les paramètres énergétiques d'une machine frigorifique à absorption diffusion fonctionne avec le couple ammoniac-eau et l'hydrogène comme gaz inerte. Ils ont utilisé un software SARM pour la simulation du fonctionnement stationnaire de la machine. Les résultats montrent que le choix de la machine dépend de plusieurs paramètres tels que : La température à la sortie du réservoir de stockage thermique, la température du condenseur, la température de l'absorbeur, et la température de l'évaporateur.

H. Dardour et al.[11] avaient étudié et analysé une machine frigorifique à absorption-diffusion utilisant le couple  $C_3H_8-C_9H_2O$  le propane étant le réfrigérant et le n-nonane, l'absorbant, l'hydrogène est utilisé comme gaz inerte. Ils ont utilisé l'équation d'état de Peng-Robinson pour le modèle thermodynamique et un logiciel commercial de flowsheeting pour effectuer les simulations. Cette étude montre que le système atteint des bonnes performances de refroidissement avec des basses températures de générateur, ils ont conclu que le couple  $C_3H_8-C_9H_2O-H_2$  est préférable que  $NH_3-H_2O-H_2$  pour ces machines frigorifiques.

Acuna et al.[12] ont présenté et analysé un système de refroidissement par absorption-diffusion dans le but de déterminer le fluide approprié pour l'unité, l'analyse était basée sur le coefficient de performance (COP) et les conditions de fonctionnement, ils ont comparé le nitrate de lithium ( $LiNO_3$ ), Thio cyanate de sodium ( $NaSCN$ ) et l'eau ( $H_2O$ ) comme des substances absorbantes, l'ammoniac ( $NH_3$ ) est utilisé comme fluide frigorigène, puis ils ont étudié l'effet d'ajoute le gaz inerte (Hélium ou Hydrogène) sur l'efficacité du système, les résultats montrent que le meilleur rendement est atteint par le mélange  $NH_3-LiNO_3-He$ , lorsque la température d'évaporateur égale à  $7,5^\circ C$ , et pour  $T_0=10^\circ C$  le mélange  $NH_3-H_2O-He$  est approprié pour les systèmes à absorption diffusion, le mélange  $NH_3-NaSCN-He$  est préférable pour des températures d'évaporation inférieure à  $7,5^\circ C$ .

K. Lingeswaran et al. [13] ont présenté une étude expérimentale d'une machine frigorifique à absorption-diffusion alimenté par l'énergie solaire, ce système utilise trois gaz pour obtenir l'effet de refroidissement à savoir l'ammoniac (réfrigérant), l'eau (absorbant) et de l'hélium comme un gaz inerte. Ils ont montré que la performance du système dépend fortement du capteur solaire, les caractéristiques de la pompe à bulle et de l'évaporateur, et la performance de transfert de masse dans l'absorbeur.

S. Mazouz et al.[14] ont présenté les résultats d'études expérimentales et thermodynamiques d'une machine frigorifique à absorption-diffusion commerciale. Dans cette étude, deux méthodes expérimentales alternatives, l'état d'équilibre et de méthode dynamique ont été utilisés pour évaluer les caractéristiques et la capacité de refroidissement de la machine. Pour un apport de chaleur de 42W et une température de générateur de  $185^\circ C$ , le coefficient de performance COP de 0,12 a été trouvé.

S. Alsaqoori et al.[15] ont analysé la performance d'une machine frigorifique a absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ . Ils ont vu l'effet de la source d'énergie fournie au générateur en fonction de la température du générateur sur le coefficient de performance. Les résultats montrent que pour un cycle entraîné par l'électricité, le coefficient de la performance varie de 0,694 à 1,032 avec un changement de la température du générateur de  $48.1^\circ\text{C}$  à  $101.5^\circ\text{C}$  avec l'efficacité moyenne de 57,1% et le COP moyen de 0,78. Lorsque le méthane est utilisé comme combustible pour produire de l'énergie le coefficient de performance varié entre 0,686 et 0,94 avec la température du générateur de  $123.3^\circ\text{C}$  et  $127.4^\circ\text{C}$  et l'efficacité moyenne de 40.02% avec un coefficient de performance moyen de 0,735.

L'énergie solaire utilisée comme l'autre source de puissance, le coefficient de performance atteint à 0,801 avec la température de générateur  $91^\circ\text{C}$ , mais l'efficacité du système environ 11,68% sur la durée du test. Ils ont conclu que l'énergie solaire peuvent être utilisé de manière efficace et remplacé les sources d'énergie conventionnelles pour alimenter la réfrigération par absorption-diffusion.

Pour étudier la performance d'une machine frigorifique a absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ , M. Kumar et al.[16] avaient développé et résolu numériquement un modèle mathématique, ce modèle est basé sur les principes de conservation de la masse et de l'énergie, il a été appliqué pour tous les composants du système, ils ont utilisé des relations thermodynamiques pour estimer les enthalpies en tous points du cycle. Ils ont remarqué que le COP est dépendu de plusieurs paramètres tel que les températures des composants (de bouilleur, d'évaporateur et de condenseur) et les concentrations. Ils ont conclu que le coefficient de performance des DAR n'est pas comparable au COP des cycles de compression de vapeur en raison de grande quantité de chaleur perdu au cours du processus de refroidissement, finalement, ils ont constaté que le système peut utiliser des sources de chaleur comme l'énergie solaire, la géothermie, les déchets industriels ou autres.

## **Conclusion**

Le principe de fonctionnement des machines frigorifiques a absorption-diffusion, les avantages et les inconvénients et les diagrammes utilisés ont été présenté au cours de ce chapitre ainsi que les différents travaux de recherches réalisés dans le domaine de la réfrigération domestique Electrolux ont été revue.

L'étude thermodynamique des cycles frigorifique nécessite la connaissance des propriétés thermodynamiques du mélange binaire utilisé, cette étude sera présentée dans le chapitre suivant.

# Chapitre 02

## Étude des propriétés thermodynamiques de la solution binaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

### **Introduction**

Les modèles mathématiques de calcul et de simulation des systèmes à absorption exigent la connaissance d'un grand nombre de propriétés thermodynamiques et de transports des fluides de fonctionnement. Ce chapitre décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés

thermodynamiques et thermo-physiques de la solution binaire composée de l'ammoniac et de l'eau. Cette partie est reproduite à partir des références [17-18].

## 2.1 Les paramètres fondamentaux des substances pures

Les valeurs des paramètres utilisées pour la détermination des équations, sont décrites dans le tableau suivant :

**Tableau 1 – Les paramètres fondamentaux des substances pures [19]**

		NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>
Masse molaire	M [kg. Kmole <sup>-1</sup> ]	17.03026	18.015268	2,02 10 <sup>-3</sup>
	Température T <sub>c</sub> [K]	405.4	647.14	33,2
Point Critique	Pression P <sub>c</sub> [bar]	113.336	220.64	12,8
	Masse volumique ρ <sub>c</sub>	225	322	0,0312
Point d'ébullition	Température T <sub>eb</sub> [K]	239.74	373.15	20,28
	Pression P <sub>eb</sub> [bar]	1.013325	1.013325	1,013
Point Triple	Température T <sub>t</sub> [K]	195.41	273.16	13,8033
	Pression P <sub>t</sub> [bar]	0.06077	6.112 10 <sup>-3</sup>	6,951 10 <sup>-3</sup>

## 2.2 Notion de potentiel chimique [19]

Considérons l'expression de la différentielle de l'énergie interne obtenue par l'application simultanée des deux principes à un système fermé, et si  $n_1, n_2, \dots, n_i$  représentent les nombres de moles respectifs des différents composants présents dans la phase, on peut écrire que :

$$du = TdS - PdV + \frac{\partial u}{\partial n_1} dn_1 + \dots + \frac{\partial u}{\partial n_i} dn_i \quad (1)$$

Ou plus simplement :

$$du = TdS - PdV + \sum_i \frac{\partial u_i}{\partial n_i} dn_i \quad (2)$$

$$\text{Où : } \left( \frac{\partial u}{\partial n_i} \right)_{s,v,n_j} = \mu_{i,j} \quad (3)$$

Les quantités telles que  $\left( \frac{\partial u}{\partial n_i} \right)_{s,v,n_j} = \mu_{i,j}$  sont les potentiels chimiques des composants dans le système. Le potentiel chimique interne, défini par « Gibbs », est une mesure de l'influence de l'énergie interne de la phase considérée sur l'influence du nombre de moles du constituant (i).

Si l'on envisage maintenant l'enthalpie, l'énergie libre et l'enthalpie libre de la phase considérée définies respectivement par :

$$H = u + PV \quad (4)$$

$$F = u - TS \quad (\text{Helmoltz}) \quad (5)$$

$$G = H - TS \quad (\text{Gibbs}) \quad (6)$$

En calculant leurs différentielles et en substituant, les nouvelles expressions :

$$dH = TdS + VdP + \sum_i \mu_i dn_i \quad (7)$$

$$dF = -SdT - PdV + \sum_i \mu_i dn_i \quad (8)$$

$$dG = -SdT + VdP + \sum_i \mu_i dn_i \quad (9)$$

Et par conséquent :

$$\mu_i = \left( \frac{\partial u}{\partial n_i} \right)_{s,v,n_j} = \left( \frac{\partial H}{\partial n_i} \right)_{s,p,n_j} = \left( \frac{\partial F}{\partial n_i} \right)_{T,v,n_j} = \left( \frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{T,p,n_j} \quad (10)$$

L'enthalpie libre peut être calculée sur la base des potentiels chimiques  $\mu_i$  des deux composantes ( $\text{NH}_3$  et  $\text{H}_2\text{O}$ ).

$$G = \sum_i x_i \mu_i \quad i = \text{NH}_3, \text{H}_2\text{O} \quad (11)$$

### 2.3 Condition d'équilibre

Le potentiel chimique est un concept très utile et joue le rôle critique dans le mélange thermodynamique. Une fois que sa valeur est déterminée dans chaque phase, on peut facilement calculer l'énergie de Gibbs, et donc toutes les autres propriétés secondaires.

A l'équilibre de la phase, à côté de l'égalité de la pression et de la température, il existe en plus l'égalité entre les potentiels chimiques de toutes les composantes des phases existantes.

$$\mu_i^g(T, P, x^g) = \mu_i^l(T, P, x^l) \quad i = \text{NH}_3, \text{H}_2\text{O} \quad (12)$$

À l'état d'équilibre, l'énergie de Gibbs d'une substance pour différentes phases doit être égale :

$$dG = dH - d(S T) = V dP - S dT \quad (13)$$

Avec

$$dP = 0, \quad dT = 0 \quad \text{donc} \quad \Delta G = 0$$

## 2.4 Propriétés thermodynamiques des substances purs

Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases à des pressions et des températures élevées.

Le domaine de validité pour les relations qui suit est :

- Pour les températures (k) :  $230 < T < 600$  ;
- Pour les pression (bar) :  $0.2 < P < 110$ .

Ce domaine se trouve sous les points critiques de toutes les composantes, de sorte que la détermination de l'équation d'état pour le mélange, ne prend pas en considération les particularités référents au domaine d'état critique. L'équation d'état ne décrit pas l'état dans laquelle la solution se trouve dans l'état d'agrégation solide.

### 2.4.1 Le volume :

Le volume V pour le liquide et la vapeur des composants purs est donné par les relations empiriques suivantes :

$$V^L = a_1 + a_2P + a_3T + a_4T^2 \quad (14)$$

$$V^g = \frac{RT}{P} + c_1 + \frac{c_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4P^2}{T^{11}} \quad (15)$$

### 2.4.2 La capacité calorifique à pression constante :

La capacité calorifique à pression constante  $C_p$  pour les deux phases des composants purs est supposée être empiriquement corrélée par l'expression suivante :

$$C_p^L = b_1 + b_2T + b_3T^2 \quad (16)$$

$$C_p^g = d_1 + d_2T + d_3T^2 - T \int_0^P \left( \frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right) dP \quad (17)$$

### 2.4.3 L'enthalpie libre

L'équation fondamentale de l'énergie de Gibbs est donnée sous une forme d'un intégral comme suit :

$$G = H_0 - TS_0 + \int_{T_0}^T C_p dT + \int_{P_0}^P V dP - T \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (18)$$

Cette équation est valable pour la phase gazeuse, ainsi que liquide.

A l'aide des équations (14-17) et d'après le développement de l'équation (18) on trouve les équations suivantes :

#### 2.4.3.1 L'enthalpie libre pour le liquide



$$G_r^L = H_{r,0}^L - T_r S_{r,0}^L + B_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{B_2}{3}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - B_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + (A_1 + A_3 T_r + A_4 T_r^4)(P_r - P_{r,0}) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,0}^2) \quad (19)$$

#### 2.4.3.2L'enthalpie libre pour le gaz

$$G_r^g = H_{r,0}^g - T_r S_{r,0}^g + D_1(T_r - T_{r,0}) + D_2(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - D_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) - D_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + T_r \ln\left(\frac{P_r}{P_{r,0}}\right) + C_1(P_r - P_{r,0}) + C_2\left(\frac{P_r}{T_r^3} - 4\frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^3} + 3\frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^4}\right) + C_3\left(\frac{P_r}{T_r^{11}} - 12\frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{11}} + 11\frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^{12}}\right) + \frac{C_4}{3}\left(\frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12\frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{11}} + 11\frac{P_{r,0}^3 T_r}{T_{r,0}^{12}}\right) \quad (20)$$

Les propriétés thermodynamiques réduits (l'indice r) sont :

$$T_r = \frac{T}{T_B} \quad (21)$$

$$P_r = \frac{P}{P_B} \quad (22)$$

$$G_r = \frac{G}{RT_B} \quad (23)$$

$$H_r = \frac{H}{RT_B} \quad (24)$$

$$S_r = \frac{S}{R} \quad (25)$$

$$V_r = \frac{VP_B}{RT_B} \quad (26)$$

Avec :

$$T_B = 100 \text{ k} ; P_B = 10 \text{ bar} \text{ et } R = 8.3143 \text{ kJ/kmole.k} .$$

Les indices utilisés sont :

- r : pour la grandeur réduite ;
- B : pour la grandeur de référence ;
- L : la phase liquide ;
- g : la phase gazeuse ;

- 0 : l'état de référence

Les coefficients des équations (19) et (20) sont regroupés dans le tableau

**Tableau 2 – Les coefficients des équations (19) et (20).**

	Ammoniac	Eau
A <sub>1</sub>	3.971423 .10 <sup>-2</sup>	2.748796 .10 <sup>-2</sup>
A <sub>2</sub>	-1.790557 .10 <sup>-5</sup>	-1.016665 .10 <sup>-5</sup>
A <sub>3</sub>	-1.308905 .10 <sup>-2</sup>	-4.452025 .10 <sup>-3</sup>
A <sub>4</sub>	3.752836 .10 <sup>-3</sup>	8.389246 .10 <sup>-4</sup>
B <sub>1</sub>	1.634519 .10 <sup>1</sup>	1.214557 .10
B <sub>2</sub>	-6.508119	-1.898065
B <sub>3</sub>	1.448937	2.911966 .10 <sup>-1</sup>
C <sub>1</sub>	-1.049377 .10 <sup>-2</sup>	2.136131 .10 <sup>-2</sup>
C <sub>2</sub>	-8.288224	-3.169291 .10
C <sub>3</sub>	-6.647257 .10 <sup>2</sup>	-4.634611 .10 <sup>4</sup>
C <sub>4</sub>	-3.045352 .10 <sup>3</sup>	0
D <sub>1</sub>	3.673647	4.019170
D <sub>2</sub>	9.989629 .10 <sup>-2</sup>	-5.175550 .10 <sup>-2</sup>
D <sub>3</sub>	3.617622 .10 <sup>-2</sup>	1.951939 .10 <sup>-2</sup>
H <sub>r,0</sub> <sup>L</sup>	4.878573	21.821141
H <sub>r,0</sub> <sup>g</sup>	26.468879	60.965058
S <sub>r,0</sub> <sup>L</sup>	1.644773	5.733498
S <sub>r,0</sub> <sup>g</sup>	8.339026	13.453430
T <sub>r,0</sub>	3.2252	5.0705
P <sub>r,0</sub>	2	3

## 2.5 Propriétés thermodynamiques

Les propriétés thermodynamiques suivantes peuvent être dérivées de l'énergie de Gibbs :

$$H = -RT_B T_r^2 \left[ \frac{\partial \left( \frac{G_r}{T_r} \right)}{\partial T_r} \right]_{P_r} \quad (27)$$

$$S = -R \left( \frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right)_{P_r} \quad (28)$$

$$V = \frac{RT_B}{P_B} \left( \frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right)_{T_r} \quad (29)$$

## 2.6 Propriétés thermodynamiques du mélange NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O

La fonction de Gibbs d'un mélange liquide de l'ammoniac-eau est donnée par la relation idéale de mélange de solution plus l'énergie d'excès de Gibbs  $G^E$ .

$$G_r^E = x(1-x) \left[ F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2 \right] \quad (30)$$

$$F_1 = E_1 + E_2 P_r + (E_3 + E_4 P_r) T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (31)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_r + (E_9 + E_{10} P_r) T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (32)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (33)$$

Les coefficients des équations (31), (32) et (33) sont représentés dans le tableau suivant :

**Tableau 3 – Les coefficients des équations (31), (32) et (33)**

E <sub>1</sub>	-41.733398	E <sub>9</sub>	0.387983
E <sub>2</sub>	0.02414	E <sub>10</sub>	0.004772
E <sub>3</sub>	6.702285	E <sub>11</sub>	-4.648107
E <sub>4</sub>	-0.011475	E <sub>12</sub>	0.836376
E <sub>5</sub>	63.608967	E <sub>13</sub>	-3.553627
E <sub>6</sub>	-62.490768	E <sub>14</sub>	0.000904
E <sub>7</sub>	1.761064	E <sub>15</sub>	24.361723
E <sub>8</sub>	0.008626	E <sub>16</sub>	-20.736547

### 2.6.1 L'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide

L'enthalpie, l'entropie et le volume du mélange liquide sont calculées avec les expressions suivantes :

$$H_m^L = xH_{NH_3}^L + (1-x)H_{H_2O}^L + H^E \quad (34)$$

$$S_m^L = xS_{NH_3}^L + (1-x)S_{H_2O}^L + S^E + S^{ml} \quad (35)$$

$$V_m^L = xV_{NH_3}^L + (1-x)V_{H_2O}^L + V^E \quad (36)$$

Avec

$$S^{ml} = -R[x \ln(x) + (1-x) \ln(1-x)] \quad (37)$$

La concentration massique est le rapport entre la masse de l'ammoniac et celle de la solution :

$$\xi = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}} \quad (38)$$

Où

$m_{NH_3}$  : est la masse d'ammoniac de la solution ;

$m_{H_2O}$  : est la masse d'eau.

Entre la concentration massique  $\xi$  et celle molaire  $x$  existe la relation approchée :

$$x \approx \frac{M_{H_2O} \xi}{M_{NH_3} + \xi} \quad (39)$$

La masse molaire à une solution de concentration molaire  $x$  est :

$$M^L = (1-x)M_{H_2O} + xM_{NH_3} \quad (40)$$

Il en résulte donc les expressions pour l'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide :

$$h_m^L = \frac{H_m^L}{M^L} \quad (41)$$

$$s_m^L = \frac{S_m^L}{M^L} \quad (42)$$

$$v_m^L = \frac{V_m^L}{M^L} \quad (43)$$

### 2.6.2 L'enthalpie, l'entropie et le volume massique du mélange vapeur

L'enthalpie, l'entropie et le volume du mélange gazeux sont calculés avec les formules suivantes :

$$H_m^g = yH_{NH_3}^g + (1-y)H_{H_2O}^g \quad (44)$$

$$S_m^g = yS_{NH_3}^g + (1-y)S_{H_2O}^g + S^{mg} \quad (45)$$

$$V_m^g = yV_{NH_3}^g + (1-y)V_{H_2O}^g \quad (46)$$

Avec :

$$S^{mg} = -R[y \ln(y) + (1-y) \ln(1-y)] \quad (47)$$

Ont pour expressions :

$$h_m^g = \frac{H_m^g}{M^g} \quad (48)$$

$$s_m^g = \frac{S_m^g}{M^g} \quad (49)$$

$$v_m^g = \frac{V_m^g}{M^g} \quad (50)$$

Où  $M^g$  est la masse molaire de la solution dans la phase vapeur.

$$M^g = (1-y)M_{H_2O} + yM_{NH_3} \quad (51)$$

## 2.7 Propriétés de transport des propriétés NH3-H2O

### 2.7.1 Densité de la solution liquide

La densité de la solution liquide est calculée par la formule suivante :

$$D = (-0.00659T^3 + 13.04T^2 - 57.675T)\xi^3 + (0.00547T^3 - 1.0625T^2 + 48.75T)\xi^2 - (0.00128T^3 - 0.264T^2 + 14.1T + 305)\xi + 8.33 \cdot 10^{-5}T^3 - 0.0206T^2 + 0.817T + 990 \quad (52)$$

Les valeurs de la densité exprimées en ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ ), le domaine de précision satisfait pour les calculs techniques est :

- Pour les températures :  $0 < T < 100$  : [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Pour les concentrations :  $0.1 < \xi < 0.5$  : [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

La concentration massique de la solution  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  est donnée par :

$$\xi = -5.5965 + 8.13v - 2.526v^2 + 0.029266T - 1.0999 \cdot 10^{-4}T^2 - 0.047472vT + 0.017601v^2T + 1.6984 \cdot 10^{-4}vT^2 - 605013 \cdot 10^{-5}v^2T^2 \quad (53)$$

### 2.7.2 La conductivité thermique de la solution gazeuse

La conductivité thermique de la solution gazeuse a l'expression suivante :

$$\lambda^g = (1-\xi)\lambda_{H_2O}^g + \xi\lambda_{NH_3}^g \quad (54)$$

Ou  $\lambda_{H_2O}^g$ ,  $\lambda_{NH_3}^g$  représentent la conductivité thermique de l'eau en état vapeur et la conductivité thermique d'ammoniac gazeuse, respectivement.

$$\lambda_{NH_3}^g = 0.91 - 12.87 \cdot 10^{-2}T + 2.93 \cdot 10^{-4}T^2 - 8.68 \cdot 10^{-4}T^3 \quad (55)$$

$$\lambda_{H_2O}^g = 17.53 - 2.42 \cdot 10^{-2}T + 4.31T^2 - 21.73 \cdot 10^{-8}T^3 \quad (56)$$

La relation (56) est valable pour l'intervalle de :  $0^\circ\text{C} < T < 800^\circ\text{C}$

La relation (57) est valable pour l'intervalle de :  $0^\circ\text{C} < T < 800^\circ\text{C}$ .

Les valeurs calculées pour les deux équations sont en (micro cal/S.cm.k), la température est exprimée en °K.

### 2.7.3 La conductivité thermique de la solution liquide

La conductivité thermique de la solution liquide est donnée par l'expression suivante :

$$\lambda^L = (1-\xi)\lambda_{H_2O}^L + \xi\lambda_{NH_3}^L \quad (57)$$

Avec :

$$\lambda_{H_2O}^L = -0.4743 + 5.79 \cdot 10^{-3}T - 7.22210^{-6}T^2 \quad (58)$$

$$\lambda_{NH_3}^L = 1.06094741 - 1.5765 \cdot 10^{-3}T - 1.2285 \cdot 10^{-6}T^2 \quad (59)$$

La relation (59) est valable pour l'intervalle de :  $0^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$ .

La relation (60) est valable pour l'intervalle de :  $-77^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$ .  $\lambda$  (W / m.K).

### 2.7.4 La viscosité dynamique de la solution liquide

La relation suivante est pour le calcul de la viscosité dynamique de la solution liquide,

$$\ln(\mu) = \xi \ln(\mu_{NH_3}^L) + 2\xi^2(1-\xi) \ln[C_1 \ln(\mu_{NH_3}^L) + C_2] + (1-\xi)^3 \ln(\mu_{H_2O}^L) + 2\xi(1-\xi)^2 [C_3 \ln(\mu_{H_2O}^L) + C_4] \quad (60)$$

Les constants de l'équation (60) ont pour :

$$C_1 = 1.6582 \quad C_2 = 7.1638 \quad C_3 = 1.3575 \quad C_4 = 3.6066.$$

La viscosité dynamique de l'eau liquide est :

$$\mu_{H_2O}^L = 10^{-4} \exp\left(6.278 - \frac{1731}{T} + 5.616 \cdot 10^5 T^2\right) \quad (61)$$

Le domaine de validité de l'équation (61) est :

Pour les concentrations :  $0.3 < \xi < 0.9$

Pour les températures :  $10^{\circ}\text{C} < T < 60^{\circ}\text{C}$

La viscosité dynamique de l'ammoniac liquide est :

$$\mu_{NH_3}^L = 10^{-6} \exp\left(0.318 - \frac{2214}{T} + 5.9839 \cdot 10^5 T^2\right) \quad (62)$$

Avec :  $T$  [K] et  $\mu$  [Pa.s]

### 2.7.5 La viscosité dynamique de la solution gazeuse

La viscosité de la solution gazeuse est :

$$\mu^g = (1 - \xi)\mu_{H_2O}^g + \xi\mu_{NH_3}^g \quad (63)$$

Avec :

$$\mu_{H_2O}^g = -31.89 + 41.45 \cdot 10^{-2} T - 8.272 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (64)$$

$$\mu_{NH_3}^g = -9.372 + 38.99 \cdot 10^{-2} T + 44.05 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (65)$$

Pour la vapeur d'eau l'équation est valable pour l'intervalle de température :  $0^{\circ}\text{C} < T < 1000^{\circ}\text{C}$ , et la relation (65) est valable pour l'intervalle de :  $200^{\circ}\text{C} < T < 1200^{\circ}\text{C}$ , ainsi que les valeurs calculées résulte en micro pois, la température est exprimée en  $^{\circ}\text{K}$ .

### 2.7.6 Chaleur spécifique isobare de la solution liquide

La chaleur spécifique isobare pour la solution liquide est donnée par les relations suivantes :

$$C_p^L = 4.186 \left[ 1 + \xi^2 (0.118 + 0.00208T) \right] \quad (66)$$

$$C_p^L = (1 - \xi)C_{p_{H_2O}}^L + \xi C_{p_{NH_3}}^L \quad (67)$$

Avec :

$$C_{p_{NH_3}}^L = 8.049678 + 0.1301846T - 464.2274T^2 + 574.9936 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (68)$$

$$C_{p_{H_2O}}^L = 2.8217826 + 11.82545 \cdot 10^{-3} T - 35.041006 \cdot 10^{-6} T^2 + 36.003786 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (69)$$

La relation (68) valable pour  $-77.4^{\circ}\text{C} < T < 100^{\circ}\text{C}$

La relation (69) valable pour  $0^{\circ}\text{C} < T < 350^{\circ}\text{C}$

### 2.7.7 Chaleur spécifique isobare de la solution gazeuse

La chaleur spécifique isobare de la solution gazeuse est :

$$C_p^g = (1 - \xi)C_{p_{H_2O}}^g + \xi C_{p_{NH_3}}^g \quad (70)$$

La chaleur spécifique isobare pour la vapeur d'eau est donnée par :

$$C_{p_{H_2O}}^g = 1.79 + 0.11 \cdot 10^{-3} T - 0.59 \cdot 10^{-6} T^2 + 2.10 \cdot 10^{-10} T^3 \quad (71)$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de :  $10^\circ\text{C} < T < 115^\circ\text{C}$ .

La chaleur spécifique isobare pour l'ammoniac vapeur est donnée par :

$$C_{p_{NH_3}}^g = 1.604 + 1.4 \cdot 10^{-3} T - 10^{-6} T^2 - 6.96 \cdot 10^{-10} T^3 \quad (72)$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de :  $-50^\circ\text{C} < T < 50^\circ\text{C}$ .

Les valeurs calculées de la chaleur spécifique sont en (KJ/kg. K). La température est exprimée en K.

## 2.8 La chaleur massique de l'hydrogène H<sub>2</sub> : [20]

$$C_p = 14.4 - 0.95 \cdot 10^{-3} T + 1.98 \cdot 10^{-6} T^2 - 0.43 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (73)$$

Avec :

$$C_p = \text{KJ} / \text{Kg}$$

$$T = \text{K}$$

### Conclusion

L'équation de l'énergie de Gibbs est utilisée pour étudier les propriétés thermodynamiques de la solution ammoniac-eau. Le couple binaire (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) est le plus utilisé à la production de froid de basses températures parce qu'il a des bonnes propriétés thermodynamiques et de transport permet à des bons coefficients d'échange de chaleur et de masse et à l'amélioration de la performance de la machine.

Cependant les écarts à l'idéalité sont généralement beaucoup plus marqués en phase liquide, en raison de sa densité, qu'en phase vapeur, et par conséquent il est d'usage d'adopter l'hypothèse d'un équilibre entre une phase vapeur assimilée à un mélange de gaz parfait et une phase liquide non idéale, ce qui permet de simplifier aussi les calculs mathématiques.



# Chapitre 03

## Analyse

### thermodynamique de la machine frigorifique a absorption-diffusion

#### **Introduction**

Dans ce chapitre, une analyse thermodynamique a été élaborée d'une machine frigorifique à absorption diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$  le gaz soutien ( $\text{H}_2$ ) est utilisé pour équilibrer la pression du

cycle. L'objectif de ce chapitre est d'étudier et analyser la performance de la machine, l'analyse est basée sur l'établissement des bilans thermiques et massiques. Ceci permettra d'obtenir les grandeurs d'état à savoir pression, température et concentration en tout point du cycle à l'entrée et à la sortie de chaque compartiment de l'installation, pour aboutir aux valeurs des enthalpies et des flux énergétiques et pouvoir enfin estimer le COP.

### 3.1 Analyse thermodynamique du cycle

L'analyse thermodynamique est basée sur les lois de la conservation de l'énergie et de masse au niveau de chaque élément de l'installation (le transfert de chaleur et les débits entrants et sortants) les équations générales des bilans massiques et énergétiques sont données par les expressions suivantes :

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (74)$$

$$\sum \dot{m}_e \cdot \xi_e - \sum \dot{m}_s \cdot \xi_s = 0 \quad (75)$$

$$Q = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e \quad (76)$$

Où 'e' et 's' correspondent à l'entrée et la sortie.

### 3.2 Taux de dégazage limite

Il est défini comme étant le rapport des flux massiques de la solution riche  $\dot{m}_{sr}$ , et le débit massique de la vapeur d'ammoniac pur sortie du séparateur  $\dot{m}_f$ .

$$FC = \frac{\dot{m}_{sr}}{\dot{m}_f} = \frac{\xi_f - \xi_{sp}}{\xi_{sr} - \xi_{sp}} \quad (77)$$

$$\Delta \xi = \xi_{sr} - \xi_{sp} \quad (78)$$

Où :

- ✓  $\xi_{sp}$ : La concentration de la solution pauvre à la sortie du bouilleur ;
- ✓  $\xi_{sr}$ : La concentration de la solution riche à la sortie de l'absorbeur ;
- ✓  $\xi_f$  : la concentration de l'ammoniac ;
- ✓  $\Delta \xi$  : C'est le taux de dégazage (intervalle neutralisation).

Selon les recommandations, au cas où le facteur de circulation FC est supérieure à 20, le taux de dégazage est égal à  $\Delta \xi = (2,3) \%$ , le cycle n'est plus possible, car une petite variation de l'une des températures du système pourrait conduire à un taux de dégazage nul, ce qui rendrait le cycle physiquement impossible et une machine réelle arrêterait de fonctionner avant cela. Il est donc recommandé de prendre des valeurs pour le taux de dégazage supérieures à 5 %. Néanmoins, des valeurs plus importantes ne sont pas conseillées. [03, 21].

### 3.3 Établissement des bilans massiques et énergétiques

Dans l'installation deux bilans de masse peut être effectué :

$$\dot{m}_f + \dot{m}_{sp} - \dot{m}_{sr} = 0 \quad (\text{bilan global}) \quad (79)$$

$$\dot{m}_{sr} \cdot \xi_{sr} - \dot{m}_{sp} \cdot \xi_{sp} = 0 \quad (\text{bilan H}_2\text{O}) \quad (80)$$

Où :

- $\dot{m}_f$  : le débit de l'ammoniac (NH<sub>3</sub>) pur ;
- $\dot{m}_{sp}$  : le débit de la solution pauvre en fluide frigorigène ;
- $\dot{m}_{sr}$  : le débit de la solution riche en fluide frigorigène ;

Les débits de solution riche et pauvre peuvent être déduits à partir d'équation du bilan massique et énergétique du générateur :

$$\dot{m}_{sr} = \dot{m}_f \frac{1 - \xi_{sp}}{\xi_{sr} - \xi_{sp}} \quad (81)$$

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_f \frac{1 - \xi_{sr}}{\xi_{sr} - \xi_{sp}} \quad (82)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sr} \quad (83)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sp} \quad (84)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_f \quad (85)$$

### 3.3.1 Bilan énergétique de bouilleur

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_9 + \dot{m}_7 \quad (86)$$

$$(\dot{m}_6 \cdot \xi_6) + (\dot{m}_{11} \cdot \xi_{11}) = (\dot{m}_9 \cdot \xi_9) + (\dot{m}_7 \cdot \xi_7) \quad (87)$$

$$Q_b = (h_9 \cdot \dot{m}_9) + (h_7 \cdot \dot{m}_7) - (h_6 \cdot \dot{m}_6) + (h_{11} \cdot \dot{m}_{11}) \quad (88)$$

Où :

- $h_9$  : enthalpie de la vapeur surchauffée du mélange ammoniac-eau à la température du générateur (T<sub>9</sub>) et à la haute pression (hp)
- $h_7$ : enthalpie du liquide de la solution pauvre à la température du bouilleur (T<sub>7</sub>) et à la haute pression (hp).
- $h_6$ : enthalpie du liquide de la solution riche à la température (T<sub>6</sub>) et à la haute pression (hp)
- $h_{11}$ : enthalpie du liquide saturé d'eau à la température (T<sub>11</sub>)

### 3.3.2 Bilan énergétique dans la colonne de rectification

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (89)$$

$$(\dot{m}_9 \cdot \xi_9) = (\dot{m}_{10} \cdot \xi_{10}) + (\dot{m}_{11} \cdot \xi_{11}) \quad (90)$$

$$Q_R = (h_{10} \cdot \dot{m}_{10}) + (h_{11} \cdot \dot{m}_{11}) - (h_9 \cdot \dot{m}_9) \quad (91)$$

- $h_{10}$  : enthalpie de la vapeur surchauffée du fluide frigorigène à la température du rectificateur ( $T_{10}$ ) et à la haute pression (hp)

### 3.3.3 Bilan énergétique du condenseur

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (92)$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} \quad (93)$$

$$Q_c = (h_{11} \cdot \dot{m}_{11}) + (h_{12} \cdot \dot{m}_{12}) \quad (94)$$

Où :

- $h_{12}$ : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température de condensation ( $T_{12}$ ) et à la haute pression (hp);

### 3.3.4 Bilan énergétique d'évaporateur

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_4 \quad (95)$$

$$(\dot{m}_1 \cdot \xi_1) = (\dot{m}_{12} \cdot \xi_{12}) + (\dot{m}_4 \cdot \xi_4) \quad (96)$$

$$Q_0 = (h_{12} \cdot \dot{m}_{12}) + (h_4 \cdot \dot{m}_4) - (h_1 \cdot \dot{m}_1) \quad (97)$$

Où :

- ✓  $h_1$  : enthalpie de la vapeur saturée du mélange ammoniac-hydrogène à la température d'évaporation ( $T_0$ ) et la basse pression(bp).
- ✓  $h_4$  : enthalpie de la vapeur saturée d'hydrogène à la température ( $T_4$ ) et la basse pression (BP).

### 3.3.5 Bilan énergétique dans l'échangeur gaz-gaz (S1) :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (98)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (99)$$

$$E = \frac{T_4 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (100)$$

$$Q_{ec1} = (h_3 \cdot \dot{m}_3) - (h_4 \cdot \dot{m}_4) \quad (101)$$

### 3.3.6 Bilan énergétique d'absorbeur :

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 + \dot{m}_3 \quad (102)$$

$$(\dot{m}_2 \cdot \xi_2) + (\dot{m}_8 \cdot \xi_8) = (\dot{m}_5 \cdot \xi_5) + (\dot{m}_3 \cdot \xi_3) \quad (103)$$

$$Q_{ab} = (h_5 \cdot \dot{m}_5) + (h_3 \cdot \dot{m}_3) - (h_2 \cdot \dot{m}_2) + (h_8 \cdot \dot{m}_8) \quad (104)$$

Avec:

- $h_5$  : enthalpie du liquide de la solution ( $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ) à la température de l'absorbeur ( $T_5$ ) avec la basse pression (bp) et la concentration de la solution riche ( $\xi_{sr}$ ) .
- $h_8$  : enthalpie du liquide de la solution ( $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ) à la température ( $T_8$ ) avec la basse pression (bp) et la concertation de la solution pauvre ( $\xi_{sp}$ ) .
- $h_2$  : enthalpie de la vapeur saturée du mélange ammoniac+ hydrogène à la température ( $T_2$ ) et la basse pression (bp).
- $h_3$  : enthalpie de la vapeur saturée d'hydrogène à la température ( $T_3$ ) et la basse pression (bp).

### 3.3.7 Bilan énergétique dans l'échangeur liquide - liquide (S2)

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (105)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (106)$$

$$E = \frac{T_8 - T_7}{T_5 - T_7} \quad (107)$$

$$Q_{ec2} = (h_7 \cdot \dot{m}_7) - (h_8 \cdot \dot{m}_8) \quad (108)$$

Où :

- $h_7$  : enthalpie du liquide de la solution ( $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ) à la température ( $T_7$ ) avec la haute pression (HP) et la concertation de la solution pauvre ( $\xi_{sp}$ )

### 3.4 Coefficient de performance réel

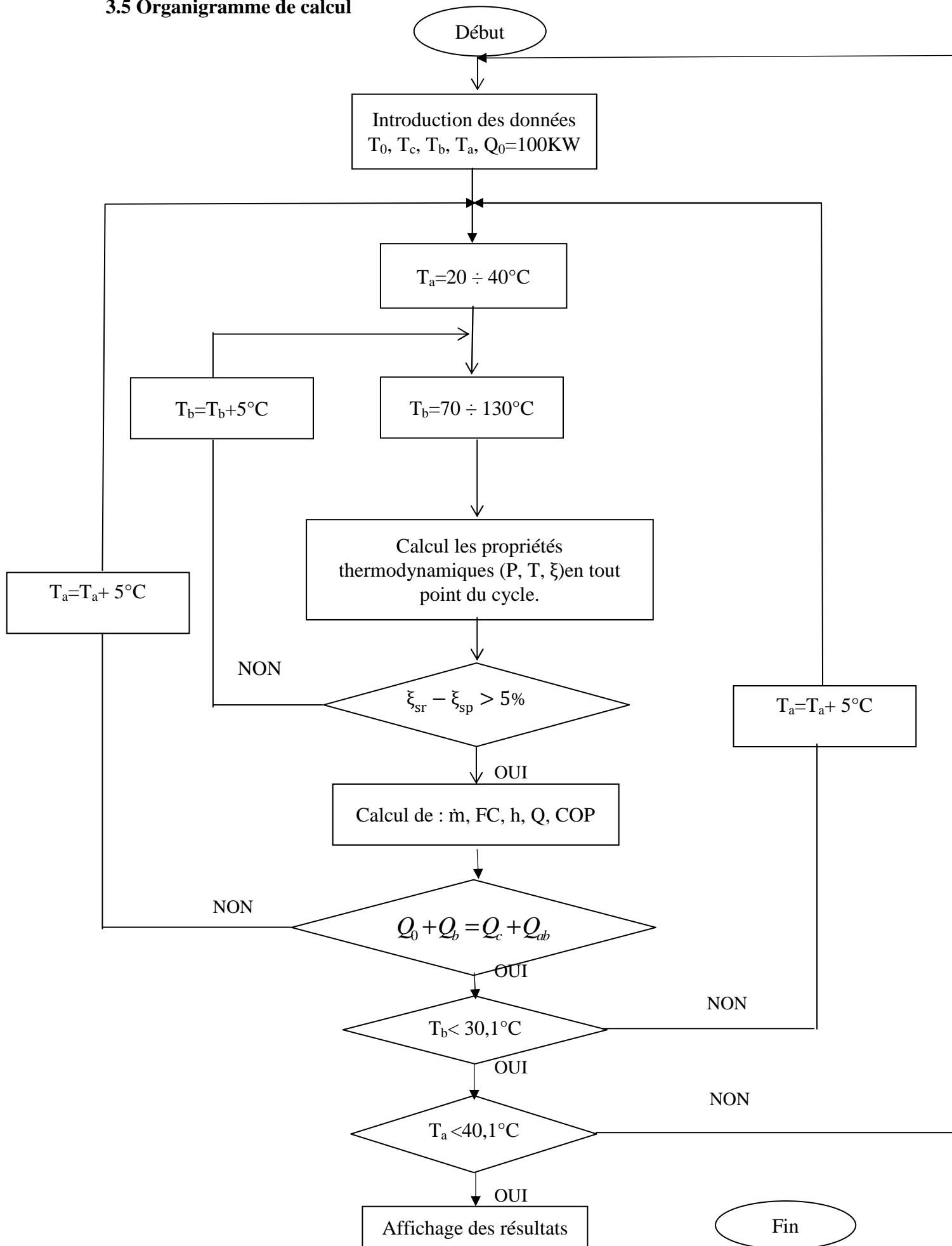
Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au bouilleur, il est donné par la relation :

$$COP = \frac{Q_0}{Q_b} \quad (109)$$

Où :

- $Q_0$  : la puissance de l'évaporateur en (KW).
- $Q_b$  : la puissance du bouilleur en (KW).

## 3.5 Organigramme de calcul





**Fig. 4 – Organigramme de simulation de la machine frigorifique à absorption-diffusion.**

### **3.6 La simulation du fonctionnement du système par le programme "SARM"**

Un software "SARM" (Simulation of Absorption Réfrigération Machine) est utilisé pour la simulation d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ , [22-23]. Les différents résultats obtenus par la simulation du fonctionnement stationnaire de la machine frigorifique à absorption diffusion fonctionnant avec le couple binaire  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  et le gaz inerte  $\text{H}_2$ , sont représentés.

#### **3.6.1 Structure générale du programme SARM**

Le programme de calcul "SARM" est comprend trois parties :

- L'introduction des données.
- Le calcul.
- L'affichage des résultats dans une base de données Access

##### **3.6.1.1 Première partie**

L'introduction des données, nécessite des informations concernant la :

- 1- Capacité frigorifique demandée  $Q_0$ .
- 2- Température à la sortie de l'évaporateur,
- 3- Température à la sortie du bouilleur.
- 4- Température du condenseur et l'absorbeur.

##### **3.6.1.2 Deuxième partie**

Couvre les étapes suivantes :

- 1- Programmation des fonctions permettant la résolution des équations d'équilibre liquide-vapeur du modèle choisi c'est-à-dire :
  - L'enthalpie, l'entropie et le volume des composantes pures pour les deux phases, liquide et vapeur saturée ;
  - L'enthalpie, l'entropie et le volume pour le mélange liquide et vapeur ;
  - Propriétés de transport de la solution binaire ;
  - L'enthalpie, l'entropie et le volume pour la vapeur surchauffée ;
  - L'enthalpie, l'entropie et le volume pour le liquide sous-refroidi.
- 2- La conception des tables thermodynamiques.
- 3- La conception des tables pour les propriétés de transport.
- 4- Le calcul thermique de l'installation.
- 5- Le dimensionnement des appareils de l'installation.

- 6- La numérisation des deux diagrammes (Oldham et Merkel).
- 7- Exécution automatiquement du programme de calcul pour une série de paramètres d'entrée :  $Q_0$ ,  $T_0$ ,  $T_C$ ,  $T_b$ , et  $T_{ab}$ . De plus, pour toutes les variantes les températures  $T_b$  et  $T_{ab}$  évoluent avec un pas  $\Delta T=2.5$  °C dans les intervalles :  $T_b = (70\div 130$  °C),  $T_a = (20\div 40$  °C). La série des résultats retenus doit vérifier les conditions imposées suivantes :

$$\checkmark \Delta\xi = \xi_{sr} - \xi_{sp} \geq 5 \%$$

- ✓ Le bilan thermique pour l'ensemble de l'installation.

### 3.6.1.3 Troisième partie

Concerne l'affichage des résultats dans une base de données Access qui contient plus de 40 tables, chaque table regroupant des résultats de simulation.

Dans le programme "SARM", le remplissage, l'affichage et le vidage de chaque table de la base de données, ainsi que tous les paramètres des points d'états du cycle et les flux de chaleur échangés dans chaque appareil et le coefficient de performance de l'installation, se font suivant des procédures bien déterminées.

## 3.7 Résultats de simulation et leurs discussions

La variation des résultats de simulation du coefficient de performance COP, du facteur de circulation FC ainsi que, les flux échangés dans le bouilleur  $Q_b$  et dans l'absorbeur  $Q_{ab}$  en fonction des températures des échangeurs ( $T_b$ ,  $T_C$ ,  $T_{ab}$  et  $T_0$ ) a été représentées.

### 3.7.1 Validation des résultats du COP

La validation d'un modèle, c'est la confrontation directe de nos résultats à ceux obtenus soit par l'expérimentation soit par d'autres modèles.

Les conditions de fonctionnement choisies sont :

- ❖ La température du condenseur  $T_C = 32$  °C ;
- ❖ La température de l'absorbeur  $T_{ab} = 29$  °C ;
- ❖ La puissance de l'évaporateur  $Q_0 = 1.3$  kW ;
- ❖ La température du bouilleur  $T_b = (115\div 140)$  °C ;
- ❖ Le rendement des échangeurs  $\eta_{SHX} = 0.76$  et  $\eta_{GHX} = 0.30$ .

La figure (05) présente une comparaison des résultats obtenus par la présente étude avec les performances rapportées par U. Jakob et al. [24]. L'erreur moyenne obtenue est inférieure à 4.6 %, ce qui permet de considérer les résultats obtenus comme étant crédibles



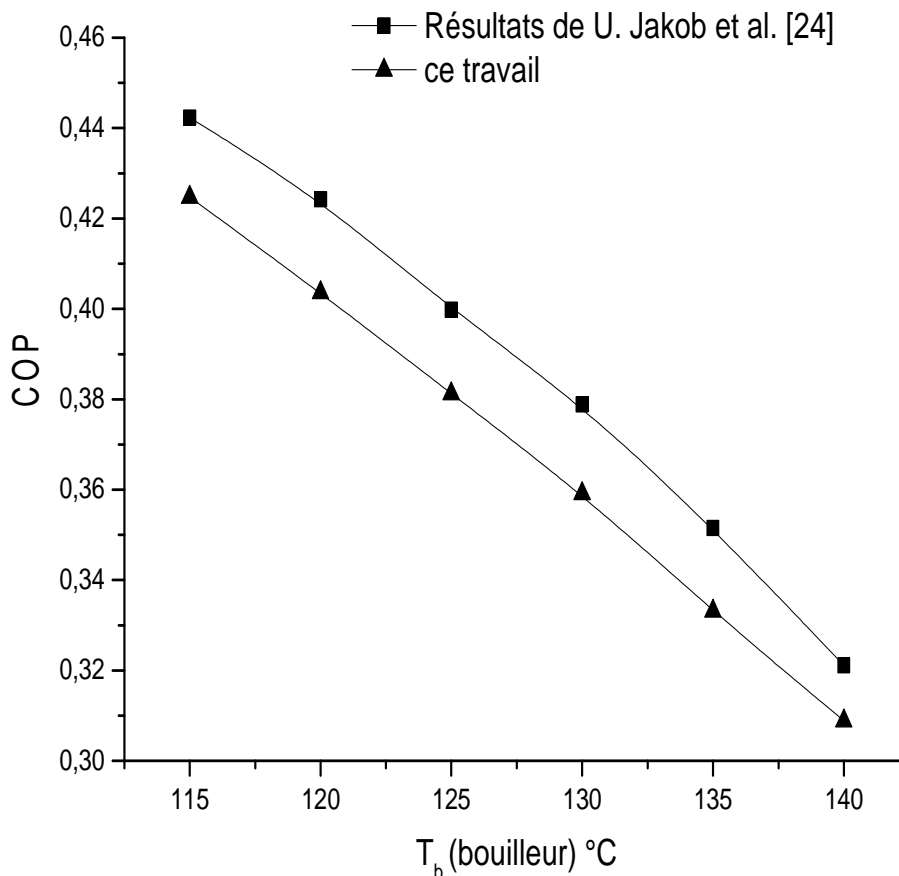


Fig.5 -Variation du  $COP=f(T_b)$  avec  $T_{ab}$ ,  $T_c$  et  $T_0$  constantes

### 3.7.2 L'influence des températures des échangeurs sur les concentrations des solutions riche et pauvre

#### 3.7.2.1 Variation de la concentration de la solution riche $\xi_{sr}=f(T_b, T_0)$

La figure suivante représente la variation de la concentration de la solution riche en fonction de la température d'évaporateur qui varie de  $-5$  jusqu'à  $5$  °C avec les températures du générateur et condenseur constantes ( $T_b=110$  °C,  $T_c=20$  °C) et la température de l'absorbeur variable de  $20$  à  $40$  °C.

La figure (6) montre que la concentration de la solution riche décroît avec l'augmentation de la température d'absorbeur et diminue avec l'élévation de la température d'évaporateur qui augmente la basse pression

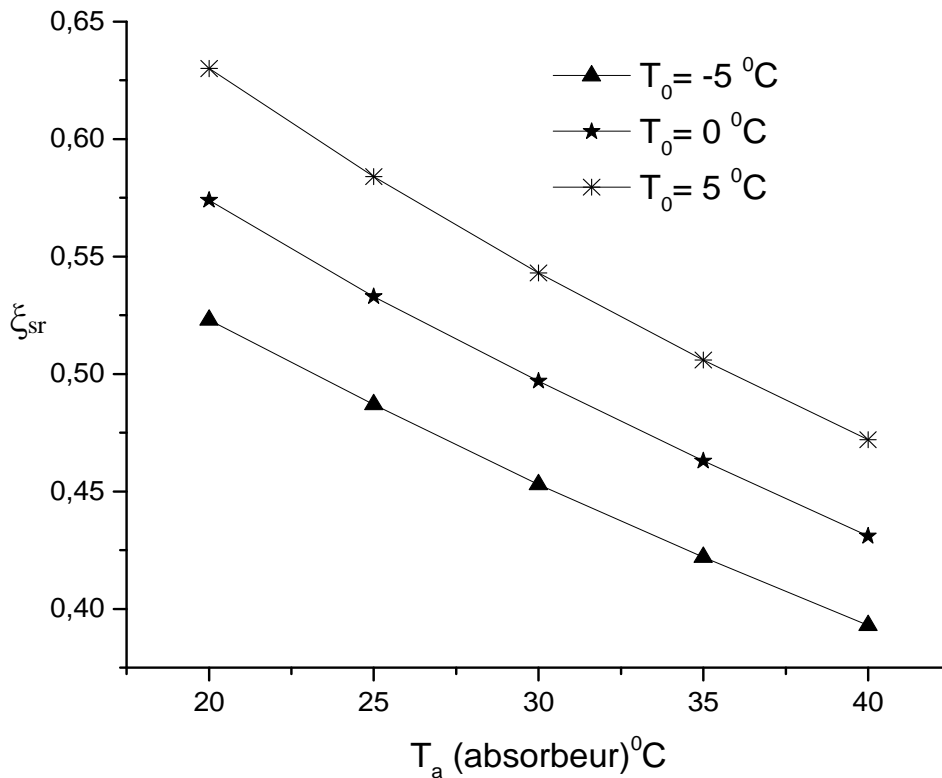


Fig. 6- Variation de la concentration de la solution riche  $\xi_{sr}=f(T_{ab}, T_0)$

### 3.7.2.2 Variation de la concentration de la solution pauvre $\xi_{sp}=f(T_b, T_c)$ :

On fixe la température d'évaporateur à  $5\text{ }^\circ\text{C}$  et la température de l'absorbeur à  $20\text{ }^\circ\text{C}$  et on fait varier la température du bouilleur de  $70\text{-}130\text{ }^\circ\text{C}$  avec la température de condenseur variable de  $20\text{-}40\text{ }^\circ\text{C}$ . la figure suivante illustre les résultats obtenus :

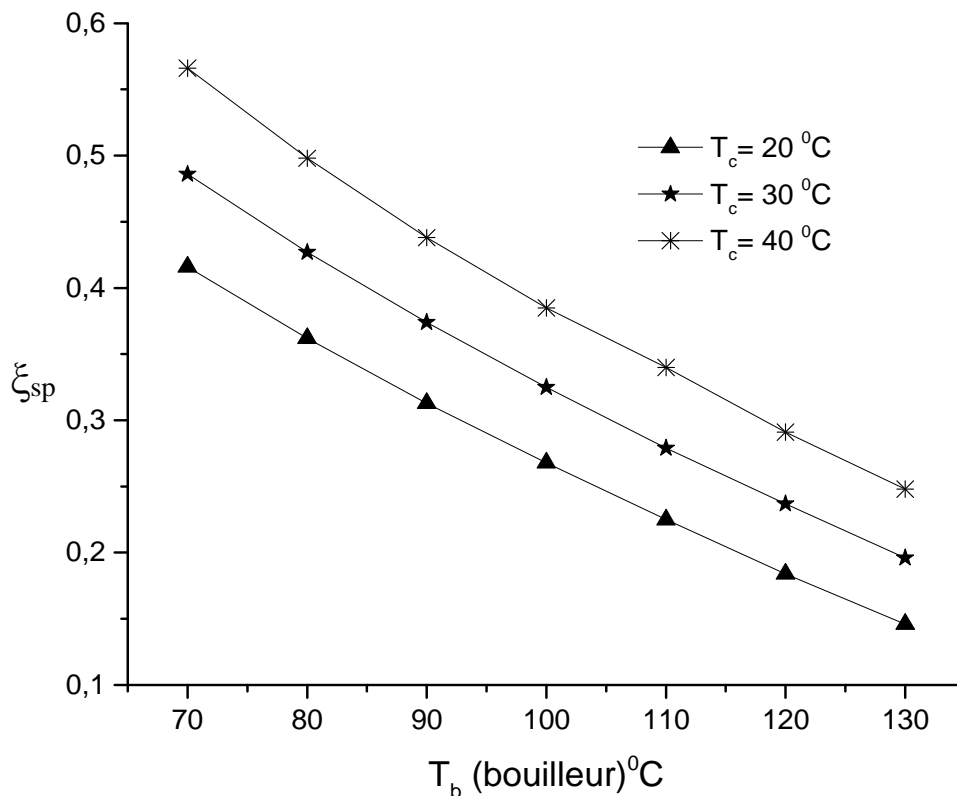


Fig. 7 - Variation de la concentration de la solution pauvre  $\xi_{sp}=f(T_b, T_c)$ .

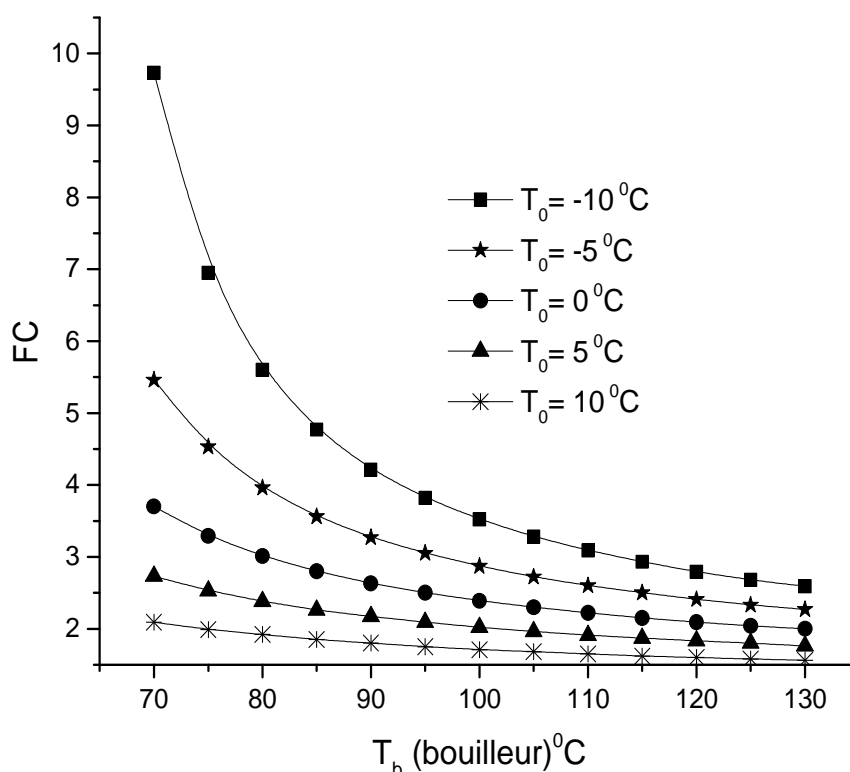
Selon la figure (7) on a remarqué que la concentration de la solution pauvre décroît avec l'augmentation de la température du bouilleur et croît avec l'élévation de la température du condenseur qui augmente la haute pression.

Donc la concentration de la solution augmente avec l'augmentation de pression et diminue avec l'augmentation de la température.

### 3.7.3 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur le facteur de circulation FC avec $T_C$ et $T_{ab}$ constantes

Les conditions de fonctionnement choisies pour étudier la variation du facteur de circulation avec les températures des échangeurs sont :

- La température d'absorption et la température de condensation sont fixées à 20 °C ;
- La température de bouilleur ( $T_b$ ) et la température d'évaporateur ( $T_0$ ) sont variables de 70 à 130 °C et de -10 jusqu'à 10°C, respectivement. La figure suivante comporte les résultats trouvés :



**Fig. 8– Variation du facteur de circulation  $FC = f(T_0, T_b)$  avec  $T_{ab} = 20$  °C et  $T_C = 20$  °C**

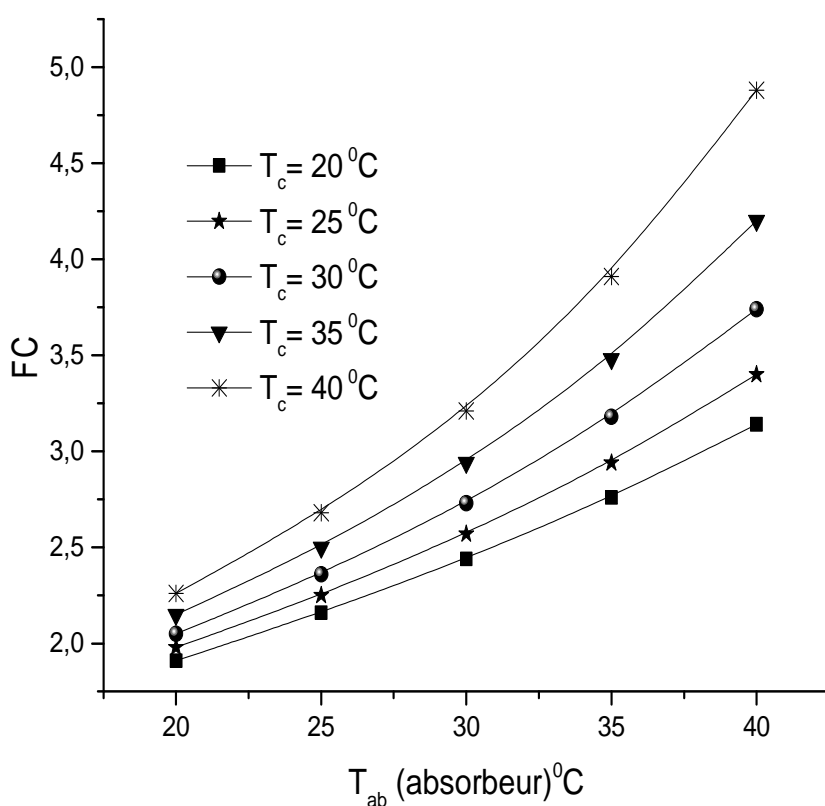
La figure (8) ci-dessus montre que l'augmentation de la température de bouilleur ( $T_b$ ) cause la diminution du facteur de circulation (FC) cette diminution est faible pour des températures de bouilleur supérieures à 110 °C

L'augmentation de ( $T_b$ ) fait diminuer la solution pauvre ce qui permet l'augmentation de la plage de dégazage et par conséquent la diminution du taux de circulation (FC).

L'accroissement de la température d'évaporateur ( $T_0$ ) abaisse le facteur de circulation, ce décroissement est exprimé par l'élévation de la basse pression qui augmente la concentration de la solution riche ce qui provoque l'augmentation du taux de dégazage et par conséquent la diminution du facteur de circulation (FC).

### 3.7.4 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur le facteur de circulation FC avec $T_0$ et $T_b$ constantes

L'influence de la température du condenseur et d'absorbeur sur le facteur de circulation FC est effectuée, en fixant la température d'évaporation ( $T_0$ ) à 5 °C, ainsi que la température de bouilleur ( $T_b$ ) à 110 °C, et en faisant varier les deux températures de condenseur ( $T_c$ ) et d'absorbeur ( $T_{ab}$ ) de 20 jusqu'à 40°C, la figure suivante illustre les résultats de cette variation :



**Fig. 9 – Variation du facteur de circulation  $FC = f(T_c, T_{ab})$  avec  $T_0 = 5$  °C et  $T_b = 110$  °C.**

La figure (9) montre que l'augmentation de la température d'absorption provoque l'élévation du facteur de circulation. Cette augmentation du facteur de circulation est justifiée par le décroissement de la concentration de la solution riche et la diminution du taux de dégazage ( $\Delta\xi$ ).

La figure (9) montre que la croissance de la température de condensation conduit à une augmentation du taux de circulation, cette augmentation est due à l'élévation de la concentration de la solution pauvre et la diminution du taux de dégazage ( $\Delta\xi$ ), induite par la croissance de la haute pression.

### 3.7.5 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur la puissance du bouilleur $Q_b$ avec $T_c$ et $T_{ab}$ constantes

La figure suivante représente les résultats de la variation de la puissance du bouilleur  $Q_b$  en fonction de la température du bouilleur ( $T_b$ ) qui varie de 70 à 130 °C, avec les températures de l'absorbeur et du condenseur constantes ( $T_{ab} = 20$  °C,  $T_c = 20$  °C), et la température de l'évaporateur ( $T_0$ ) variable de -10 jusqu'à 10 °C.

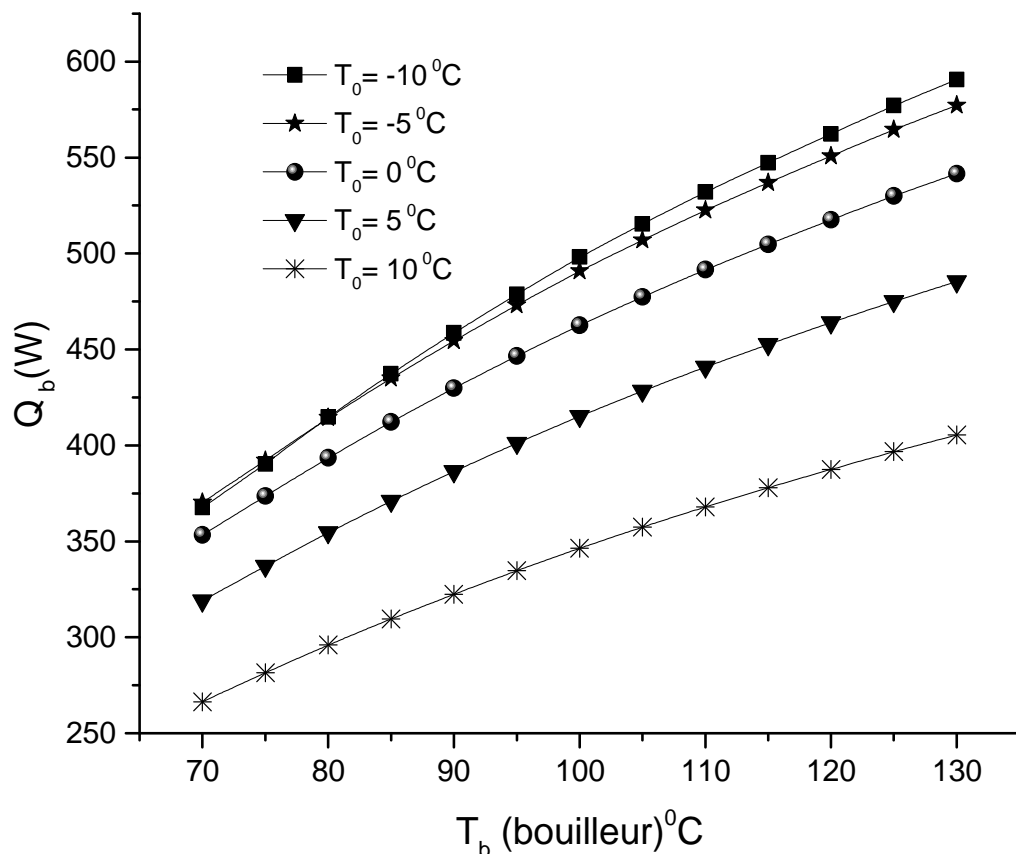


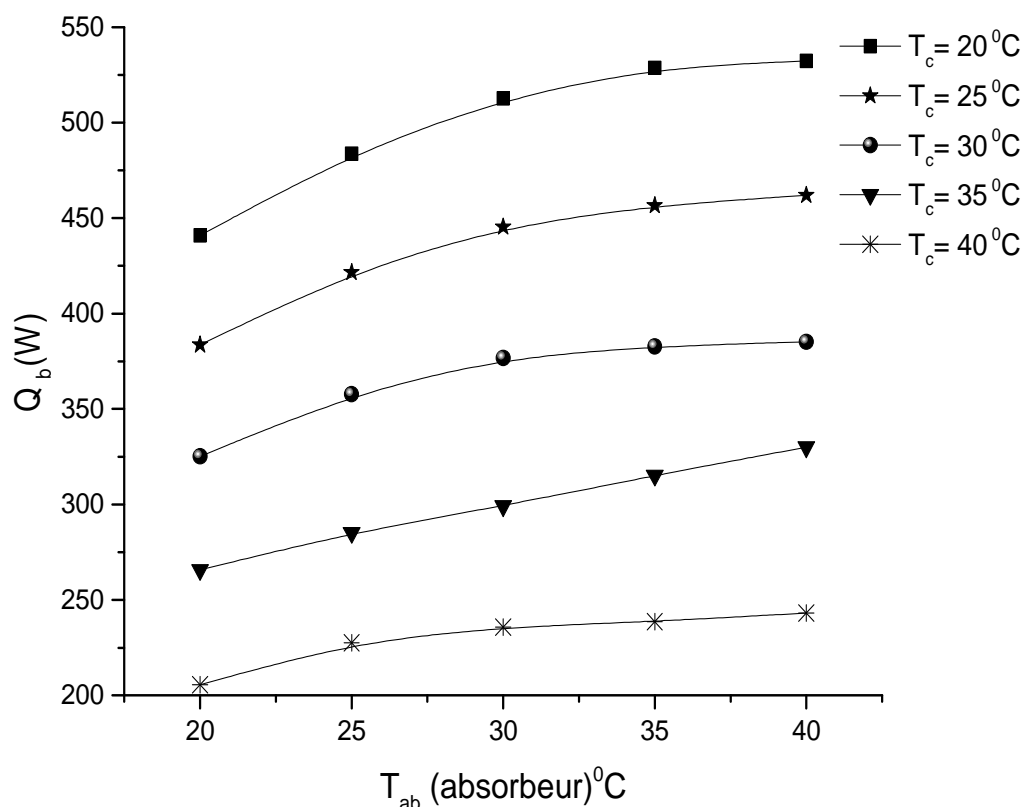
Fig. 10– Variation de la puissance du bouilleur  $Q_b = f(T_0, T_b)$  avec  $T_{ab} = 20$  °C et  $T_c = 20$  °C.

Les résultats montrent que l'élévation de la température du bouilleur ( $T_b$ ) cause une augmentation de la puissance du bouilleur. Cette augmentation est argumentée par la diminution du facteur de circulation (FC) induite par la diminution de la concentration de la solution pauvre.

L'accroissement de la température d'évaporation provoque un décroissement de la puissance du bouilleur, ce décroissement est expliqué par la diminution du taux de circulation (FC) induite par l'augmentation de la concentration de la solution riche.

### 3.7.6 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur $Q_b$ avec $T_0$ et $T_b$ constantes

Dans la figure suivante, une variation de la puissance du bouilleur a été effectuée où les températures d'évaporateur et de bouilleur sont fixées à des valeurs égales respectivement à 5 °C et 110 °C, et les températures du condenseur et d'absorbeur sont variables de 20 jusqu'à 40 °C.



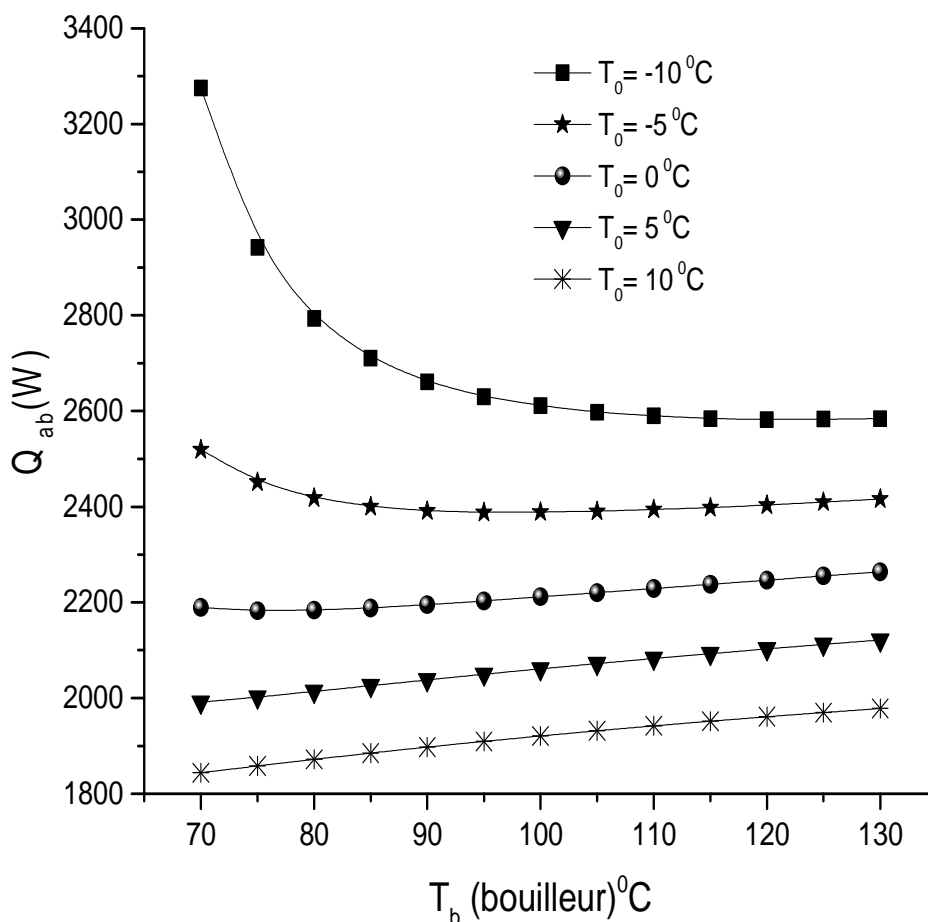
**Fig. 11 – Variation de la puissance du bouilleur  $Q_b = f(T_c, T_{ab})$  avec  $T_0 = 5^\circ\text{C}$  et  $T_b = 110^\circ\text{C}$ .**

La figure (11) montre que l'augmentation de la température d'absorbeur provoque une augmentation de la puissance du bouilleur, elle est faible pour des températures supérieures à  $30^\circ\text{C}$ . Cette augmentation est justifiée par la diminution de la concentration de la solution riche par suite l'élévation du facteur de circulation FC.

L'accroissement de la température de condensation ( $T_c$ ) fait réduire la puissance du bouilleur  $Q_b$  en raison de l'élévation de la haute pression qui augmente la concentration de la solution pauvre et diminue le facteur de circulation FC.

### **3.7.7L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur la puissance de l'absorbeur $Q_{ab}$ avec $T_c$ et $T_{ab}$ constantes :**

Pour étudier la variation de la puissance de l'absorbeur  $Q_{ab}$  avec les températures des échangeurs on fixe la température d'absorption ( $T_{ab}$ ) et la température de condensation ( $T_c$ ) à  $20^\circ\text{C}$  et on fait différer la température de bouilleur ( $T_b$ ) de  $70$  à  $130^\circ\text{C}$  ainsi que la température d'évaporateur ( $T_0$ ) de  $-10$  jusqu'à  $10^\circ\text{C}$ . La figure suivante représente les résultats obtenus :

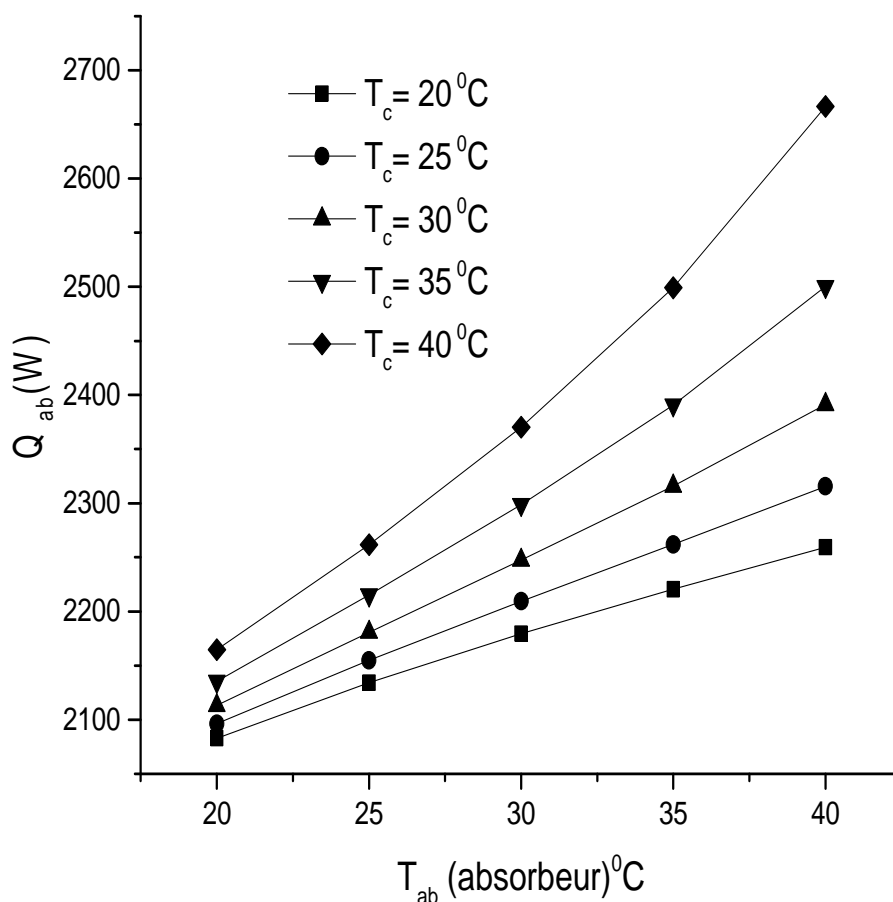


**Fig. 12– Variation de la puissance de l'absorbeur  $Q_{ab} = f(T_0, T_b)$  avec  $T_{ab} = 20^\circ\text{C}$  et  $T_c = 20^\circ\text{C}$ .**

D'après la figure (12), une chute remarquable de la puissance d'absorbeur avec l'augmentation de la température d'évaporation cette diminution est expliquée par l'élévation de la basse pression aussi la diminution du facteur de circulation (FC).

### 3.7.8 L'effet de la température du bouilleur et d'absorbeur sur la puissance d'absorbeur $Q_{ab}$ avec $T_c$ et $T_0$ constantes

L'influence de la température d'absorbeur et du condenseur sur  $Q_{ab}$  est effectuée, en fixant la température d'évaporation ( $T_0$ ) à  $5^\circ\text{C}$ , et la température de bouilleur ( $T_b$ ) à  $110^\circ\text{C}$ , et en faisant varier la température d'absorption ( $T_{ab}$ ) et de condensation ( $T_c$ ) de 20 jusqu'à  $40^\circ\text{C}$ , la figure suivante illustre les résultats de cette variation :



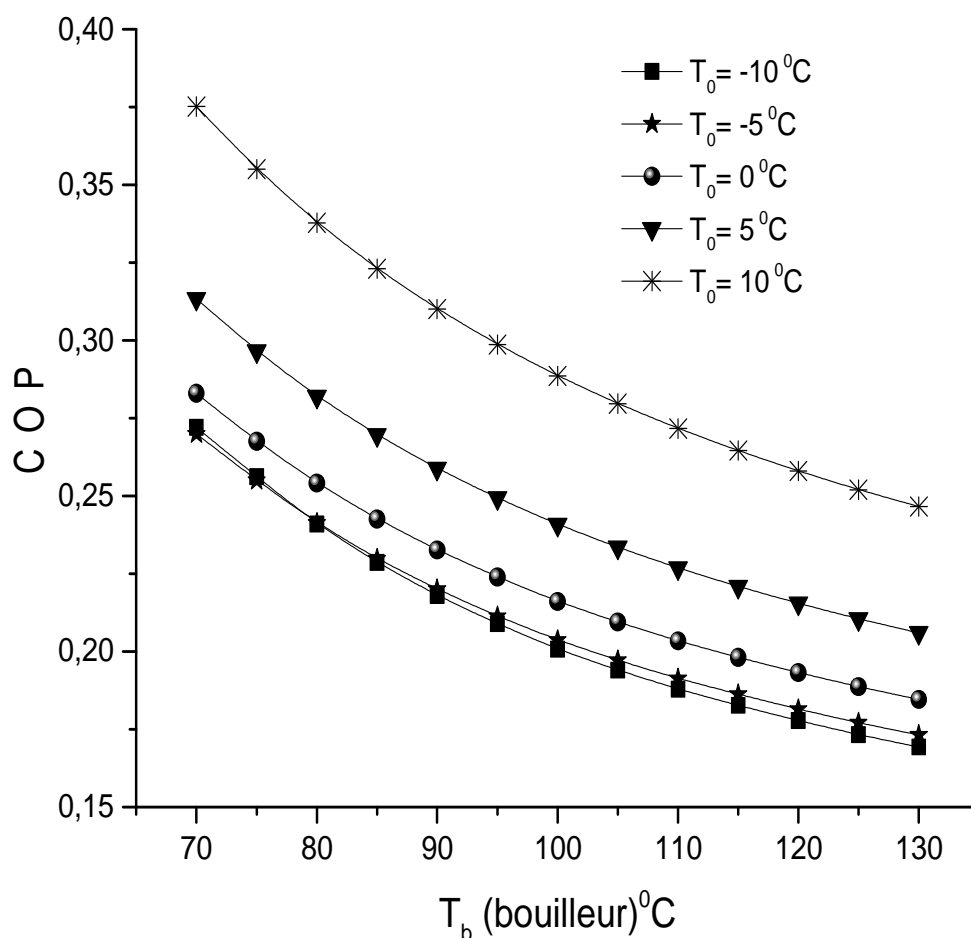
**Fig. 13–** Variation de la puissance de l'absorbeur  $Q_{ab} = f(T_c, T_{ab})$  avec  $T_0 = 5$  °C et  $T_b = 110$  °C.

Le flux échangé au niveau d'absorbeur augmente avec l'augmentation des températures d'absorbeur et de condenseur cette augmentation est expliquée par l'accroissement du facteur de circulation.

### 3.7.9 L'effet de la température du bouilleur et d'évaporateur sur le coefficient de performance COP avec $T_c$ et $T_{ab}$ constantes

Pour étudier la variation du coefficient de performance en fonction des températures des échangeurs on varie la température de bouilleur ( $T_b$ ) de 70 à 130 °C, ainsi que la température d'évaporation ( $T_0$ ) de -10 jusqu'à 10°C, sans compter que les températures d'absorption et de condensation sont fixées à  $T_{ab} = 20$  °C et  $T_c = 20$  °C. Les résultats sont représentés sur la figure suivante :



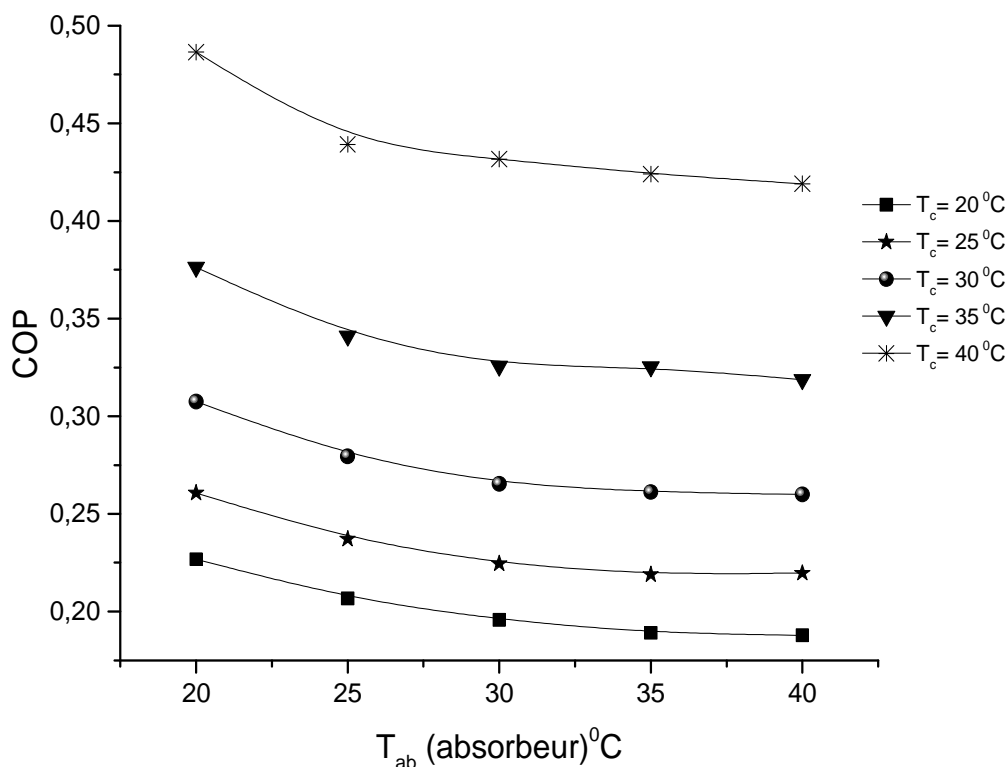


**Fig. 14 – Variation du coefficient de performance  $\text{COP} = f(T_0, T_b)$  avec  $T_{ab} = 20^\circ\text{C}$  et  $T_c = 20^\circ\text{C}$ .**

Les figure (14) montre que l'augmentation de la température du bouilleur provoque une diminution du COP. Cette diminution exprimée par l'élévation de la puissance du bouilleur et la diminution du facteur de circulation (FC). Par contre, l'augmentation de la température d'évaporateur cause une croissance du COP cette augmentation est montrée par l'élévation de la basse pression qui être cause d'une augmentation de la concentration de la solution riche et une diminution de la puissance du bouilleur.

### **3.7.10 L'effet de la température d'absorbeur et de condenseur sur le coefficient de performance COP avec $T_0$ et $T_b$ constantes**

Pour voir l'influence des températures d'absorbeur et de condenseur sur le coefficient de performance COP on varie de 20 jusqu'à 40 °C les deux températures ( $T_{ab}$ ,  $T_c$ ) et on fixe la température d'évaporation à 5 °C et la température de bouilleur à 110 °C. La figure suivante résume les résultats obtenus :



**Fig. 15– Variation du coefficient de performance  $COP = f(T_c, T_{ab})$  avec  $T_0 = 5^\circ\text{C}$  et  $T_b = 110^\circ\text{C}$ .**

La figure (15), montre que :

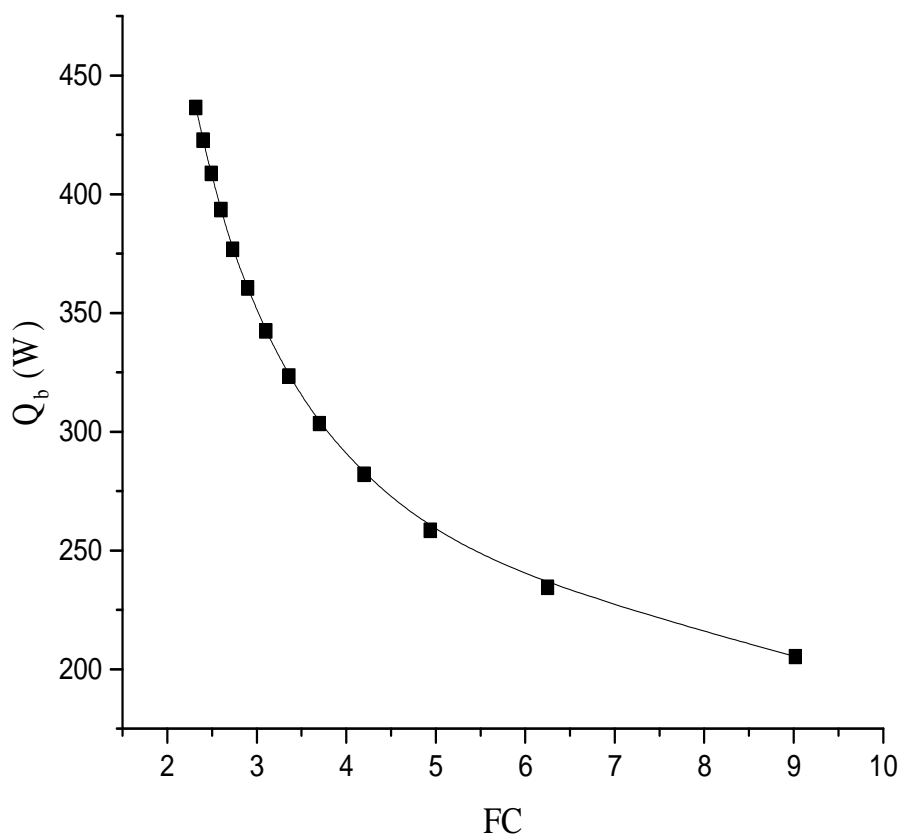
- L'accroissement de la température du condenseur fait augmenter la performance de la machine cette augmentation accordée par l'élévation de la haute pression
- L'augmentation de la température d'absorption fait diminuer le COP, cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la concentration de la solution pauvre et la diminution du taux de dégazage ( $\Delta\xi$ ).

Les deux figures précédentes montrent que la variation du coefficient de performance est une fonction décroissante avec l'augmentation de la température du bouilleur et la température de l'absorbeur, et croissante avec l'augmentation de la température du condenseur et la température de l'évaporateur. Le COP atteint sa valeur maximale lorsque la température du bouilleur et la température de l'absorbeur prend des valeurs minimales  $70^\circ\text{C}$  et  $20^\circ\text{C}$ , respectivement ; et des températures maximales pour le condenseur  $T_c=40^\circ\text{C}$  et  $T_0=10^\circ\text{C}$  pour l'évaporateur.

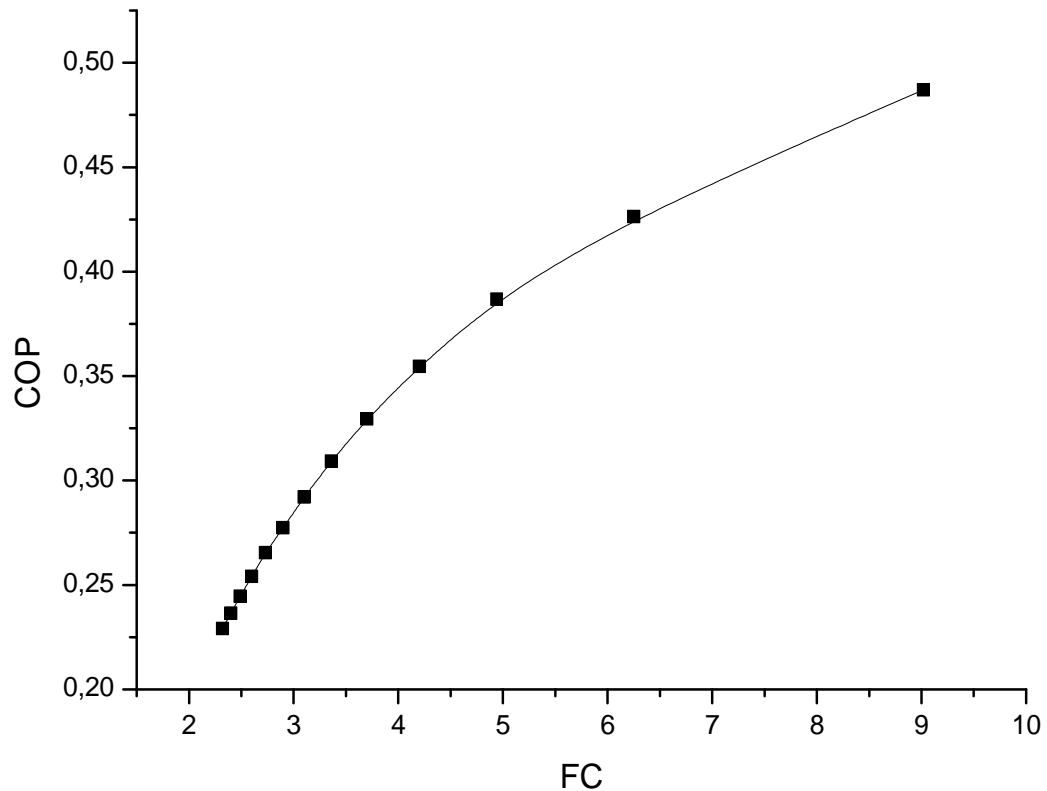
### **3.7.11L'effet du facteur de circulation FC sur la puissance du bouilleur $Q_b$ et sur le coefficient de performance :**

On fixe les valeurs de la température d'évaporation ( $T_0$ ) à  $5^\circ\text{C}$ , la température de condensation ( $T_c$ ) et la température d'absorption ( $T_a$ ) à  $30^\circ\text{C}$ , la température de bouilleur est variable de  $70$  à  $130^\circ\text{C}$ . Pour ces conditions la variation de la puissance du bouilleur et de

coefficient de performance en fonction du facteur de circulation est illustrée sur les figures suivantes :



**Fig. 16– Variation de la puissance du bouilleur  $Q_b = f(FC)$ .**



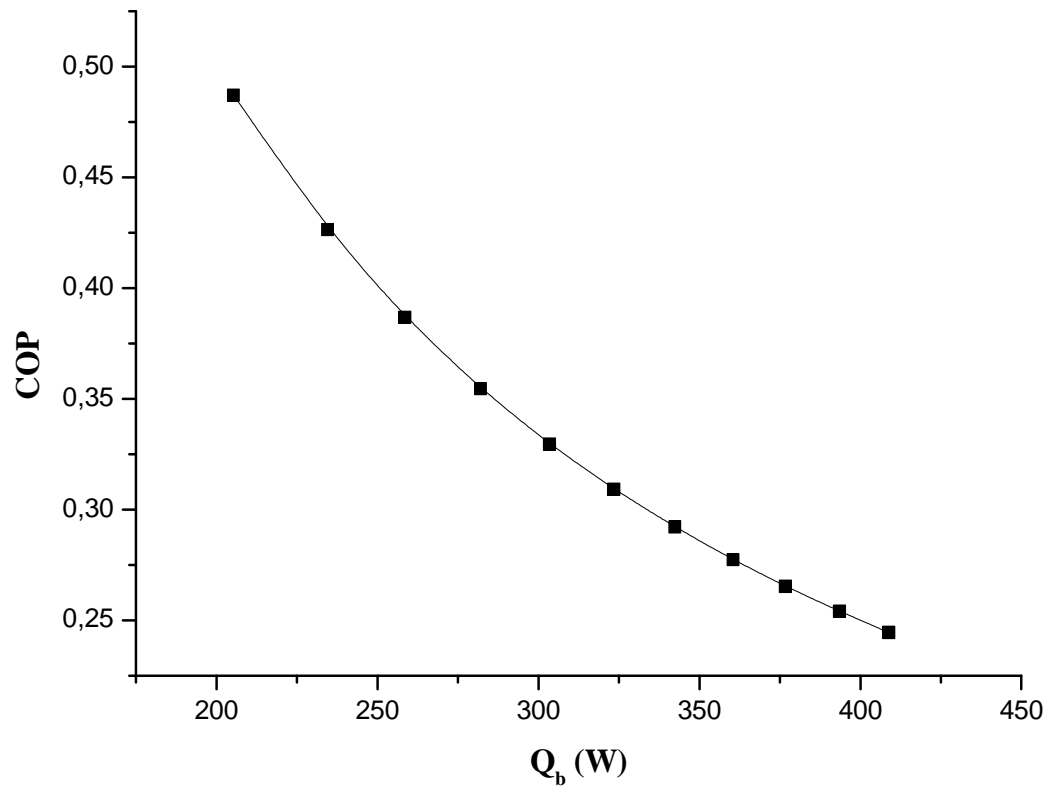
**Fig. 17– Variation du coefficient de performance COP = f(FC).**

Les deux figures précédentes montrent que l'augmentation du facteur de circulation cause une augmentation du coefficient de performance cette augmentation est expliquée par la diminution du flux échange au niveau du bouilleur.

Le coefficient de performance est proportionnel avec le facteur de circulation.

### **3.7.12L'effet de la puissance du bouilleur $Q_b$ sur le coefficient de performance :**

Pour les mêmes conditions précédentes on étudier l'effet de la puissance de bouilleur sur la performance de la machine, la figure suivante résume les résultats trouvés :



**Fig. 18– Variation du coefficient de performance  $COP = f(Q_b)$ .**

La figure (18) montre que le coefficient de performance est inversement proportionnel avec la puissance du bouilleur.

## Conclusion

L'analyse de la performance de la machine frigorifique à absorption-diffusion  $NH_3-H_2O-H_2$  nous a permis de voir l'influence des températures de chaque organe dans l'installation sur le coefficient de performance, le facteur de circulation, et les flux échangés au niveau de bouilleur et d'absorbeur,

- La performance du système augmente avec l'augmentation du facteur de circulation (accord proportionnel) ;

- La variation du coefficient de performance est une fonction décroissante avec l'augmentation de la température du bouilleur et la température de l'absorbeur, et croissante avec l'augmentation de la température du condenseur et la température de l'évaporateur ;

Le taux de circulation FC diminue avec l'augmentation de la température du bouilleur et la température d'évaporation, et augmente avec l'augmentation des températures de condensation et de l'absorbeur.

### **Conclusion générale**

Bien que, l'importance des installations frigorifiques à absorption-diffusion soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression mécanique, ces machines connaissent des développements importants ces derniers temps.

L'analyse thermodynamique de la machine frigorifique à absorption-diffusion ammoniac-eau-hydrogène, objet de la présente étude nécessite la connaissance d'un nombre

important de paramètres, ayant une influence directe sur son fonctionnement. Tous ces paramètres jouent un rôle important dans l'optimisation de la machine.

A l'issue du travail effectué, les conclusions suivantes peuvent être établies :

- 1- L'amélioration de nos connaissances dans la production du froid par le système Electrolux.
- 2- La mise en évidence de l'influence des différents paramètres sur la performance de l'installation. Il apparaît clairement que le coefficient de performance n'est pas un critère suffisant à lui seul pour le choix optimal de la machine, mais ils existent d'autres paramètres essentiels d'une grande influence sur la performance de la machine tels que :
  - La température du bouilleur  $T_b$  ;
  - La température du condenseur  $T_C$  ;
  - La température de l'absorbeur  $T_{ab}$  ;
  - La température de l'évaporateur  $T_0$  ;
- 3- La croissance des températures de bouilleur et d'absorbeur entraîne une diminution de la performance de la machine. Par contre, l'augmentation de la température d'évaporation et de condensation conduit à une croissance de la performance de la machine.
- 4- L'augmentation des températures du bouilleur et de l'absorbeur conduit à une augmentation de la quantité de chaleur du bouilleur et l'augmentation des températures d'évaporation et de condensation provoque une diminution de cette dernière.
- 5- La variation de la quantité de chaleur de l'absorbeur est une fonction croissante avec l'augmentation des températures du condensation et d'absorption et décroissante avec l'augmentation des températures d'évaporateur et de bouilleur.
- 6- L'obtention d'un coefficient de performance maximal avec un minimum d'énergie fournie au générateur est tributaire du maintien de la température de bouilleur et d'absorbeur les plus basses possible (70,20 °C), respectivement.
- 7- La comparaison des résultats de la simulation du coefficient de performance de l'installation obtenus par la présente étude, et avec ceux de U. Jakob et al. [24] fait ressortir la bonne concordance. L'erreur moyenne obtenue est inférieure à 4.6 %.

Par ailleurs, les machines frigorifiques à absorption-diffusion présentent une alternative très intéressante en raison de la pureté du fluide de travail utilisé. Elles constituent un sujet d'actualité et qui ouvre beaucoup de perspectives en terme de recherche scientifique à savoir :

- Le fonctionnement de la machine en régime transitoire ;

- L'analyse exergétique de l'installation afin d'optimiser leurs performances ;
- L'utilisation d'autres fluides de travail tels que :  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ ,  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-NaOH}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  et les mélanges d'alcanes ( $n\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{C}_5\text{H}_{12}$ ,  $i\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{C}_5\text{H}_{12}$ , .....);
- La mise en place d'un prototype en site réel ;
- L'exploitation des énergies renouvelables.

Enfin, il faut noter que la machine frigorifique à absorption-diffusion  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$  devient compétitive vis-à-vis de la compression mécanique pour les grandes puissances et peut être par conséquent constitué un maillon important de la chaîne de froid dans les zones arides.

## Bibliographie

- [1] Denis, C., Xueqin, P., Eric, D., Thomas, M., Stéphanie, B., 2013. Alternatives aux HFC a fort GWP dans les applications de réfrigération et de climatisation. Vol 122, PP 76 ;
- [2] Von Platen, B., Munters, C., 1928. Refrigerator. US Patent 1, PP 685-764;
- [3] Kherris, S., Makhoulf, M., Asnoun, A., 2008. SARM : Simulation of Absorption Réfrigération Machine Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°4, PP 587 – 594 ;



- [4] Kouremenos, D., Stegou-Sagia, A., Antonopoulos, K., 1994. Three-dimensional evaporation process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas. *International Journal of Refrigeration*. Volume 17, Issue 1, PP 58-67;
- [5] Akam, S., Ouchiha, Z., Said, N., Bellal, B., 1999. Expérimentation d'une Boucle à Absorption NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. *Int. J. Rev. Energ. Ren*, PP 17-22 ;
- [6] Srihirin, P., Aphornratana, S., 2002. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. *Applied Thermal Engineering* 22.vol. 22, N°11, PP 1181-1193;
- [7] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2005. Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*. Volume 28, Issue 4, PP 515–525;
- [8] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2009. Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids. *International Journal of Refrigeration*. Vol 32, N°6, PP 1241-1246;
- [9] Makhlof, M., Kherris, S., Chadouli, R., Asnoun, A., 2009. Amélioration de la performance d'un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>. *Revue des Energies Renouvelables*. Vol 12 N°2, PP 215 -224;
- [10] Kherris, S., Zebbar, D., Makhlof, M., Mostefa, K., 2012. Etude et analyse d'une machine frigorifique à absorption-diffusion solaire NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>. *Revue des Energies Renouvelables*. Vol. 15 N°3, PP 373- 382 ;
- [11] Dardour, H., Cézac, P., Reneaume, J., Bourouis, M., Bellagi, A., 2013. Numerical Investigation of an Absorption-Diffusion Cooling Machine Using C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/C<sub>9</sub>H<sub>20</sub> as Binary Working Fluid, *Oil & Gas Science and Technology*. Rev. IFP Energies nouvelles Vol. 68.N°. 2, PP. 249-254;
- [12] Acuña, A., Velázquez, N., Cerezo, J., 2013. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant. *Applied Thermal Engineering* 51, PP 1273-1281;
- [13] Lingeswaran, K., Hemalatha, C., 2014. Experimental Studies on Solar Powered Diffusion Absorption Refrigerator. *Middle-East Journal of Scientific*, PP 876-880;
- [14] Mazouz, S., Mansouri, R., Bellagi, A., 2014. Experimental and thermodynamic investigation of an ammonia/water diffusion absorption machine. *Int. J. Refrig.* 45, PP 83–91 ;
- [15] Alsaqoor, S., Khaled, A., 2014. Performance of a Refrigeration Absorption Cycle Driven by Different Power Sources. *Smart Grid and Renewable Energy*, PP 161-169;
- [16] Kumar, M., Das, R., 2015. Thermodynamic study of diffusion absorption refrigeration system with organic fluid. *Int. J. Mech. Eng.* ;
- [17] Kherris, S., Makhlof, M., ZEBBAR, D., Omar, S., 2013. contribution study of the thermodynamics properties of the ammonia-water mixtures. *Thermal science*. Vol. 17, N°. 3, PP 891-902;
- [18] Kherris, S., 2008. Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption, mémoire de magister, Université Ibn Khaldoun. Tiaret, PP 54 ;
- [19] ROUX, P., SEIGNE, J., 1998. Thermodynamique, physique et chimique, Ellipses, édition

Marketing SA ;

- [20] P. Bourseau, P., Bugarel, R., 1986. Réfrigération par cycle a absorption-diffusion : comparaison des performances des systèmes NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O et NH<sub>3</sub>-NaSCN. Rev. Int. Froid. Vol9, PP 214 ;
- [21] Herold, K., Radermacher, R., Klein, S., 1996. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press Inc, PP 117;
- [22] Kherris, S., Makhelouf, M., et Asnoun, M., 21-24 Avril 2009. Développement d'un logiciel de simulation des machines frigorifiques à absorption SARM, 9<sup>ème</sup> Congrès de Mécanique Marrakech, Maroc;
- [23] Kherris, S., Zebbar, D., Makhelouf, M., 2014. Contribution à l'optimisation des installations frigorifiques à absorption solaire, Éditions universitaires européennes, ISBN: 978-3-8417-8635-7 ;
- [24] Jakob A., Eicker, U., Schneider, D., Taki, A., Cook, M., 2008. Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. Applied Thermal Engineering, PP 1138–1150;

## LISTE DES FIGURES

Fig. 1- Description schématique du cycle à absorption-diffusion NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O- 12

H <sub>2</sub> .....				
Fig. 2-	Diagramme	d'Oldham	relatif	14
aucouple NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O.....				
Fig. 3 -	diagramme de Merkel	relatif au couple	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	15
Fig. 4 –	Organigramme	de simulation	de la machine	37
frigorifique à absorption- diffusion.				
Fig.5 -	Variation du COP=f(T <sub>b</sub> )	avec T <sub>ab</sub> , T <sub>C</sub>	et T <sub>0</sub> constantes.....	40
Fig. 6-	Variation de la concentration	de la solution	riche $\xi_{st}=f(T_{ab}, T_0)$	41
Fig. 7-	Variation de la concentration	de la solution	pauvre $\xi_{sp}=f(T_b, T_c)$	41
Fig. 8 –	Variation du facteur de circulation	FC = f (T <sub>0</sub> , T <sub>b</sub> )	avec T <sub>ab</sub> = 20 °C et	42
T <sub>C</sub> =20°C				
.....				
Fig. 9 –	Variation du facteur de circulation	FC = f (T <sub>c</sub> , T <sub>ab</sub> )	avec T <sub>0</sub> = 5 °C et	43
T <sub>b</sub> =110°C				
.....				
Fig. 10–	Variation de la puissance	du bouilleur Q <sub>b</sub> = f (T <sub>0</sub> , T <sub>b</sub> )	avec T <sub>ab</sub> = 20 °C et	44
T <sub>C</sub> =20 °C.....				
Fig. 11–	Variation de la puissance	du bouilleur Q <sub>b</sub> = f (T <sub>c</sub> , T <sub>ab</sub> )	avec T <sub>0</sub> = 5 °C et	45
T <sub>b</sub> = 110 °C.....				
Fig. 12 –	Variation de la puissance	de l'absorbeur Q <sub>ab</sub> = f (T <sub>0</sub> , T <sub>b</sub> )	avec T <sub>ab</sub> = 20 °C et	46
T <sub>c</sub> = 20 °C .....				
Fig. 13–	Variation de la puissance	de l'absorbeur Q <sub>ab</sub> = f (T <sub>c</sub> , T <sub>ab</sub> )	avec T <sub>0</sub> = 5 °C et	47
T <sub>b</sub> = 110 °C .....				
Fig. 14–	Variation du coefficient	de performance COP = f (T <sub>0</sub> , T <sub>b</sub> )	avec T <sub>ab</sub> = 20 °C et	48
T <sub>C</sub> =20 °C .....				
Fig. 15–	Variation du coefficient	de performance COP = f (T <sub>c</sub> , T <sub>ab</sub> )	avec T <sub>0</sub> = 5 °C et	49
T <sub>b</sub> =110°C .....				
Fig. 16 –	Variation de la puissance	du bouilleur Q <sub>b</sub> = f (FC).....		50
Fig. 17–	Variation du coefficient	de performance COP = f(FC).....		50
Fig. 18–	Variation du coefficient	de performance COP = f (Q <sub>b</sub> )		51
.....				

**LISTE DES TABLEAUX**

Tableau 1 – Les paramètres fondamentaux des substances pures.....	21
Tableau 2 – Les coefficients des équations (19) et (20) .....	25
Tableau 3 – Les coefficients des équations (37), (38) et (39) .....	26

La motivation de cette présente étude est basée, d'une part sur les problèmes rencontrés par les installations frigorifiques à compression mécanique, utilisant des machines vibrantes et grosses consommatrices d'énergie et coûteuses, et d'autre part ces dernières ont été reconnues comme principales sources d'effets néfastes sur la couche d'ozone (CFC).

L'objectif de ce présent travail consiste à faire une analyse thermodynamique d'une machine frigorifique à absorption-diffusion Electrolux fonctionnant avec le couple binaire ammoniac-eau et l'hydrogène comme gaz inerte. Une modélisation mathématique du système en question a été élaborée. Les résultats de simulation obtenus ont été analysés et comparés avec ceux de U. Jakob et al, avec une erreur moyenne inférieure à 4.6 %.

### Mots clés

Electrolux ; système à absorption-diffusion ; ammoniac-eau ; hydrogène ; simulation ; solution binaire ; gaz inerte ; coefficient de performance.

### ملخص

الدافع من هذه الدراسة ، مبني من جهة على مواجهة مشاكل محطات التبريد بالضغط الميكانيكي التي تستخدم آلات مهتزة فهي ضاجة، و تكلف كمية كبيرة من الطاقة ، و من جهة أخرى تم تحديد هذه كمصادر رئيسية من التأثيرات الضارة على طبقة الأوزون.

الهدف من هذا العمل هو إجراء تحليل ديناميكي-حراري لنظام التبريد الامتصاص بالنشر إلكتروليكس الذي يستعمل المحلول الثنائي (النشادر+الماء) و الهيدروجين كغاز حامل. كما قمنا بتحليل نتاج المحاكاة المتحصل عليها من البرنامج و مقارنتها مع تلك المتحصل عليها من طرف آ.جاكوب و آخرون، مع وجود متوسط الخطأ أقل من 4.6%.

### كلمات مفتاحية

الالكتروليكس، نظام الامتصاص بالنشر؛ نشادر- ماء؛ هيدروجين؛ المحاكاة؛ محلول ثنائي؛ غاز حامل؛ معامل الأداء.

### Abstract

The motivation of this present study is based in one hand on the problems faced by mechanical compression refrigeration systems, using vibrating machines that cost a huge amount of energy in the other hand these have been identified as major sources of harmful effects on the ozone layer (CFCs).

The aim of the present work is to make a thermodynamic analysis of diffusion absorption refrigeration machine Electrolux operating with the binary pair ammonia water and hydrogen as inert gas. Mathematical modeling of the system in question was developed simulation results obtained were analyzed and compared with those of U. Jakob and others. with an average error of less than 4.6%.

### Keywords

Electrolux; diffusion-absorption system; ammonia-water; simulation; binary solution; inert gas; coefficient of performance.